Resultate für den Maschinenbau

[Hauptband]

Redtenbacher, Ferdinand

Heidelberg, 1869

Siebenter Abschnitt. Turbinen

urn:nbn:de:bsz:31-289815

SIEBENTER ABSCHNITT.

Turbinen.

Die Turbine von Jonval

mit zwei über einander liegenden Rädern.
Tafel XXXIV.

215.

Allgemeine Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen.

Fig. 1. B. Abwickelung des Schnittes am inneren Umfang des Rades. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser mit dem innern Halbmesser der beiden Räder übereinstimmt, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 1 A. Abwickelung des mittleren Schnittes. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser gleich ist dem arithmetischen Mittel $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Turbinenrades, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 2. Durchschnitt des Leitrades und des Turbinenrades mit einer durch die Axe derselben gelegten Ebene.

Für die Berechnungen der Hauptdimensionen dienen folgende Bezeichnungen:

H das Gefälle, gemessen vom Spiegel des Unterwassers bis zum Spiegel des Oberwassers;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirkt;

α, Fig. 1. A, der mittlere Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Leitrades bilden;

β der mittlere Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Turbinenrades beginnen;

k der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

$$\left.\begin{array}{l} R_2 \text{ der innere} \;\ldots\ldots \\ R_1 \text{ der äussere} \;\ldots\ldots \\ R = \frac{1}{2}(R_2 + R_1) \text{ der mittlere} \end{array}\right\} \text{Halbmesser des Rades, Fig. 2;}$$

i, i_1 die Anzahl der Leitschaufeln und die Anzahl der Radschaufeln;

$\varepsilon, \varepsilon_1$ Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln;

s, s_1, Fig. 1. A, mittlere Weite der Mündungen der Leit- und der Radkanäle;

v vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R;

n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute;

N_n Nutzeffekt in Pferdekräften à 75 Kilogramm-Meter, welchen die Turbine entwickeln soll.

Zur Berechnung aller Hauptdimensionen dienen nun folgende Regeln.

a) Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H} \text{ Kubikm.}$$

b) Die Winkel α und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich genommen werden; in den meisten Fällen darf man nehmen:

$$\alpha = 24^0$$
$$\beta = 66^0$$

c) Das untere Ende der Leitschaufeln soll zur Vermeidung von schädlichen Räumen geradlinig gemacht werden, und dann ist zu setzen:

$$k = 1$$

d) Aus dem Rade darf das Wasser mit schwacher Convergenz austreten, so dass man nehmen darf:

$$k_1 = 0{\cdot}9$$

e) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}}$$

f) Verhältnisse zwischen den Halbmessern R, R_1, R_2. In der Regel darf man nehmen:

$$R_2 = \frac{2}{3}\,R_1 \qquad R = \frac{5}{6}\,R_1$$

g) Anzahl der Leitschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i = 16$$

h) Anzahl der Radschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i_1 = 24$$

i) Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln. Man darf nehmen:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40}\,R = 0{\cdot}025\,R$$

falls, wie gewöhnlich, die Schaufeln nur innen an dem Radkörper befestigt sind, aussen aber unverbunden bleiben, widrigenfalls die Dicken ε und ε_1 entsprechend kleiner genommen werden dürfen.

Die Schaufeln sind von Blech zu machen, wenn R kleiner als $0{\cdot}4^m$, und von Gusseisen, wenn R grösser als $0{\cdot}4^m$ ist.

k) Der äussere Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin\alpha\left(1-\frac{i}{2\,\pi\sin\alpha}\,\frac{\varepsilon}{R}-\frac{i_1}{2\,\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right)}\right\}}$$

l) Wahre untere Weite der Leitkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen, Fig. 1. A.

$$s = R\left(\frac{2\,\pi\sin\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right)$$

m) Wahre untere Weite der Radkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen:

$$s_1 = R\left[\frac{2\,\pi \sin\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\,\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

n) Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R:

$$v = 0{\cdot}774\sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\,\cos\alpha}}$$

o) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}55\,\frac{v}{R}$$

p) Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0{\cdot}5\,R$

q) Höhe des Leitrades . . . . $= 0{\cdot}6\,R$

r) Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens $= \frac{R}{50}$

s) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= R_1 + \frac{R}{50}$

t) Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylindermantel:

1. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet . $= \frac{1}{2}\,R_1$
2. wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2\,R_1$ stattfindet . . . . $= \frac{\pi}{2}\,R_1$

u) Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4\,R_1$

216.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für gewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle nicht zu gross und die Wassermenge nicht zu klein, handelt es sich also um die Benutzung einer normalen Wasserkraft, so darf man für die innerhalb gewisser Grenzen willkürlichen Grössen α, β, k, k_1, $\frac{R_2}{R_1}$, $\frac{\varepsilon}{R}$, $\frac{\varepsilon_1}{R}$, i, i_1 diejenigen Werthe annehmen, welche in vorhergehender Nummer angegeben wurden, und dann erhält man zur Berechnung aller Hauptabmessungen folgende einfache Formeln:

Wassermenge, welche in 1″ auf das Rad wirken muss . . . . $Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$

Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden . $\alpha = 24^0$

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen . . . . $\beta = 66^0$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades . $k = 1$

Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades $k_1 = 0{\cdot}9$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . . $U = 0{\cdot}707 \sqrt{2\,g\,H}$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . $i = 16$

Anzahl der Radschaufeln . . . . $i_1 = 24$

Metalldicke der Leit- und Radschaufeln $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$

Aeusserer Halbmesser des Turbinenrades $R_1 = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$

Innerer Halbmesser des Rades . . . . . $R_2 = \frac{2}{3} R_1$

Mittlerer Halbmesser des Rades . . . . $R = \frac{5}{6} R_1$

Weite der Kanäle des Leitrades . . . . . . $s = 0{\cdot}135\,R$

Weite der Kanäle des Turbinenrades . . . $s_1 = 0{\cdot}080\,R$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R $v = 0{\cdot}600 \sqrt{2\,g\,H}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades in 1 Minute . . . . . . $n = 9{\cdot}55 \cdot \frac{v}{R}$

Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0{\cdot}5\,R$

Höhe des Leitrades . . . . $= 0{\cdot}6\,R$

Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens . . . . $= \frac{R}{50}$

Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= 1{\cdot}22\,R$

Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:

1) wenn die Ausströmung ringsum stattfindet . . . . $= \frac{1}{2} R_1$

2) wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ stattfindet . . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4 R_1$

217.

Verzeichnung der Schnitte. Fig. 1 und 2.

Für die Anfertigung der Räder ist es nothwendig, dass diese Schnitte im natürlichen Maasstab verzeichnet werden; die folgenden Bemerkungen werden hiezu behülflich sein.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 2 bedarf keiner Erklärung, denn es ist hiebei nur nothwendig, die berechneten Dimensionen, welche in diesem Schnitt erscheinen, aufzutragen.

Für die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1, A ist zu berücksichtigen: $\overline{c\,c} = \frac{2 R \pi}{i}$, $\overline{f\,f} = \frac{2 R \pi}{i_1}$, $\overline{b\,a} = 0{\cdot}80\,R$, $\overline{f\,g} = 0{\cdot}55\ R$, c o geradlinig, o a krummlinig tangirend an o c, f h stetig krummlinig oder ein Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich 0·9 R.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1, B geschieht wie folgt: Man berechne $\overline{c_1\ c_1} = \overline{a_1\,a_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i}$, $\overline{f_1\ f_1} = \overline{h_1\,h_1} = \frac{2\ R_2\ \pi}{i_1}$, $\overline{a_1\ b_1} = \overline{a\,b}\,\frac{R_2}{R}$, $\overline{f_1\,g_1} = \overline{f\,g}\ \frac{R_2}{R}$. Theile a b, $a_1\,b_1$, g f, $g_1\,f_1$ in 5 gleiche Theile, ziehe durch die Theilungspunkte Vertikallinien, sodann durch die Punkte m, n, o, p, i, k, l, q Horizontallinien, so schneiden diese in m_1, n_1, o_1, p_1, i_1, k_1, l_1, q_1 ein, und man hat hiedurch einzelne Punkte der Linien $a_1\ c_1$ und $f_1\ h_1$.

218.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für ungewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle so gross und die Wassermenge so klein, dass nach den in Nr. 216 aufgestellten Regeln die Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbine bedenklich gross ausfällt, so muss man für α einen etwas kleineren (z. B. $\alpha = 15^0$) und für $\frac{R_2}{R_1}$ einen etwas grösseren Werth $\left(\text{z. B. } \frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}\right)$ in Rechnung bringen, und dann geben die in Nr. 215 aufgestellten Formeln folgende Regeln:

Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken muss	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$
Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden .	$\alpha = 15^0$
Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen	$\beta = 66^0$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades .	$k = 1$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades	$k_1 = 0{\cdot}9$
Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . .	$U = 0{\cdot}692 \sqrt{2\,g\,H}$
Anzahl der Leitschaufeln	$i = 16$
Anzahl der Radschaufeln	$i_1 = 24$
Metalldicke der Leit- und Radschaufeln .	$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$
Aeusserer Halbmesser des Turbinenrades .	$R_1 = 1{\cdot}966 \sqrt{\frac{Q}{U}}$
Innerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R_2 = \frac{5}{7} R_1$
Mittlerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R = \frac{6}{7} R_1$
Weite der Kanäle des Leitrades	$s = 0{\cdot}077\,R$
Weite der Kanäle des Turbinenrades . . .	$s_1 = 0{\cdot}045\,R$
Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R	$v = 0{\cdot}579 \sqrt{2\,g\,H}$
Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	$n = 9{\cdot}55 \frac{v}{R}$
Höhe des Turbinenrades	$= 0{\cdot}5\,R$
Höhe des Leitrades	$= 0{\cdot}6\,R$
Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens	$= \frac{R}{50}$

219.

Partial-Turbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, dass selbst die Annahmen $\alpha = 15^0$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig grosse Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so muss man sich zur Herstellung einer Partial-Turbine entschliessen, obgleich in diesem Falle der Nutzeffekt minder günstig ausfällt als für eine Voll-Turbine *).

---

*) Auch bei mässigem Gefälle und nicht sehr kleiner Wassermenge kann die partielle Beaufschlagung der Turbine unter Umständen durch die Veränderlichkeit dieser Wassermenge oder des Bedarfs an Betriebsarbeit bedingt werden. Um dann zu machen, dass durch die nur partielle Beaufschlagung der Wirkungsgrad nicht erheblich herabgedrückt werde, ist die Turbine als sogenannte Actionsturbine, d. h. so zu construiren, dass in dem vom Leitrade zum Turbinenrade übertretenden Wasser fast das ganze Arbeitsvermögen, welches dem Gefälle H entspricht, nach Abzug des Arbeitsverlustes bis zu dieser Stelle, in Form von lebendiger Kraft enthalten ist. Dies ist der Fall, wenn in der Gleichung

$$\frac{U^2}{2\,g} = m\,H$$

der Coeffizient m (die sogenannte Charakteristik) $= 0{\cdot}8$ bis $0{\cdot}9$ gesetzt wird, während derselbe nach den Constructionsregeln in Nr. 216 und 218 nur höchstens $= 0{\cdot}5$ ist, so dass das Wasser nicht minder durch seinen Pressungszustand, als durch seine lebendige Kraft treibend auf das Turbinenrad wirkt.

Auch kann man in solchem Falle bei kleineren Gefällen und grösseren Wassermengen Veranlassung haben, die radiale Dimension der Radkanäle von der Eintrittsstelle zur Austrittsstelle hin wachsen zu lassen, widrigenfalls es vorkommen kann, dass der Winkel α übermässig klein genommen werden müsste, um den Winkel γ genügend klein zu erhalten, den die Austrittsrichtung des Wassers mit der unteren Ebene (der Austrittsebene) des Rades bildet. Es sei

b diese radiale Dimension der Radkanäle an der Eintrittsstelle,
b_1 dieselbe an der Austrittsstelle,
s_2 die Weite der Radkanäle an der Eintrittsstelle,

während im Uebrigen auf die Buchstabenbezeichnung in Nr. 215 verwiesen wird.

Die hauptsächlichsten Dimensionen einer seitenschlächtigen Actionsturbine können nach folgenden Regeln bestimmt werden:

$$m = 0{\cdot}8\,;\; U = 3{\cdot}962\,\sqrt{H}$$

Wird $b_1 = b$ gesetzt, so kann $\alpha = 12^0$ bis 15^0 genommen werden; ist es aber bei kleinem H und grossem Q wünschenswerth, dass α grösser sei, damit die Turbine nicht übermässig gross werde, so ist $b_1 > b$ bis zu $b_1 = 2\,b$ zu nehmen. Mit sonach angenommenen Werthen von α und $\frac{b}{b_1}$ findet man:

$$\operatorname{cotg} \beta = -\operatorname{cotg} \alpha + \frac{0{\cdot}95}{\sin 2\alpha};\; \operatorname{tg}(\gamma) = \frac{b}{b_1}\,\frac{\sin 2\alpha}{0{\cdot}95}$$

