Theorie der hydraulischen Kraftmaschinen

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

Albrecht, Otto

[S.l.], (1890)

urn:nbn:de:bsz:31-282983

O. [illegible]

Theorie der hydraulischen Kraftmaschinen.

v. Geh. Rat Dr. Grashof

W. S. 1889/90.

Theorie der hydraulischen Kraftmaschinen

nach Geheimrat Prof. Dr. Grashof

W. S. 1889/90.

O. Schwedler

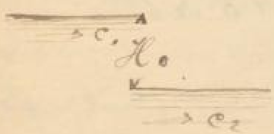
Einleitung.

Es soll hier 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.



Ankunftswasser neigen 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

folgl. die entspr. Arbeit der Wasser beim Niederfallen: $\gamma Q H = E_0$ = absoluter Effect.

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

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

$E = 75 N$

Man unterscheidet die hydr. Kraftmaschinen:

I. Wasserräder od. Radmasch. oder und

II. Kolben- od. Säulenmaschinen.

Erstere 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 Rades.

ad I. b. Turbinen: grosse Winkelgeschwindigkeit, hat vertikale Achse, Durchmesser erheblich kleiner als das disponible Gefälle. Das Aufschlagwasser hat hier eine relativ strömende Bewegung.

Turbinen.

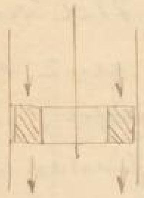
Wesentlichster Teil der Radkranz, welcher durch eine bestimmte Anzahl von Schaufeln in Canäle geteilt ~~sind~~ ist. Die Turbinenschaufeln sind als stetig gekrümmte Flächen gestaltet.

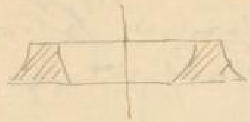
Axialturbine: Radkranz wird ~~[illegible]~~ vom Wasser in axialer Richtung durchflossen

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 zur Ax. senkrecht,
die Erzeugende ‖ zur Wasserachse.





Winkel der Schaufeln mit dem Radkranz:

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

bei der Axialturbine muss das Wasser an der Eintrittsöffnung möglichst tangential einfließen zur Schaufel, damit kein Stoß des Wassers stattfindet.

Ausflussgeschwindigkeit soll möglichst klein, dagegen die Einflussgeschw. 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 einfließt. 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 zu. bei letzteren nur auf einem kleinen Teil desselben.

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

bei geringem Gefälle (Niederdruckwasser) wird das Wasser in einem offenen Kanal zugeführt. bei hohem Gefälle wird der Zufluss durch ein Wasserbehälter geschlossen (Hochdruckturbinen). der Zufluss kann von unten erfolgen durch ein Rohr, das von unten in das Turbinenrad einmündet.

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

Überwasser Turb.

Überwasser Turb.

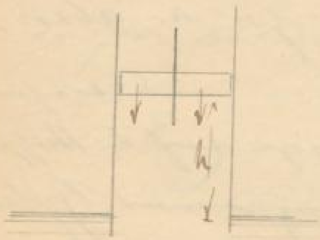
Rohr Turb.

bei Überwasser Turb. fließt das Wasser in die freie Luft unten oberhalb des Unterwasserspiegels.
Druck an der Ausflussstelle = Atmos. druck.

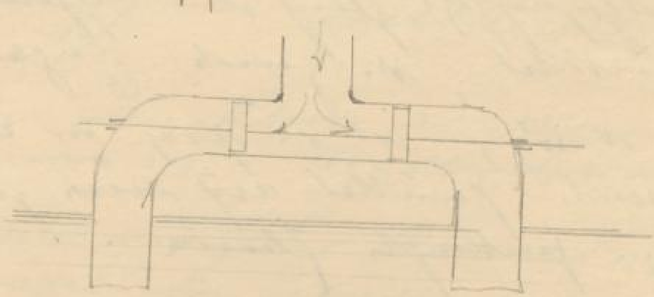
bei Unterwasserturb. fließt das W. unterhalb des Unterwasserspiegels. der hier herrschende Druck ist immer größer als der atmos. Druck.

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 bekannt können 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] Bewegung.

das System habe eine augenblickliche Winkel-
geschw. w. die relat. Bewegung der Punktes
kann betrachtet werden als absol. Bewegung,
wenn man 2 Ergänzungskräfte zu der absol.
bewegenden Kraft hinzufügt. Coriolis
die erste Ergänzungskraft ist gegen auf d. Masse
u. entgegengesetzt gleich der Beschleunigung eines System-
punktes; die zweite Ergänzungskraft ist:
2 w w'; w' die Proj. der relat. Geschw. w der
rel. Punktes auf eine zur Normalen-
axe senkrechte Ebene. Richtung der Kraft:
wenn man auf w' in jener Ebene
aufgetragen denn 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, (Normal Ebene) dann ist der Normaldruck
= die Resultante der relativen bew. Kraft
+ der relativen Centrifugalkraft
augenblickliche Krümmungshalbmesser der Bahn g
dann ist die Centrifugalkraft

