

Zur Wirkungsgradaufwertung von Strömungsmaschinen, Verhalten einer Einzelmaschine und einer Reihe von Maschinen verschiedener Grösse

Autor(en): **Rütschi, K.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **76 (1958)**

Heft 41

PDF erstellt am: **25.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-64061>

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.

Zur Wirkungsgradaufwertung von Strömungsmaschinen, Verhalten einer Einzelmaschine und einer Reihe von Maschinen verschiedener Grösse

DK 621—135

Von Dr. h. c. K. Rüttschi, Brugg

Zur Klärung des Verhaltens einer Kreiselpumpe bei Änderung der Reynoldszahl sind an der Technischen Hochschule Braunschweig ¹⁾ Untersuchungen vorgenommen worden, bei denen durch verschiedene Fördermittel, Temperaturen und Drehzahlen die Re -Zahl verändert werden konnte. Man bezweckte einerseits Unterlagen für die Umrechnung der Betriebsdaten an der gleichen Maschine bei anderen Betriebsbedingungen, d. h. ändern Reynoldszahlen zu gewinnen, und andererseits Vergleiche mit bestehenden Umrechnungs- und Aufwertungsformeln an Strömungsmaschinen zu ermöglichen.

Die Versuche wurden mit Wasser und einem dünnflüssigen Öl (Spindelöl-Raffinat) bei 20° C, 50° C und 85° C und mit den Drehzahlen 725 bis 2900 U/min durchgeführt. Der untersuchte Bereich erfasste damit die Reynoldszahlen $Re = u_2 \cdot D_2 / \nu = 5,50 \cdot 10^4$ bis $1,74 \cdot 10^7$, was einem Verhältnis $Re_{max}/Re_{min} = 316$ entspricht, bei einem Verhältnis der Zähigkeiten $\nu_{max}/\nu_{min} = 79$ und der Drehzahlen $n_{max}/n_{min} = 4$. Es ergaben sich dabei wertvolle Unterlagen z. B. für die Umrechnung einer Wasserpumpe auf Förderung von Öl, wobei die Ergebnisse von früheren Untersuchungen teilweise etwas abweichen, wenn auch die Tendenz überall dieselbe ist.

Ein weiterer Teil der Arbeit befasst sich mit einem Vergleich der gemessenen Wirkungsgradwerte bei veränderlichen Re -Zahlen mit den Ergebnissen verschiedener Aufwertungsformeln. Von den bekannten Formeln wurden insbesondere diejenigen von *Pfleiderer* und *Ackeret* herangezogen, die wie folgt lauten:

$$(1) \text{ Pfleiderer: } \frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^\alpha$$

$$\text{Ackeret: } \frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^{2\alpha}$$

Dabei wird im Mittel $\alpha = 0,1$ gesetzt.

Bild 1 zeigt die Kurve der gemessenen Wirkungsgrade und die nach *Pfleiderer* und *Ackeret* umgerechneten Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Reynoldszahl. Dabei sind alle Kurven auf $Re_1 = 10^7$ als Ausgangswert bezogen, über welchen Wert hinaus bei den vorliegenden Versuchen keine Wirkungsgradsteigerung mehr festgestellt werden konnte. Die Reynoldszahl wurde nach der Gleichung $Re = u_2 \cdot D_2 / \nu$ mit u_2 = Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaussendurchmesser in m/s,

D_2 = Laufradaussendurchmesser in m und

ν = Zähigkeit in m^2/s (bei Wasser 20° C = $1/10^6$)

berechnet, obschon es für Strömungsmaschinen naheliegender wäre, eine Reynoldszahl zugrunde zu legen, in der die Strömungsgeschwindigkeit im Schaufelkanal und eine für den Schaufelkanal typische Grössenabmessung eingesetzt ist. Im vorliegenden Falle, wo alle Versuche an ein und derselben Maschine durchgeführt wurden, unterscheiden sich diese beiden Reynoldszahlen jedoch stets nur durch einen konstanten Faktor voneinander. Die in der Arbeit von R. Rotzoll verwendete Zahl spielt deshalb nicht die gleich wichtige Rolle, wie wenn verschiedene Strömungsmaschinen miteinander verglichen werden sollen ²⁾.