Die Dimensionen einer solchen Partial-Turbine können ebenfalls nach den für Voll-Turbinen geltenden Regeln berechnet werden, wenn man in den Formeln für Q eine Wassermenge in Rechnung bringt, die m mal so gross ist als diejenige, welche wirklich in jeder Sekunde auf die Turbine zu wirken hat; dabei ist m die Zahl, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an

---

wo (γ) einen vorläufigen Näherungswerth von γ bezeichnet. Ferner ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades im Abstande R von der Axe:

$$v = \frac{1{\cdot}882}{\cos\alpha}\sqrt{H}$$

Nimmt man nun vorläufig $\frac{b}{R} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ (um so kleiner, je grösser H), so findet man mit vorläufigen Werthen von i und $\frac{\varepsilon}{R}$:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{0{\cdot}9\left(2\pi\sin\alpha - i\,\frac{\varepsilon}{R}\right)\frac{b}{R}\,U}}$$

wofür auch ein nahe kommender abgerundeter Werth gesetzt werden kann. Den Umständen gemäss, besonders je nach der Grösse von R, können jetzt die Schaufelzahlen und Schaufeldicken

$$i = 16 \text{ bis } 20;\ i_1 = 24 - 30$$

$$\varepsilon \text{ und } \varepsilon_1 = \left(\frac{1}{40} - \frac{1}{80}\right) R$$

angenommen werden, und man findet dann weiter:

$$s = \frac{2\pi R}{i}\sin\alpha - \varepsilon;\ s_2 = \frac{2\pi R}{i_1}\sin\beta - \varepsilon_1;\ (s_1) = \frac{2\pi R}{i_1}\sin(\gamma) - \varepsilon_1$$

wo (s_1) einen vorläufigen Näherungswerth von s_1 bedeutet,

$$b = \frac{s_2 + \varepsilon_1}{s_2}\,\frac{Q}{i\,s\,U};\ b_1 = \frac{b_1}{b}\,b$$

Endlich ergeben sich corrigirte Werthe von γ und s_1 aus:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{s}{s+\varepsilon}\,\frac{s_2}{(s_1)}\,\frac{\sin(\gamma)}{\sin\beta}\cdot\operatorname{tg}(\gamma);\ s_1 = \frac{2\pi R}{i_1}\sin\gamma - \varepsilon_1.$$

Bei einer solchen Actionsturbine, besonders wenn sie nur partiell beaufschlagt ist und im Unterwasser umläuft, ist es wichtig, dafür zu sorgen, dass alle Querschnitte der Radkanäle von regelmässig strömendem Wasser vollständig ausgefüllt werden. Dies geschieht bei Blechschaufeln durch die Anbringung sogenannter Rückschaufeln oder bei gegossenen Schaufeln durch die Wahl einer der Art veränderlichen Schaufeldicke, dass der Querschnitt des Radkanals im Wesentlichen constant $= b_1 s_1$ wird und nur gegen die Eintrittsstelle hin stetig in den hier etwas grösseren Querschnitt $= b\,s_2$ übergeht. G.

welchem Einströmung stattfinden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

220.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes von Jonval'schen Turbinen.

Um den Nutzeffekt einer *Jonval*'schen Turbine, deren Abmessungen gegeben sind, zu berechnen, sind nebst den in Nr. 215 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser von dem Turbinenrad niederströmt,

ω Querschnitt der unteren Ausflussöffnung am Mantel,

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rad tritt, mit der unteren Ebene desselben bildet,

$\varkappa$ Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus ω,

$x = \frac{v^2}{2gH}$

Man berechne zuerst folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \left(2 R \pi \sin\alpha - i\,\varepsilon - i_1\,\varepsilon_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)(R_1 - R_2)$$

$$\Omega_2 = \Omega \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}$$

$$\Omega_1 = i_1\, s_1\, (R_1 - R_2)$$

$$m = \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k} \cos\alpha + \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega_2} \cos\beta$$

$$n = \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k} \sin\alpha - \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega_2} \sin\beta$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1\, k_1}{\omega\,\varkappa}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1\, k_1}{O}\right)^2 - 2\sin\gamma \frac{\Omega_1\, k_1}{O}$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega_2}\cos\beta}{M^2}$$

$$B = \frac{\frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k}\cos\alpha + \cos\gamma}{M}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2}\right)^2 \cos^2 \beta}{M^2}$$

$$D = \frac{\left(\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2}\right) \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für jede Geschwindigkeit des Rades

a) das Verhältniss zwischen dem in Kilgmtr. ausgedrückten Nutzeffekt E_n und dem absoluten Effekt 1000 Q H der Wasserkraft für irgend einen Werth von x:

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,H} = -2\,A\,x + 2\,B\,\sqrt{x + C\,x^2}$$

b) das Verhältniss zwischen der Ausflussgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$, welche dem Gefälle entspricht,

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k}\left(D\,\sqrt{x} + \frac{\sqrt{1 + C\,x}}{M}\right)$$

Man findet ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades und den vortheilhaftesten Effekt durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\text{max.}} = \frac{1}{2\,C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{\text{max.}} = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right]^{*)}$$

---

*) Es ist zu bemerken, dass bei den in dieser Nummer angegebenen Formeln nur diejenigen Arbeitsverluste berücksichtigt wurden, welche durch den Uebertritt des Wassers aus dem Leitrade in das Turbinenrad, durch den Austritt des Wassers aus Letzterem und durch die Geschwindigkeit des Wassers in dem Querschnitte $= \varkappa\,\omega$ der Ausflussöffnung verursacht werden; vernachlässigt wurden die Arbeitsverluste, welche der Reibung des Wassers besonders an den Schaufeln, der Krümmung der Kanäle und der Unregelmässigkeit der Bewegung in denselben entsprechen. Durch die Berücksichtigung auch dieser Arbeitsverluste wird M^2 etwas grösser, und zwar um den Betrag des betreffenden Widerstandscoeffizienten, bezogen auf die relative Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Turbinenrades ausfliesst, d. h. um einen Bruch =

221.

Anordnung und Aufstellung der Jonval'schen Turbine.

Die zweckmässigste Anordnung und Aufstellung der Maschine richtet sich theils nach der Grösse des Gefälles, theils nach Lokalverhältnissen.

Direkte Aufstellung. Wenn das Gefälle nicht mehr als ungefähr 6^m beträgt und grösstentheils durch den Untergraben gewonnen wird, fällt die Anordnung in der Regel am zweckmässigsten aus, wenn das Wasser in einem offenen Kanal zugeleitet und wenn das Rad in eine Tiefe von ungefähr $1{\cdot}5^m$ bis 2^m unter den Spiegel des Oberwassers gelegt wird.

Umgekehrte Aufstellung. Wenn das Gefälle mehr als 6^m beträgt und grösstentheils durch den Obergraben erhalten wird, fällt die Anordnung meistens am zweckmässigsten aus, wenn man das Wasser durch eine Röhre bis unter den Spiegel des Unterwassers herableitet, die Röhre daselbst aufwärts biegt, und in das Ende derselben das Leitrad und Turbinenrad so einsetzt, dass letzteres über dem ersteren zu stehen kommt. Die obere Ebene des Turbinenrades soll $0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}6^m$ unter dem Spiegel des Unterwassers zu liegen kommen.

Mittlere Aufstellung. Wenn bei einem grösseren Gefälle, das grösstentheils durch den Obergraben gewonnen wird, die Lokalverhältnisse und insbesondere die Einrichtung der Transmission es erfordern, dass die Turbine in einer Höhe von 2, 3, 4^m über dem Spiegel des Unterwassers aufgestellt werde, so muss man die Turbine in einen Cylindermantel ganz einschliessen, das Betriebswasser durch ein Rohr, das in den Cylindermantel mündet, aus dem Zuflusskanal zuleiten, und durch ein zweites Rohr, das unter dem Turbinenrad die Fortsetzung des Cylindermantels bildet, unter den Spiegel des Unterwassers herableiten.

---

dem Verhältniss der betreffenden Widerstandshöhe zu der Geschwindigkeitshöhe $\frac{u_1^2}{2g}$. Auch kann zur Vervollständigung der Formeln noch Ω_2 mit einem Correktionscoefficienten k_2 multiplicirt werden, welcher mit Rücksicht auf die Verengung der Radkanäle durch die Dicke der Leitschaufeln:

$$k_2 = \frac{s}{s + \varepsilon}$$

su setzen ist. G.

Die Turbine von Fourneyron

mit zwei in einander liegenden Rädern.

Taf. XXXIV, Fig. 3 und 4.

222.

Bezeichnung derjenigen Grössen, welche bei der Construction einer neu zu erbauenden Turbine dieser Art in Betrachtung kommen.

H das Gefälle. Befindet sich das Rad unter dem Spiegel des Unterwassers, so ist H gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel im obern und untern Kanal. Befindet sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers, so ist H die Höhe des Wasserspiegels im oberen Kanal über der mittleren Ebene des Rades.