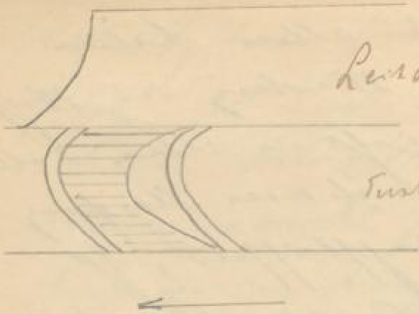
dieser Normaldruck findet in allen Fällen
statt. Eine gewisse Art der Wirkung des Wassers
in der Turbine gilt, die nicht in allen Fällen
stattfindet. Ist die Geschw. am Anfang
grösser als am Ende der Laufschaufeln, so
ist dies eine Überdruck- oder Reaktions-
wirkung. Es mögen im folg. diese
die Turb. unterschieden werden in.

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

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

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

Denkt man die Mantelfläche einer Reaktionsturb.
abgewickelt



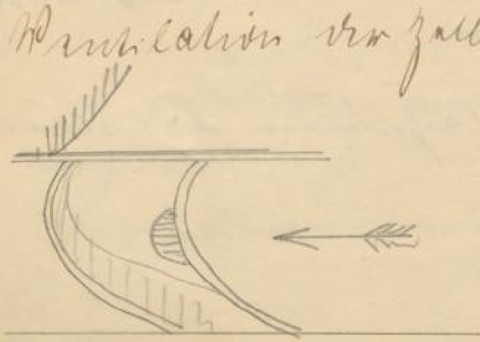
Strahlturb. eine solche Druckturb., bei der Wasserstrom mit einseitig freier Oberfläche durch den Turb.-canal hindurchfließt.

Überdruckturb., die voll beaufschlagt werden soll, erfahren … können einen Freifluss, ob dieselbe aufgestellt ist als Ober- Mittel- od. Unterwasserturb.

eine Druckturb. darf nur als Oberwasserturb. construirt werden.

Handelt sich um eine partiell beaufschlagte Volldruckturb.

Ventilation der Zellen. zuerst bei der Girardturb.



90.

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 der absol. Arbeit in mkg pr. sec.

$E_0 = 75\, N_0 = \gamma Q H$ in H.P.

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

$H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$; 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 mech. Verluste

ζH (durch Zapfenreibung, Radreibung) Nutzgefälle.

entsprech. Verluste an Gefälle

φQ das Wasserquant., das pr. sec in die Turb. gelangt.

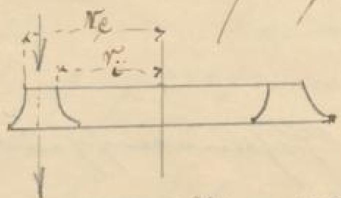
μE_0 der Effektverlust durch Reibung u. Luftwiderstand

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

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

r_1 = Eintrittsradius d. h. der an der Grenzfläche

r_2 = Austrittsradius.



Ringelement: $2 r \pi\, dr$

Moment desselben in bezug auf die Achse

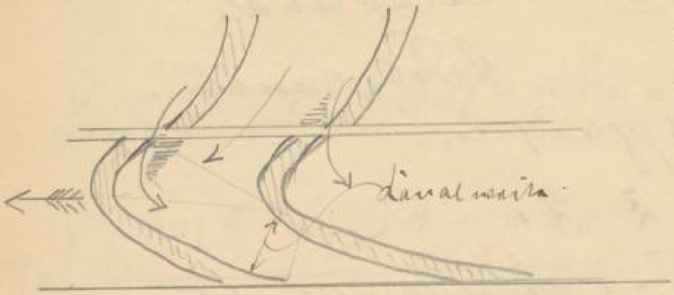
$2 r^2 \pi\, dr$.

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 Einflußstelle des
Turbwassers beziehen mit Zeiger 1 versehen,
diejenigen, die sich auf das Ausfluß beziehen,
mit Zeiger 2.
Merkt man Querschn. eines Turb. od. Leitcanales
an einer gewissen Stelle. senkr. Teil derselben
der Geschw. des strömenden Wassers ausgefüllt
wird, bezieht sich auf den Ausfluß aus dem
Leitcanal.



k der mittlere Verengungs coeff. der Sch. Austrittsquerschn. des Leitcanales.

