

Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen

Autor(en): **Rutschi, K.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **109/110 (1937)**

Heft 6

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-48989>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

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.

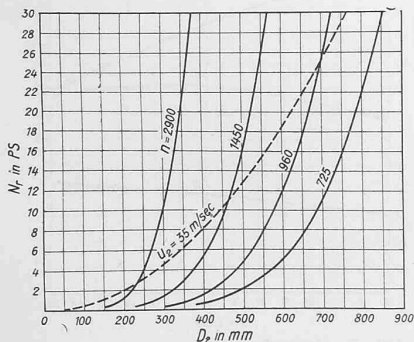


Abb. 1. Radreibungsverluste N_r , Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit.

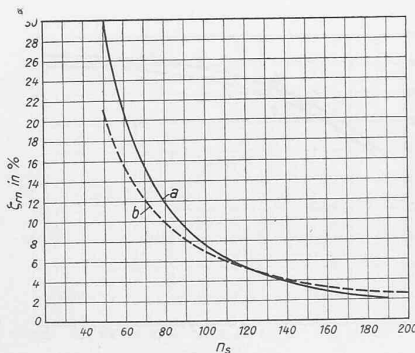


Abb. 2. Radreibung als Verlustteil der Nutzleistung
 — für Druckhöhenziffer $v = \text{konst. } 1$,
 - - - - für Druckhöhenziffer $v = 1,15$ bis $0,83$
 ($n_s = 50$ bis 200).

Das Verhältnis

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

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 $1/v^{3/2} n_s^2$, bei Einführung der spezifischen Drehzahl

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

$$\xi_{rn} = \frac{745}{n_s^2 v^{3/2}} \cdot 100 \quad \%$$

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

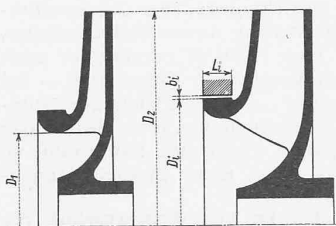


Abb. 2. Laufräder verschiedener spez. Schnellläufigkeit
 links $n_s = \text{rd. } 60$, rechts $n_s = \text{rd. } 140$.

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.

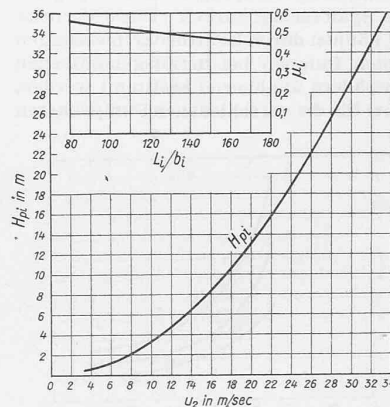


Abb. 4. Ausflusskoeffizient μ_i für Spalte ohne Nuten nach Abb. 2 und Spaltdruck am innern Spalt.

die Reynolds'sche Zahl, sowie die Exzentrizität des Spaltes beeinflusst werden kann, wird μ_i lediglich eine Funktion von L_i/b_i . Für die bei Kreiselpumpen üblichen Werte $L_i/b_i = 80$ bis 180 ist μ_i in Abb. 4 graphisch dargestellt. Dasselbst ist auch H_{pi} in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit u_2 für Laufräder mit dem Durchmesser Verhältnis $D_2/D_1 = u_2/u_1 = 2$, bei konstant angenommenem Verhältnis $u_2/c_3 u = 1,75$ aufgetragen. Bei andern Abmessungen von Radialrädern ändert H_{pi} nur unwesentlich, weil in der bezüglichen Gleichung u_2 vorherrscht und schwache Abweichungen bei der Spaltwasserberechnung zudem noch unter dem Wurzelzeichen erscheinen.

