Theorie der hydraulischen Kraftmaschinen

nach [der Vorlesung von Franz] Grashof von Otto Albrecht; WS 1889/90

Albrecht, Otto

[S.l.], (1890)

[Text]

urn:nbn:de:bsz:31-282983

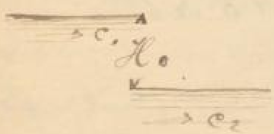
Einleitung.

Es soll im folgenden verstanden werden unter

Q Wasserquantum in cbm. pro sec, womit der betreffende Motor gespeist werden soll.

H das disponible Gefälle in m, d.h. das zum Betrieb des Motors verfügbare Gefälle.

H_0 der Höhenunterschied des Zuflusscanales u. Abflusscanales.



Arbeitsvermögen entsprechend der Summe

$$H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

γ das spez. Gew. des Wassers,

so ist γQ das absol. Gewicht der Aufschlagwasser

folgt der entspr. Arbeit der Wasser beim Niederfallen:

$$\gamma Q H = E_0 = \text{absoluter Effect.}$$

der Nutzeffect: $E = \eta E_0$; η = Wirkungsgrad.

absol. Effekt in HP ausgedrückt: $E_0 = 75 N_0$

$$E = 75 N$$

Man unterscheidet die hydr. Kraftmaschinen:

I. Wasserräder od. Radmasch. oder und

II. Kolben- od. Säulenmaschinen.

Ersterer ein sog. Laufwerk, letztere ein sog. Hemmwerk.

ad I. a Wasserrad im engeren Sinne; horiz. Achse, mäßige Geschwindigkeit, Durchmesser erheblich größer als das disponible Gefälle, das Wasser wirkt hier blos auf einen Teil des Rads.

ad I. b. Turbinen: größere Winkelgeschwindigkeit, hat vertical Achse, Durchmesser erheblich kleiner als das disponible Gefälle. Das Aufschlagwasser hat hier eine volle strömende Bewegung.

Turbinen.

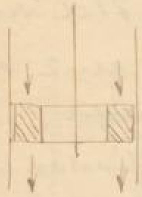
Wesentlichster Theil der Radkranz, welcher durch eine bestimmte Anzahl von Schaufeln in Canäle getheilt sind. Die Turbinenschaufeln sind als stetig gekrümmte Fläche gestaltet.

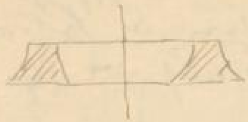
Axial-turbine Radkranz wird ~~durch~~ vom Wasser in axialer Richtung durchflossen

die Schaufelflächen sind Schraubenflächen, Erzeugende gerade schneiden die Turb.achse senkrecht

Radialturb. haben einen radialen Einfluss des Wassers in Bezug auf den Kranz.

Die Schaufelfläche sind Eb. flächen, die schneiden ‖ zur Wellaxe.





Winkel der Schaufeln mit dem Radkranz:

bei Radialturbinen ist der Schnitt der Schaufel mit dem Radfläche eine Gerade, die ‖ mit der Turbinenaxe

bei der Axialturbine muss das Wasser an der Eintritts-öffnung möglichst tangential einfließen zur Schaufel, damit kein Stoss des Wassers stattfindet.

Ausflussgeschwindigkeit soll möglichst klein, dagegen die Durchflussgeschw. möglichst gross sein.

Um es zu erreichen, dass das Einflusswasser tangential zur Schaufel eintritt, genügt es nicht, dass die Schaufel einen bestimmten Winkel gegen den Kranz hat, sondern dass auch das Wasser in einer bestimmten Richtung einfließe. Daher der sog. Leitapparat. (Leitrad).

Spalt der schmale Zwischenraum, zwischen der Ausfluss fläche des Wassers aus dem Leitrad u. der Einflussfläche des Laufrades.

Voll- u. Partialturbinen.

bei ersteren fliesst das Wasser auf dem ganzen Umfang des Rades ein. bei letzteren nur auf einem kleinen Teil desselben.

bei Partialturb. wird der partielle Zufluss des Wassers an 2 diametral gegenüberliegenden Stellen des Leitrades hergeführt, um keinen einseitigen Druck auf die Achse der Turb. hervorzurufen.

bei geringem Gefälle (Niederdruckanlage) wird das Wasser in einem offenen Kanal zugeführt. bei hohem Gefälle wird der Zufluss durch eine Wasserbemerk-stelligt (Hochdruckturbinen). der Zufluss kann von unten erfolgen durch ein Rohr, das von unten in das Turbinenwerk einmündet.

3 Arten von Turbinen: in bezug der Art des Ausflusses des Wassers:

Überwasser Turb.

Unterwasser Turb.

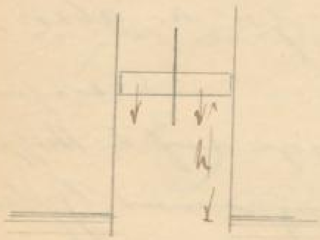
Rohr Turb.

bei Überwasser Turb. fliesst das Wasser in die freie Luft oberhalb des Unterwasserspiegels.
Druck an der Ausflussstelle = Atmosph. Druck.

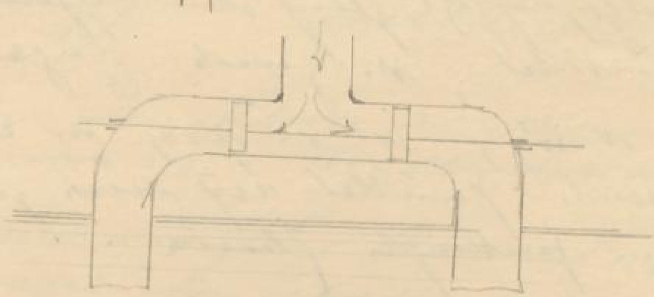
bei Unterwasser turb. fliesst das W. unterhalb des Unterwasserspiegels. der hier herrschende Druck ist immer grösser als der atmosph. Druck.

bei der Rohrturb. ist die Turb. in 1 Rohr eingeschaltet. der Druck an der Ausflussstelle ist sein erheblich kleiner als der Atm. Druck

d.h. h muß kleiner sein als 10 m.



Horizontalturb. Anordnung von 2 solchen, die Turb.achse bekommt keinen Zapfendruck welcher durch das Wasser verursacht wird, da sich die Zapfendrucke der beiden Turb. aufheben.



Stoßturbinen. Da angewandt, wo große überflüssige Wassermassen vorhanden sind, sonst nicht zu empfehlen. Wasser wirkt durch Stoß auf die Schaufeln.

Überdruck ~~oder~~ u. Druckturbinen oder Actions- u. Reaktionsturb.

1 materieller Punkt in relat. Beweg. eines starren Systems, welches sich selbst bewegt. Die letztere Bewegung kann betrachtet werden als eine gewisse [illegible] andere Bewegung.

des Systems habe eine augenblickliche Winkel-
geschw. ω. Die relat. Bewegung des Punktes
kann betrachtet werden als absol. Bewegung,
wenn man 2 Ergänzungskräfte zu der absol.
bewegenden Kraft hinzufügt. Coriolis
Die erste Ergänzungskraft ist bezogen auf d. Masse
u. entgegengesetzt gleich der Beschleunigung eines Systems-
punktes; die zweite Ergänzungskraft ist:
$2\,\omega\,w'$; w' die Proj. der relat. Geschw. w des
mat. Punktes auf einen zur Momentanaxe
senkrechten Ebene. Richtung der Kraft:
wenn man auf w' in jener Ebene
aufgetragen, dann um 90° dreht. Absol.
bewegende Kraft ist die Schwerkraft. Fügt
man dazu die 2 Ergänzungskräfte, so
erhält man die relative bewegende Kraft.
Bewegt sich der Punkt längs einer
Leitfläche (einer Schiene), dann ist der Normaldruck
= die Resultante der relativen bew. Kraft
+ der relativen Centrifugalkraft
augenblickliche Krümmungshalbmesser der Bahn ρ
dann ist die Centrifugalkraft

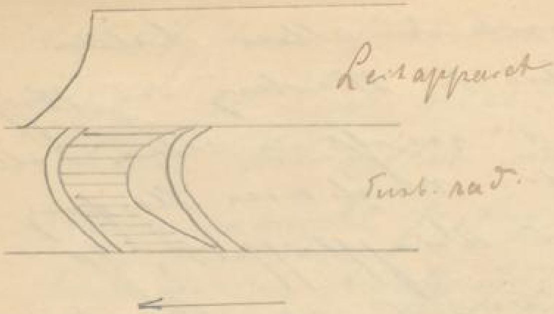
dieser Normaldruck findet in allen Fällen statt. Eine gewisse Art der Wirkung des Wassers in der Turb. gilt, die nicht in allen Fällen stattfindet. Ist d. Spr. druck am Anfang größer als am Ende der Schaufel, so ist dies eine Überdruck- oder Reaktionswirkung. Es mögen im folg. diese Turb. unterschieden werden in:

Überdruck, bei denen Überdr. des Wassers Turb. vorhanden ist. Reaktionsturb.