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

k2 der Verengungscoeff. des Eintrittsquerschn. 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 des Leitcanales.

a_1 u. b_1 Mittl. breite am Anfang
der Turb. canales

a_2 u. b_2 " " am Ende derselben

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

bezeichnen F = ~~Summe~~ der mittleren wirksamen
Ausflußquerschn. ~~aller~~ einer Leitcanals
[illegible] ist..

$$F = k \cdot a \cdot b.$$

$$F_1 = k_1\ a_1\ b_1$$ der wirksame Einfluß-
querschn. der Turb. canales

$$F_2 = \cancel{k_2}\ a_2\ b_2.$$ ein Verjüngung
[illegible] nicht statt,
da [illegible] Spalten [illegible]
[illegible] die Verengung [illegible]
können.

Es sei H_1 = mittlere Höhe der Einfluß-
stelle der Turb. [illegible] über Unterwasserspiegel

H_2 die mittlere Höhe der Ausflußstelle [illegible]
der Turbradkranz über Unterwasserspiegel

$H_1 - H_2$ die mittlere Höhe.

Alle diese Größen können [illegible]
[illegible] als abgeschwächt.

je nachdem das Messer von oben oder nach unten oder um gestellt geschwenkt.

U_1 u. U_2 sind mittlere Lagen.

Für Wurzeln folgende Lagen zu beachten

I. Abzal. Messer gestellt. U im Spalt.

II. Umfassungsgestellt. der Durch. V

III. velabl. Lagen. der Messer gegen die Durch. ~~[illegible]~~ W

U_1 = abzal. Lagen. das Messer nach aufwärts gerichtet in die Durch. bei dieser Übergang bleibt noch Ausweg dazwischen.

U_2 abzo gestellt. wird der das Messer der Durch. ganz verlassen.

U Lagen. das geschlossene Messer im Spalt

V_1 Lagen. die Durch ~~Messer~~ im Gegensatz zu U_1 von der Achse

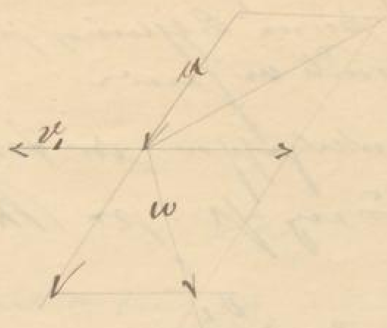
V_2 Umfassungsstellung der Durch im Gegensatz U_2 von der Achse

V die velabl. Lagen, 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 ...)

I. ∠ zwischen u_1 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
$180° - \delta$ d.h. ...

Es sei h die hydraulische Überdruckhöhe im Spalt. δ = ...
= d.h. Wassersäulenhöhe, auf die der Wasserspiegel an der betreff. Stelle über der Atmosph. gemessen wird

h_1 = hydr. Überdruckhöhe im Spalt.

u_2 = hydr. Überdruckhöhe an der Ausflussstelle aus der Turbine.

$h_1 = h_2$ charakterisirt eine Druckturb., bei der in der Spaltöffnung zu schliessen; keinen Überdruck vorhanden.

ω = Winkelgeschw. der Turb.

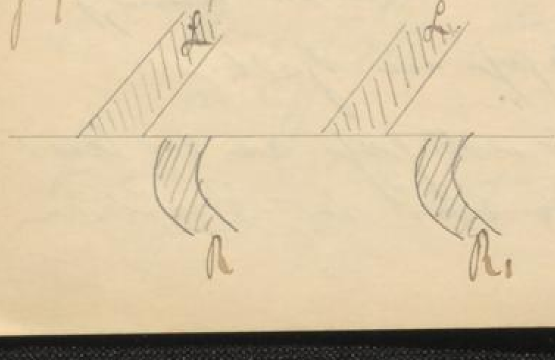
n = Tourenzahl per Minute.

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

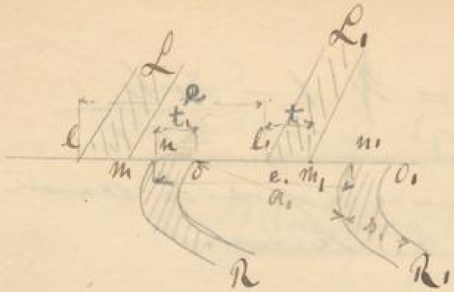
$$n = \frac{30}{\pi \cdot \omega} = 9{,}55\,\omega$$

Bestimmung der mittleren Verengungs-coeff. k_1 & k_2

vorausgesetzt: eine Axialturbine mit verticaler Achse.
Denken wir dieselbe geschnitten durch eine coaxiale Cylinderfläche mit dem Radius r_1 vom mittleren Radius.
Abstrahiren wir von dem sehr kleinen Spalt, denken wir also die abgewickelten Mantelflächen der beiden Räder zusammenfallen.



L, L_1 die Durchschnitte (abgewickelt) der Schaufel sind gerade Linien.
R & R_1 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 welche von der Turb. Schaufeln eingenommen wird sei t_1
desgl. von c sei t.

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

$c_1 - t_1$ der ~~wirkliche~~ freie Teilbogen der Turb. an der Ausflussstelle.