Die Berechnung der prozentualen Spaltverluste (in % der Nutzfördermenge) in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl wird durch die Verschiedenheit der Verhältnisse D_i/D_2 , D_i/b_i und L_i/b_i bei den verschiedenen Pumpenkonstruktionen kompliziert. Wenn auch das zu einer bestimmten spezifischen Drehzahl gehörige Durchmesser Verhältnis D_i/D_2 annähernd bestimmt werden kann, so ändern die Abmessungen D_i/b_i und L_i/b_i nicht nur von Fabrikat zu Fabrikat, sondern auch von Gross- zu Klein-Ausführungen. In Abb. 5 ist für Laufräder mit einseitigem Spalt nach Abb. 2 und für Spaltabmessungen, wie sie durchschnittlichen Erfahrungswerten entsprechen, das Verhältnis

$$\xi_{sp} = \frac{Q_{sp}}{Q} 100 \quad \%$$

über der spezifischen Drehzahl aufgetragen. Das bei Kleinpumpen notwendige Mindestspiel b_i bewirkt gegenüber Grossausführungen eine wesentliche Verschlechterung dieses Verlustanteiles. Das spezifisch schnellerläufige Rad (Abb. 2, rechts), ist auch hinsichtlich der Spaltverluste im Vorsprung: Diese sind — bei ungefähr gleicher absoluter Grösse — im Vergleich zur Nutzfördermenge bedeutend kleiner als beim linken Rad. Besitzt das Laufrad mehrere Abdichtungsspalten gegen den Saugraum, so ist die Spaltverlustrechnung auf jeden Spalt gesondert anzuwenden.

Dem Spaltverlust wesensgleich ist der Wasserverlust für hydraulischen Ausgleich des Achsschubes oder *Entlastungswasserverlust*, der je nach der hierzu gewählten Vorrichtung stark auseinandergehende Werte erreicht. Dieser Verlust ist wieder bei Kleinpumpen, sowie geringen spezifischen Drehzahlen verhältnismässig am grössten und kann von der Grössenordnung des Spaltverlustes werden. Bei mehrstufigen Pumpen, bei denen diese Vorrichtung z. T. noch angewendet wird, ist im Gegensatz zu den Verhältnissen beim Laufradspalt das Druckgefälle nicht nur einer Stufe massgebend, sondern die Summe der Stufendruckgefälle. Diese Entlastungswasserverluste können sehr leicht gemessen werden, sodass von einer rechnerischen Behandlung abgesehen wird. Ueber ihre Grössenordnung orientieren beispielsweise die folgenden Messergebnisse. Sie beweisen das Interesse solcher Konstruktionen, die diese hydraulischen Achsschub-Ausgleichsvorrichtungen durch Michell- oder Kugeldrucklager ersetzen.

Entlastungswasserverluste einer Kleinpumpe für $Q = 1,3$ l/sec, Stufendruck $H = 14,2$ m, $n = 2900$ U/min, $b_n =$ Radialspiel der Entlastungsscheibennabe

	Totaldruck H	Q_E für $b_n = 0,1$ mm	ξ_E %	Q_E für $b_n = 0,15$ mm	ξ_E %
5-stufig	71 m	0,1 l/sec	7,7 %	0,18 l/sec	13,8 %
7-stufig	99 m	0,13 l/sec	10 %	0,22 l/sec	16,8 %
9-stufig	128 m	0,15 l/sec	11,5 %	0,25 l/sec	19,2 %

Die mechanischen *Gleitflächenverluste* in Lager, Stopfbüchse und Zwischendichtungen treten gegenüber der Radreibung und dem Spaltverlust zurück. Diese Verluste N_m können durch Kraftbedarfsmessungen an den Pumpen bei herausgenommenen Laufrädern annähernd bestimmt werden, wobei für die verschiedenen Pumpenarten

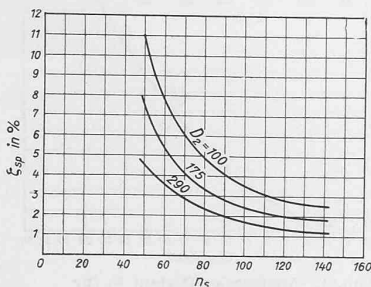


Abb. 5. Spaltverlust in Abhängigkeit der spez. Drehzahl und der Laufradgrösse.

und Grössen von jeder Firma die eigenen Erfahrungswerte gesammelt werden. Aber auch hier ist der Verlustanteil bei den Kleinpumpen wieder verhältnismässig grösser, in vermehrtem Masse bei niedrigen Drehzahlen.