Druckturb. kennt nur jenen Normaldruck der Schaufeln in Betracht. Aktionsturb. f. die Bezeichnung Aktions- u. Reaktionsturb. sind weniger gefahren, da in beiden Fällen eine Reaktion stattfindet.

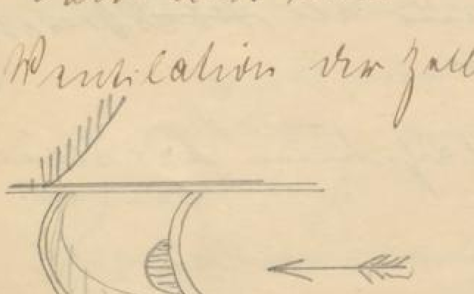
Handelt es sich um eine (voll) Turb., die nur zeitweise gedacht beaufschlagt wird, darf nur als ~~Über~~Druck turb. gewertet werden.

Denkt man die Mantelfläche eines Laufrades abgewickelt



Strahlturb. eine solche Druckturb., bei der Wasserstrom mit einseitig freier Oberfläche durch den Turb. canal hindurchfließt.
Überdruckturb., die voll beaufschlagt werden soll; erfahren sie keinen Freifluß, ob dieselbe aufgestellt ist als Ober- Mittel- od. Unterwasserturb.
Eine Druckturb. darf nur als Oberwasserturb. ausgeführt werden.

Handelt sich um eine partiell beaufschlagte Volldruckturb.
Ventilation der Zellen. Zuerst bei der Girardturb.



Bezeichnungen

Q das Aufschlagwasserquantum pr. sec.

H das disponible Gefälle in m

γ das spez. Gew. des Wassers, d. h. Gew. eines cbm
1 cbm = 1000 kg

E_0 die absol. Stärke in mkg pr. sec.

$E_0 = 75 N_0 = \gamma Q H$ in HP.

$$\eta = \frac{E}{E_0} = \frac{N}{N_0}$$

$H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$; H_0 der Höhenunterschied der Wasserspiegel.

Die Gefällverluste sind hydraul. Widerstände.

[illegible]

εH das sog. wirksame Gefälle.
ε trägt den hydr. Widerstand Rechnung, heißt ~~[illegible]~~ ε = hydraul. Wirkungsgrad

ηH die nutzbare Gefälle.
η der absoll. Wirkungsgrad > als hydraul. Wirk.

ζH (durch [illegible] [illegible]) Nutzgefälle.
[illegible] Verluste an Gefälle

$q\,Q$ der Wasseranteil, der pr. sec in die Kanäle gelangt.

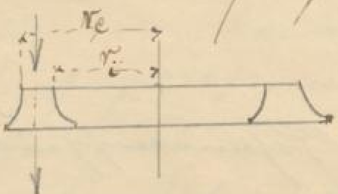
μE_0 der Effektverlust durch Reibung u. Luftwiderstand

$$\gamma\, q\, Q\, (\varepsilon - \zeta)\, H - \mu E_0 = \text{Nutzeffektarbeit pro sec.}$$

$$\eta = \frac{\gamma\, q\, Q \cdot (\varepsilon - \zeta)\, H - \mu E_0}{E_0} = \varphi(\varepsilon - \zeta) - \mu$$

r_1 = Eintrittsradius d. h. der an der Eintrittsstelle

r_2 = Austrittsradius.



Ringelement: $2 r \pi\, dr$

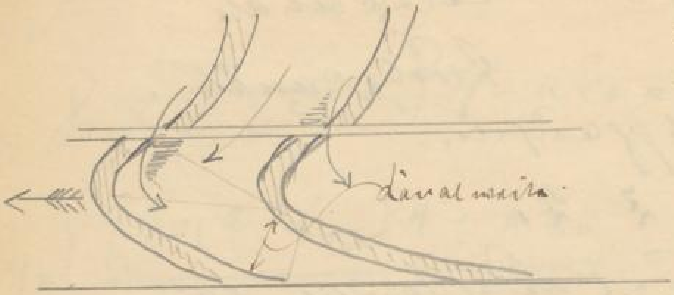
Moment derselben in bezug auf die Achse $2 r^2 \pi\, dr$.

für die ganze Ringfläche: $\int_{r_i}^{r_e} 2 \pi r^2\, dr$.

$$\left.\begin{matrix} r_1 \\ r_2 \end{matrix}\right\} = \frac{1}{\pi (r_e^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_e} 2 \pi r^2\, dr = \frac{2}{3}\, \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2}$$

$$\frac{r_e + r_i}{2} = r_1 = r_2$$

Es sei z die Anzahl der Leitcanäle
z_1 " " Turb. canäle.
z_1 = Anzahl der Turbschaufeln.
bei einer Vollturb. ist $z = z_1$.
die Dicke der Turb- u. Leitschaufeln sollen als veränderlich eingeführt werden (können gegossen sein).
s = die Dicke der Leitschaufeln am Ende (im Sinne der strömenden Bewegung des Wassers verstanden)
s_1 = Dicke einer solchen Turbsch. am Anfang
s_2 = Dicke einer Turb. am Ende.
die Größen, die sich auf die Eintrittsweise des Turbwassers beziehen mit Zeiger 1 versehen, diejenigen, die sich auf das Austritt beziehen, mit Zeiger 2.
Man denke einen Turb. od. Leitcanal an einer gewissen Stelle. dsj. Teil derselben der schließlich vom ungeteilt strömenden Wasser ausgefüllt wird, bezieht sich auf den Austritt aus dem Leitcanal



k der mittlere Verengungscoeff. der Schaufelspitzen der Leitcanales.

In dem bezeichneten keilförmigen Raum kann das Wasser nicht regelrecht strömen. Diese Wellen treten auf, wenn das Wasser auf die Kreuzfläche der Schaufeln strömt.

k2 der Verengungscoeff. der Schaufelspitzen des Laufkanals

Kanalbreite die Dimension die eine radiale Richtung hat. (Axialturb)

Kanalweite die dazu senkrechte Dimension.

Bei ~~Radialturb~~. allen Turb ist die Weite veränderlich. Bei Axialturb. ist unter Weite die mittlere Kanalweite verstanden

a u. b. die Weite u. Breite eines Leitcanales am Ende der Leitcanales.

a_1 u. b_1 Mittl. breite am Anfang der Turbcanales

a_2 u. b_2 " " am Ende derselben

bei Axialturb. ist b die breite im radialen Sinne bei Radialturb. b die breite im axialen Sinne.

bezeichnen F = ~~Summe~~ der mittleren wirksamen Ausflussquerschn. ~~aller~~ einer Leitcanäle [illegible]

$$\mathfrak{F} = k \cdot a \cdot b.$$

$$\mathfrak{F}_1 = k_1\, a_1\, b_1$$ der wirksame Ausflussquerschn. der Turb. canäle

$$\mathfrak{F}_2 = \cancel{k_2}\, a_2\, b_2.$$ ein Verjüngung [illegible] [illegible] statt, da sich keine Schaufeln [illegible] welche die Verengung [illegible] können.

[illegible] H_1 = mittlere Höhe der Ausfluss-stelle der Turb. [illegible] über [illegible]

H_2 die mittlere Höhe der Ausflussstelle [illegible] der Turbradkranze über [illegible]

$H_1 - H_2$ die mittlere Höhe.

Alle diese Grössen können [illegible] abgelesen werden.

zu machen das Messer von oben oder nach
unten oder aus gelöst gestrahlt.

U_1 u. U_2 sind mittlere Zeichen.

Ferner kommen folgende Zeichen zu beachten

I. absol. Messer offen. U im Spalt.

II. umfassend offen u. der Durchb. V

III. vollst. Zeichen. das Messer ganz ~~festgestellt~~ die Durchb. W

U_1 = absol. offen. das Messer nach ... gestrichen in die Durchb. bei diesem Übergang
haben noch Ausgang erhalten ...

U_2 also offen. wird der das Messer der
Durchb. ... verlassen.