$c - t$ wird wieder verengt werden um die Breite t_1. Sei also $c - t - t_1$ = wirksame freie Teil des Leitungsrades.

Dann ist der mittlere freie Umfang der ganzen Leitrades

$$p = z(c-t) \quad ; \; z = \text{Anzahl der Leitcanäle.}$$

Davon ist nur ein Teil p' wirksam

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

mittlere Verengung, die durch eine einzelne Turb. Schaufel bewirkt wird ist: $t_1 \frac{(c-t)}{c}$

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

$$k = \frac{p'}{p} = 1 - \frac{z \cdot s_1}{z\, c} = \cancel{2}\; 1 - \frac{z_1 s_1}{2\pi r_1}$$

zc = Teilung des Leitrades und zwar des lichten Kreis.
= ganzer mittlerer Umfang des Leitrades.

$$k = \frac{\frac{2\pi r_1}{z_1} - \cancel{z}\, s_1}{\frac{2\pi r_1}{z_1}} = \frac{c_1 - s_1}{c_1} = \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

analog: $k_1 = \dfrac{c - s}{c} = \dfrac{a}{a + s}$. (für den Leitapparat.

!!! $\left\{ \begin{array}{ll} k = \dfrac{a_1}{a_1 + s_1} & \text{(Turb.)} \\[2ex] k_1 = \dfrac{a}{a + s}. & \text{(Leitrad)} \end{array} \right\}$ Mittlere Verengungs-coefficienten

p der Leitrades = freier Umfang.
$k\,p$ = freier wirksamer Umfang der Leitapparates.

$k_1 p_1$

$$k\,p = \frac{c_1 - s_1}{c_1} \cdot z\,(c - s)$$

$$k_1 p_1 = \frac{c - s}{c} \cdot z \cdot (c_1 - s_1)$$

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

~~Z auf Überdruckhöhe & Geschwindigk.~~

die Überdruckhöhe im Spalt: h. Bewegung ist eine ruhende

u die absol. Geschw. am Endpunkte 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.

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

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

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

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 $= \frac{\omega^2 r}{g}$; Arbeit längs dr $= \frac{1}{g}\omega^2 r\,dr$.

Arbeit der Centrifugalkraft beim Durchfluss durch die Turbine: $\frac{1}{g}\omega^2 \int_{r=r_1}^{r=r_2} r\,dr = \frac{\omega^2}{g}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$

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

4) Ausfluss aus der Turbine.

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

Addiert man die 4 Gleichungen:

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

gesamte hydr. Widerstandshöhe = theoretische Druckhöhe minus wirksame Druckhöhe

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

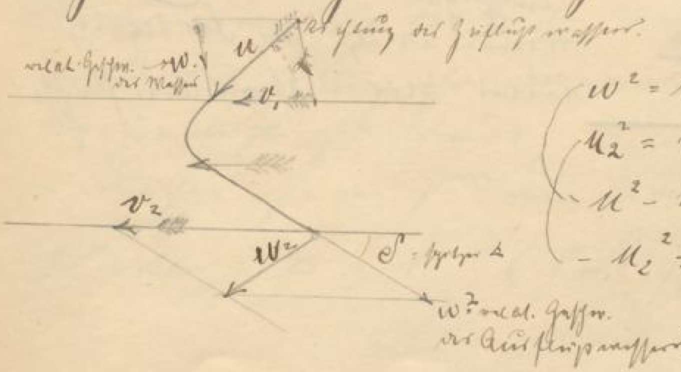
Ferner sei $H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$

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:

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



$$\begin{cases} w^2 = u^2 + v_1^2 - 2 u v_1 \cos\alpha \\ u_2^2 = v_2^2 + w_2^2 - 2 v_2 w_2 \cos\delta \\ u^2 - w^2 + v_1^2 = 2 u v_1 \cos\alpha \\ -u_2^2 + w_2^2 - v_2^2 = 2 v_2 w_2 \cos\delta - 2 v_2^2 \end{cases}$$

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

Es war $\eta = f(\varepsilon - \xi) - \mu$; μ: Abrechnung d. Luft~~widerst~~widerstw. 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 abfließt (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. wobei kein Stoßwirkung 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

ζ'' das Nutzgefälle.

$$\varepsilon H = \frac{u\, v_1 \cos\alpha}{g}$$ = wirksames Gefälle =

Umf. geschw. mal [illegible] der [illegible]

[illegible]

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

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

Umfangsgeschw. der Turb. an der Eintrittsstelle ist natürlich:

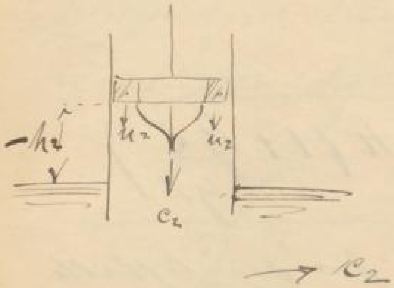
$$v_1 = \sqrt{g\,\varepsilon H\left(1 \pm \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}\right)}$$

