Zeitschrift: Bulletin de l'Association suisse des électriciens
Herausgeber: Association suisse des électriciens
Band: 49 (1958)
Heft: 5

Artikel: Über die Aufwertung von Wasserturbinenwirkungsgraden
Autor: Dubs, R.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-1058510

Über die Aufwertung von Wasserturbinenwirkungsgraden

Von *R. Dubs*, Zollikon

621.224.004.1

Nach kurzer Darstellung des Zweckes der Versuche mit Modellturbinen, wird eine Analyse der in der Turbine auftretenden Verluste durchgeführt, und verschiedene Wirkungsgrade werden definiert. Anschliessend werden einige der bekannten Aufwertungsformeln mitgeteilt und ein neuer Vorschlag für die Aufwertung der bei der Modellturbine gefundenen Wirkungsgrade auf die Grossausführung gemacht.

Bref exposé du but des essais sur maquettes de turbines hydrauliques, suivi d'une analyse des pertes se produisant dans la turbine et de la définition des différents rendements. Indication de quelques formules connues et nouvelle proposition concernant la transposition à l'exécution en grandeur naturelle des rendements déterminés à l'aide de la maquette.

1. Einleitung

Fast alle grösseren Wasserturbinenfabriken haben heute ein Versuchslaboratorium das in erster Linie, der zweckgebundenen Forschung auf dem Gebiete der Wasserturbinen dient. Es werden in ihm meistens Strömungsuntersuchungen mit einzelnen Maschinenteilen sowie solche mit vollständigen Maschinen durchgeführt. Während früher die Bestimmung der günstigsten Formen zur Erreichung eines möglichst hohen Wirkungsgrades der Hauptzweck der experimentellen Untersuchungen war, stehen heute die Kavitationsuntersuchungen im Vordergrunde, indem man sich bemüht, die Konstruktionsbedingungen kennen zu lernen, welche eingehalten werden müssen, um mit den verschiedenen Wasserturbinentypen möglichst hohe Gefälle ausnützen zu können.

Heute ist bekannt, dass es bei Wirkungsgradversuchen mit einer Wasserturbine im Laboratorium, nicht genügt, wenn der Leitapparat mit dem Laufrad untersucht wird, sondern es ist nötig, den Zulauf zum Leitapparat sowie den Ablauf vom Laufrad, d. h. die *ganze* Turbine experimentell zu prüfen, wenn man ein richtiges und zuverlässiges Bild über ihre Wirkungsweise erhalten will. Wenn es sich bei einer Bestellung um eine vollständige Neukonstruktion handelt, so wird von der betreffenden Turbine ein kleines Modell hergestellt, dessen Grösse durch die im Laboratorium vorhandenen Möglichkeiten (Gefälle, Wassermenge usw.) bestimmt wird. Die Modellturbine soll nun in allen Teilen eine streng geometrische Verkleinerung (insoweit dies überhaupt möglich ist) der späteren Grossausführung sein. Wie wir später sehen werden, kann diese Bedingung bezüglich der relativen Rauhigkeit der vom Wasser bestrichenen Oberflächen nicht eingehalten werden. Die Modellturbine wird dann im Laboratorium weitgehend experimentell untersucht und ihr Verhalten bei verschiedenen Betriebsbedingungen festgestellt, wobei insbesondere der Wasserdurchlass, die Leistung und der Wirkungsgrad bei möglichst konstantem Gefälle gemessen werden. Bei jeweilen konstant gehaltener Öffnung des Leitapparates wird durch Veränderung der Belastung (Drehmoment) eine Variation der Drehzahl erreicht und so eine charakteristische Kurve der Turbine gefunden. Alle gemessenen und berechneten Werte werden auf konstantes Gefälle umgerechnet und in Form von Diagrammen aufgetragen. Aus diesen Hauptcharakteristiken lassen sich dann alle weiteren interessierenden Charakteristiken, z. B. das Verhalten der Turbine bei konstanter Drehzahl und veränderlichem Gefälle, entwickeln. Nachdem man sich so eine gründliche Kenntnis über die Wirkungsweise der Modellturbine verschafft hat, entsteht nun die Frage, wie es möglich ist, die mit dieser Turbine gefundenen Werte auf die Grossausführung zu übertragen, und ob insbesondere der Wirkungsgrad, infolge der Änderung der Turbinengrösse und des Gefälles bei hydraulisch entsprechenden Punkten der gleiche bleibt, oder eine Veränderung erfährt und wenn ja, in welcher Weise. Um diese Frage beantworten zu können, ist es nötig, eine Analyse des Wirkungsgrades durchzuführen.

