

Dieselbe kann naturgemäß nicht völlig nutzbar gemacht werden. Es treten vielmehr Effektverluste verschiedener Art ein. Diese lassen sich in drei Gruppen scheiden:

1. Hydraulische Effektverluste, welche in der Bewegung des Wassers durch die Turbine begründet sind,
2. Spaltverlust, d. h. Verlust an Wasser bei Übergang vom Leitrad in das Laufrad,
3. mechanische Verluste: Zapfenreibung, Luftwiderstand usw.

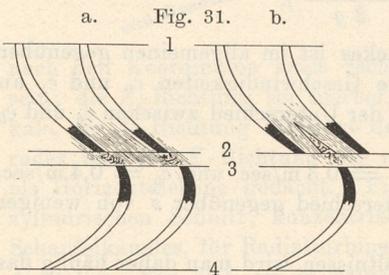
Dieselben sollen nachstehend in ihren Ursachen des näheren besprochen werden. Es ist naturgemäß bei Messung der Verluste bzw. des Wirkungsgrades einer Turbine im allgemeinen unmöglich, aber auch nicht erforderlich, die Einzelverluste zu ermitteln. In der Rechnung pflegt man den Einfluß der hydraulischen Effektverluste als Gefällsverluste darzustellen und diese von dem Gesamtgefälle z' (bzw. z) in Abzug zu bringen.

1. Hydraulische (Gefälls-) Verluste.

a) Verluste bis zum Austritt aus dem Leitrade.

Das Wasser, welches im Obergraben mit einer Geschwindigkeit c_0 zufließt, ändert dieselbe im allgemeinen bei seinem Eintritt in die Turbinenkammer oder in die zur Turbinenkammer führende Rohrleitung. Da die Geschwindigkeitsänderung mehr oder weniger plötzlich erfolgt, so sind hierdurch Gefällsverluste bedingt, durch welche häufig die Wirkung der Geschwindigkeit c_0 für die Turbine ganz verloren geht.

Zu weiteren Verlusten gibt die Reibung in der Leitung vom Oberwasserkanal bis zum Eintritt in die Turbine Veranlassung; sie ist abhängig von der Wassergeschwindigkeit in der betreffenden Leitung, der Länge und dem Querschnitt derselben. Für niedrige Gefälle, d. h. kurze Übergangsleitung kann der Einfluß der hier stattfindenden Verluste als verschwindend betrachtet werden.



Bei Eintritt in das Leitrad erfolgt eine plötzliche Querschnittsveränderung. Diese, sowie der Durchfluß durch die Leitradkanäle, welche dem Wasser eine große Benutzungsfläche bieten und dem Wasserstrom eine andere Bewegungsrichtung erteilen, bedingen eine Reibung der Flüssigkeitsteilchen unter sich und an den Kanalwandungen, so daß ein abermaliger Gefällsverlust die Folge ist.

Beim Verlassen des Leitrades wird infolge des plötzlichen Endigens der Schaufeln dem Wasser ein erweiterter Querschnitt geboten, es tritt

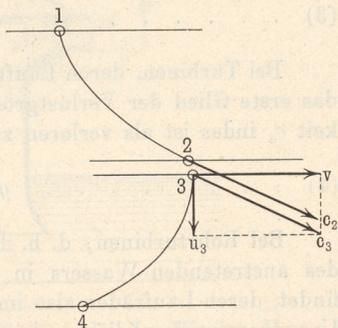
daher unter den Schaufeln eine Wirbelbewegung des Wassers ein (s. Fig. 31 a). Die vorüberbewegten Laufradschaufeln dagegen wirken auf Querschnittsverengung und hemmen den austretenden Strahl, es erfolgt ein Stoß gegen die Stirnfläche der Laufradschaufeln (s. Fig. 31 b). Diese beiden Vorgänge sind mit Energieverlusten verknüpft, die sich als Geschwindigkeits- bzw. Gefällsverlust äußern. Sie sind je nach Konstruktion variabel, und zwar hängt ihre Größe von der Breite und Formung der Schaufeln an den Kanten ab; schmiedeeiserne oder stählerne Schaufeln bieten naturgemäß in dieser Hinsicht dem Wasser weniger Widerstand als gußeiserne.

