Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 101/102 (1933)
Heft: 9

Artikel: Die Bildung einer rationellen Reihe der Kreiselpumpen
Autor: Deischa, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-83046

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 21.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

gurten ist nicht entbehrlich. Kennzeichnend für das gewählte Hauptträgersystem ist das Auftreten grosser Zugkräfte besonders in der mittleren Vertikalen. Die vorgeschlagenen Knotenpunktsausbildungen genügen nicht. Zu verbessern sind auch der Auflagerpunkt und die seitliche Festlegung der First des Hängewerkes. Der Querriegel in der First sollte besser in 4,50 m, statt 4 m Abstand über der Fahrbahnoberkante eingezogen werden, was möglich ist, indem die Zangen *über* dem Obergurtknotenpunkt eingezogen werden. Die beiden Zangenhälften sind durch Einlagen knicksicher auszusteifen. Der entstehende Halbrahmen mit oberem Druckriegel wäre statisch zu prüfen. Der Obergurt muss auf die ganze Länge von 7,8 m knicksicher ausgebildet werden.

Eine Anpassungsmöglichkeit an andere Spannweiten oder an Zufälligkeiten in der Gestalt des Flussbettes besteht nicht; man bleibt an die angegebene Jocheinteilung gebunden. Um Rammungenauigkeiten genügend Rechnung tragen zu können, sollte auf den Jochen eine kräftige Kopfschwelle vorgesehen werden.

Das Preisgericht:
Fr. Hübner, H. Jenny-Dürst, J. J. Vischer,
Ingenieure.

*

Anmerkung der Redaktion. Wir können nicht umhin, auf die Gründlichkeit hinzuweisen, mit der dieses Preisgericht die eingereichten Entwürfe geprüft und in seinem eingehenden Gutachten besprochen hat, und zwar sämtliche Arbeiten. Dieser Wettbewerb sticht hierin wohltuend ab von so manchem andern, in dem ebenfalls ernsthaftes Bemühen der Bewerber in der überwiegenden Mehrzahl kommentarlos, und bei den wenigen in engster Wahl mit wenigen Worten abgetan wird. Rührt am Ende die *Achtung vor der Arbeit ihrer Kollegen*, die obigen Preisrichtern offensichtlich die Hand geführt hat, davon her, dass sie keine der gewohnten Routiniers im Preisrichtern sind?

Die Bildung einer rationellen Reihe der Kreiselpumpen.[1]

Von Prof. A. DEISCHA, Sorbonne, Paris.

Die Klassifikation der Zentrifugalpumpen. In der Praxis werden die Zentrifugalpumpen entweder nach den von Rateau eingeführten Koeffizienten der manometrischen Höhe und der Liefermenge oder nach der von Camerer und Prof. Pfleiderer eingeführten spezifischen Drehzahl klassifiziert. Die Rateau'schen Koeffizienten $\left(\mu = \frac{gH}{n_2^2}\right.$ für die Förderhöhe, das zwischen $\mu = 0{,}25$ bis $0{,}55$ variiert; und $\delta = \frac{Q m^{3/3}}{n_2 R_2^2}$, das zwischen $\delta = 0{,}01$ bis $1{,}5$ liegt) sind für die Interpolation einer Pumpe zwischen zwei Nachbarpumpen sehr geeignet. Die spezifische Drehzahl $n_s = 3{,}65 \cdot n Q^{1/2} H^{3/4}$ ist ganz besonders gut für die Aufstellung eines Gesamtbauplanes einer Pumpenfabrik geeignet, wie wir es im folgenden darlegen werden.

Das Verwendungsgebiet einer Pumpe kann wie bekannt graphisch in Q und H-Koordinaten dargestellt werden. Es ist dann durch die Linien H_{max}, n_{max}, $H_{s\,ang.\,min}$, η_{min} begrenzt. Die spezifische Drehzahl ist gewöhnlich für den Punkt η_{max} angegeben. Das Verwendungsgebiet eines Pumpenmodells kann folgendermassen vergrössert werden.