Bei gegebenen Radabmessungen und spezifischer Drehzahl weichen die Verluste der bisher behandelten Verlustgruppe a), von den Entlastungswasserverlusten abgesehen, nicht stark voneinander ab. Anders verhält es sich mit der zweiten Verlustgruppe b), welche die hydraulischen Verluste umfasst: Je nach der Durchbildung der Pumpe können verschiedene Förderhöhen erreicht, d. h. durch geschickte Formgebung die Verluste verkleinert werden.

Bei der Betrachtung der einzelnen Verluste dieser Gruppe können die *Stoss- und Austauschverluste*, die bei Teillieferung wesentliche Anteile ausmachen, vernachlässigt werden, weil sie im Bereich des besten Wirkungsgrades praktisch verschwinden. Einen namhaften Beitrag liefern dagegen die *Reibungsverluste* H_r , die z. T. von der Rauigkeit der Wände und dem Verhältnis des Förderquerschnittes zu seinem Umfang abhängig sind. Auch hier ist wieder die kleine Pumpe benachteiligt, weil mit grösserer Reynolds'scher Zahl Re der von der Strömung in Rohren bekannte Reibungsbeiwert λ kleiner wird.

Wohl die grössten Unterschiede der hydraulischen Verluste dürften aber bei den einzelnen Fabrikaten die *Umsetzungs- und Krümmungsverluste* H_u erreichen. Spiralgehäusepumpen ergeben meistens etwas bessere Wirkungsgrade als Leitschaufelpumpen. In Amerika und Deutschland werden deshalb heute wieder vielfach die mehrstufigen Pumpen statt mit Leitschaufeln mit Spiralgehäusen in den einzelnen Stufen ausgeführt.

Eine Vorausberechnung der Kanalreibung einschliesslich Krümmungs- und Umsetzungsverluste ist sehr schwierig durchzuführen, sodass für die normale Wassermenge diese Verlustarbeit $H_r + H_u$ statt durch Einzelrechnung aus dem hydraulischen Wirkungsgrad η_h bestimmt wird.

$$H_r + H_u = (1 - \eta_h) H_{th}$$

(H_{th} = spezifische Schaufelarbeit = H/η_h). In der Praxis wird dieser Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Radreibung, der Spaltverluste und der mechanischen Lagerreibungsverluste aus dem durch den Versuch bestimmten Gesamtwirkungsgrad $\eta = N_n/N$ (N = mechanische Antriebsleistung) ermittelt, wobei sich η_h nach Pfleiderer zu

$$\eta_h = \frac{1 + \xi_{sp}}{1 - (\xi_r + \xi_m)} \eta$$

ergibt, wobei

$$\xi_{sp} = \frac{Q_{sp}}{Q}, \quad \xi_r = \frac{N_r}{N} \quad \text{und} \quad \xi_m = \frac{N_m}{N}$$

Es ist dabei zu beachten, dass anstelle von $\xi_{rn} = N_r/N_n$ nun $\xi_r = N_r/N = \xi_{rn} \eta$ tritt, und dass ein allfälliger Entlastungswasserverlust durch hydraulischen Achsschub $\xi_E = Q_E/Q$ neben ξ_{sp} gesetzt werden muss.

Die auf diese Art vorgenommene Nachrechnung einer grossen Zahl ausgeführter Gross- und Kleinpumpen ergaben Unterlagen für den Verlauf der in Abb. 6 dargestellten η_h -Kurven.