Der Verlauf der Wirkungsgrad-Kurven in Bild 1 lässt darauf schliessen, dass es im untersuchten Bereich nicht zulässig ist, mit einem konstanten Exponenten $\alpha = 0,1$ zu rech-

nen. Die sich aus den Messungen ergebenden Exponenten α wurden mit Hilfe von Gl (1) auf zwei Arten bestimmt, nämlich erstens mit $Re = 10^7$ als Bezugspunkt Re_1 , wobei sich die Kurve α_b ergab; zweitens wurde der örtliche Wert von α aus dem Anstieg der gemessenen Kurve berechnet und als α_g im Bild 1 aufgetragen.

Dieser stark absinkende Verlauf von α zeigt deutlich, dass für Wirkungsgradaufwertungen an ein und derselben Pumpe bei verschiedenen Re -Zahlen mit einem *veränderlichen Exponenten* α zu rechnen ist. Es ist auch noch interessant festzustellen, dass der bisher als niedrig angenommene Wert $\alpha = 0,1$ bei höheren Reynoldszahlen wesentlich unterschritten wurde.

Es war reizvoll, diese neuesten Ergebnisse, die durch Veränderung der Reynoldszahl an ein und derselben Pumpe gewonnen wurden, mit früheren Versuchen ³⁾ des Verfassers zu vergleichen, bei welchen Pumpen ähnlicher Bauart, jedoch verschiedener Grösse, untersucht wurden. Zu diesem Zwecke waren die Ergebnisse von Rotzoll mit denjenigen, die an verschiedenen Maschinen gewonnen wurden, auf einheitliche Werte Re und η zu bringen.

Sobald verschieden schnellläufige Maschinen miteinander zu vergleichen sind, hat sich für die Bestimmung der Reynoldszahl der Saugmunddurchmesser D_s als kennzeichnende

3) «Schweizer Archiv f. angew. Wissensch. u. Techn.» 1951, Heft 2.

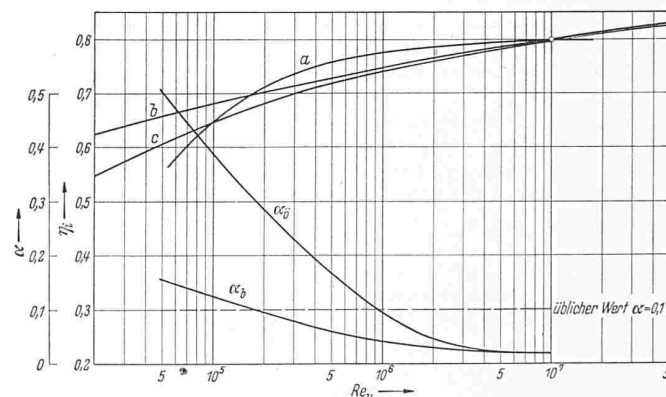


Bild 1. Wirkungsgrad η und Aufwertungsexponent α nach Versuchen von Rotzoll ¹⁾ an einer Einzelmaschine. a gemessen, b nach *Pfleiderer*, c nach *Ackeret* umgerechnet. α_b Aufwertungsexponent bezogen auf $Re = 10^7$, α_g örtlicher Wert des Aufwertungsexponenten

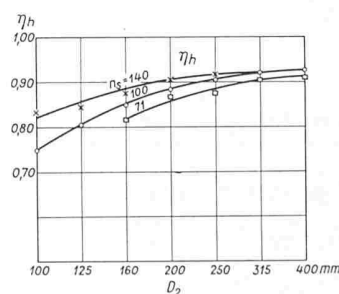


Bild 2 a. η_h in Funktion des Laufradaussendurchmessers D_2

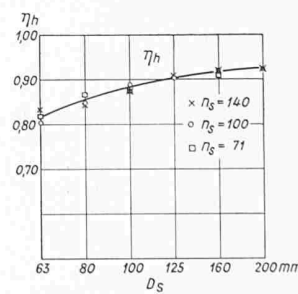


Bild 2 b. η_h in Funktion des Saugmunddurchmessers D_s

Bild 2. Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades η_h geometrisch nicht ähnlicher Maschinen