1. Der äussere Laufraddurchmesser kann abgedreht werden (in der Praxis bis auf 15 %). Dadurch wird das Grundverwendungsfeld zum Koordinatenanfangspunkt verschoben und gleichzeitig die Saughöhe vergrössert, wie es aus der üblichen empirischen Formel für die Saughöhe ersichtlich ist. — Da $H_{asp} = 10{,}3 - 0{,}065\, C_1 U_2$ ist, so steigt die Saughöhe mit der Verkleinerung der Umfangs-Geschwindigkeit.

2. Die Verminderung der Breite b_2 beim Austritt aus dem Laufrad bringt eine proportionale Verminderung der Förderhöhe mit sich. Durch Verengern des Laufrades wird das Gebrauchsfeld schmäler und nach links verschoben.

3. Das Heben der äusseren Schaufelenden bringt eine Vergrösserung der Förderhöhe mit sich, und gibt der QH-Kurve einen flacheren Verlauf, so dass das Verwendungsfeld dadurch gehoben wird.

4. Das Verjüngen und Zuspitzen der Schaufeln wirkt ähnlich dem Heben der Schaufelenden.

5. Das Verlängern der Eintrittsenden der Schaufeln hat eine ganz bedeutende Verbesserung der Saughöhe zur Folge, und gleichzeitig schiebt sich die QH-Kurve nach oben. Diese Aenderung erweitert das Gebrauchsfeld nach oben und nach rechts.

6. Die Aenderung der Steigung des Leitapparates und der Abmessungen der Leitspirale kann um das Doppelte oder um das Dreifache die Fördermenge verkleinern und gleichzeitig die Förderhöhe verdoppeln.

Das Aneinanderreihen der Nachbarpumpen. In den meisten Maschinenfabriken war das Aneinanderreihen der Modelle zu einer Zeit vorgenommen worden, als das Verwendungsfelddiagramm noch nicht erfunden war. Deshalb war jedes Pumpenmodell aus dem vorhergehenden einfach durch das Multiplizieren sämtlicher Dimensionen mit einem für alle Reihen konstanten Koeffizienten, z. B. 1,15, ermittelt worden. Dabei überdecken aber leider die Nachbarfelder einander oder es bleiben zwischen zwei Nachbarfeldern Lücken, zu deren Deckung man zum Bau von Zwischenmodellen gezwungen war.

Die Reihe geometrisch ähnlicher Pumpen. Das Gesamtverwendungsfeld einer Reihe geometrisch ähnlicher Pumpen wird dargestellt durch einen Streifen von der Gleichung

$$n_s = 3{,}65\, n \left|_{min}^{max} \cdot Q^{1/2} \right|_{min}^{max} \cdot H^{3/4} \Big|_{min}^{max}$$

Die Pumpen sind meistens mit Drehstrommotoren direkt gekuppelt. Für diesen Fall liegen die Punkte des maximalen Wirkungsgrades (η_{max}) für jede Reihe geometrisch ähnlicher Pumpen auf einer parabolischen Kurve

$$C_1 = 3{,}65\, C_2\, Q^{1/2} H^{3/4}$$

wo $C_1 = n_s$; $C_2 = n$ sind.

Der gesamte Pumpenbauplan einer Fabrik wird durch ein Bündel von Parabeln dargestellt (Abb. 1). In der Praxis wird dieses Diagramm auf logarithmisch geteiltem Papier dargestellt. Trotz ihrer allgemeinen Verbreitung ist diese Darstellungsart nicht einfach genug, um anschaulich zu sein. Man kann deshalb vorschlagen, dieses Diagramm durch folgendes zu ersetzen.

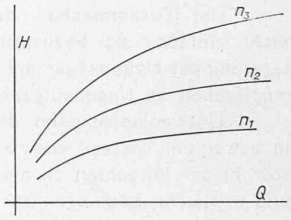

Abbildung 1.