Bereits früher hat Busse⁴⁾ versucht, auf ähnliche Art den hydraulischen Wirkungsgrad für beliebige Räder anzugeben, wobei er als Basis statt der Wassermenge den hievon abhängigen Laufradinnendurchmesser D_1 wählte. Seine (den Einfluss der endlichen Zahl der Laufschaufeln nicht berücksichtigenden) Kurven verlaufen ähnlich wie in Abb. 6.

Der mit grösser werdenden Abmessungen ansteigende hydraulische Wirkungsgrad nähert sich asymptotisch einem von

⁴⁾ Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, 1909.

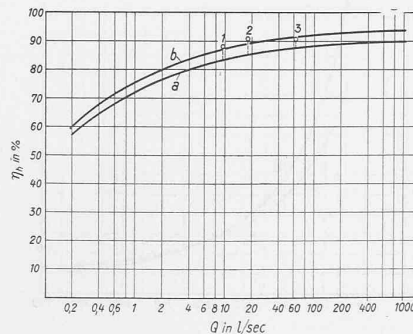


Abb. 6. Hydraul. Wirkungsgrad u. Fördermenge a) für Leitradpumpen bis $n_s = 120$, b) f. Spiralgehäuse-, Halbaxial- u. Axialpumpen. Ausgezogene Kurven «Gute» Pumpen. Punkte 1 bis 3 «Müller» Höchstleistungspumpen.

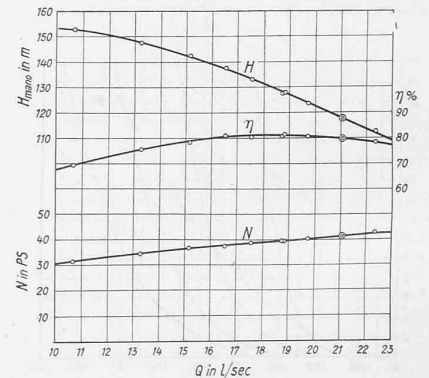


Abb. 7. Versuchskennlinie einer «Müller»-Kleinpumpe für 18 l/sec, 9-stufige Leitradpumpe H. Z. P. 15 $n = 1460$, $n_s = 96$.

der Pumpenkonstruktion, Art der Leitvorrichtung und Wandrauigkeit abhängigen Höchstwert. Für gute Leitradpumpen mehrstufiger Bauart (bis $n_s = 120$) ergibt sich bei Q_∞ ein höchster hydraulischer Wirkungsgrad η_h von rd. 90,5 % (Kurvenlinie a), für Spiralgehäuse-, Halbaxial- und Axialpumpen ein solcher von rd. 94,5 % (Kurvenlinie b).

Bei jeder beliebigen Wassermenge Q ist der zugehörige hydraulische Wirkungsgrad durch

$$\eta_h Q = \eta_h Q_\infty \frac{1}{\left(1 + \frac{0,25}{\sqrt{Q}}\right)} \quad (Q \text{ in l/sec})$$

gegeben.

Auf diese Weise kann für irgend eine Bauart und für jede Fördermenge, nachdem vorerst der zugehörige hydraulische Wirkungsgrad η_h bestimmt wurde, der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{\eta_h [1 - (\xi_r + \xi_m)]}{1 + \xi_{sp}}$$

ziemlich genau vorausberechnet und umgekehrt auf Grund der Abb. 6 beurteilt werden, ob eine Pumpe die Bezeichnung «gut» verdient.

Rechnet man nun bei den in der Zuschrift von Lalive¹⁾ sorgfältig ausgewählten Pumpen, deren Wirkungsgrade als Höchstwerte bezeichnet werden, auf die angegebene Weise den hydraulischen Wirkungsgrad η_h nach, so zeigt sich, dass sowohl bei den beiden reinen Leitradpumpen der dortigen Abb. 8 und 9, als auch bei den in der Zahl überwiegenden schnellläufigen Spiralgehäuse- und Halbaxialpumpen die Punkte (Q, η_h) mit grosser Genauigkeit auf die zugehörigen Kurven a und b unserer Abb. 6 fallen.