U offen. das festgespannte Messer im Spalt

V_1 offen. das ~~Messer~~ Durch. im festgespannten V_1
von der Achse

V_2 umfasst offen der Durch in festgespannten V_2 von
der Achse

V der vollst. offen, wird der Messer der Durch
geschlossen.

u w

u_1 v_1 w_1

u_2 v_2 w_2

w_1 relat. Geschw. nach erfolgtem Einfluss.

w_1 in Verb. mit v_1

w_2 relat. Geschw. nach Ausfluss.

w. aus u u. v_1 resultierend

u_1 aus v_1 u. w "

u_2 aus v_2 u. w_2 "

Schaufel [illegible]

I. ∠ zwischen u u. v_1 sei bezeichnet mit $(u, v_1) = \alpha$

II entsprechend: $(v_1, w_1) = \beta$ bedingen u_1 (Spitze der Schaufel)

III. " $(v_2, w_2) =$ bedingen u_2

$180^\circ - \delta$ d. h. [illegible]

Es sei h die hydraulische Überdruckshöhe im Spalt. δ = [illegible]

= diejen. Wassersäulenhöhe, auf die der Überdruck in der betreff. Stelle über der Atmosph. gemessen wäre

h_1 = hydr. Überdruckhöhe im Spalt.

h_2 = hydr. Überdruckhöhe an der Ausflussstelle also der Turbine.

$k_1 = k_2$ garantiert ein Druckrad, bei der [illegible] Erweiterung zu fallen; keinen Überdruck erzeugen

ω Winkelgeschw. der Turb.

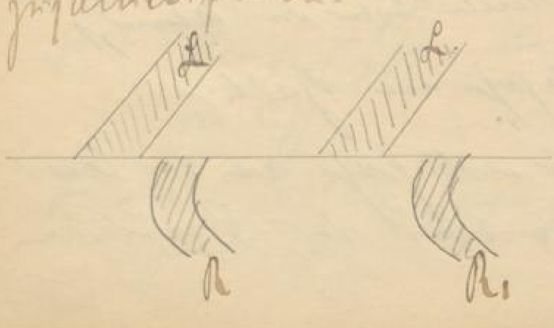
n = Tourenzahl pro Minute.

$$\omega = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}.$$

$$n = \frac{30}{\pi \cdot \omega} = 9,55\ \omega$$

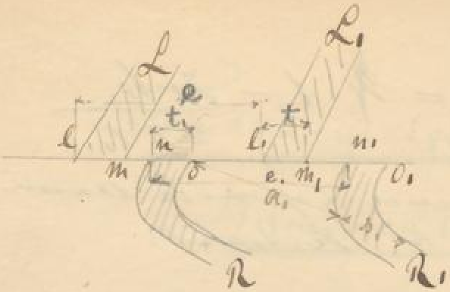
Bestimmung der mittleren Verengungs-coeff. k_1 & k_2

vorausgesetzt: eine Axialturbine mit verticaler Achse. Denke mir dieselbe geschnitten durch eine coaxiale Cylinderfläche mit dem Radius r_1 dem mittleren Radius. Abstrahiere von dem sehr kleinen Spalt; denke mir also die abgewickelten Mantelflächen der beiden Räder zusammenfallen.



L, L1 die Durchschnitte (abgewickelt) der Schaufel sind gerade Linien.

R, R1 die abgewickelten Durchschnitte der Turb.-schaufeln



mittlere Länge der Teilbogens der Turb. = c_1

mittlere Länge der Teilbogens der Leitrades = c.

der Teil der von c_1 welcher von den Turb. schaufeln eingenommen wird sei t_1

desgl. von c sei t.

$c - t$ der mittlere freie Teil des mittleren Teilbogens des Leitrades ; $= m\,l_1$

$c_1 - t_1$ der ~~mittl.~~ freie Teilbogen der Turb. an der Einflußstelle.

$c - t$ wird wieder verengt werden um die Breite t_1.

so also $c - t - t_1$ = wirksamer freier Teil des Leitungsrades liegt.

Dann ist der mittlere freie Umfang der ganzen Leitrades =

$p = Z(c - t)$; Z = Anzahl der Leitcanäle.

Dann ist nur ein Teil p' wirksam

$$p' = Z(c - t) - Z\,t_1\,\frac{c - t}{c}$$

mittlere Verengung, die durch einen einzelnen Turb. schaufel bewirkt wird ist: $t_1\frac{(c - t)}{c}$

das mittlere Verengungsverh.: $k = \frac{p'}{p}$

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

$z e$ = Teilung des Leitrades und Zahl der Leitschaufeln gezogen im mittlern Umfang des Leitrades.

$$k = \frac{\frac{2\pi r_1 - z_1 t_1}{z_1}}{\frac{2\pi r_1}{z_1}} = \frac{e_1 - t_1}{e_1} = \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

analog: $k_1 = \frac{e - t}{e} = \frac{a}{a + s}$ (für den Leitapparat.

$$\text{!!!} \left\{ \begin{array}{ll} k = \dfrac{a_1}{a_1 + s_1} & \text{(Turb.)} \\ k_1 = \dfrac{a}{a + s} & \text{(Leitrad)} \end{array} \right\} \text{Mittlere Verengungscoefficienten}$$

p der Leitrades freier Umfang. der Leitapparates.

$k p$ = freier wirksamer Umfang

$k_1 p_1$

$$k p = \frac{e_1 - t_1}{e_1} \cdot z (e - t)$$

$$k_1 p_1 = \frac{e - t}{e} \cdot z (e_1 - t_1)$$

Fundamentalgleichungen der Turbinentheorie.

1) Bewegung des Wassers vom Oberwasserspiegel bis zum Spalt)

2) Übergang des Wassers aus dem Spalt in die Turb.

3) Durchfluss des Wassers durch die Turb.

4) Bewegung des Wassers vom Ausfluss zum Unterwasserspiegel.

Gemäss der ~~Formel die~~ Gl. der leb. Kraft des Wassers in einer Röhre (welche selbst in einer Bewegung begriffen ist (Turb. canal)) :

~~Z auf [illegible] höhe & Geschwind.~~

die Überdruckhöhe im Spalt : h. Bewegung ist ein rotierender

u die absol. Geschw. am Ausgange der Leitkanäle.

$$h + \frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \rho H$$ Gl. der leb. Kraft.

Überdr. Höhe + Geschw. höhe ; ρ ein kleiner echter Bruch.

2) Übergang vom Spalt zur Turb.

$$\underbrace{w \overbrace{\quad \frac{w_0}{\varphi}}^{\zeta H}}_{h} \; ; \; \overbrace{w_0 \quad w_1}^{\varrho_0 H} \quad h_1$$

$$\cancel{h} + \frac{1}{\varphi^2}\frac{w_0^2}{2g} = \cancel{h} + \frac{w^2}{2g} - \zeta H$$

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

Summe der beiden Gleichungen:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = h + \frac{w^2}{2g} - (\zeta + \varrho_0) H$$

3) Durchfluss durch die Turbine.

$$h_2 + \frac{w_2^2}{2g} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g} + H_1 - H_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} - \varrho_1 H.$$

Centrifugalkraft von 1 kg Wasser im Abstand r von der Achse $= \frac{w^2 r}{g}$; Arbeit auf dr $= \frac{1}{g} w^2 r\,dr$.

Arbeit der Centrifugalkraft: $\frac{1}{g} w^2 \int_{r=r_1}^{r=r_2} r\,dr = \frac{w^2}{g}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$

beim Durchfluss durch die Turbine!

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

4) Ausfluss aus der Turbine.

$$\frac{c_2^2}{2g} = h_2 + \frac{u_2^2}{2g} + H_2 - \rho_2 H.$$

Summiert man die 4 Gleichungen:

$$(\rho + \rho_0 + \rho_1 + \rho_2) H = H - \varepsilon H$$

gesamte hydr. Widerst.höhe = theoret. Druckhöhe minus wirksame Druckhöhe

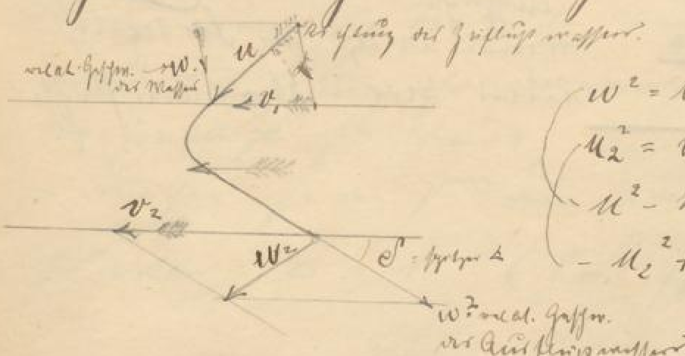
$$\varepsilon H = (1 - \rho - \rho_0 - \rho_1 - \rho_2) H$$