Der Gesamtverlust an Gefälle auf dem Wege vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade möge in der folgenden Betrachtung mit gv_a bezeichnet sein.

b) Verluste bei Eintritt in und Durchfluß durch das Laufrad.

Beim Eintritt in das Laufrad soll, wie überhaupt während des ganzen Durchflusses durch die Turbine, das Wasser keinen plötzlichen Richtungswechsel erfahren; ein solcher würde einen Stoß gegen die Schaufelwand und somit einen Verlust durch Flüssigkeitsreibung bedeuten. Dieser Fehler kann und muß im allgemeinen durch geeignete Wahl des Schaufelwinkels an der Eintrittsstelle in das Laufrad vermieden werden. Die Geschwindigkeit c_3 des Wassers beim Eintritt in die Laufradzelle setzt sich nach Größe und Richtung aus der relativen mittleren Geschwindigkeit (relativen Geschwindigkeit des mittleren Wasserfadens) u_3 , mit der das Wasser in die Laufradzelle tritt, und der Umfangsgeschwindigkeit v des Laufrades, wie oben schon erwähnt, zusammen (s. Fig. 32). Die Linien 1, 2 und 3, 4 stellen den mittleren Wasserfaden, d. h. den mittleren Verlauf des Wassers innerhalb des Leit- bzw. Lauf-

Fig. 32.



rades, dar. Bedingung für den stoßfreien Eintritt bei 3 ist, daß die Austrittsgeschwindigkeit c_2 aus dem Leitrade gleich c_3 ist. Wie schon erwähnt, kann dieser Forderung bei richtiger Wahl der Schaufelwinkel genügt werden. Ist sie nicht vollkommen erfüllt, so liegt hierin eine erste Ursache für Effektverluste beim Eintritt in das Laufrad. Man darf jedoch den Verlust durch geringe Stoßwirkung nicht allzu hoch anschlagen, wie Versuche von Weisbach mit Knierohren erwiesen haben ¹⁾.

¹⁾ Siehe hierzu „Brauer, Turbinentheorie, Kap. III“.

Wie die Laufradschaufeln beim Vorüberziehen die Austrittsfläche des Leitradkanales verengen, so tritt das Analoge ein für den Eintrittsquerschnitt der Laufradzelle durch die Leitradschaufeln. Hierdurch ist für den in das Laufrad eintretenden Wasserstrahl eine plötzliche Querschnittserweiterung, also plötzliche Geschwindigkeitsverminderung, bedingt. Die Folge ist eine Störung im kontinuierlichen Verlaufe des Wasserstromes.

Auf dem Wege durch die Laufradkanäle gibt das Wasser einen Teil der ihm innewohnenden Energie zur Überwindung der Reibung ab.

Auch beim Eintritt und Austritt aus dem Laufrade richten sich die Verluste vor allem nach der Stärke der Schaufeln bzw. nach dem hierzu verwendeten Materiale (ob gußeiserne oder schmiedeeiserne Schaufeln).

Die Gefällsverluste unter b) seien durch gv_b ausgedrückt.

c) Verluste beim Abfluß von der Turbine.

Hier sind verschiedene Fälle zu unterscheiden.

Läuft das Turbinenrad frei über dem Unterwasser, so wohnt dem austretenden Wasser noch eine Energie inne, die sich aus dem noch nicht ausgenutzten Gefälle ($z_4 - z_5$) und der der Austrittsgeschwindigkeit c_4 entsprechenden lebendigen Kraft zusammensetzt. Der Gefällsverlust nach Austritt ist somit

$$(3) \quad \dots \dots \dots \quad gv_c = (z_4 - z_5) + \frac{c_4^2}{2g}.$$

Bei Turbinen, deren Laufräder in das Unterwasser tauchen, kommt das erste Glied der Verlustgröße in Fortfall, die Austrittsgeschwindigkeit c_4 indes ist als verloren zu betrachten. Es ist daher