Q die Wassermenge in Kubm., welche in 1″ auf das Rad wirken soll;

α_1 der Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützenmantels durchschneiden;

i Anzahl der Leitkurven;

$\alpha = m\,k\,l$ der Winkel, den die mittlere Richtung $h\,k\,m$, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet;

β Winkel, unter welchem die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades durchschneiden;

γ Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Turbinenrad austritt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;

k Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

$\left.\begin{array}{l} R_2 \text{ der innere} \\ R_1 \text{ der äussere} \end{array}\right\}$ Halbmesser des Rades;

i_1 Anzahl der Radkurven;

$s = \overline{f\,g}$ Weite der Kanalmündungen des Leitrades;

$s_1 = \overline{w\,x}$ Weite der äusseren Mündungen der Radkanäle;

δ_1 Höhe des Rades, Fig. 4, oder Vertikalabstand der beiden Radkronen;

v_2 vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades;
n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute;
N_n der in Pferdekräften à 75 Kilogmtr. ausgedrückte Nutzeffekt, welchen die Turbine entwickeln soll.

223.

Regeln zur Berechnung aller Hauptabmessungen einer zu erbauenden Fourneyron'schen Turbine.

Mit Berücksichtigung der in vorhergehender Nummer zusammengestellten Bezeichnungen hat man zur Berechnung aller Hauptdimensionen folgende Regeln:

Wassermenge in Kubikmeter, welche in 1″ auf das Rad wirken muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten . . . $Q = 0{\cdot}107 \dfrac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . . . $R_2 = 0{\cdot}538\sqrt{Q}$

Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

a) bei kleineren Turbinen . . . . $\alpha_1 = 15^0$
b) bei grösseren Turbinen . . . . $\alpha_1 = 24^0$

Krümmungshalbmesser für die Leitkurven . . $\overline{eg} = 0{\cdot}5\,R_2$
Metalldicke der Leitschaufeln . . . . . = 0·003 bis 0·004 Mtr.
Metalldicke des Schützenmantels (Gusseisen) = 0·01 bis 0·015 Mtr.
Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem inneren Umfang des Rades . . = 0·001 bis 0·005 Mtr.
Anzahl der Leitkurven . . . . $i = 24$ bis 30
Mit diesen Regeln kann der Horizontaldurchschnitt des Leitrades verzeichnet werden, und aus dieser Zeichnung findet man dann den Winkel α und die Weite s*) . . . . . . α und s

*) Die mittlere Richtung h k, Fig. 3, Taf. XXXIV, nach welcher das Wasser aus einem Leitkanal ausfliesst und welche in ihrem Durchschnittspunkt k mit dem inneren Umfang des Turbinenrades den Winkel α bestimmt, wird gefunden, indem man durch den Endpunkt g einer Leitkurve die Gerade g f = s so zieht, dass sie bei g und f gegen die den Leitkanal begrenzenden Schaufelflächen gleich geneigt ist; dann ist h k normal zu der Geraden g f im Mittelpunkte h derselben. G.

Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden . . . . $\beta = 60$ bis 90^0

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfliesst:

$$U = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha + \beta)}}$$

Für den Fall, dass das Wasser in einer längeren Röhrenleitung, die Gefällverluste verursacht, zugeleitet würde, müsste man, um den in dieser Gleichung für H zu setzenden Werth zu erhalten, von dem wirklich vorhandenen Gefälle jene Gefällverluste abziehen.

Höhe des Turbinenrades . . . . $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$

wobei zu setzen ist: $\begin{cases} \text{wenn } \alpha_1 = 15^0 \quad \dots \quad k = 0{\cdot}9 \\ \text{wenn } \alpha_1 = 24^0 \quad \dots \quad k = 0{\cdot}95^{*)} \end{cases}$

Verhältniss zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\,\beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Anzahl der Radkurven . . . . $i_1 = 1{\cdot}2\ i \sin\beta$

Metalldicke der Radschaufeln . . . . . . $= 0{\cdot}004$ bis $0{\cdot}006$ Mtr.

Die Radkurven können aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	wenn	$\beta = 60^0$	90^0
erster Krümmungshalbmesser	$p n$	$= 0{\cdot}45\,R_2$	$0{\cdot}36\,R_2$
zweiter Krümmungshalbmesser	$q t$	$= 0{\cdot}59\,R_2$	$0{\cdot}50\,R_2$

sofern dadurch der Winkel, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden, nicht grösser als 15^0 und auch nicht übermässig klein wird, widrigenfalls die Krümmungshalbmesser entsprechend zu ändern wären.