Das radiale Diagramm sucht die Kurven der maximalen Wirkungsgradpunkte als Bündel von Geraden darzustellen. Dazu genügt es, die Fördermengen im Masstab $x = \sqrt{Q}$ und die Förderhöhen im Masstab $y = H^{3/4}$ zu zeichnen, wie aus Abb. 2 ersichtlich. Das gestrichelte Feld stellt den Verwendungsbereich der Pumpe C_2 dar. Das Verhältnis

$$\frac{\Delta R}{R} = K_R$$

stellt die radiale Tiefe des Gebrauchsfeldes,

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = K_\alpha$$

seine Breite dar.

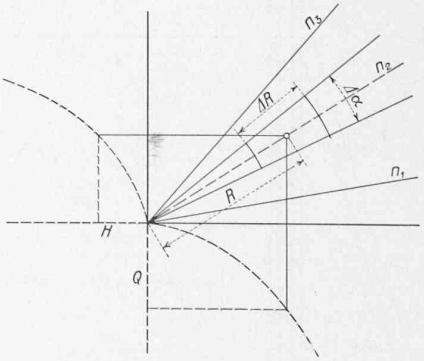

Abbildung 2.

Die Variation des Tiefen- und Breitenverhältnisses. Jedem Pumpen-Typ entsprechen andere Tiefen- und Breiten-Verhältnisse. Bei den Niederdruck-Pumpen sind sie kleiner als bei den Hochdruck-Pumpen. Aber auch bei einer Reihe von geometrisch ähnlichen Pumpen dürfen diese Verhältnisse nicht konstant bleiben. Bei kleinen Pumpen können

[1]) Mitgeteilt im April 1932 in der Sitzung des V. R. D. Ing., Paris.

die Wirkungsgrade niedriger sein als bei grossen, wo 1 % des Wirkungsgrades oft mehreren kWh der zum Pumpen verbrauchten Energie entspricht, dagegen kann bei kleinen Pumpen 1 % des Wirkungsgrades $^1/_{10}$ kWh entsprechen. Deshalb ist es zweckmässig, gleichzeitig mit der Vergrösserung der Dimensionen der Pumpen die Koeffizienten der Vergrösserung $\frac{\Delta D}{D}$, des Tiefenverhältnisses $\frac{\Delta R}{R}$ und des Breitenverhältnisses $\frac{\Delta \alpha}{\alpha}$ zu verkleinern, ähnlich einer polytropischen Kurve. Nach diesem Verfahren bekommt das Gesamtdiagramm das Aussehen der Abb. 3. Das Verfahren erlaubt, von einer kleinen Anzahl Grundpumpen ausgehend, zweckmässig des ganze Gesamtfeld auszufüllen. Die grössern Modelle (an der Peripherie des Diagramms) bilden dann die Verzweigungen der Grundpumpen. Das Verfahren erlaubt, von 5 bis 6 Grundmodellen ausgehend die hydraulischen und wirtschaftlichen Eigenschaften aller Pumpen des Feldes mit grosser Genauigkeit vorauszubestimmen. Für Wirkungsgradbestimmungen ist die Camerersche Formel zu benützen, wie ich es vielfach durch Vergleichsversuche konstatiert habe. Für rasche, praktische Vorausbestimmungen ist der Gebrauch der Diagramme Abb. 354 des Camererschen Werkes (Auflage 1925) zu empfehlen.

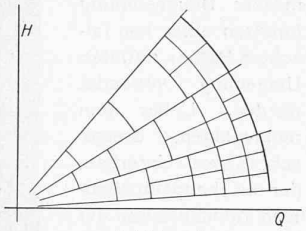

Abbildung 3.

