

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 109/110 (1937)
Heft: 6

Inhaltsverzeichnis

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 01.04.2025

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

INHALT: Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen. — Der Bau des Unterwassertunnels für die Kühlwasserversorgung des Elektrizitätswerkes in Dublin. — Schallschutz im Hochbau. — Birsfelder Rhein-hafen und Landesplanung. — Mitteilungen: Lastspitzen öffentlicher Kraftwerke. Zum rumänischen Stadtbau. Erfahrungen an Löfflerkesseln.

Luftheizung der Münchner Flugzeughalle. Platten aus Granit und Gneis. Druckextraktion der Steinkohle. Herstellung von Edeligips im Elektrofen. Der Internat. Verband für Wohnungswesen. Arch. Prof. W. Gropius — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 109

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 6

Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen

Von K. RÜTSCHI in Firma Müller & Co., A. G., Brugg

In einer hier kürzlich erschienenen Abhandlung von J. Lalive¹⁾ wurde betont, wie wichtig die Kenntnis aller Einzelverluste und deren Geringhaltung zur Erreichung von Wirkungsgrad-Höchstwerten sei. Im folgenden sollen nun diese Verluste in ihre Hauptwerte zerlegt und in eine leicht fassliche Form gebracht werden. Damit wird eine richtige Beurteilung von Wirkungsgradangaben nicht nur bei Grosspumpen, sondern auch bei den weit häufiger vorkommenden Kleinpumpen ermöglicht.

Die Verluste der Kreiselpumpen lassen sich in folgende zwei Hauptgruppen einteilen: a) Radreibung, Spaltverlust und Lagerreibung [Reibung der Laufradseitenwände (auch der Entlastungsscheibe) im Wasser; Undichtigkeiten in Laufraddichtungsspalt, Stopfbüchse und Entlastungsscheibe (nur bei hydraulischem Achsschubausgleich); mechanische Gleitflächenverluste in Lager, Stopfbüchse und Zwischendichtungen]; b) Druckhöhen- oder hydraulische Verluste (Kanalreibung, Querschnitts- oder Richtungsänderungen, Umsetzungs- sowie Stoss- und Austauschverluste). Bei der ersten Hauptgruppe lassen sich die Verluste ziemlich genau vorausberechnen. Werkversuche, die zur Verkleinerung der hydraulischen Verluste namhaft beitragen können, bringen hier keine wesentlichen Erfolge, weil für jede bestimmte Pumpenkonstruktion diese Verluste zum Voraus gegeben sind. Dagegen ist eine Kenntnis der Höhe dieser in Kauf zu nehmenden Verluste bei der Wahl der günstigsten Drehzahl oder der Stufenunterteilung wertvoll. Leider sind die vielen Arbeiten über Einzelverluste meistens dem Anschauungskreis des Konstrukteurs zu wenig angepasst. Die nachfolgenden Auswertungen möchten in vereinfachter Form nur das Wesentlichste festhalten.

Für die Radreibungsverluste N_r gilt die Näherungsgleichung von Pfeleiderer²⁾

$$N_r = 0,0012 \cdot u_2^2 D_2^2 \quad PS$$

(u_2 = Umfangsgeschw. in m/sec, D_2 = Raddurchm. in mm), die den üblichen Verhältnissen bei Kreiselpumpen mit seitlich nicht besonders geglätteten Laufrädern und einem grössten Wandabstand von $0,05 D_2$ bei einer Wassertemperatur von $20^\circ C$ entspricht. Abb. 1 veranschaulicht diesen Zusammenhang erstens für einige Hauptdrehzahlen, zweitens für die Umfangsgeschwindigkeit $u_2 = 35$ m/sec. Bei gleichbleibender Drehzahl wächst N_r mit der fünften, bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit mit der zweiten Potenz des Laufrad-Durchmessers. Da nach der bekannten Näherungsgleichung

$$H = v \frac{u_2^2}{2g}$$

(v = Druckhöhenziffer, g = Erdbeschleunigung) die Umfangsgeschwindigkeit u_2 durch die Förderhöhe H [m] bestimmt ist, können die Radreibungsverluste statt als Funktion von u_2 und D_2 auch als Funktion von H und D_2 oder von H und der Drehzahl n aufgefasst werden. Aus der gestrichelten Kurve Abb. 1 erhellt, bei vorgeschriebener Förderhöhe, der Vorteil kleiner Rad-durchmesser, d. h. hoher Drehzahlen.

¹⁾ J. Lalive: «Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen», Bd. 108, Nr. 19, S. 201* (7. Nov. 1936).

²⁾ C. Pfeleiderer: «Die Kreiselpumpen». Zweite Auflage, 1932.

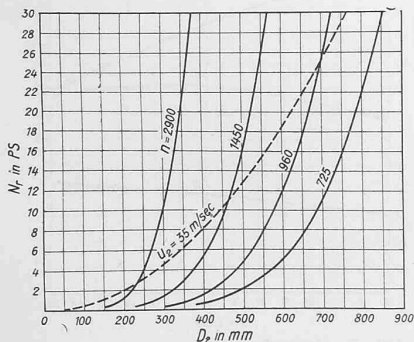


Abb. 1. Radreibungsverluste N_r , Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit.