*) Sofern die Contraktion des Wassers bei dem Austritt aus den Leitkanälen zum Theil wenigstens von der Dicke der Radschaufeln $= \varepsilon_1$ herrührt, ist zu setzen:

$$k \overset{=}{<} \frac{s_2}{s_2 + \varepsilon_1}$$

unter s_2 die Weite der inneren Mündung eines Radkanals verstanden, und zwar um so mehr $k < \frac{s_2}{s_2 + \varepsilon_1}$ je mehr zwei benachbarte Leitkurven bei f und g, Fig. 3, gegen einander geneigt sind. G.

Aeussere Weite der Radkanäle:

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$$

$$k_1 = 0{\cdot}9$$

Auch mit Rücksicht auf diese Weite s_1 sind obige Regeln zur Verzeichnung der Radkurven nöthigenfalls zu modificiren.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfang des Rades

$$v_2 = 0{\cdot}707 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \ \cos \alpha}}$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}55 \frac{v_2}{R_2}$$

224.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes der Turbinen nach Fourneyron.

Zur Berechnung des Nutzeffektes, welchen eine Fourneyron'sche Turbine von gegebenen Abmessungen bei verschiedenen Schützenöffnungen und verschiedenen Geschwindigkeiten entwickelt, ist es zweckmässig, nebst den in Nr. 222 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende zu gebrauchen:

Ω die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenrad, bei einer gewissen Stellung des Schützens,

Ω_2 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am inneren Umfang des Rades,

Ω_1 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades,

v_1 die Geschwindigkeit eines Punktes am äusseren Umfang des Rades,

$\frac{v_1^2}{2gH} = x$ das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeitshöhe, welche der äusseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht, und dem Gefälle H.

Man berechne nun die Werthe von m, n, A, B, C, D vermittelst folgender Ausdrücke:

$$m = \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega \, k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$n = \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega \, k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega_2} \sin \beta$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma\right) \frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega_2} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

$$B = \frac{\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega \, k} \cos \alpha + \cos \gamma}{\sqrt{1 + m^2 + n^2}}$$

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega_2} \cos \beta\right)^2}{1 + m^2 + n^2}$$

$$D = \frac{\frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega_2} \frac{R_2}{R_1} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

und dann findet man für irgend einen Werth von x:

$$\frac{E_n}{1000 \, Q \, H} = - 2 \, A \, x + 2 \, B \sqrt{x + C x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = \frac{\Omega_1 \, k_1}{\Omega \, k} \left(D \sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + C \, x}{1 + m^2 + n^2}}\right)$$

Man findet ferner den Werth von x, für welchen der Nutzeffekt ein Maximum wird, sowie auch den entsprechenden grössten Werth von E_n durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\text{max.}} = \frac{1}{2C} \left\{ - 1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000 \, Q \, H}\right)_{\text{max.}} = \frac{A}{C} \left[1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right]^{*)}$$

*) Mit Rücksicht auf die Arbeitsverluste, welche durch die Reibung des Wassers an den Schaufeln, die Krümmung der Kanäle und die Unregelmässig-

Die schottische Turbine.

Taf. XXXV, Fig. 1.

225.

Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen derselben.

Diese Turbine könnte zwar füglich ganz mit Stillschweigen übergangen werden, denn sie ist, im Vergleich mit den übrigen Anordnungen, von keinem praktischen Werth. Der Nutzeffekt, welchen sie entwickelt, ist gering, und die Construction derselben ist keineswegs so einfach, wie man früher gemeint hat. Der Vollständigkeit wegen mögen aber dennoch die wenigen zur Berechnung der Hauptdimensionen nothwendigen Regeln, sowie auch einige Bemerkungen über die Verzeichnung des Rades folgen.

Wassermenge, welche per 1″ zugeleitet wird, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten $Q = 0{\cdot}15 \dfrac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Rades . . $R_2 = 0{\cdot}4 \sqrt{Q}$

Aeusserer Halbmesser des Rades . $R_1 = 3 R_2$ bis $5 R_2$

Summe der Querschnitte der Ausflussöffnungen am äusseren Umfang des Rades . . . . . $\Omega_1 = \dfrac{1{\cdot}65\, Q}{\sqrt{2gH} \sqrt{\dfrac{1}{2}\left(1 + \dfrac{R_1}{R_2}\right)}}$

---

keit der Bewegung des Wassers in denselben verursacht werden und welche freilich nur mehr oder weniger angenähert abgeschätzt werden können, ist in obigen Formeln die Grösse: $1 + m^2 + n^2$ um einen Summanden zu vergrössern = dem Verhältniss der betreffenden Widerstandshöhe zu der Geschwindigkeitshöhe $\dfrac{u_1^2}{2g}$, welche der relativen Ausflussgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus den Radkanälen entspricht. Auch kann noch Ω_2 mit einem Faktor

$$k_2 = \frac{s}{s + \varepsilon}$$

verbunden werden mit Rücksicht auf die Verengung der inneren Mündung der Radkanäle durch die Dicke $= \varepsilon$ der Leitschaufeln. G.