a) Der Gefällswirkungsgrad η_H

Beim Durchfluss des Wassers durch den ganzen Verantwortungsbereich der Turbine entsteht ein Druckverlust, der mit ΔH bezeichnet werden soll. Das in der Turbine nützlich wirkende Gefälle ist somit $H - \Delta H$, und wir definieren als Gefällswirkungsgrad:

$$\eta_H = \frac{H - \Delta H}{H} = 1 - \frac{\Delta H}{H} \tag{1}$$

oder

$$\Delta H = H - \eta_H H = (1 - \eta_H) H \tag{1a}$$

b) Der Wassermengenwirkungsgrad η_Q

Es wird nie möglich sein, die der Turbine zugeführte Wassermenge in ihr vollständig auszunützen. Bei den Überdruckturbinen hat man Wasserverluste in den Laufradspalten und bei den Druckturbinen (Freistrahlturbinen) infolge der Schlüpfung. Bezeichnet man den totalen Wasserverlust mit ΔQ, so ist die in der Turbine nützlich verwertete Wassermenge $Q - \Delta Q$, und wir definieren als Wassermengenwirkungsgrad:

$$\eta_Q = \frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} \tag{2}$$

oder

$$\Delta Q = Q - \eta_Q Q = (1 - \eta_Q) Q \tag{2a}$$

c) Der mechanische Wirkungsgrad η_m

Infolge der Reibung in den Turbinenlagern entsteht ein Leistungsverlust der mit ΔP bezeichnet werden soll. Fliesst der Turbine die Wassermenge Q bei dem Gefälle H zu, so erhalten wir eine disponible Leistung:

$$P_d = \gamma \, Q \, H$$

und an der Radnabe eine hydraulische Leistung:

$$P_h = \gamma \, (H - \Delta H) \cdot (Q - \Delta Q)$$

und damit einen hydraulischen Wirkungsgrad:

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_d} = \left(1 - \frac{\Delta H}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta Q}{Q}\right)$$

oder:

$$\eta_h = \eta_H \, \eta_Q$$

Als mechanischer Wirkungsgrad η_m lässt sich dann definieren:

$$\eta_m = \frac{P_h - \Delta P}{P_h} = 1 - \frac{\Delta P}{P_h} \tag{3}$$

Aussen an der Turbinenwelle ist dann die Turbinenleistung P_t verfügbar, wo:

$$P_t = P_h - \Delta P = \eta_m \, P_h$$

Der totale Turbinenwirkungsgrad η_t kann definiert werden als:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_d} = \frac{P_h - \Delta P}{P_d}$$

Eingesetzt erhält man:

$$\eta_t = \eta_m \, \eta_H \, \eta_Q \tag{4}$$

Nur auf Grund der Gl. (4) kann man sich darüber ein Bild machen, inwiefern es möglich ist, entsprechende Wirkungsgradpunkte der Modellturbine auf die Grossausführung zu übertragen. Unter entsprechenden Wirkungsgradpunkten ist bei gleicher relativer Leitschaufelöffnung der bei gleichem K_u ($K_{u\,m} = K_{u\,a}$) gemessene Wirkungsgrad zu verstehen.

Darin bedeutet

$$K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D n}{60\sqrt{2gH}}$$

(D Durchmesser des Laufrades beim Eintritt, n Drehzahl pro Minute und H Gefälle)

Dementsprechend ist:

$K_{u_m} = \dfrac{\pi D_m n_m}{60\sqrt{2gH_a}}$ der Wert für das Modell und

$K_{u_a} = \dfrac{\pi D_a n_a}{60\sqrt{2gH_a}}$ derjenige für die Grossausführung.

Es sollen nun der Reihe nach die funktionellen Abhängigkeiten der Wirkungsgrade η_Q, η_H und η_m von der Grösse der Turbine und des Gefälles besprochen werden, wobei die Werte der Modellturbine mit dem Index m und diejenigen der Grossausführung mit dem Index a bezeichnet werden.