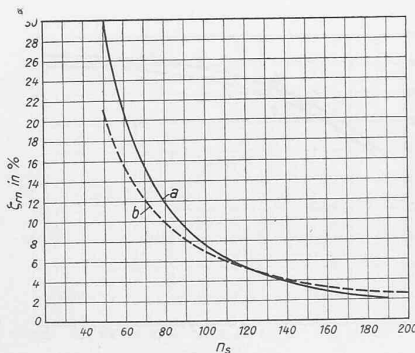


Abb. 3. Radreibung als Verlustteil der Nutzleistung
 — für Druckhöhenziffer $v = \text{konst. } 1$,
 - - - - für Druckhöhenziffer $v = 1,15$ bis $0,83$
 ($n_s = 50$ bis 200).

Das Verhältnis

$$\xi_{rn} = \frac{N_r}{N_n} 100 \quad \text{\%}$$

der Radreibungsverluste zu der Nutzleistung $N_n = 1000 QH/75$ (Q = sekundl. Fördervolumen [m^3/s]) hängt von n , H und N_n ab. Es ist proportional dem Quotienten $u_2^2/n^2 N_n$, oder auch dem Quotienten $1/v^{5/2} n_s^2$, bei Einführung der spezifischen Drehzahl

$$n_s = n N_n^{1/2} / H^{3/4}$$

$$\xi_{rn} = \frac{745}{n_s^2 v^{5/2}} \cdot 100 \quad \text{\%}$$

Der Sammelkoeffizient 745 gründet sich auf den Beiwert 0,0012 der Näherungsgleichung für die Radreibung und kann natürlich je nach dem Rauheitsgrad der Laufräder oder der umgebenden Gehäuseseitenwände, der Reynolds'schen Zahl, sowie des seitlichen und radialen Wandabstandes etwas ändern³⁾.

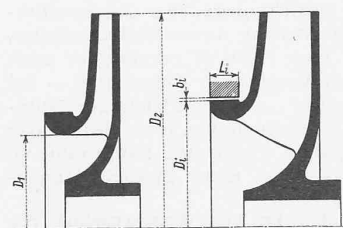


Abb. 2. Laufräder verschiedener spez. Schnellläufigkeit
 links $n_s = \text{rd. } 60$, rechts $n_s = \text{rd. } 140$.

Die beiden Laufräder Abb. 2 haben gleichen Durchmesser, also, bei gleicher Drehzahl, gleiche Radreibungsverluste. Die Nutzleistung des rechten Laufrads, von höherer spezifischer Schnellläufigkeit, ist jedoch grösser.

Abb. 3 (unten), in der die Radreibung als Verlustteil der Nutzleistung N_n in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl aufgetragen ist, zeigt, wie stark der Pumpenwirkungsgrad von der Radreibung beeinflusst wird. Die ausgezogene Kurve a gilt für die Druckhöhenziffer $v = 1$, während der punktierten Kurve b ein linearer Abfall der Druckhöhenziffer von $v = 1,15$ bei $n_s = 50$ bis $v = 0,83$ bei $n_s = 200$ zu Grunde gelegt ist. Bei Achsschub-Ausgleich mittelst hydraulischer Entlastungsscheiben treten zusätzliche Radreibungsverluste auf.

Eine weitere wesentliche Verlustquelle entsteht bei Kreiselpumpen an den Abdichtungsstellen des Laufrades, wo eine Rückströmung in den Saugraum erfolgt, die als Spaltverlust bezeichnet wird. Er berechnet sich zu

$$Q_{sp} = \mu_i F_i \sqrt{2g H_{pi}} = \mu_i D_i \pi b_i \sqrt{2g H_{pi}} \quad [m^3/sec]$$

Hierbei ist der Ausflusskoeffizient μ_i für Spalte ohne Nuten nach Abb. 2, sowie die Druckhöhe H_{pi} am innern Spalt nach Pfeleiderer²⁾

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L_i}{2 b_i} + 1,5}}$$

und

$$H_{pi} = \frac{1}{2g} \left[\frac{3}{4} u_2^2 + \frac{1}{4} u_1^2 - (u_2 - c_3 u)^2 \right]$$

($c_3 u$ = Umfangskomponente der absoluten Austrittsströmung). Bei Annahme von $\lambda = 0,04$, welcher Durchschnittswert durch

³⁾ Vergl. Gibson und Ryan: Minut. Proc. Inst. civ. Engr., Bd. 179, Teil I (1909/10); Pfeleiderer, l. c., S. 49.

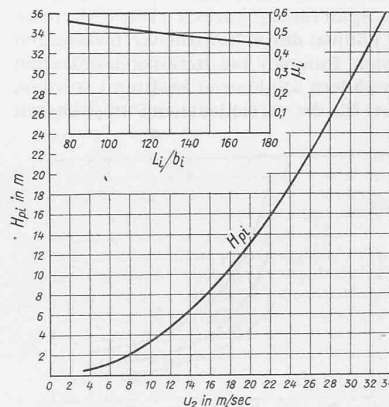


Abb. 4. Ausflusskoeffizient μ_i für Spalte ohne Nuten nach Abb. 2 und Spaltdruck am innern Spalt.