Die wirtschaftliche Vorausbestimmung der Reihe. Die Preise einer Zentrifugalpumpe sind durch die Wellenstärke, die Wandstärke der Gehäuse und die linearen Abmessungen der Gehäuse bestimmt. Bei einer gegebenen Tiefe $\frac{\Delta R}{R} = K_1$ des Verwendungsfeldes wächst der Druck von einer Pumpe zu der nächst grösseren im Verhältnisse $K_1^{3/2}$, die Fördermenge $K_1^{1/2}$, die Leistung $K_1^{4/2}$, die Wellenstärke $\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = K_1^{1/4}$ und die Wellenlänge $\frac{l_1}{l_2} = K_1^{1/2}$, die Stopfbüchsen und die Lagerung ($K_1^{1/4}$). Das Gewicht der Welle wächst im Verhältnis $K_1^{3/4}$, die Grösse der Gehäuse $K_1^{1/2}$, die Wandstärke $K_1^{3/2} K_1^{1/2} = K_1^{4/2}$ (ähnlich wie die Leistung). Das Gewicht der Gehäuse und des Rades $K_1^{4/2} K_1^{1/2} = K_1^{5/2}$.

Da mit wachsender Grösse der Preis pro 1 kg Gewicht der Pumpe sinkt, so sind, um die Preise einer Pumpenserie zu bestimmen, die nach obigen Koeffizienten bestimmten Gewichte mit den variablen Preisen pro kg zu multiplizieren. — Wenn schliesslich der Preis A_1 der Grundpumpe der Serie bekannt ist, wird der Preis der Glieder der Serie nach folgender Formel bestimmt:

$$A_n = A_1 \left[K_1^{5/2} p_1^{m_1} + K_1^{3/4} p_2^{m_2} + K_1^{1/4} p_3^{m_3}\right]$$

wo A_n der zu bestimmende Preis, A_1 der bekannte Preis der Grundpumpe ist. K_1 ist das Tiefenverhältnis $= \frac{\Delta [R_u - R_1]}{R_1}$, $p_1^{m_1}$ ist der Faktor, nach dem die Preise eines kg der Pumpengehäuse mit ihrer Grösse ändern. $p_2^{m_2}$ ist der Faktor, nach dem, mit wachsender Wellenstärke, die Preise für 1 kg Welle ändern. $p_3^{m_3}$ ist der Faktor, nach dem, mit wachsender Wellenstärke, die Preise für ein kg Lager und Stopfbüchsen ändern.

Für die praktische, rasche Verwertung ist es bequem, die Preisformel für jede Reihe graphisch als die Summe der drei Preiskurven darzustellen (Abb. 4).

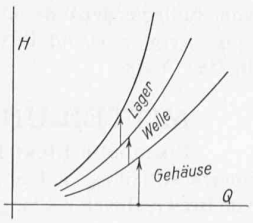

Abbildung 4.

Das Kreisdiagramm und die Serienaufstellung im Wasserturbinenbau. Hier hat die Serienaufstellung weniger Bedeutung als im Pumpenbau, da eine Wasserturbine weit mehr als eine Pumpe eine „individuelle" Schöpfung ist. Doch kann man für den Bauplan einer Wasserturbinenreihe auch ein Kreisdiagramm aufstellen. Dabei geht man aus von der Formel von Camerer $u_s = n N^{1/2} H^{-5/4}$.

Zeichnet man die Abszissen im Masstab $N^{1/2}$, die Ordinaten im Masstab $H^{5/4}$, so liegen alle η_{max}-Punkte der Turbinenreihen auf dem Bündel der Radien, die vom Koordinatenanfangspunkt ausgehen (n = konst. angenommen).

Schlussfolgerungen. Wenn man zahlenmässig einen Pumpenbauplan, der mit einem konstanten Vergrösserungsverhältnis von z. B. 1,15 aufgestellt ist, mit einem nach den oben beschriebenenen Methoden projektierten vergleicht, so bemerkt man, dass die Zahl der Pumpenmodelle ums Doppelte vermindert wird, ohne die Konkurrenzfähigkeit des ganzen Pumpenprogramms weder in technischer noch in wirtschaftlicher Hinsicht irgendwie zu vermindern. Im Gegenteil werden bei Verminderung der Pumpenmodelle, die Vorräte an Giessereimodellen und fertigen Pumpen, die Ausgaben für das Konstruieren, das Prüfen und die Werkzeuge für die Bearbeitung vermindert. Die Preis-Kalkulation wird vereinfacht und die Lieferfrist verkürzt. — Noch vor dem Kriege war die Pumpe und die Wasser-Turbine Gegenstand individueller Bestellungen gewesen, z. Zt. aber sind sie Gegenstand der Massenfabrikation geworden, deshalb treten die Methoden der Serienbildung für diese Maschinen in den Vordergrund ihrer Theorie.