2. Der Gefällswirkungsgrad η_h

Nach Gl. (1) gilt für das Modell:

$$\eta_{H\,m} = 1 - \frac{\Delta H_m}{H_m}$$

und für die Grossausführung:

$$\eta_{H\,a} = 1 - \frac{\Delta H_a}{H_a}$$

Für die Berechnung des Gefällsverlustes ΔH gilt bei turbulentem Fliessen (und ein solches wird bei der Turbine stets vorhanden sein) in einem zylindrischen Rohr:

$$\Delta H = \Psi \frac{L\,U}{A} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

wobei Ψ die Reibungszahl, U der benetzte Umfang im Querschnitt A, L die durchflossene Länge und v die im Querschnitt A vorhandene Geschwindigkeit des Wassers bedeuten.

Für die Modellturbine gilt dann:

$$\Delta H_m = \Psi_m \frac{L_m\,U_m}{A_m} \cdot \frac{v_m^2}{2g}$$

und für die Grossausführung:

$$\Delta H_a = \Psi_a \frac{L_a\,U_a}{A_a} \cdot \frac{v_a^2}{2g}$$

Da sich beim gleichen Turbinentyp die Weglängen L und die benetzten Umfänge U direkt proportional mit dem Durchmesser des Laufrades ändern und die Querschnitte mit dem Quadrat dieses Durchmessers, so ist bei streng geometrischer Ähnlichkeit:

$$\frac{L_m\,U_m}{A_m} = \frac{L_a\,U_a}{A_a} = K$$

Der relative Druckverlust ist beim Modell $\Delta H_m/H_m$ und bei der Grossausführung $\Delta H_a/H_a$. In die obenstehende Formel eingesetzt ergibt sich:

$$\frac{\Delta H_m}{H_m} = \Psi_m \frac{v_m^2}{2g\,H_m} K$$

und

$$\frac{\Delta H_a}{H_a} = \Psi_a \frac{v_a^2}{2g\,H_a} K$$

Setzt man nun der Kürze halber:

$$\frac{v_m^2}{2g\,H_m} = K_{v\,m}^2$$

und analog

$$\frac{v_a^2}{2g\,H_a} = K_{v\,a}^2$$

so folgt:

$$\frac{\Delta H_m}{H_m} = \Psi_m\,K\,K_{v\,m}^2$$

und

$$\frac{\Delta H_a}{H_a} = \Psi_a\,K\,K_{v\,a}^2$$

Wie man ohne weiteres erkennt, werden die Wirkungsgrade $\eta_{H\,m}$ und $\eta_{H\,a}$ dann einander gleich werden, wenn:

$$\Psi_m\,K_{v\,m}^2 = \Psi_a\,K_{v\,a}^2$$

Bei streng geometrischer Ähnlichkeit von Modell und Ausführung, und wenn Ψ_m gleich Ψ_a wäre, so würde $K_{v\,m}$ gleich $K_{v\,a}$ werden. Da nun, wie wir in der Folge sehen werden, die Reibungszahlen von Modell und Grossausführung verschieden sind, und bei der experimentellen Untersuchung die gefundenen Werte beim Modell auf die Grossausführung für das gleiche K_u ($K_{u\,m} = K_{u\,a}$) übertragen werden, so können die Wirkungsgrade η_H nicht gleich sein. Da bekanntlich die Reibungszahlen eine Funktion der Reynoldsschen Zahl R_e und abhängig von der relativen Rauhigkeit sind [1][1]), so werden sie nur dann die gleiche Grösse bei Modell und Grossausführung haben, wenn $R_{em} = R_{ea}$ ist und auch die relativen Rauhigkeiten miteinander übereinstimmen. Dies wird nun aber nie der Fall sein, so dass auch bei gleichem K_v bezw. K_u die Gefällswirkungsgrade η_H verschieden sein werden. Da infolge der grösseren Dimensionen der Grossausführung sowie des höheren Gefälles die Reynoldssche Zahl R_{ea} stets grösser als die des Modelles sein wird, und die relative Rauhigkeit bei der gleichen Bearbeitungsmethode der vom Wasser berührten Flächen kleiner als diejenige des Modelles, so wird die Reibungszahl Ψ_a stets kleiner werden als diejenige des Modelles Ψ_m. Daraus folgt dann ohne weiteres, dass der Gefällswirkungsgrad der Grossausführung η_{Ha} stets grösser sein wird als derjenige des Modelles η_{Hm} bei gleichem K_v bezw. K_u. Wenn also:

$$D_a > D_m$$

und

$$H_a > H_m$$

bezw.

$$R_{ea} > R_{em}$$

so wird auch stets

$$\eta_{Ha} > \eta_{Hm}$$

werden.

