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.

Für dieselbe lassen sich nachstehende Folgerungen bezüglich Wassermenge, Gefälle, Tourenzahl, Drehmoment und Leistung ableiten.

Dem gesamten Spiegelgefälle $z = z_0 - z_5$ entspricht eine ideelle Geschwindigkeit c_i nach der Beziehung

(22) . . . . $c_i = \sqrt{2 \cdot g \cdot z}.$

Auch auf diese ideelle Geschwindigkeit c_i erstreckt sich das oben Gesagte bezüglich der Geschwindigkeitsverhältnisse bei isogoner Variation.

Für einen beliebigen Querschnitt F des Laufrades ist die Wassermenge

(23) . . . $V = F \cdot c_z = F \cdot \frac{c_z}{c_i} \cdot c_i = F \cdot \frac{c_z}{c_i} \sqrt{2\, g z}.$

Da die Geschwindigkeitsverhältnisse konstant bleiben, so kann man also setzen:

(24) . . . . $V = C \cdot \sqrt{z},$

worin C eine beliebige Konstante bedeutet, deren Größe unwesentlich ist und in verschiedenem Sinne gebraucht werden kann.

Die Tourenzahl n pro Minute drückt sich aus durch:

(25) . . . . $n = \frac{60}{2\,\pi r} \cdot v = \frac{60}{2\,\pi r} \cdot \frac{v}{c_i} \cdot \sqrt{2\, g \cdot z}.$

Daher:

(26) . . . . $n = C \cdot \sqrt{z}.$

C stellt hier — wie auch in den folgenden Gleichungen — naturgemäß eine andere Konstante als in obiger Gleichung für V dar.

Weiter kann die hydraulische Arbeit in Pferdestärken durch:

(27a) . . . . . . $N = \frac{1000 \cdot V \cdot z \cdot \gamma}{75} \cdot \eta_h$

ausgedrückt werden; d. h. durch

(27b) . . . . . . $N = C \cdot z^{\frac{1}{2}} \cdot z = C \cdot z^{\frac{3}{2}}.$

Für das hydraulische Moment M gilt

(28a) . . . . . $M = 716{,}2 \frac{N}{n} = C \cdot \frac{z^{\frac{3}{2}}}{z^{\frac{1}{2}}}$

oder

(28b) . . . . $M = C \cdot z.$

Diese Formeln lassen sich in die Gleichung

(29) . . . . . $N^2 : z^3 : N^3 : V^6 : n^6 = C$

zusammenfassen.

Diese Beziehung ermöglicht für den Fall, daß die normalen Wasserverhältnisse bei einer Turbinenuntersuchung, z. B. einer Bremsung, nicht herrschen, sämtliche in Gleichung (29) vorkommenden Größen auf normale Verhältnisse (Wassermenge oder Gefälle) umzurechnen.

Messungen an Wasserturbinen.

(Ermittelung von Leistung und Nutzeffekt.)

Die zur Ermittelung der Leistung und des Nutzeffektes einer Turbinenanlage erforderlichen Messungen erstrecken sich auf folgende Punkte:

1. Messung der zugeführten Energie. Dieselbe setzt sich zusammen aus einer Wasser- und einer Gefällsmessung.
2. Bestimmung der nutzbaren Leistung (Bremsleistung).

Aus den Messungen sub 1. und 2. ergibt sich der Nutzeffekt der Turbinenanlage als Quotient beider Messungsresultate $\left(\frac{2.}{1.}\right)$.

In der Hauptsache sind in diesem Kapitel nur die Bremsversuche zu besprechen, da die Messungen sub 1. in besonderen Kapiteln (S. 3 bis 20) schon behandelt sind.

Zur Bestimmung der Nutzleistung bzw. des Nutzeffektes einer Turbine kann naturgemäß auch eine indirekte Methode verwandt werden. Dient nämlich die Turbine zum Betriebe elektrischer Maschinen, deren Wirkungsgrade bekannt sind, so genügt es in vielen Fällen, die Nutzleistung der Turbine aus der elektrischen Nutzleistung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Dynamos zu berechnen. Jedenfalls ist diese Methode bedeutend einfacher als die Bremsung einer Turbine, und man wird vielfach ein genügendes Urteil über die Leistungsfähigkeit der Anlage gewinnen. Analog wird die Methode häufig bei Prüfung in elektrischen Zentralen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb angewandt [1]). Jedoch haftet naturgemäß der indirekten Methode der Mangel größerer Unsicherheit und größerer Ungenauigkeit gegenüber der direkten Bremsung an. Die größere Unsicherheit in den Resultaten ist für direkte Kuppelung in der Schwierigkeit begründet, die der Turbine und der Dynamo gemeinsamen Reibungsverluste sinngemäß und gerecht als Anteile der Turbine einerseits und der Dynamo andererseits zu trennen, bei Riemenübertragung und anderen Übersetzungsarten in der Schwierigkeit, die durch die Transmission bedingten Verluste entsprechend zu berücksichtigen.

Eine größere Ungenauigkeit bringt weiterhin der Umstand in die Meßresultate, daß der Wirkungsgrad der Dynamos, welcher seinerseits

---

[1]) Vergleiche hierzu die betreffenden Ausführungen des Verfassers in „Prüfungen in elektrischen Zentralstationen mit Dampfmaschinen- und Gasmotorenbetrieb“.