Die nachfolgend erwähnte Hochdruck-Kreiselpumpe der Firma A. Müller & Co., Brugg muss als ausserordentlich bezeichnet werden, wenn man Bauart, spezifische Drehzahl und die kleine Förderleistung von 18 l/sec dieser Serienpumpe berücksichtigt. Der aus den Kennlinien der Abb. 7 ersichtliche Wirkungsgradhöchstwert von 81 % rückt in die rechte Beleuchtung, wenn unter Ausscheidung von Spaltverlust, Rad- und Lagerreibung der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = 90,7\%$ berechnet wird. Der entsprechende Punkt in Abb. 6 liegt über der Kurvenlinie b der Spiral-

Gesamtwirkungsgrad, Einzelverluste und hydraulischer Wirkungsgrad

Nr.	Pumpentyp	Q l/sec	H m.	n Umdr./min	n _s	η	ξ _{sp} ⁷⁾ %	ξ _r + ξ _m ⁷⁾ %	$\frac{1 + \xi_{sp}}{1 - (\xi_r + \xi_m)}$	η _h %
1	H. Z. P. 8 3 stufig ⁶⁾	9,5	$\frac{89,5}{3}$	2900	81	75,5 %	3	7,4 + 4,1	1,165	88
2	H. Z. P. 15 9 stufig	18,0	$\frac{131}{9}$	1460	96	81 %	1,8	5,9 + 3,2	1,12	90,7
3	H. Z. P. 20 4 stufig ⁵⁾	62,8	$\frac{103}{4}$	1470	118	82,5 %	1,3	4,4 + 3	1,095	90,5

⁷⁾ Diese Verlustanteile sind auf Grund der genauen Radabmessungen berechnet.

gehäusepumpen. Die Wirkungsgradbestimmung dieser Pumpe erfolgte im hydraulischen Laboratorium der E. T. H. Zürich unter persönlicher Leitung von Prof. R. Dubs; die Wirkungsgrade des Antriebsmotors wurden in der Abteilung für Elektromaschinenbau unter Leitung von Prof. E. Dünner nachgeprüft. Uebrigens weisen die normalen Serienpumpen der Firma Müller alle, jede in ihrem Bereich, den heute erreichbaren Höchstwert auf. In der obenstehenden Zusammenstellung sind noch zwei weitere bereits früher⁵⁾ in dieser Zeitschrift erwähnte Pumpen miteinbezogen. Ihre hydraulischen Wirkungsgrade liegen in Abb. 6 gleichfalls über der den Leitradpumpen zugehörigen Kurvenlinie a.

Alle drei Pumpen sind mehrstufige Leitradpumpen mit Achsschubaufnahme durch Kugeldrucklager, sodass keine Entlastungswasserverluste zu berücksichtigen sind.

Zur Verlustrechnung ist noch nachzutragen, dass kleinere Abweichungen der berechneten Werte gegenüber Versuchsmessungen oder ausführlichen Einzelberechnungen eintreten können. Der Hauptzweck dieser Ausführungen war jedoch, dem Konstrukteur in übersichtlicher Weise die einzelnen Verlustanteile und deren Kleinhaltung zu zeigen, wobei jedoch bei der Wahl möglichst schnellläufiger Räder sehr vorsichtig zu verfahren ist, um nicht in den Kavitationsbereich zu geraten. Ferner sollte weitem Kreisen dargelegt werden, dass Pumpenwirkungsgrade nicht allein nach ihrem absoluten Wert beurteilt werden können, sondern dass Art und Grösse der Pumpen neben der spezifischen Drehzahl in diese Beurteilung miteinbezogen werden müssen.

⁵⁾ Vergl. A. Stingelin und K. Rüttschi: Hochdruck-Zentrifugalpumpe von hohem Wirkungsgrad, «SBZ», 1935, Bd. 106, Nr. 19, S. 224*.