Wenn eine geg. Turb. bei versch. Gefällen [illegible] [illegible] soll, [illegible] [illegible] [illegible] α [illegible] [illegible] [illegible], [illegible] v [illegible] zu machen ist der V dem wirks. Gefälle

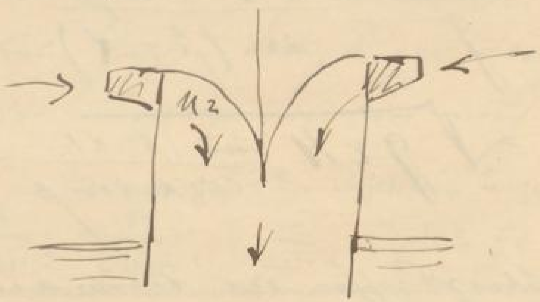
Es war $\varepsilon = 1 - (\rho_0 + \rho_0' + \rho_1 + \rho_2)$

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

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



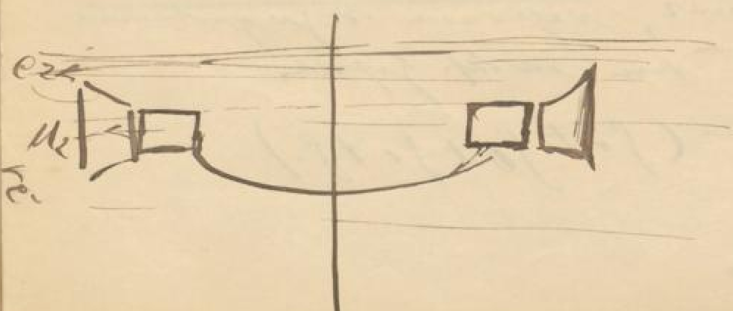
Axialturb.



aussenschlächt. Radialturb.

Diffusor von Boyden.

ringförmig. Kanalstück in [illegible] gewöhnlich der Unterwasserkanal angeordnet.



Für Druckturbine.

1.2.4. Fundamentalgl. der leb. Kraft:

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

$\frac{c_2^2}{2g}$ = Höhe der abfließenden Wasser = $\frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_2 - \varrho H$

Bei reiner Druckturb. ist Spaltüberdruck =

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

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \varrho H - h \quad \Big\} \; h = h_2, \; h_2 = \text{[illegible]}$$

$$= \frac{c_1^2}{2g} + H_0 - H_1 - \varrho H + \frac{u_2^2 - c_2^2}{2g} + H_2 - \varrho_2 H$$

$$\frac{u^2}{2g} = H - H_1 + H_2 + \frac{u_2^2}{2g} - (\varrho + \varrho_2) H \; ; \quad H - H_1 = \text{Höhe der Turb.}$$

wenn das Wasser von oben auf einläuft.

~~Druckhöhe~~ für eine Druckturbine

Zuflußwasser-Höhe

Vergleicht man dieses Gefälle 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 stoßfreien Eintritt ausgedrückt durch:

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

Bedingung für den normalen Austritt gegen die Austrittsfläche:

$$(2)\quad \frac{u_2}{\sin\delta} = \frac{v_2}{\cos\delta} = w_2$$; δ = 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 $\frac{r_1}{r_2}$ α β δ u u_2 v_1 v_2 w w_2 (I) Größen der 11 Turb. elemente

die 5 Gleich. sind Beziehungen zwischen diesen 11 Turbinenelementen.

Combinationen aus obigen Gl. hervorgehend:

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

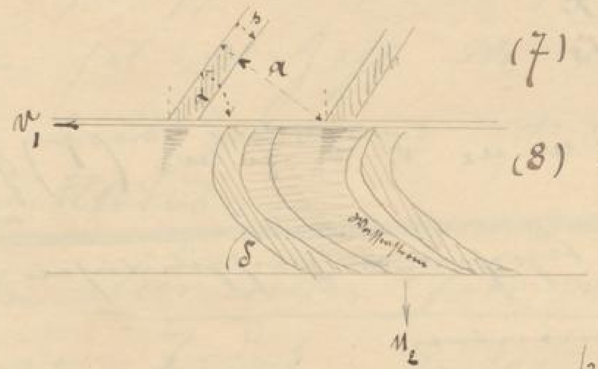
$$g\varepsilon H = v_1\cos\alpha\sqrt{2mgH}$$ aus Gl. 3/u. 4.)

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

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

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

Setze eine voll beaufschlagte Überdruckmaschine voraus.