Ferner sei $H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$

Summe der 4 Gleichungen:

$$\frac{u^2 + w_2^2 + c_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 + w^2 + u_2^2}{2g} + H_0 - \xi H - (\rho + \rho_0 + \rho_1 + \rho_2) H + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$ oder:

$$\frac{u^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = H(\varepsilon - \xi)$$

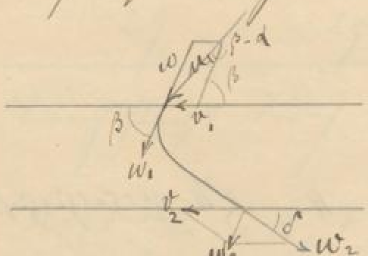


$$\left\{\begin{aligned} w^2 &= u^2 + v_1^2 - 2 u v_1 \cos\alpha \\ u_2^2 &= v_2^2 + w_2^2 - 2 v_2 w_2 \cos\delta \\ u^2 - w^2 + v_1^2 &= 2 u v_1 \cos\alpha \\ -u_2^2 + w_2^2 - v_2^2 &= 2 v_2 w_2 \cos\delta - 2 v_2^2 \end{aligned}\right.$$

$$(\varepsilon - \xi) H = \frac{1}{g}\left(u v_1 \cos\alpha + v_2 w_2 \cos\delta - v_2^2\right)$$

Es war $\eta = f(\varepsilon - \xi) - \mu$; μ = Abrechnung d. Luftwiderstandes. f = Bruchteil der Wege des Gefälles

η wird möglichst groß, wenn $\varepsilon - \xi$ möglichst groß wird. Letzteres findet statt, wenn $\xi = 0$; d. h. wenn das Wasser mit einer relat. Geschwindigkeit w tangential einfließt (hydraulischer Stoß findet dann nicht statt).



Bedingung für den stoßfreien Eintritt des Wassers

$$\frac{u}{\sin\beta} = \frac{v_1}{\sin(\beta-\alpha)} = \frac{w}{\sin\alpha}\text{ ; diese Gl. }\quad \xi = 0$$

drückt aus, daß die Richtung der w u. w_1 zusammenfallen, d. h. daß das Wasser tangential einfließt, u. weshalb kein Stoß, wenig entsteht. Diese Gl. ist also die analytische Bedingung dafür.

$$\frac{u_2}{\sin\delta} = \frac{v_2}{\cos\delta} = \frac{w_2}{1}$$

~~drückt~~ entspricht analyt. der Forderung eines normalen Ausflusses u_2

ζH das Nutzgefälle.

$$\varepsilon H = \frac{u\, v_1 \cos\alpha}{g}$$ = wirksames Gefälle = Umf.geschw. mal ... der [illegible] [illegible] Geschwindigkeit

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

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

Umfangsgeschw. der Turb. an der Eintrittsstelle ist endlich:

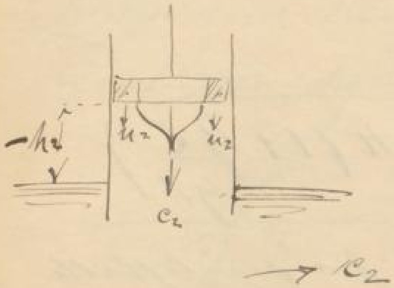
$$v_1 = \sqrt{g\varepsilon H\left(1 \pm \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right)}$$

Wenn eine geg. Turb. bei verschied. Gefällen so [illegible] laufen soll, daß [illegible] Austrittsverlust α [illegible] [illegible] [illegible], so ist v proportional zu machen der $\sqrt{\ }$ des wirks. Gefälles.

Es war $\varepsilon = 1 - (\rho_0 + \rho_0' + \rho_1 + \rho_2)$

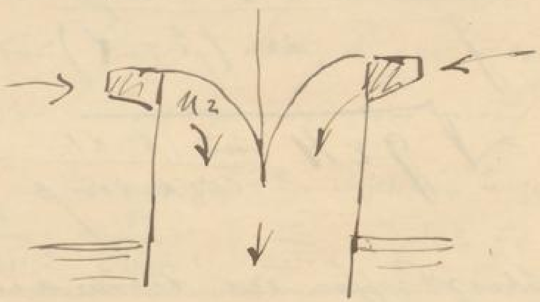
$$\frac{c_2^2}{2g} = h_2 + \frac{u_2^2}{2g} + H_2 - \varrho_2 H$$

$$\varrho_2 H = h_2 + H_2 + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g}$$



$\rightarrow c_2$

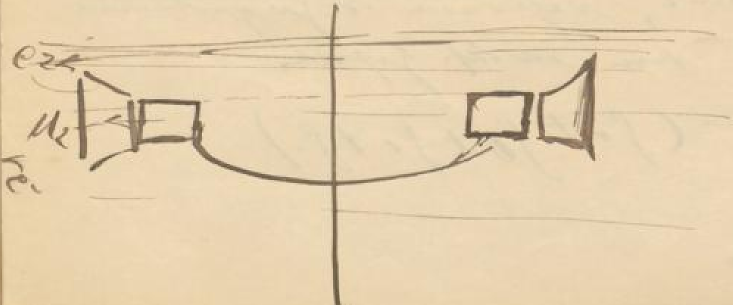
Axialturb.



aussenbeaufschl. Radialturb.

Diffusor von Boyden.

ringförmig. Kanal steht in [illegible] der Unterwasserspiegel angeordnet.



Zur Druckturbine.

1. u. 4. Fundamentalgl. der leb. Kraft:

$$h + \frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \rho H$$

$\frac{c_2^2}{2g}$ = Höhe des abfließenden Wassers = $\frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_2 - \rho H$

bei einer Druckturb. ist der hydrostatische Druck =

$h = h_1 = h_2$. d.h. innerhalb der Turbine findet keine Änderung der hydr. Überdruckhöhe statt.

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \rho H - h \quad \Big\} \; h = h_2, \; h_2 = \text{entnehmen}$$

$$= \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \rho H + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g} + H_2 - \rho_2 H$$

$$\frac{u^2}{2g} = H - H_1 + H_2 + \frac{u_2^2}{2g} - (\rho + \rho_2) H$$; $H - H_1$ = Höhe der Turb. wenn das Wasser von oben nach unten.

~~Druckhöhe~~ für eine Druckturbine

Zuflußgeschw.-Höhe

Vergleicht man diese Gleichung mit dem verfügbaren Gefälle: $\frac{u^2}{2g} = m H$, so findet man durchschnittlich für eine Druck-turb. zwischen 0,8 u. 0,9 liegend.

Man hat die Zahl m als die Charakteristik der Turb. genannt. m ca 0,5 für Überdruckturb.

Die Formeln für die Berechnung einer Turb. zusammengestellt.

Voraussetzung: stoßfreier Eintritt ausgedrückt durch:

$$(1)\quad \frac{u}{\sin\beta} = \frac{v_1}{\sin(\beta-\alpha)} = \frac{w}{\sin\alpha}\ ;\quad \alpha = \angle \text{ zw. } v \text{ u. } u,\ \beta = \angle \text{ zw. } v_1 \text{ u. } w_1$$

Bedingung für den normalen Austritt gegen die Austrittfläche:

$$(2)\quad \frac{u_2}{\sin\delta} = \frac{v_2}{\cos\delta} = w_2\ ;\quad \delta = \text{Supplement der } \angle\, w_2 v_2,\ \delta = 180 - \widehat{v_2 w}$$

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

(4). $\frac{u^2}{2g} = mH$;

(5). $\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2}$

$m \quad \frac{r_1}{r_2} \quad \alpha \quad \beta \quad \delta \quad u \quad u_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad w \quad w_2$ (I) Größen die 11 Turb. Element

die 5 Gleich. sind Beziehungen zwischen diesen 11 Turbinenelementen.

Combinationen aus obigen Gl. hervorgehend:

$$v_1 = \sqrt{g\varepsilon H\left(1 - \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right)} = \frac{\varepsilon}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{gH}{2m}}$$

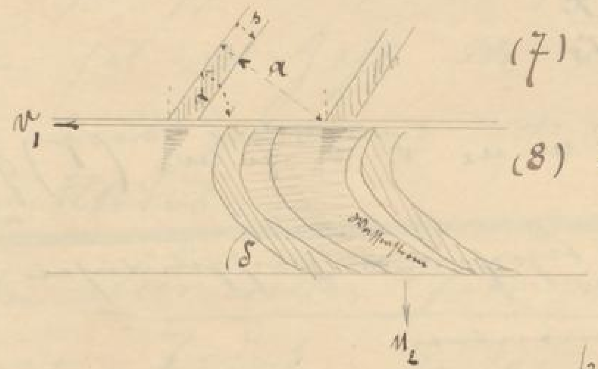
$g\varepsilon H = v_1 \cos\alpha \sqrt{2mgH}$ aus Gl. 3 u. 4.)

$$g\varepsilon H = v_1 \cos\alpha \sqrt{2gmH}$$

$$g\varepsilon H\left(1 - \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right) = \frac{\varepsilon^2}{\cos^2\alpha}\,\frac{gH}{2m}.$$

$$\varepsilon = m \sin 2\alpha\,(\cot\alpha - \cot\beta)$$

Skizze einer vollbeaufschlagten Überdruckmaschine vorausg.