Die folgenden Gleichungen sind als Versuche zu betrachten, den Einfluss der Reynoldsschen Zahl R_e auf den Gefällswirkungsgrad darzustellen, wobei jedoch nicht übersehen werden darf, wie aus den obigen Ausführungen hervorgeht, dass sich diese Formeln nur auf den Gefällswirkungsgrad beziehen können. In den Formeln ist ferner der Einfluss der relativen Rauhigkeit nicht enthalten obwohl bei höheren Reynoldsschen Zahlen dieser Einfluss in den Vordergrund tritt und den der Reynoldsschen Zahl bei weitem überwiegt. Da es aber leider bis heute nicht möglich geworden ist, die relative Rauhigkeit bei so stark veränderlichen Querschnitten wie wir sie in einem Turbinenkanal haben, befriedigend zu definieren, so ist es auch nicht möglich, ihren Einfluss funktionell zu erfassen und es lässt sich nur ganz allgemein sagen, dass je kleiner die relative Rauhigkeit ist, auch um so kleiner die Reibungszahl sein wird, weil dadurch die Dicke der Grenzschicht vermindert wird [2].

Bei den folgenden Aufwertungsformeln, wie auch bei allen übrigen bis jetzt bekannt gewordenen, sind die obigen Ausführungen zu berücksichtigen.

Moody I

$$\eta_{Ha} = 1 - (1 - \eta_{Hm}) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}}$$

Moody II

$$\eta_{Ha} = 1 - (1 - \eta_{Hm}) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}} \left(\frac{H_m}{H_a}\right)^{\frac{1}{100}}$$

Ackeret

$$\eta_{Ha} = 1 - 0{,}5\,(1 - \eta_{Hm}) \cdot \left[1 + \left(\frac{R_{em}}{R_{ea}}\right)^{\frac{1}{5}}\right]$$

[1]) Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

Dabei ist die Reynoldssche Zahl für das Modell zu berechnen aus:

$$R_{em} = \frac{\sqrt{2\,gH_m} \cdot D_m}{\nu_m}$$

und für die Grossausführung

$$R_{ea} = \frac{\sqrt{2\,gH_a} \cdot D_a}{\nu_a}$$

wobei ν_m die kinematische Zähigkeit der beim Modellversuch verwendeten Flüssigkeit (ev. auch der Luft) und ν_a die kinematische Zähigkeit des Betriebswassers der Grossausführung bedeuten.

Ausser den oben angegebenen Formeln, die relativ einfach aufgebaut sind, besteht heute noch eine sehr grosse Zahl von andern Aufwertungsformeln, wobei insbesondere auf die Publikationen von *K. Pantell* [3] und *S. P. Hutton* [4] hingewiesen werden soll. Insbesondere enthält [4] wohl alle bis zum Jahre 1954 bekannt gewordenen Aufwertungsformeln.

Über die Kennzeichnung der Oberflächenrauhigkeit und ihre Messung sind schon verschiedene Publikationen erschienen, so dass hier ein gewisses Material vorhanden ist [5], das für unsern Zweck ausgewertet werden müsste, um schliesslich alle Faktoren zu erfassen, welche den Druckverlust in einer Turbine (oder Pumpe) beeinflussen. Aber gerade die zahlenmässige Erfassung der Oberflächenrauhigkeit stösst bei einem Laufrad auf unüberwindliche Schwierigkeiten, so dass man darauf verzichten muss, ihren Einfluss in einer Aufwertungsformel zahlenmässig anzugeben.

Die bisher erschienenen Publikationen, welche sich mit den Vergleichsversuchen zwischen Modell- und Grossausführung befassten, haben nur selten eine befriedigende Übereinstimmung mit einer der bekannten Aufwertungsformeln ergeben, was nicht verwunderlich ist, wenn man daran denkt, dass alle diese Formeln sich nur auf die Aufwertung des Gefälls- und nicht des totalen Wirkungsgrades beziehen. Die Übereinstimmung zwischen Formel- und Versuchsergebnis kann also nur eine zufällige sein. Als Schlussergebnis darf festgehalten werden, dass unter den erwähnten Bedingungen der Gefällswirkungsgrad η_{Ha} der Grossausführung stets grösser als der Modellwirkungsgrad η_{Hm} sein wird.