(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:

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

Die Aufschlagwassermenge pro sec:

(10) $Q = kz \cdot a\, b\, u$; ab = F der Leitcanals

k = Verengungscoeff für die Leitcanäle

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

$f\, Q = k_1 z_1 a_1 b\, w_0$ .... Wassergewicht, das pro sec in die Turb. einfließt

w_0 die relat. Zuflussgeschw. zur Turb.

die wohl verkleinert sein kann wegen der Verluste im Spalt

$w_0 = \varphi\, w$

Der Austrittsquerschn. 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 (B): $z;\ z_1;\ s;\ s;\ s_2;\ r_1;\ \frac{b}{b_2};\ b;\ a;\ a_1;\ a_2;$

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 sei bloß die Gl. beibehalten:

$$Q = k z a \cdot b \cdot u$$

die beiden anderen Gl. für φQ dividirt

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

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

Es sei $k_2 = \frac{a_2}{a_2 + \delta_2 s_2}$ entsprechend den vorigen Bedeutungen von k

Dann ist $\frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{r_2 \sin\delta}{r_1 \sin\beta} = \frac{a_1}{a_2} \frac{a_2 + s_2}{a_1 + s_1} = \frac{k}{k_2}$ 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 $\varepsilon = m \sin 2\alpha (\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta)$

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

Die Elemente dieser Formel kommen in Gruppe II vor.

Bei 7. 8. 9 u. 10 war eine vollbeaufschlagte Vollturbine.

Handelt es sich aber um eine Partialturbine, so ändert sich bloß 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:

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

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

Gemäss des Ausdruckes für ε ist:

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

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

Es ist:

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

nach einigen Umformungen findet man, dass

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

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 Satz bestehen:

$$\underline{\frac{w}{w_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{v_1}{v_2}}$$

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 Einfluß, & 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, ζ.

ζ der Coeff. des Restgefälles 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 wirkl. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}76$ bei Druckturb.
$= 0{,}72$ bei Überdruckturb.

Die Werte stehen in folgenden Beziehungen:

μ = der verhältnismäßige Effektverlust durch Ablenkung b. Austritt des Wassers

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

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

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

Das erforderliche Aufschlagwasser pro sec ist dann:

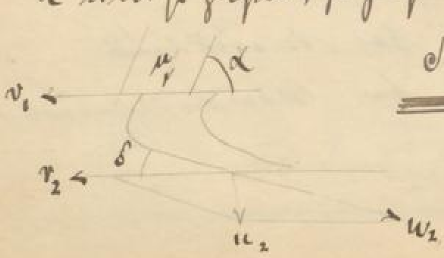
$$N = \frac{1}{75}\,\eta \cdot 1000\,Q\,H \quad ; \quad 1\,\text{cbm} = 1000\,\text{kg}.$$

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 Größen

m, $\frac{z_1}{z_2}$ u. α

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



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

In Gl. 6 sind φ, ε und m vorläufig angenommen. Setzt man dann $\frac{r_1}{r_2}$, n u. m ein, so kann man sehen, ob $\delta < 25^\circ$ 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. $\delta < 25^\circ$ überschritten werden:

Aus Gl. 9 ergibt sich:

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

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

$$r_1 = 0{,}2\ ,\ 0{,}4\ ,\ 0{,}6\ ,\ 0{,}8\ ,\ 1 \text{ mtr}$$
$$\delta > 34^\circ \quad 21^\circ \quad 18^\circ\ ,\ 16^\circ \quad 15^\circ$$

Wenn der mittlere Wert auch sonst schon $> 34^\circ$ ist, so kann diesen Bedingungen entsprochen werden, wenn $\delta < 25^\circ$ 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.

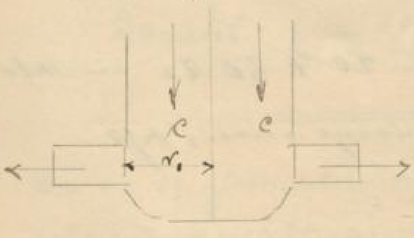
Oder einer gewissen Tourenzahl entsprechend, ergibt sich r_1

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

Bei einer Schl.-Turb. geht man von einem andern Gesichtspunkte aus:

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

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



Obige Gl. ist eine Bedingungsgleichung bei der Berechnung einer Turb.