(7) $2\pi r_1 = z\,\dfrac{a+s}{\sin\alpha}$ für Leitcanäle

(8) $2\pi r_1 = z_1\,\dfrac{a_1+s_1}{\sin\beta}$ für Turb. canäle

In bezug auf den Ausfluss:

$$2\pi r_2 = z_1\,\frac{a_2+s_2}{\sin\delta} \qquad (9)$$

Die Aufschlagwassermenge pro sec:

(10) $Q = k\underline{z} \cdot a\, b\, u$; ab = F der Leitcanäle

k = Verengungscoeff. für die Leitcanäle

$u = \dfrac{a_1}{a_1+s_1}$

$Q = k_1\,\underline{z_1}\,a_1\, b\, w_0$ .... Wassergeräume, das pro sec in die Turb. einfließt

w_0 die relat. Einflußgeschw. zur Turb.
die etwas verkleinert sein kann wegen der Verluste im Spalt

$w_0 = \varphi\, w$

Der Austrittsquerschnitt der Turb. muss wieder vollständig vom Wasser ausgefüllt sein:

$$\varphi Q = z_1 a_2 b_2 w_2$$; Verengungscoeff. fällt hier weg.

Diese weiteren entwickelten Gl. enthalten außer den in Gruppe I. vorhandenen Elementen noch folgende andere Elemente:

II Gruppe: $z ; z_1 ; s ; s_1 ; s_2 ; r_1 ; \frac{b}{b_2} ; b ;$
$a ; a_1 ; a_2 ;$

die 2 Gl. für Q dividirt:

$$1 = \frac{k}{k_1} \frac{z}{z_1} \frac{a}{a_1} \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{a_1}{a_1+s_1} \frac{a+s}{a} \frac{z}{\sin\alpha} \frac{\sin\beta}{z} \frac{a}{a_1} = 1$$

= identische Gl., es ist bloß die Gl. beizubehalten:

$$Q = k z a . b . u$$

die beiden andern Gl für φQ dividirt

$$k_1 \frac{a_1}{a_2} \frac{b}{b_2} = \frac{w_2}{w_0} = \frac{1}{\varphi} \frac{w_2}{w} = \frac{1}{\varphi} \frac{w_2}{v_2} \frac{v_2}{v_1} \frac{v_1}{w} = \frac{1}{\varphi} \frac{r_2}{r_1} \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\cos\delta \sin\alpha}$$

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

Ist $k_2=\dfrac{a_2}{a_2+f_2 s_2}$ entsprechend den vorigen Bedeutungen von k

Dann ist $\dfrac{a_1}{a_2}\cdot\dfrac{r_2\sin\delta}{r_1\sin\beta}=\dfrac{a_1}{a_2}\,\dfrac{a_2+s_2}{a_1+s_1}=\dfrac{k}{k_2}$ nach (7) u. 8

k, k_1, k_2 sind kleiner als 1,

Den erhaltenen Ausdruck oben eingesetzt:

$$f\frac{k k_1}{k_2}\,\frac{b}{b_2}=\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\operatorname{tg}\delta\left(\operatorname{cotg}\alpha-\operatorname{cotg}\beta\right)$$; nachdem man den sin der Differenz entwickelt hat.

$$=\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\operatorname{tg}\delta\,\frac{\varepsilon}{m\sin 2\alpha}$$ gemäß des früheren Ausdruckes für $\varepsilon=m\sin2\alpha\,(\operatorname{cotg}\alpha-\operatorname{cotg}\beta)$

$$\operatorname{tg}\delta=m\,\frac{f}{\varepsilon}\,\frac{k k_1}{k_2}\,\frac{b}{b_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\cdot\sin2\alpha\quad\ldots(6)$$

Die Elemente dieser Formel kommen in Gruppe II vor.

Bei 7. 8. 9 u. 10 war eine vollbeaufschlagte Voll Turbine.

Handelt es sich aber um eine Partialturbine, so ändert sich blos eine einzige Gleichung u. zwar (7).

weil der mittlere Umfang des Ausflußcanales kein Kreis, sondern eine Summe von Kreisbogen ist. Es seien x solcher Einflußstellen vorhanden, welche symmetrisch angeordnet sind.

Zahl der Bögen x; z Anzahl der Leitcanäle

Jeder der Bögen habe die Länge i. Jede Einlaufstelle enthält $\frac{z}{x}$ Leitcanäle u. $\frac{z}{x} - 1$ Leitschaufeln.

Dicke der Schaufel am Ende s; mit α gegen den Umfang geneigt. $\frac{s}{\sin\alpha}$ das Stück, welches von einer Leitschaufel eingenommen wird.

$i + \frac{s}{\sin\alpha}$ die rechnungsmäßige Länge eines Einlaufsbogens.

Gesamtlänge der Einflußstellen: $x\left(i + \frac{s}{\sin\alpha}\right)$

Dann gestaltet sich Formel 7) um in:

$$2\pi r_1 = x\left(i + \frac{s}{\sin\alpha}\right) \quad (7)$$ für Partialturb.

Man zieht es heutzutage vor eine Druckturbine anzuwenden, weil dieselbe den grössten Nutzeffekt besitzt.

Gemäss des Ausdruckes für ε ist:

$$\operatorname{cotg}\beta = \operatorname{cotg}\alpha - \frac{\varepsilon}{m}\,\frac{1}{\sin 2\alpha}.$$

Bei einer Druckturb. ist unter allen Umständen α u. β spitze Winkel $\alpha < 45^\circ$, $\beta < 90^\circ$ construirt. ε sehr wenig kleiner als die Charakteristik m. Während $m = 0{,}8$, so nähert sich ε mehr der 1.

Es ist:

$$\operatorname{cotg}\beta \overset{\text{wenig}}{>} \operatorname{cotg}\alpha - \frac{1}{\sin 2\alpha} \quad \text{oder:}$$

nach einigen Umformungen findet man, dass

$$\underline{\beta \overset{\text{wenig}}{<} 2\alpha} \quad \text{bei } \underline{\text{Druck}}\text{turbinen}$$

Eine andere bemerkungswerte Beziehung bei der Druckturb.

$$\frac{W}{W_2} = \frac{W}{v_1}\,\frac{v_1}{v_2}\,\frac{v_2}{W_2} = \frac{r_1}{r_2}\,\frac{\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} \cdot \cancel{\frac{1}{\cos\delta}} \cdot \cos\delta .$$

δ ein so kleiner $\angle$, dass der $\cos\delta$ sehr wenig < 1 ist; daher muss der Fall sein:

$$\underline{\frac{W}{W_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{v_1}{v_2}}$$

In der Regel ist bei der Entwerfung einer Turb. die Nutzleistung gegeben, außerdem die Höhe H_0 der Oberwasserspiegel über den Unterwasserspiegel, ferner die mittlere Geschw. c_1 am Zufluß, & c_2 die Ausflußgeschw. im Untergraben.

Daraus bestimmt sich

$$H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

Darauf hat man eine Entscheidung über das System der Turb. zu treffen.

Nach diesen Annahmen handelt es sich um die vorläufige Wahl der Coeff. ε, φ, η, ξ.

ξ der Coeff. des Rohrgefälles muß $= 0$ sein.

Der hydraulische Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{,}8$ durchschn. angenommen

20 % gehen durch hydr. Widerstände bei Vollturb. verloren.

φ ist verschieden bei Druck & Überdruckturb.

bei Druckt. ist kein Überdruck vorhanden $\varphi = 1$

bei Überdruckturb. kann gesetzt werden $0{,}95$

5 % gehen durch den im Spalt vorhandenen Überdruck verloren

Der ges. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}76$ bei Druckturb.

$= 0{,}72$ bei Überdruckturb.

Die Coeff. stehen in folgenden Beziehungen:

μ = der verhältnismässige Effektverlust durch Abweichung b. Erfüllen der Schaufel

$\eta = \varphi(\varepsilon - \xi) - \mu$; $\mu = 0,04$.