3. Der Wassermengenwirkungsgrad η_Q

Nach der Definition war:

$$\eta_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q}$$

Die Verlustwassermenge ist in ihrer Grösse abhängig von der Grösse der Laufradspalte auf beiden Seiten des Laufrades sowie von der Druckdifferenz zwischen dem Austritt des Wassers aus dem Leitapparat und dem Ort wo das Verlustwasser den Bereich des Laufrades verlässt. Über die Grösse dieser Verlustwassermenge sind schon Versuche durchgeführt worden [6], und es zeigte sich, wie zu erwarten war, dass der Beaufschlagungsgrad der Turbine ebenfalls eine Rolle spielt. Bei der untersuchten Francisturbine war η_Q von der Grössenordnung von η_H, so dass es nicht gerechtfertigt ist, wenn man bei der Aufwertung nur den Einfluss von η_H auf den Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt. Bei der Modellturbine dürfen die Laufradspalte nicht unter einem gewissen Minimum gewählt werden, um ein Streifen des Laufrades zu vermeiden, bei der Grossausführung dagegen ist es aber nicht nötig, die Spalte entsprechend dem Modellmaßstab zu vergrössern, so dass die relative Verlustwassermenge $\Delta Q/Q$ stets kleiner sein wird als diejenige des Modelles, da die relative Druckdifferenz beim Modell und der Grossausführung bei hydraulischer Ähnlichkeit die gleiche ist. Es folgt somit, dass stets:

$$\eta_{Q\,a} > \eta_{Q\,m}$$

sein wird. Wie früher abgeleitet, ist der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = \eta_H \, \eta_Q$; damit ist:

$$\eta_{h\,a} \gg \eta_{h\,m}$$

4. Der mechanisehe Wirkungsgrad η_m

Nach Definition war:

$$\eta_m = 1 - \frac{\Delta P}{P_h}$$

worin ΔP die mechanischen Verluste (Lagerreibung und Ventilation) und $P_h = \gamma \; Q \; H \, \eta_h$ die hydraulische Leistung bedeuten. Da nun z. B. die Dicke der Welle nicht mit dem Modellmaßstab wächst, weil ihr Widerstandsmoment mit der dritten Potenz des Wellendurchmessers zunimmt, so werden bei der Grossausführung die relativen mechanischen Verluste $\Delta P_a / P_{h\,a}$ kleiner sein als beim Modell $\Delta P_m / P_{h\,m}$. Damit wird der mechanische Wirkungsgrad bei der Grossausführung höher als beim Modell.

Somit wird:

$$\eta_{m\,a} > \eta_{m\,m}$$

5. Der totale Wirkungsgrad η_t

Nach Abschnitt 1c war:

$$\eta_t = \eta_H \, \eta_Q \, \eta_m$$

Da nach den vorhergehenden Ausführungen:

$$\eta_{H\,a} > \eta_{H\,m} \quad ; \quad \eta_{Q\,a} > \eta_{Q\,m}$$

und

$$\eta_{m\,a} > \eta_{m\,m}$$

wird natürlich ohne weiteres:

$$\eta_{t\,a} \gg \eta_{t\,m}$$

Die Modellturbine wird ausnahmslos kleiner gebaut als die Grossausführung und das Modellgefälle wird ebenfalls kleiner als dasjenige der Grossausführung, so dass mit Sicherheit gesagt werden darf, dass der totale Wirkungsgrad der Grossausführung höher ist, als derjenige des Modelles.

6. Die Aufwertung

Eine vollständig zuverlässige Aufwertung der beim Modellversuch gefundenen Wirkungsgrade wäre, wie vorstehend gezeigt wurde, nur möglich, wenn die einzelnen Wirkungsgrade $\eta_{H\,m}$, $\eta_{Q\,m}$, $\eta_{m\,m}$ gemessen werden könnten. Durch Bremsung kann nun ohne weiteres mit grosser Genauigkeit der totale Wirkungsgrad $\eta_{t\,m}$ bestimmt werden. Die Messung von $\eta_{Q\,m}$ und $\eta_{m\,m}$ bereitet meistens grössere Schwierigkeiten und lässt sich nicht mit der gleichen Genauigkeit durchführen wie die Messung von $\eta_{t\,m}$. Auf Grund der in der erwähnten Arbeit von ***Hassan*** [6] für η_Q gefundenen Werte darf für eine Francisturbine mit grosser Annäherung an die wirklichen Werte angenommen werden:

$$\eta_{H\,m} = \eta_{Q\,m} \, \eta_{m\,m}$$

Daraus folgt dann, dass:

$$\eta_{t\,m} = \eta_{H\,m}{}^2$$

oder:

$$\eta_{H\,m} = \sqrt{\eta_{t\,m}}$$

Dies dürfte auch mit guter Annäherung für die Grossausführung gelten. So dass:

$$\eta_{H\,a} = \sqrt{\eta_{t\,a}}$$

oder:

$$\eta_{t\,a} = \eta_{H\,a}{}^2$$

Mit Hilfe einer der bekannten Aufwertungsformeln lässt sich dann $\eta_{H\,a}$ leicht berechnen, indem man

$$\eta_{H\,m} = \sqrt{\eta_{t\,m}}$$

setzt. Für diesen Zweck könnte die Formel von *Moody I* genügen.

Eine allgemeinere Aufwertungsformel erhält man wenn:

$$\eta_{Q\,m} \, \eta_{m\,m} = k_m \, \eta_{H\,m}$$

gesetzt wird, worin k_m ein Faktor ist, der sich in der Nähe von 1 befinden wird, und dessen kleinster und grösster Wert angegeben werden kann. Für die Grossausführung lässt sich analog schreiben:

$$\eta_{Q\,a} \, \eta_{m\,a} = k_a \, \eta_{H\,a}$$

Damit wird

$$\eta_{t\,m} = k_m \, \eta_{H\,m}{}^2$$

und

$$\eta_{t\,a} = k_a \, \eta_{H\,a}{}^2$$

Daraus folgt:

$$\eta_{t\,a} = \frac{k_a}{k_m} \cdot \frac{\eta_{H\,a}{}^2}{\eta_{H\,m}{}^2} \, \eta_{t\,m}$$

Mit Rücksicht auf die beim Modellversuch einzuhaltenden Ähnlichkeiten (geometrisch und hydraulisch) scheint es zulässig zu sein, dass:

$$k_a = k_m$$

Damit wird:

$$\eta_{t\,a} = \frac{\eta_{H\,a}{}^2}{\eta_{H\,m}{}^2} \, \eta_{t\,m}$$

und da

$$\eta_{H\,m}{}^2 = \frac{\eta_{t\,m}}{k_m}$$

so folgt schliesslich:

$$\eta_{t\,a} = k_m \, \eta_{H\,a}{}^2$$

Der Zahlenfaktor k_m müsste beim Modellversuch durch die Messung von $\eta_{Q\,m}$ und $\eta_{m\,m}$ bestimmt werden.

Ausser den bereits erwähnten Aufwertungsformeln von *Moody* und *Ackeret* soll hier noch auf diejenigen von *Stauffer* und *Gregorig* hingewiesen werden. Wenn man entsprechend der neuesten Definition des Turbinenwirkungsgrades [7] in der Formel von *Gregorig* K_{c3} [2]) weglässt, so geht diese Formel ohne weiteres in diejenige von *Stauffer* über, sofern die kinematische Zähigkeit $\nu_m = \nu_a$ gesetzt werden darf, was zulässig erscheint, wenn in beiden Fällen Wasser mit ungefähr gleicher Temperatur verwendet wird. Der Vollständigkeit halber muss noch darauf hingewiesen werden, dass in allen diesen Formeln der Einfluss der relativen Rauhigkeit der vom Wasser bestrichenen Flächen nicht berücksichtigt ist.

Nach *Staufer* ist

$$\eta_{Ha} = 1 - (1 - \eta_{Hm}) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}}$$

Der Ableitung dieser Formel wurde die Reibungsformel von *Blasius* zu Grunde gelegt, die allerdings nur für Reynoldssche Zahlen kleiner als 100 000 gilt. Etwas allgemeiner würde die Formel lauten:

$$\eta_{Ha} = 1 - (1 - \eta_{Hm}) \sqrt[4]{\frac{R_{em}}{R_{ea}}}$$

Wenn nun, wie früher erwähnt, $k_m = k_a = k$ gesetzt wird, so folgt:

nach Moody I

$$\eta_{ta} = k\left[1 - \left(1 - \sqrt[4]{\frac{\eta_{tm}}{k}}\right)\sqrt{\frac{D_m}{D_a}}\right]^2$$

nach *Staufer*

$$\eta_{ta} = k\left[1 - \left(1 - \sqrt{\frac{\eta_{tm}}{k}}\right)\sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}}\right]^2$$