$$(4) \quad \dots \dots \dots \quad gv_c = \frac{c_4^2}{2g}.$$

Bei Rohrturbinen, d. h. bei solchen, bei welchen die Überleitung des austretenden Wassers in das Unterwasser durch ein Rohr stattfindet, deren Laufräder also im allgemeinen noch beträchtlich über dem Unterwasserspiegel liegen, können sich die Verhältnisse noch günstiger gestalten (s. Fig. 33). Das Verlustglied $\frac{c_4^2}{2g}$ fällt ebenfalls weg, wenn durch zweckmäßige Gestaltung des Laufrades und des Rohres die Geschwindigkeit c_4 allmählich in diejenige des im Untergraben abfließenden Wassers, d. h. in c_5 , übergeführt wird. Allerdings bleiben noch zwei kleine Verluste übrig, die von der plötzlichen Querschnittsänderung des aus dem Laufrade tretenden Strahles infolge Endigens der Schaufeln und der Reibung im Rohre herrühren.

Unter allen Umständen ist es wünschenswert, daß der Austritt des Wassers aus dem Laufrade möglichst in normaler Richtung zur Rad-

bewegung erfolge; denn nur dann kann die Geschwindigkeit c_4 einen möglichst kleinen Wert annehmen und wird somit dem Wasser schon bis zur Stelle 4 des Wasserweges die lebendige Kraft zum größten Teile entzogen.

Aus dem Gefälle z' und den hydraulischen Verlusten läßt sich der hydraulische Wirkungsgrad ableiten. Derselbe ist definiert durch die Größe:

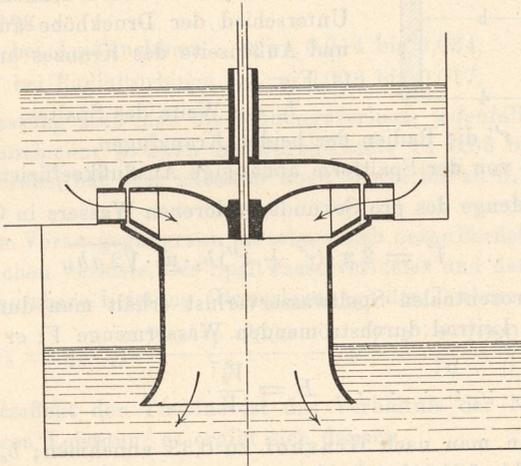
$$\eta_h = \frac{(z' - gv_a - gv_b - gv_c) V \cdot \gamma \cdot 1000}{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}$$

oder

$$(5) \quad \eta_h = \frac{z' - gv_a - gv_b - gv_c}{z'}$$

Die genaueren Untersuchungen der einzelnen Verlustgrößen gv_a , gv_b , gv_c bzw. ihre Ermittlung aus den Wassergeschwindigkeiten und den Konstruktionsverhältnissen ¹⁾ hat mehr Interesse für den Konstrukteur und kann daher nicht Aufgabe vorliegender Abhandlung sein.

Fig. 33.



Einige Durchschnittswerte für obige Größen, die dem Werke „Henne, Wasserräder und Turbinen“ entnommen sind, seien hier angeführt:

Man kann setzen:

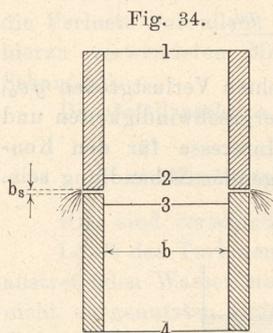
$$\begin{aligned} \text{bei Druckturbinen} & \cdot \cdot \cdot \begin{cases} gv_a = 0,100 \cdot z', \\ gv_b = 0,040 \cdot z', \\ gv_c = 0,040 \cdot z', \end{cases} \\ \text{bei Überdruckturbinen} & \begin{cases} gv_a = 0,065 \cdot z', \\ gv_b = 0,075 \cdot z', \\ gv_c = 0,040 \cdot z'. \end{cases} \end{aligned}$$

¹⁾ Näheres hierüber siehe in Spezialwerken, unter anderen „Henne, Wasserräder und Turbinen“, „E. Brauer, Turbinentheorie“.

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.



Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die Menge des Verlustwassers¹⁾ 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 Überdrückhöhe, 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:

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

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

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

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“.