Höhe der Radkanäle . . . . $\delta_1 = \frac{1}{2} R_2$

Aeussere Weite der Radkanäle: für 2armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{2} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$; für 3armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{3} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute $n = \frac{7 \cdot 3}{R_2} \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{2\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Zur Verzeichnung der Radkanäle dienen die Figuren 1, Taf. XXXV, und die folgenden Bemerkungen.

Zweiarmige Turbine. o m z zwei Drittheile einer Windung einer gewöhnlichen Spirale. Winkel y o z = 240°.

Bogen y t z in 16 gleiche Theile getheilt. Radius o z ebenfalls in 16 gleiche Theile getheilt. $\overline{cz} = \overline{zd} = \frac{1}{2} s_1$. Die Weite m q r, welche irgend einem, z. B. dem zehnten, Theilungspunkt t entspricht, wird erhalten, wenn man die Ordinate n p, welche dem zehnten Theilungspunkt auf o n z entspricht, von m aus nach m r und m q normal zur Spirale aufträgt.

Tangentialräder.

Taf. XXXV, Fig. 2.

226.

Nennt man:

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll,

H das Gefälle in Metern nach Abzug des Gefällverlustes in der Zuleitungsröhre,

N_n den Nutzeffekt des Tangentialrades in Pferdekräften,

R_1 den äusseren, R_2 den inneren Halbmesser des Rades,

v_1 die vortheilhafteste äussere Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern, n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute,

α den Winkel, den die Richtung des aussen eintretenden Wassers mit dem äusseren Umfange des Rades bildet,

β den Winkel, den die an den äussersten Punkt einer Radfläche gezogene Tangente mit dem äusseren Umfange des Rades bildet,

γ den Winkel, unter welchem die Radschaufel den inneren Umfang des Rades durchschneidet,

p das Verhältniss zwischen der äusseren Peripherielänge des Rades und dem Theil dieses Umfanges, längs welchem das Wasser in das Rad einströmt,

δ die Höhe des Rades,

i die Anzahl der Schaufeln des Rades, so hat man zur Bestimmung der Dimensionen eines zu construirenden Tangentialrades nachstehende Regeln:

a) Wassermenge, welche in der Sekunde auf das Rad wirken soll, bei einem Güteverhältniss von 60%:

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$$

b) Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$ der Radhalbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{4}{5}$$

c) Winkel γ, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^0 \text{ bis } 20^0$$

d) Winkel β, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2$$

e) Winkel α, unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

f) Verhältniss p zwischen dem äusseren Umfang des Rades und dem Theil des Umfangs, an welchem das Wasser einströmt:

p = 4 bis 5, wenn nur ein Einlauf angebracht wird,
p = 3 bis 4, wenn zwei Einläufe angewendet werden.

g) Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4} R_1$$

h) Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2gH}$$

i) Aeusserer Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2\pi \sin\alpha} \frac{R_1}{\delta}}$$

k) Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_1 = \frac{U}{2\cos\alpha}$$

l) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9{\cdot}55 \frac{v_1}{R_1}$$

m) Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_1$$

227.

Zuleitungsröhren für Turbinen jeder Art *).

Wenn grössere Gefälle benutzt werden sollen, wird das Wasser

*) Constructive Details, die Praxis des Turbinenbaues betreffend, findet man in Redtenbacher's „Maschinenbau", II. Band, Seite 221 u. ff., sowie besonders

jederzeit in Röhren der Maschine zugeleitet. Die Gefällverluste, welche durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden und durch unregelmässige Bewegung entstehen, fallen in der Regel hinreichend klein aus, wenn die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre nicht mehr als 1^m beträgt. Für diese Geschwindigkeit ist der Durchmesser d der Röhre:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi}}$$

---

in dem grösseren Werke desselben Verfassers: „Theorie und Bau der Turbinen", 2. Auflage, 1860. G.