[2]) $K_{c3} = \frac{c_3}{\sqrt{2gH}}$ (c_3 Austrittgeschwindigkeit aus dem Saugrohr)

In diesen Formeln sind alle Grössen durch Messung bekannt und nur der Faktor k ist für jeden Turbinentyp durch systematische experimentelle Untersuchungen zu bestimmen. Für die erwähnte Francisturbine wurde k praktisch gleich 1 gefunden, und auch für Propeller- und Kaplanturbinen dürfte sich k in der Nähe von 1 befinden.

Eine kleine Überlegung zeigt dass, $k > \eta_{tm}$ sein muss.

Anderseits lässt sich z. B. mit der Aufwertungsformel von *Staufer* zeigen, dass:

$$k < \left[\frac{1 - \sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}}\sqrt{\eta_{tm}}}{1 - \sqrt[4]{\frac{D_m}{D_a}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}}}\right]^2$$

Zum Schluss sei noch einmal erwähnt, dass es natürlich am sichersten ist, wenn der Wert von k beim Versuch mit dem betreffenden Turbinenmodell bestimmt wird.

Literatur

[1] *Dubs, R.:* Angewandte Hydraulik, S. 168...173. Zürich: Rascher 1947.
[2] *Gerber, A.:* Untersuchungen über Grenzschichtabsaugung. Diss. ETH. Zürich: Leemann 1938.
[3] *Pantell, K.:* Aufwertungsformeln für Turbomaschinen. Z. VDI Bd. 95(1953), Nr. 4, S. 97...100.
[4] *Hutton, S. P.:* Component Losses in Kaplan Turbines and the Prediction of Efficiency from Model Tests. Proc. Instn. mech. Engrs. Bd. 168 (1954), Nr. 28, S. 743...762.
[5] *Strassburg, F. W.:* Kennzeichnung und Messung der Oberflächengüte. Techn. Rdsch. Bd. 44(1952), Nr. 40, S. 25...27. *Bickel, Erich* und *Eduard Freitag:* Die Definition und der zahlenmässige Ausdruck für die Rauhigkeit. Ind. Organisation Bd. 21(1952), Nr. 5, S. 131...142.
[6] *Hassan, Mohamed Jzzedin:* Der Einfluss der Schaufelzahl des Laufrades auf den Wirkungsgrad bei Kreiselmaschinen. Überdrucklaufräder. Diss. ETH. S. 39...44. Zürich: Leemann 1946.
[7] *Schweizerischer Elektrotechnischer Verein:* Schweizerische Regeln für Wasserturbinen. 3. Aufl. Zürich: SEV 1957.

Adresse des Autors:
a. Prof. *R. Dubs*, Guggerstrasse 33, Zollikon ZH.

Récents développements de l'accumulateur alcalin

Par *J. Piguet*, Yverdon

621.355.8

Après un rappel des caractéristiques de l'accumulateur alcalin classique, les propriétés et utilisations des accumulateurs à plaques frittées et des accumulateurs étanches sont décrites.

Nach kurzer Rekapitulation des Aufbaus des klassischen alkalischen Akkumulators werden die Eigenschaften und Verwendungsmöglichkeiten der Akkumulatoren mit gesinterten Platten sowie der gasdichten Akkumulatoren beschrieben.

C'est au cours des premières années du siècle que débute la fabrication de l'accumulateur alcalin sous l'impulsion de ses inventeurs, *Edison* aux Etats-Unis et *Jungner* en Suède. Assez rapidement cet élément s'impose par sa robustesse mécanique et électrique. Ces dernières années, il est l'objet de deux développements très intéressants: l'accumulateur à plaques frittées d'une part et l'accumulateur étanche, d'autre part. Avant d'étudier plus en détail ces développements, rappelons les caractéristiques principales de l'accumulateur alcalin du type classique.

I. Accumulateur alcalin du type classique

L'accumulateur alcalin classique (Fig. 1) est composé d'électrodes positives, d'électrodes négatives et d'électrolyte. L'électrode positive est une plaque constituée par un assemblage de pochettes ou de tubes perforés. La matière active est de l'hydroxyde