Bei Partialturb., welche als eine möglichst reine Druckturb. gebaut sein muss, nimmt man μ gewöhnlich etwas grösser u. ε etwas kleiner:

$\mu = 0,06$; $\varepsilon = 0,76$, $\varphi = 1$, so ist $\eta = 0,7$

Das erforderliche Aufschlagwasser pro sec ist dann:

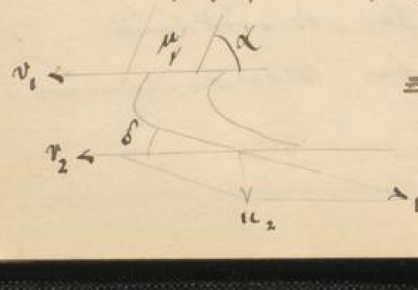
$N = \frac{1}{75}\,\eta \cdot 1000\, Q H$; 1 cbm = 1000 kg.

Daraus $\underline{\underline{Q = \frac{0,075}{\eta} \cdot \frac{N}{H}}}$ Aufschlagwassermenge

Von den 11 Elementen der Gruppe I waren 3 willkürlich resp. erfahrungsmässig anzunehmen; dazu eignen sich die 3 Elemente:

m, $\frac{z_1}{z_2}$ u. α

α umso grösser, je grösser Q u. je kleiner H.



$\underline{\underline{\delta \leq 25^\circ}}$, damit a_2 wenigstens 25 mm wird

In Gl. 6 sind φ, ε ... vorläufig angenommen. Setzt man dann $\frac{r_1}{r_2}$, a u. m ein, so kann man sehen, ob $\delta < 25°$ wird. Mit der Verkl. des Verh. $\frac{b}{b_2}$ geht man nicht unter $\frac{1}{2}$ herunter. Erreicht man dann noch nicht das Gewünschte, so muss man die Annahmen verändern, m u. d kleiner annehmen.

Bei sehr kleinen Turb. kann das Verh. $\delta < 25°$ überschritten werden:

Aus Gl. 9 ergibt sich:

$$\sin\delta = z_1 \cdot \frac{a_2 + s_2}{2\pi r_1}$$

Ungefähr kann gesetzt werden: $z_1 = 20 + 30\, r_2$ in mtr. Schaufeldicke $s_2 = 0{,}008\, r_2$. Nimmt man an, dass $a_2 > 0{,}025$ mtr, so erhält man:

$r_1 = 0{,}2$, $0{,}4$, $0{,}6$, $0{,}8$, 1 mtr

$\delta > 34°$, $21°$, $18°$, $16°$, $15°$

Wenn der mittlere Wert auch [illegible] $> 34°$ ist, so kann diesen Bedingungen entsprochen werden, wenn $\delta < 25°$ gemacht wird

Bei Axialturb. geht man von einem erfahrungsmäßig zu bestimmenden Wert von $\frac{b}{r_1}$ aus; so kann Gleich. 10 auch geschrieben werden; (mit Rücksicht auf Gl. (7))

$$Q = k z k_1 (a+s) b u - k k_1 2\pi r_1^2 \frac{b}{r_1} u \sin\alpha .$$

Es genügt der abgerundete Wert von r_1, welcher sich aus der Gl. mit dem abgerundeten Wert $\frac{b}{r_1}$ ergibt.

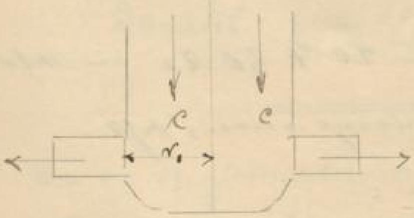
Oder einer gewissen Tourenzahl entsprechend, ergibt sich r_1

$$n = 9{,}55 \frac{v_1}{r_1}$$

Bei einer schl. Turb. geht man von einem anderen Gesichtspunkt aus:

$$Q = \pi r_1^2 c$$

für c nimmt man einen passenden Wert an, etwa 1 m pro sec.



Obige Gl. ist eine Hauptgleichung bei der Berechnung einer Turbine.

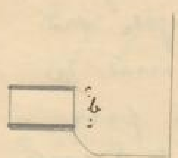
Zur Berechnung von R_1 R_2

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = k k_1 2\pi r_1^2 \frac{b}{r_1} u \sin\alpha ; \quad n = 9{,}55 \frac{v_1}{r_1} \\ Q = \pi r_1^2 c . \end{array} \right.$$

Die Schaufeldicken werden geschätzt angenommen. Man mache sie so dünn wie möglich, damit der Widerstand gegen das Wasser möglichst gering wird. Man verfertigt sie daher aus Stahl- oder Eisenblech. Stahlblech sei hier vorausgesetzt.
Ist die Mittelwand zwischen b_1 u. b_2
Dicke einer Schaufel setze man s gestattet.
Sind die Schaufeln an beiden Wänden befestigt, so pflege man die Dicke der Schaufel zu machen:

$$s = (0{,}006 - 0{,}01)\, r$$

Mit wachsendem H nimmt man den Coeff. größer. Daß die Proportionalität stattfindet, ergibt sich aus folg. Überlegung: Radialturb. vorausgesetzt.



Radialturb.

Die Schaufel entspricht einem Körper, der auf eine best. Länge gleichmäßig belastet ist u. an beiden Seiten eingespannt ist.

Axialturb.

Die größte Spannung eines solchen Körpers ist:

$$k = M \frac{e}{J}$$

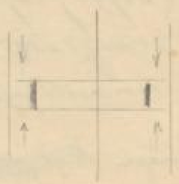
$k = M\frac{e}{J}$ = proportional $\frac{M}{s^2}$ (aus dem Ausdr. für J hervorgehend $\frac{bh^2}{6}$; $h = s$)

M = Ausdr. von der Form: $C p l^2$; (pl^2 = Moment herrührend von Last)

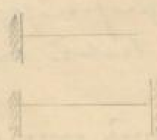
es ist also k prop. zu setzen:

k prop. $\frac{b^2}{s^2}$ prop. $\frac{r^2}{s^2}$; danach muss also s prop. r sein.

M außerdem von dem spez. Druck p abhängig. Der Zahlencoeff. wechselt daher mit dem Gefälle, ist also nicht constant.
Bei Rohrturb. sind die Schaufeln blos auf einer Seite befestigt.



Bei sonst gleicher Anstrengung wie einseitig eingespannten Trägern & einer an beiden Seiten eingespannten Rades ist, müsste die Dicke der Schaufel 2,45 mal so groß sein als die Dicke für eine Schaufel, die an 2 Kränzen befestigt ist.



$\frac{pl^2}{6}$

$\frac{pl^2}{12}$

da das Moment 6 mal so groß ist. $\sqrt{6} = 2,45$.

Die Zahl der Schaufeln macht man gewöhnlich:

$Z = 20 + 30\,r$. für Vollturb.

bei Partialtönen macht man 2 etwas größer.

Nach Gl. (7) u. (8) können a_1 u. a_2 berechnet werden, wenigstens vorläufig näherungsweise: entsprechend dem Näherungswert von δ.

Es handelt sich noch um die endgültige Bestimmung von a.

Nach Gl. (6) nach Mult. mit k_2 ist

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

Dieser Ausdruck ist bekannt, er sei mit dem Buchst. bezeichnet:

$$k_2\, tg\, \delta = \mathcal{A}.$$

Nach Gl. (9) folgt: $\frac{a_2}{k_2 \sin\delta} = \frac{2\pi r_2}{\lambda} = \varrho_2$

2 Gl. mit 2 Unbek.; k_2 ist durch a_2 bestimmt. a_2 u. δ sind noch genau endgültig zu bestimmen.

Danach ergibt sich:

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

Diese Gl. quadriert u. durch A^2 dividiert, so ergiebt sich:

$$\frac{a_2^2}{A^2} + (a_2 + s_2)^2 = c_2^2 \quad \text{– quadrat. Gleichg.}$$

$$\left(\frac{1}{A^2} + 1\right) a_2^2 + 2\, s_2 a_2 = c_2^2 - s_2^2$$

Hieraus folgt a_2, u. dann aus $\cos\delta = \frac{a_2}{A c_2}$

Aus Gl. (10) ergeben sich b; u. aus (2) u_2 u. w_2. Damit sind alle 22 Elem. für die Turbine bestimmt. Einige dieser Elem. werden nicht zur Constr. der Turb., sondern zur Prüfung der vorläufig angenommenen Werte von $\varepsilon, \varphi, \eta$.

Die Annahme von H_2 ist von den Umständen abhängig bei den Unterwasserturb.