Zur Berechnung von R_1 R_2

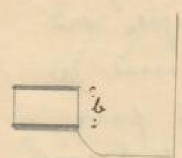
$$\left\{ \begin{array}{l} Q = k\, k_1\, 2\pi r_1^2\, \frac{b}{r_1}\, u \sin\alpha ; \quad n = 9{,}55\, \frac{v_1}{r_1} \\ Q = \pi r_1^2 c . \end{array} \right.$$

Die Schaufeldicken werden gesondert angenommen. Man macht 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 r der Mittelwert zwischen r_1 u. r_2, Dicke einer Schaufel setze man r proportional. Sind die Schaufeln an beiden Rändern befestigt, so pflegt man die Dicke der Schaufel zu machen:

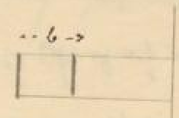
$$s = (0{,}006 - 0{,}01)\, r$$

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 seine 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 herrührend $\frac{bh^2}{6}$; $h = s$)

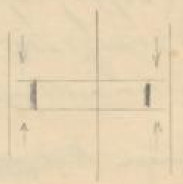
M = Ausdr. von der Form: $C p l^2$; (pl^2 = Moment herrührend von Last)

so ist also k prop. zu setzen:

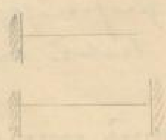
k prop. $\frac{l^2}{s^2}$ prop. $\frac{r^2}{s^2}$; danach muss also s prop. r sein.

M außerdem von dem spez. Druck p abhängig. Der Zahnstoff wechselt daher mit dem Gefälle, ist also nicht constant.

Bei Kaplanturb. sind die Schaufeln blos auf einer Seite befestigt.



Bei sonst gleicher Anstrengung wie einseitig eingespannten Trägers zu 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 Rändern 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 mache man gleich:

$z = 20 + 30\,r$. für Walltürb.

bei Sartiation 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.

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

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

$$k_2 \operatorname{tg} \delta = \mathfrak{A}.$$

Nach Gl. (9) folgt: $\frac{a_2}{k_2 \sin \delta} = \frac{2 \pi r_2}{z_1} = l_2$

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:

$$Ae_2 = \frac{a_2}{\cos \delta} = a_2 \sqrt{1 + \frac{\mathfrak{A}^2}{k_2^2}} = \sqrt{a_2^2 + \mathfrak{A}^2 (a_2 + s_2)^2}.$$

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 Bestim. 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 der 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 des Saugquerschnitts.

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

Eine Überdruckhöhe ist vorausgesetzt, ob Stoß-freiheit 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 Proberech. $\sqrt{\varepsilon}$ um 6% so muss auch die Grössen um 6% verändern.

Gl. (4) bleibt auch erfüllt, sofern m in demselben Verh. geändert wird als wie $\frac{\varepsilon}{x}$ 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. $\frac{1}{\eta\sqrt{\varepsilon}}$

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

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

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

Es handelt sich noch um die Änderung von b_2 & a_7. a_7 bestimmt durch Gl. (8) a_2 bleibt unverändert

Zu 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.

$\rho H = \frac{\lambda l'}{d'} \frac{c^2}{2g}$ aus der Hydraulik bekannte Ausdruck für die Leitungswiderstandshöhe in einem Rohre. Es kann gesetzt werden für $\lambda = 0,025$. Die Stelle der Schaufeln bedingen einen weiteren Widerstand, 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, so ist $\frac{x}{u_0} = \frac{1}{\alpha}$; 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

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

$k_0 = \frac{a_0}{a_0+b_0}$; u_0 die mittlere Geschw. im vollen Querschn. der 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. – wirkl. Querschn. mal Verengungs coeff.

Es handelt sich 3) um die allgemeine Leitungswiderstandshöhe, die dem Durchfluß durch den Leitapparat entspricht (sie gleichzeitig: der Durchfluß durch ein conisches Rohr)

Die betreffende Widerstandshöhe:

$$\zeta \frac{(ku)^2}{2g}; \quad \zeta = \frac{\lambda}{4} \frac{l}{\rho_0} \cdot \left(1+\frac{d}{d_0}\right)\left(1+\frac{d^2}{d_0^2}\right)$$

d, d_0 bedeuten den mittleren Durchm., da wir es hier nicht mit einem kreisrunden Rohre zu thun haben; Verh. der 4fachen Inhalte zum einfachen Umfang = der mittlere Durchmesser eines Durchm.:

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

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

Die Krümmung der Canäle bedingt eine zweite Widerstandshöhe.

Krümmungswiderstandshöhe nach Vers. von Weisbach:

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

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

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

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

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

$(1-\varepsilon)H = \rho H + \rho_0 H + \rho_1 H + \rho H$ | $(1-k_0)^2$

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

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 Druckturb. 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 Partialturb., welche immer als Druckturb. constr. ist, verhält es sich anders.

geschlossen

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

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 Formeln war diejenige des hydr. Wirkungsgrades ε durchschnittlich $\varepsilon = 0{,}8$.

Controle der Annahme von ε.

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 ergiebt sich ε. ; ϱH, $\varrho_0 H$ sind zu ermitteln, waren bereits angegeben.

Ermittelung von $\varrho_1 H$ u. $\varrho_2 H$.

$\varsigma_1 H$ (Durchfluß durch den Canal) zusammengesetzt aus einem Reibungs- u. Krümmungswiderstand. Auch hier kann gesetzt werden:

$$\varsigma_1 H = \xi \cdot \frac{w_2^2}{2g}$$; ξ Widerst. coeff., der sich auf den kleinsten Quersch. bezieht.