St. Germain en Laye, April 1933.

Eidgenössisches Amt für Wasserwirtschaft.

(Auszug aus dem Jahresbericht 1932, Schluss von Seite 98.)

Wasserwirtschaftsstatistik.

Wasserhaushalt der natürlichen Seen.

Während des hydrographischen Jahres vom 1. Oktober 1931 bis 30. September 1932 waren die Seestände der grössern schweizerischen Seen im allgemeinen tiefer als im Durchschnitt der letzten 20 Jahre. Bereits zu Beginn des Winters standen die Seen verhältnismässig tief und fielen mit wenig Ausnahmen während des Winters nahezu auf den tiefsten bisherigen Winterwasserstand. Andauernd niedrige Winterwasserstände zeigten sich besonders bei den Juraseen. Die meisten Seen erreichten im Juli ihre höchsten Stände, die aber mit Ausnahme des Zugersees weit hinter den höchsten Hochwasserständen zurückblieben und unschädlich verliefen. Der Zugersee dagegen erreichte im Juli einen selten hohen Stand.

Produktionsmöglichkeit der bestehenden Wasserkraftanlagen.

Unter Zugrundelegung der Erhebungen des Amtes über Wasserführung und des Ausbaues der Werke wird die Produktionsmöglichkeit der schweizerischen Wasserkraftanlagen vom Amt für Wasserwirtschaft nach einheitlicher Methode fortgesetzt ermittelt. Die folgenden Angaben, die so ermittelt wurden, beziehen sich auf alle Wasserkraftwerke, die elektrische Energie an Dritte abgeben. Die Energie aus Bahnkraftwerken und Werken industrieller Unternehmungen, die Energie ganz oder in der Hauptsache für ihre eigenen Zwecke erzeugen, ist hier somit nicht inbegriffen.

Das *Speichervermögen*, d. h. der Energieinhalt der Speicherbecken mit mehr als Wochenausgleich, bei Annahme vollständiger Füllung, erhöhte sich im Jahre 1931/32 von 435 auf 507 Mill. kWh, also um 16 %, herrührend von der Inbetriebsetzung des Kraftwerkes Sernf-Niederenbach, dem Einfluss der Speicherbecken Ritom und Tremorgio auf das neu erstellte Kraftwerk Monte Piottino, sowie von der Fertigstellung des Grimselstausees. Der Einfluss der Speicherbecken auf unterhalb liegende Werke ist nur auf den Flussstrecken oberhalb der natürlichen Seen berücksichtigt. Das Speichervermögen der natürlichen Seen ist nicht berücksichtigt. — Die Speicherbecken konnten im Herbst 1931 und 1932 nahezu angefüllt werden, sodass zu Beginn des Winters die Aussichten für die Energieversorgung im Winter günstige waren. Zufolge des ziemlich trockenen Winters 1931/32 wurden die Energievorräte der Speicherbecken verhältnismässig stark ausgenützt. Der tiefste Stand wurde am 23. April erreicht. Es waren in diesem Zeitpunkt noch 65 Mill. kWh Speicherenergie vorhanden; es blieb somit nur noch eine Reserve von 15 % der Vorräte bei vollständiger Füllung unausgenützt, gegenüber 44 % im Vorjahr.

Die Produktionsmöglichkeit aller schweizerischen Wasserkraftanlagen im hydrographischen Jahr 1931/32 betrug 4847 Mill. kWh ohne Speicherung, bezw. 4988 Mill. kWh mit Speicherung. Der erste Wert bedeutet die Produktionsmöglichkeit unter Berücksichtigung