Bei axial. Turb. ist, wenn H_2 festgesetzt, H_1 bestimmt durch die Turb.-höhe $H_1 - H_2$. Man wählt die Höhe: 0,3 r bis 0,5 r.

Bei einer Radialturb. ist H_1 fast gar nicht verschieden von H_2, hängt ab von der Form der Kranzquerschnitte.

die Coeff. ε, ζ, η seien vorläufig angenommen, seien durch eine Proberechnung geprüft, diese habe eine nachträgliche Änderung dieser Coeff. nötig gemacht. (Wie die Proberechnung ausgeführt wird, wird später erklärt).

Eine Überdruckturbine ist vorausgesetzt, da Schritt nicht auf die Charakteristik ver-

Hat man durch die Proberechnung andere Werte der Coeff. gefunden, so ist es nicht nötig, die ganze Rechnung mit den veränderten Coeff. noch einmal durchzuführen.

Gemäss einer früheren Bemerkung bleiben die Gl. 1 bis 3 unverändert, wenn sich die 6 Grössen u_1, u_2, v_1, v_2, w_1, w_2 in demselben Verhältnis wie $\sqrt{\varepsilon}$ ändern. Vergrössert sich z. B. durch die Proberechnung $\sqrt{\varepsilon}$ um 6% so müssen auch die Grössen um 6% verändert werden.

Gl. (4) bleibt auch erfüllt, sofern n in demselben Verh. geändert wird als wie $\frac{\varepsilon}{x}$ geändert wird.

Unter diesen Umständen bleiben die Gl. 1 bis 7 erfüllt. An den Gl. 7 bis 9 wird nichts geändert.

Da $k = \frac{0{,}075}{\eta}\,\frac{N}{H}$, also umgekehrt prop. η

ist b mit Rücksicht auf Gl. (10) zu corrigieren im Verh. $\frac{1}{\eta\sqrt{\varepsilon}}$ (

Konstant. vorausgesetzt. Nach Gl (4) ändert sich u prop. $\sqrt{m}$; u. $v_1 v_2$ prop. $\frac{\varepsilon}{\sqrt{m}}$ nach Gl. 3.

wonach sich ω u. β aus den Gl (1) ergeben.

Gl. (1) enthalten noch 2 Unbek. v_1 u. ω sind bekannt geworden, ω u. β unbekannt. Durch die beiden Gl. (1) sind diese Größen bestimmt.

Es handelt sich noch um die Änderung von b_2 u. a_1.

a_1 bestimmt durch Gl. (8). a_2 bleibt unverändert

In Gl. (8) hat sich β geändert nach Gl. (1) danach kann das veränderte a_1 berechnet werden.

$\frac{b}{b_2}$ ist nach Gl 6 zu corrigieren. k hat sich geändert weil a_1 anders geworden. $\frac{b}{b_2}$ ist dann zu ändern im ~~direkt.~~ umgekehrt. Verh. von $\frac{m\varphi k}{\varepsilon}$.

b im direkt. umgek. Verhältnis wie $k\eta\sqrt{m}$ nämlich im Verh., wie $1 : \frac{Q}{ku}$ anders geworden ist.

Der hydraulische Wirkungsgrad.

Prüfung des vorläufig angenommenen Wirkungsgrades ε.
Bekanntlich ist $\varepsilon = 1 - (\rho_a + \rho_0 + \rho_1 + \rho_2)$
derselbe geht zurück auf die Ermittlung der
hydr. Widerstandshöhen ρH; $\rho_0 H$ etc.

1) Widerstandshöhe ρH für die Bewegung des Wassers bis zum Ausfluss aus dem Leitapparat. Es handelt sich daher hier um die hydr. W. höhe im Zuflussrohr.

$\rho H = \lambda \dfrac{l'}{d'} \dfrac{c^2}{2g}$ aus der Hydraulik bekannte Ausdruck für die Leitungswiderstandshöhe in einem Rohre.

$\lambda = 0{,}025$. Es kann gesetzt werden für einen weiteren Widerstand, die Stelle der Schaufeln bedingt eine Contraction des Wasserstrahls. Wir haben es hier mit dem Einfluss des Wassers von einem grösseren in einen kleineren Querschnitt.

α der Coeff. der inneren Contraction,

$c \gtrless x > m > u_0$

so ist $\dfrac{x}{u_0} = \dfrac{1}{\alpha}$; Widerstandshöhe

$$\frac{(x - u_0)^2}{2g} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right) \frac{u_0^2}{2g}$$

Wenn der Werth der beiden Quotienten wenig von 1 verschieden ist, so kann man nach Versuchen von Weisbach.

setzen ohne merklichen Fehler:

$$\frac{(x-u_0)^2}{2g} = (1-k_0)^2 \frac{u_0^2}{2g}$$

k_0 das Verh. der kleinen zum großen Querschn.

Es ist dann die gesamte Widerstandshöhe: im Zuleitungsrohr

$$\varrho H = \lambda \frac{l'}{d'} \frac{c^2}{2g} + (1-k_0)^2 \frac{u_0^2}{2g};$$

$k_0 = \frac{a_0}{a_0+s_0}$; u_0 die mittlere Geschw. im vollen Querschn. des Leitapparates nach Überwindung der Contraction.

$u_0 = \frac{ab}{a_0 b_0} k u$; u die mittlere Geschw. des ausfließenden Wassers im wirksamen Querschn. = merkl. Querschn. mal Verengungscoeff.

Es handelt sich 3) um die allgemeine Leitungswiderstandshöhe, die dem Durchfluss durch den Leitapparat entspricht (als gewöhnl.: der Durchfluss durch ein conisches Rohr)

Die betreffende Widerstandshöhe:

$$\zeta \frac{(k u)^2}{2g}; \quad \zeta = \frac{\lambda}{4} \frac{l}{\varrho_0} \cdot \left(1 + \frac{d}{d_0}\right)\left(1 + \frac{d^2}{d_0^2}\right)$$

d, do bedeuten die mittleren Durchm., da wir es hier meist mit einem kreisrunden Rohre zu thun haben; Verh. der 4 fachen Inhalts zum benetzten Umfang = der mittlere Durchmesser eines Rohres:

$$d_0 = \frac{2 a_0 b_0}{a_0 + b_0}$$ = mittlerer Durchmesser.

$$d = \frac{2ab}{a+b}.$$

Die Krümmung der Canäle bedingt eine zweite Widerstandshöhe.

Krümmungswiderstandshöhe nach Vers. von Weisbach:

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

ϑ ist von Weisbach bestimmt worden für den Fall ein rechteckig gekrümmten Rohres.

$$\vartheta = 0,124 + 3,104 \left(\frac{s}{2}\right)^{3,5}$$

α der gesammten Ablenkungswinkel der Canalmittellinie, d.h., unter dem sich die Tangente an der Krümmungscurve abwickelt:

$$\vartheta = \frac{\alpha}{90^\circ}\left[0,124 + 3,104 \frac{\left(\frac{a_0}{2\rho_0}\right)^{3,5} + \left(\frac{a}{2\rho}\right)^{3,5}}{2}\right]$$

$$(1-\varepsilon)H = \rho H + \rho_0 H + \rho_1 H + \rho H$$

$$\rho_0 H = (1-k)^2 \frac{w_0^2}{2g} + (1-k_1)^2 \frac{w_1^2}{2g} + \left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\frac{w_0^2}{2g}$$

$(1-k_1)^2$

L.

Durch die Dicke der Leitschaufeln entsteht auch ein Stoss, da der Strahl aus dem einen Canal unter einem gewissen Winkel auf einen Strahl vom andern Leitcanal gelangt.
Ablenkungswinkel = ψ

$$\rho_0 H = \sin^2\psi \frac{w^2}{2g} = \left(\sin\frac{\psi}{2}\right)^2 \frac{u^2}{2g}$$

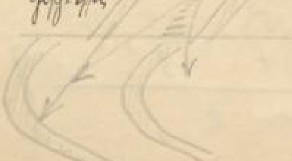
Bei Druckturbinen ist $\frac{u^2}{2g}$ nahezu $= 0{,}9\,H$; daher:

$$\rho_0 H = 0{,}9\left(\sin\frac{\psi}{2}\right)^2 H = 0{,}01\,H$$

Bei einer Partialturbine, welche immer als Druckturbine construirt ist, verhält es sich anders.

Der Stoss ist hier, wie aus der Figur ersichtlich bedeutend grösser.

geschlossen



Die Schaufelzahl muss so gross wie möglich gemacht werden.

Es handelt sich jetzt um die Widerstandshöhe, welche dem Durchfluss durch die Turbine selbst entspricht: $\varrho_1 H$ = Summe von Leitungs- & Reibungswiderstandshöhen:

$$\varrho_1 H = \zeta_1 \frac{w_2^2}{2g} + \vartheta_1 \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g}$$; ϑ mal mittlere Geschw.-höhe.