-leitungswiderstand.)

Krümmungswiderstand:

$$\vartheta_1 \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g}$$

mittlere Geschw. hoch – arithmetisches Mittel der Geschw. am Anfang u. Ende, der betreffenden Geschw. ist.

Der Anfangsquerschn. wird nicht ganz ausgefüllt.

Dann ist:

$$\varsigma_1 H = \xi_1 \frac{w_2^2}{2g} + \vartheta_1 \frac{w_1^2 + w_2^2}{4g}$$

entsprechend einem zur. Wasserverlust im Spalt:

$$w_1 = k_1 w_0 = k_1 \varphi w$$, mit welcher das Wasser zum Anfangsquerschn. begonnen würde, wenn der Strahl nicht beeinflußt würde durch die Dicke der Schaufel.

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

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

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

betreffend d_1 kann analog dem Früheren

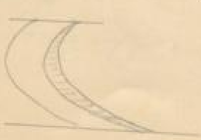
$$d_1 = \frac{K_1}{90}$$

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

Nach Weisbach ist für den Fall einer Überdruckturb., wo das Wasser alle Querschn. 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.schaufel canales, ρ_2 am Ende.
Bei einer Druckturbine findet keine volle Ausfüllung der Canäle statt.



Hier ist: $d_1 = \frac{4a_1 b_1}{2a_1 + b_1}$; $d_2 = \frac{4a_2 b_2}{2a_2 + b_2}$

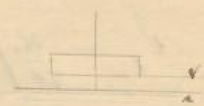
Für den Fall einer Druckturbine mag d. ½ h größer angenommen werden wie für den Fall einer Überdruckturbine.

<u>Widerstandshöhe $\varrho_2 H$.</u>

1) Für eine <u>Überwasserturbine</u>; Betriebswasser fließt immer oberhalb Oberwasser Unter Spiegels aus. Höhe der Ausflußfläche über Unterwasserspiegel H_2 ist für den Effekt verloren

$\varrho_2 H = H_2$; $\frac{u_2^2}{2g}$ Geschw. höhe des Ausflußwassers geht auch teilweise verloren;

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



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

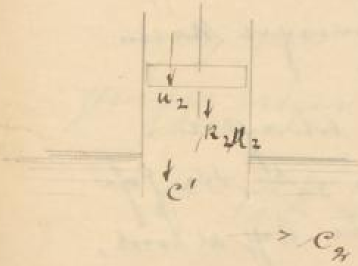
2) Für eine <u>Unterwasserturbine</u>:

u_2 Ausflußgeschw. des Wassers; geht gleich in c_2 über im Untergraben.

diesem plötzlichen Übergang entspricht ein Verlust:

$$\rho_2 H = \frac{(u_2^{x} - c_2)^2}{2g}$$

3) Für ein Reaktionsrad:



$$k_2 = \frac{a_2}{a_2 + s_2};$$

3 Widerstandshöhen bei den 3 Übergängen im kleinen Gefälle.

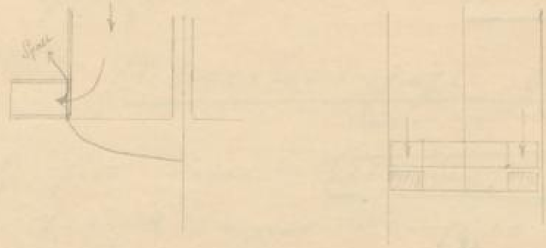
$$\rho_2 H = (1-k_2)^2 \frac{u^2}{2g} + \frac{(k_2 u_2 - c')^2}{2g} + \frac{(c' - c_2)^2}{2g}$$

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

Daraus ergibt sich dann ein correcter Wert von ε. Man wird diesen gefundenen Wert von ε noch etwas vergrößern müssen, weil ja die andern mitwirken.

gewonnenen Wirkungsgr.

Wasserverlust durch den Überdruck im Spalt.



Überdruckvollturb.

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

als unendl. schmaler Flächenstreifen zu betrachten, r' Abstand 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 Wasserverlust an beiden Seiten stattfinden, so wäre r' das arithm. Mittel beider, d. h. $= r_1$

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

h die Überdruckhöhe des im Spalt überfließenden

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

das Wasservol., das pro sec im Spalt verloren geht, ist

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

dieses 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. an dem Wasserspiegel

$H_0 - H_1$ = Höhe des Oberwasserspiegels 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 Überwasserturb., wo sich der Spalt an der freien Luft befindet, ist $h' = 0$

bei Unterwasserturb. 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 Spalts über dem Unterwasserspiegel.

Für eine Reaktionsturb., worin Kammern auch gewöhnlich nahe gestellt werden:

$h' = -H_1$

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

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