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:

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

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 hier Platz finden. Es sei nachstehend unter hydraulischem Moment M das Kraftmoment verstanden, welches die gesamte arbeitende Wassermenge während des Durchflusses durch das Laufrad auf die Turbinenwelle ausübt. Die diesem Momente entsprechende Leistung in Pferdestärken heiße N, die hydraulische Arbeit von 1 kg Wasser in Meterkilogramm-Sekunden a,

M_b das Bremsmoment,

N_e die Bremsleistung in PS,

ω die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades in der Sekunde und

V' das ins Laufrad, also auch tatsächlich zur Arbeit gelangende Wasser in Cubikmetern pro Sekunde.

Das hydraulische Moment (M) unterscheidet sich vom Bremsmoment nur durch die mechanischen Reibungswiderstände, die unter ϱ zusammengefaßt sind; dasselbe steht zu der hydraulischen Arbeit in folgender Beziehung

$$M \cdot \omega = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot a$$

oder

$$(11) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad M = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot \frac{a}{w}.$$

Die hydraulische Arbeit „a" drückt sich in folgender Weise durch die Geschwindigkeiten des Wassers und des Laufrades aus

$$(12\,a) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}(v_3 \cdot c_{2x} - v_4 \cdot c_{4x})\text{ [1]}.$$

[Die Formel gilt allgemein für Axial- und Radialturbinen, für die ersteren ist $v_3 = v_4$, und die Formel nimmt daher die einfachere Gestalt an:

$$(12\,b) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g} \cdot v \cdot (c_{2x} - c_{4x}).]$$

Führt man in der Gleichung für „a" die Beziehung

$$c_{4x} = v_4 + u_{4x},$$

welche sich an Hand der Fig. 30 und 35 a u. b leicht erkennen läßt, ein, so erhält man

$$(12\,c) \quad . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}(v_3 \cdot c_{2x} - v_4^2 - v_4 \cdot u_{4x})$$

oder

$$(12\,d) \quad . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}[\omega\,(r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}) - \omega^2 \cdot r_4^2],$$

indem $v_3 = \omega \cdot r_3$ und $v_4 = \omega \cdot r_4$ ist.

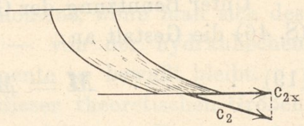
Gleichung (11) (s. oben) nimmt danach die Form an:

$$(13) \quad . \; . \; M = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x} - r_4^2 \cdot \omega).$$

[1] Die Ableitung der Formeln liegt außer dem Rahmen des Buches, da sie zu sehr in das Gebiet der Turbinentheorie gehört; näheres s. „Brauer, Turbinentheorie".

Ist die Wassermenge V konstant, so müssen auch c_{2x} und u_{4x} konstant sein, wie überhaupt die Geschwindigkeit c_2 und u_4 nach Größe und Richtung für eine gegebene Wassermenge konstante Werte haben, vorausgesetzt, daß der Wasserstrahl die Kanäle an den Stellen 2 und 4 vollständig ausfüllt [1]) (s. Fig. 35 a u. b). Gleichung (13) (S. 46) kann demnach dazu dienen, für konstante Wassermengen den Zusammenhang von dem hydraulischen Drehmomente M und der Winkelgeschwindigkeit ω des Laufrades darzustellen.

Fig. 35 a.



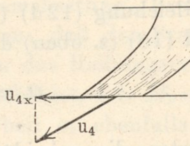


Fig. 35 b.

Zu diesem Behufe denken wir uns die Belastung der Turbine variabel. Wird, vom Stillstand beginnend, die Belastung, also auch M, allmählich verringert, so nimmt die Tourenzahl entsprechend zu. Sie erreicht einen maximalen Wert bei $M = 0$. (Praktisch wird naturgemäß diese Grenze nicht völlig erreicht, sondern M wird bei völliger Entlastung der Turbine immer noch einen Betrag haben, der zur Überwindung der passiven Widerstände erforderlich ist.) Bei dieser Belastungsänderung wird $a = 0$ werden, für $\omega = 0$ (Stillstand) und für $M = 0$ (Leerlauf). Dazwischen muß ein Zustand liegen, bei welchem a ein Maximum ist.

Es sollen nun die Bezeichnungen eingeführt werden:

für Stillstand M_0;
für den Zustand der maximalen Arbeitsleistung a_1, ω_1, M_1;
für Leerlauf ω_2, n_2.

Dann ist nach Gleichung (13) (S. 46)

$$(14) \quad . \quad . \quad . \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x})$$

und

$$(15) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \omega_2 = \frac{1}{r_4^2} (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich vereinigen zu einer neuen Gleichung:

$$(16) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega_2,$$

welche das Moment bei Stillstand in Beziehung setzt zu der Geschwindigkeit bei Leerlauf.

Für den Maximalwert von a erhält man durch Differenzieren der Gleichung (15) (s. oben) nach ω die Forderung

$$(17) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \omega_1 = \frac{1}{2\, r_4^2} (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

[1]) Siehe „Brauer, Turbinentheorie", Kap. VII.

Vergleicht man dies Ergebnis mit demjenigen in Gleichung (15) (S. 47), so ergibt sich

$$(18) \quad \omega_1 = \tfrac{1}{2}\,\omega_2,$$

d. h. die Geschwindigkeit bei maximaler Leistung ist gleich der halben Leerlaufsgeschwindigkeit!

