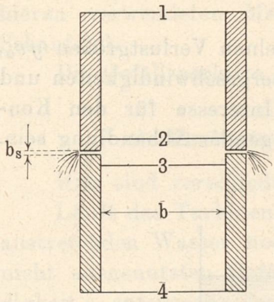
Diesen Werten entspricht ein hydraulischer Wirkungsgrad von $\eta_h = 0{,}82$ in beiden Fällen. Bei guten Ausführungen steigt η_h auf 0,86 und höher.

2. Spaltverluste.

Zwischen Laufrad und Leitrad entsteht eine Kranzfuge, die ein teilweises Entweichen des Wassers ermöglicht. Da dieser entweichende Teil des aus dem Leitrade austretenden Wassers im Laufrade nicht zur Arbeitsleistung gelangt, so stellt er einen Verlust dar.

Fig. 34.



Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die Menge des Verlustwassers [1]) von dem an der Übergangsstelle 2—3 vom Leitrade und Laufrade herrschenden hydrostatischen Drucke des Wassers abhängt. Weiter ist die Größe des Spaltes und die Form desselben von Einfluß.

Ist h_s die Überdruckhöhe, d. h. der Unterschied der Druckhöhe auf der Innen- und Außenseite des Kranzes am Kranzspalt (s. Fig. 34),

b_s die Weite des Spaltes,

r' und r'' die Radien der beiden Kranzfugen,

μ_s der von der Spaltform abhängige Ausflußkoeffizient,

so ist die Menge des pro Sekunde verlorenen Wassers in Cubikmetern:

$$(6) \quad \ldots \quad V_s = 2\pi \cdot (r' + r'')\, b_s \cdot \mu_s \cdot \sqrt{2\,g\,h_s}.$$

Den prozentualen Spaltwasserverlust erhält man durch Vergleich mit der das Leitrad durchströmenden Wassermenge V; er beträgt

$$(7) \quad \ldots\ldots\ldots \quad E = \frac{V_s}{V}.$$

μ_s kann man nach Grashof zu 0,33 annehmen; b_s sollte nicht mehr als 3 bis 5 mm betragen.

Für Überdruckturbinen ist h_s im allgemeinen um so größer, je größer das Gefälle z ist. Das Verhältnis $\frac{h_s}{z}$ nennt man das Überdruckverhältnis. Dasselbe wird selten größer als $\frac{1}{2}$ gewählt.

Unter normalen Verhältnissen beträgt der prozentuale Spaltverlust bei Überdruckturbinen 3 bis 4 Proz., d. h.

$$E = 0{,}03 \text{ bis } 0{,}04.$$

Für Druckturbinen soll $E = 0$ sein.

[1]) Siehe auch „Brauer, Turbinentheorie".

In der Rechnung wird zweckmäßig der Spaltverlust durch einen Faktor $\eta_s = 1 - E$ berücksichtigt. $V \cdot \eta_s$ bedeutet alsdann die in das Laufrad gelangende Wassermenge.

3. Reibungsverluste.

Abgesehen von den schon unter 1. erwähnten hydraulischen Reibungsverlusten treten Reibungsverluste an den Lagern der Turbinenwelle, ferner als Luftreibung und für im Unterwasser laufende Turbinen als Widerstandsarbeit hierfür auf. Diese Verluste seien durch

$$(8) \quad \ldots \ldots v_r = \varrho \cdot \left(\frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \right) \text{ Pferdestärken}$$

ausgedrückt, wobei $\frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75}$ das Gesamtarbeitsvermögen des Wassers in Pferdestärken darstellt.

Nach eingehenden Versuchen von Bernhard Lehmann (beschrieben in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", 1879) ist für Leergang

bei Axialturbinen $\varrho = 0{,}014$ bis $0{,}034$,

bei Radialturbinen $\varrho = 0{,}008$ bis $0{,}017$.

Für Belastung muß man die Reibungsverluste jedenfalls beträchtlich höher annehmen; ϱ kann im Durchschnitt zu 0,03 bis 0,05 angenommen werden, hat aber mitunter auch Werte bis zu 0,10.

Nach dem Vorausgegangenen berechnet sich unter Berücksichtigung der hydraulischen Verluste, des Spaltwasserverlustes und der Reibungsverluste die nutzbare Leistung (Bremsleistung) der Turbine zu:

$$(9) \quad . \ . \quad N_b = \eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \text{ PS.}$$

Der Nutzeffekt der Turbine ist das Verhältnis der Nutzleistung zur verfügbaren Leistung; es ergibt sich danach

$$(10) \quad \eta = \frac{\eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}}{\frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}} = \eta_h \cdot \eta_s - \varrho.$$

Verhalten einer Turbine bei variabeler Belastung bezüglich Tourenzahl und Arbeitsleistung.

Zum leichteren Verständnis des Verhaltens einer Turbine im Betriebe möge nachstehende Betrachtung über das Verhalten einer Turbine bei variabeler Belastung ohne Anwendung irgend welcher Regulierung