Eine der wesentlichsten Annahmen der 22 [illegible] war diejenige des hydr. Wirkungsgrades ε durchschnittlich $\varepsilon = 0{,}8$.

<u>Controle der Annahme von ε.</u>

Dazu bedarf es der Ermittelung der 4 Widerst.-höhen: ϱH, $\varrho_0 H$, $\varrho_1 H$, $\varrho_2 H$; dann ist:

$(1-\varepsilon) H$ der Verlust durch die hydr. Widerstände; ist der gefunden, so rechnet sich ε. ; ϱH, $\varrho_0 H$ zu ermitteln, war bereits angegeben.

Ermittelung von <u>$\varrho_1 H$</u> u. <u>$\varrho_2 H$</u>.

$\rho \cdot H$ (Druckhöhe durch die Canäle) zusammengesetzt aus einem Reibungs- u. Krümmungswiderstand. Auch hier kann gesetzt werden:

$$\rho \cdot H = \xi \cdot \frac{w_2^2}{2g}$$

; ξ: Widerst. coeff., der sich auf den kleinsten Quersch. (Reibungswiderstand) bezieht.

Krümmungswiderstand:

$$\vartheta \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g}$$

mittlere Geschw. höhe – arithmetisches Mittel der Geschw. am Anfang u. Ende, der betr.^del Geschw. h.

Der Anfangsgeschw. wird nicht ganz ausgenutzt.

Dann ist:

$$\rho \cdot H = \xi \cdot \frac{w_2^2}{2g} + \vartheta \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g}$$

entsprechend einem zus. Wasserverlust im Spalt:

$w_1 = k \cdot w_0 = k \cdot \varphi w$, mit welcher das Wasser seine Anfangsgeschw. beginnen würde, wenn der Kraft nicht beeinflusst würde durch die Dicke der Schaufel.

$$\xi = \frac{\lambda}{4} \frac{l_1}{d_1} \left(1 + \frac{d_2}{d_1}\right)\left(1 + \frac{d_2^2}{d_1^2}\right)$$

$$d_1 = \frac{2 a_1 b}{a_1 + b} \; ; \; d_2 = \frac{a_2 b_2}{a_2 + b_2}$$

vorausgesetzt, daß der Turb. canal in allen Theilen von Wasser ausgefüllt werde, welches nur bei einer Überdruckturb. stattfindet.

Betreffend d_1 kann analog dem Früheren

$$d_1 = \frac{K_1}{90}$$

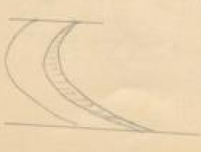
K_1 der gesamte Krümmungswinkel eines Turbinen canales; so kann $\frac{K_1}{90}$ kleiner gesetzt werden als d_1 in Folge einer ungünstigen Ableitung.

Nach Weisbach ist für den Fall einer Überdruckturb., wo das Wasser alle Theile erfüllt:

$$d_1 = \frac{K_1}{90}\left[0,124 + 3,104 \cdot \frac{\left(\frac{a_1}{2\rho_1}\right)^{3,5} + \left(\frac{a_2}{2\rho_2}\right)^{3,5}}{2}\right]$$

ρ_1 der Krümmungshalbmesser am Anfang des Turb.schaufelcanales, ρ_2 am Ende.

Bei einer Druckturbine findet keine volle Ausfüllung der Canäle statt.



Hier ist: $d_1 = \frac{4a_1b}{2a_1+b}$; $d_2 = \frac{4a_2b_2}{2a_2+b_2}$

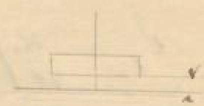
Für den Fall einer Druckturbine mag d. $\frac{1}{2}$ b gross vernachlässigt werden wie für den Fall einer Überdruckturbine.

Widerstandshöhe $\rho_2 H$.

1) Für eine Überwasserturbine; Betriebswasser fliesst etwas oberhalb Unterwasser frei gehoben aus. Höhe der Ausflussfläche über Unterwasserspiegel H_2 ist für den Effekt verloren

$\rho_2 H = H_2$; $\frac{u_2^2}{2g}$ Geschw.-höhe des Ausflusswassers geht auch teilweise verloren;

Zu dem kommt also noch: mit $\frac{c_2^2}{2g}$ fliesst das Wasser in Untergraben ab.



$$\rho_2 H = H_2 + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g}$$

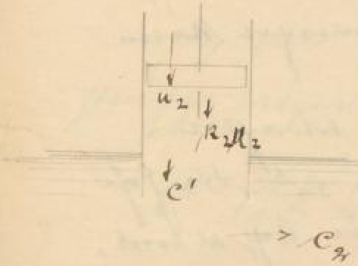
2) Für eine Unterwasserturbine.

u_2 Ausflussgeschw. des Wassers; geht gleichzeitig in c_2 über in den Untergraben.

diesem plötzlichen Übergang entspricht ein Verlust:

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

3) Für ein Reactionsturbine:



$$k_2 = \frac{a_2}{a_2 + b_2};$$

3 Widerstandshöhen bei den 3 Übergängen in kleinem Gefälle.

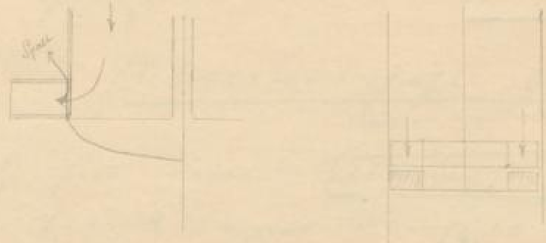
$$\varrho_2 H = (1-k_2)^2 \frac{u^2}{2g} + \frac{(k_2 u_2 - c')^2}{2g} + \frac{(c' - c_2)^2}{2g}$$

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

Daraus ergibt sich dann der corrig. Wert von ε. Man wird diesen gefundenen Wert von ε noch etwas vergrößern müssen, weil wir die andern vernachlässigt.

geordneten Verluste.

Wasserverlust durch den Überdruck im Spalt.



Überdruckvollturb.

F' die Größe der Fläche, durch welche das Wasser entweichen kann.

als einer schmaler Flächenstreifen zu betrachten, r' Entf. des Streifens von der Achse; s' die Höhe desselben. bei Radialturb. $r' = r_1$. bei Axialturb. ist r' von r_1 verschieden. r_1 war hier der mittlere Radius. Wasserverluste hier nach außen daher $r' = r_1 + \frac{b}{2}$; würde Wasserverluste innen stattfinden, so wäre $r' = r_1 - \frac{b}{2}$. Würde der Wasserverluste an beiden Seiten stattfinden, so wäre r' das arithm. Mittel beider, d.h. $= r_1$

$F', s', r' = r_1$; $r_2' = r_1 + \frac{b}{2}$

h die Überdruckhöhe des im Spalt überfließenden

Wasser; h = über Druckhöhe des Wassers, welcher der im Raum herrscht, der den Spalt umgiebt.

das Wasser vol., das pro sec im Spalt verloren geht, ist

Vol., das pro sec : $(1-\varphi)Q$

dieser Vol ist nach den Gesetzen der Hydraulik gleichzusetzen:

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

Es handelt sich nun um einen angenäherten Ausdruck für $h-h'$. Noch mehr unsicher ist Coeff μ'.

Was h betrifft, ist kann die Gl. der leb. Kraft, welche sich auf die Bewegung oberhalb des Spaltes bezieht, benutzt werden:

$$\frac{u^2}{2g} + h = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \xi H$$

Geschw.-höhe + hydr. Überdr. = dem analog gebildeten Ausdr. am oberen Wasserspiegel

$H_0 - H_1$ = Höhe des Oberwasserspiegel über dem Spalt.

da $\frac{u^2}{2g} = mH$, so ist dies eingesetzt:

$$h = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - (m+\rho)H$$

Bei Überwasserturbinen, wo sich der Spalt an der freien Luft befindet, ist $h' = 0$

bei Unterwasserturbinen. wäre h' der Überdruckhöhe der Kammer, die den Spalt umgibt, = der mittleren Höhe des Unterwasserspiegels über dem Spalte: $h' = -H_1$

oder = minus der Höhe des Spaltes über dem Unterwasserspiegel.

Für eine Rohrturbine, worden Kammer auch ziemlich nahe gesetzt werden:

$$h' = -H_1$$

$$h' = \frac{c_2^2}{2g} - H_1 \qquad \text{dann ist}$$

$$h - h' = H - (m+\rho)H = (1 - m - \rho)H$$