Unter Benutzung der Gleichung (14) (S. 47) nimmt Gleichung (13) (S. 46) die Gestalt an:

$$(19) \quad \boldsymbol{M} = M_0 - \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega,$$

während Gleichung (12d) (S. 46) mit Benutzung von Gleichung (17) (S. 47) und (18) (s. oben) die Form erhält:

$$(20) \quad \boldsymbol{a} = \frac{r_4^2}{g}\left[\omega_2 \cdot \omega - \omega^2\right].$$

Die erstere dieser beiden letzten Gleichungen (19) stellt eine Gerade dar, welche in einem Koordinatensystem aus ω und M die Abszisse im Punkte $\omega = \omega_2$ und die Ordinate in $M = M_0$ schneidet (s. Fig. 36).

Fig. 36.

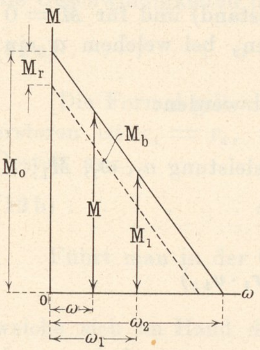


Fig. 37.

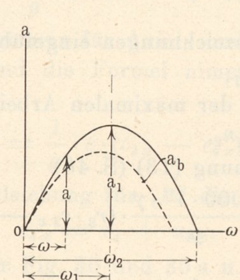
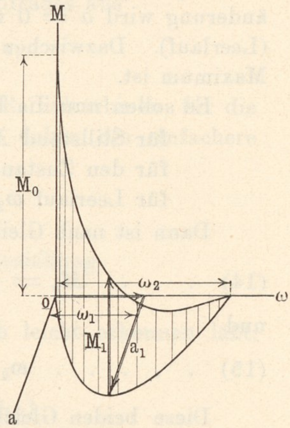


Fig. 38.



Die zweite Gleichung (20) stellt eine Parabel dar, welche in ein Koordinatensystem aus ω und a durch den Nullpunkt des Systems und auf der Abszisse ω durch den Punkt $\omega = \omega_2$ geht, und deren Scheitelordinate, entsprechend der Gleichung (18) (s. oben) $\omega_1 = \frac{1}{2}\,\omega_2$, das Maximum der hydraulischen Arbeit

$$(21) \quad a_1 = \frac{r_4^2}{g} \cdot (\omega_1^2)$$

mißt (s. Fig. 37).

Zusammen stellen die Gleichungen (19) und (20) (s. oben) eine Raumkurve in einem Koordinatensystem aus ω, a und M dar, welche durch vorstehendes Bild in schiefer Projektion (Fig. 38) veranschaulicht wird. Sie ist der Schnitt einer Zylinderfläche — parallel zur M-Achse mit der

Parabel (ω, a) als Grundkurve — mit einer Ebene — parallel zur a-Achse durch die Gerade (M, ω) gelegt. —

Diese Raumkurve ordnet also für konstante, das Laufrad durchströmende Wassermengen jedem Werte der Geschwindigkeit eine bestimmte Größe der hydraulischen Arbeit und des hydraulischen Momentes zu. Sie gibt auch angenähert ein Bild des Zusammenhanges der Größen: Geschwindigkeit, Bremsleistung und Bremsmoment, wenn man sich des Unterschiedes der letzten beiden Größen — von der hydraulischen Arbeitsleistung und dem hydraulischen Momente — bewußt bleibt.

Will man aus dem Zusammenhange dieser theoretischen Größen auf denjenigen der praktischen Größen: Bremsleistung, Bremsmoment und Tourenzahl schließen, so ist zu beachten, daß das Bremsmoment M_b sich vom hydraulischen Momente M um das Reibungsmoment M_r, welches als konstant zu betrachten ist, unterscheidet, d. h. $M_b = M - M_r$ ist; weiter, daß infolgedessen die Bremsarbeit a_b ebenfalls einen geringeren Wert als die Größe a hat. Das Bremsmoment kann daher dargestellt werden durch eine zur M-Kurve parallele Gerade [siehe punktierte Linie in der (ω M)-Projektion], die Bremsarbeit durch eine parabelartige Kurve [punktierte Kurve in der (ω a)-Projektion], welche um ein der Geschwindigkeit proportionales Stück tiefer liegt wie die a-Kurve.

Die normale Verwendung einer Turbine.

Ändert sich die einer Turbine zugeführte Wassermenge, so ist dieselbe im allgemeinen mit einer gleichzeitigen Änderung des Gefälles, der Tourenzahl, des Drehmomentes und der Leistung verbunden.

Eine möglichst zweckmäßige Variation dieser Größen tritt dann ein, wenn sich die Tourenzahl n der Turbine in demselben Verhältnisse wie die Wassermenge ändert. Bei einer solchen Variation ändern sich sämtliche Geschwindigkeiten c, u und v in gleichem Verhältnisse. Erfolgt für die normale Wassermenge V der Eintritt des Wassers in das Laufrad stoßfrei und der Austritt aus demselben normal zum Austrittsquerschnitt, so bleiben diese Eigenschaften bei der soeben gekennzeichneten Variation erhalten; ebenso ändert sich der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine nicht.

Brauer[1]) bezeichnet eine derartige Betriebsänderung bei veränderlicher Wassermenge als eine isogone Variation, da die Winkel der — aus den Geschwindigkeiten gebildeten — sogenannten Geschwindigkeitsrisse sich hierbei gleich bleiben. Ihr Hauptmerkmal ist die Proportionalität von V und n und die Konstanz sämtlicher Geschwindigkeitsverhältnisse. Die Verwendung der Turbine bei isogoner Variation heiße die normale Verwendung.

---

[1]) Die vorliegende Betrachtungsweise ist der Brauerschen „Turbinentheorie" entlehnt.