⁶⁾ Ueberströmstück und Wirkungsgrad bei mehrstufigen Kreiselpumpen, «SBZ», 1936, Bd. 108, No. 6, S. 66*.

Der Bau des Unterwassertunnels für die Kühlwasserversorgung des Elektrizitätswerkes in Dublin

Von Dipl. Ing. ERWIN SCHNITZER, G. E. P., S. I. A., Oberingenieur der Neuen Baugesellschaft Wayss & Freytag A. G., Frankfurt a. M.

(Fortsetzung von Seite 51.)

Der Bau der Wasserfassung begann mit dem Verlegen der Caisson-Schneiden der beiden Fundament-Caissons schon während der Absenkung des Trockendocks. Diese zwei rechteckigen Eisenbetonkörper von 12 × 6 m Grundfläche wurden gleichzeitig hergestellt (Abb. 9). Sie waren als Schwimmkörper konstruiert, die 4 m hohen Aussenwände und die Wände der 1,9 m hohen Arbeitskammer waren 18 cm stark; sie schwammen bei wassergefüllter Arbeitskammer mit 3,1 m Tiefgang. Hierzu war vor

dem Dock ein Kanal auszuheben und durch Spundwände zu sichern. Die beiden Caissons wurden bei geeignetem Wasserstand gemeinsam ausgeschwommen (Abb. 10) und bei Ebbe durch Kabelwinden von der Dienstbrücke aus gegen hölzerne Führungen gehalten, in plangemässer Lage auf den schlammigen Meeresgrund abgesetzt. Die Betonfüllung der Caissons erfolgte unter Wasser mittels Trichter. Bei Ebbe wurden die Runderisen zur Verankerung des Aufbaues versetzt und eine saubere Deckschicht aufgebracht, die ein gleichmässiges Aufsetzen des oberen Caissons gewährte. Der östliche Caisson wurde unter Druckluft abgesenkt, bis seine Oberkante in die Tiefe der benachbarten Caisson-Schneide zu liegen kam. Dann musste in den westlichen Caisson hinüber gewechselt werden, der in einem Zuge die 10 m Senkung durchmachen konnte (Abb. 11), wozu zehn Tage gebraucht wurden. Nach Ausbetonierung seiner Arbeitskammer wurde der östliche Caisson auf volle Tiefe gebracht; die Oberkante der fertig versenkten Caissons lag 5,5 m unter dem Meeresboden. Der Absenkttrichter schloss sich zum Teil rasch von selbst, zum Teil wurde das Gelände vor dem Einschwimmen des oberen Caissons künstlich eingefüllt.

Für diese Arbeiten wurde eine Druckluft-Schleuse verwendet, die so konstruiert war, dass sie mit dem normalen Wolff-Turmdrehkran ge-



Abb. 11 Absenkung des westlichen,

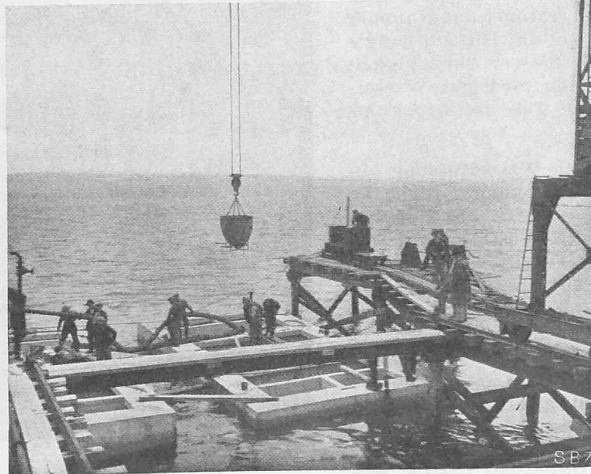


Abb. 10 Einschwimmen beider Fundament-Caissons d. Wasserfassung.