1) Dipl.-Ing. R. Rotzoll: Untersuchungen an einer langsamläufigen Kreiselpumpe bei verschiedenen Reynoldszahlen. «Konstruktion», Heft 4/1958.

2) K. Rüttschi: Reynoldszahl und dimensionslose Kennziffern bei Strömungsmaschinen, SBZ 12. Nov. 1955, Nr. 46, S. 721*.

Tabelle 1. Reynoldszahlen ausgeführter Pumpen und Wasserturbinen

Nr.	Typ	Liefermenge m ³ /s	Drehzahl U/min	Saugmund D _s in m	c ₀ m/s	u ₁ m/s	Lieferziffer φ c ₀ /u ₁	Reynoldszahl Re _{D_s}
1	Brugg NCP. 6	0,008	2900	0,063	2,6	9,6	0,27	1,64 · 10 ⁵
2	Brugg NCP. 8	0,016	2900	0,080	3,2	12,2	0,265	2,55 · 10 ⁵
3	Brugg NCP. 10	0,0315	2900	0,100	4	15,2	0,265	4 · 10 ⁵
4	Brugg NCP. 12 1/2	0,0315	1450	0,125	2,5	9,5	0,265	3,1 · 10 ⁵
5	Brugg NCP. 15	0,063	1450	0,150	3,55	11,6	0,3	5,3 · 10 ⁵
6	Brugg NCP. 20	0,125	1450	0,200	4	15,4	0,26	8 · 10 ⁵
7	Etzel Pumpe	2,890	500	0,900	4,5	23,5	0,19	4,05 · 10 ⁶
8	Grimsel	2,000*)	1000	0,680	5,5	36	0,15	3,7 · 10 ⁶
9	Herdecke	8,950*)	500	1,280	6,9	33,5	0,205	8,9 · 10 ⁶
10	Providenza	7,000*)	450	1,300	5,3	31	0,17	6,9 · 10 ⁶
11	Grand Coulee	45,300	200	2,900	6,8	30,5	0,22	1,98 · 10 ⁷
12	Francis Turbine	2,350	750	0,700	6,1	27,8	0,22	4,3 · 10 ⁶
13	Francis Turbine	3,000	600	0,820	5,7	26	0,22	4,7 · 10 ⁶
14	Francis Turbine	6,600	1000	1,050	7,6	55	0,138	8 · 10 ⁶
15	Kaplan Turbine	250,000	93,8	6,100	8,5	30	0,28	5,2 · 10 ⁷
16	Kaplan Turbine	60,800	214	3,400	6,5	38,5	0,17	2,2 · 10 ⁷
17	Ryburg Kaplan Turbine	295,000	75	7,000	7,5	27,7	0,27	5,3 · 10 ⁷

*) Bei doppelflutigen Maschinen wurde die Liefermenge pro Rad eingesetzt.

Quellen zu Tabelle 1

Nr. 1 bis 6 «Schweizer Archiv», Februar 1951.

7, 13 bis 16 André Ribaux: Turbo-machines III. Editions la Moraine, Genève.

8, 10, 17 P. U. Weber: «Berechnungsgrundlagen und Forschungsprobleme von Wasserturbinen und Speicherpumpen.» «Techn. Rundsch.» vom 15. April 1953.

9, 12 C. Pfleiderer: «Strömungsmaschinen», 2. Auflage. Berlin, Göttingen, Heidelberg 1957, Springer-Verlag.

Länge des Rades herausgestellt. Betrachtet man radiale, halb-axiale oder axiale Strömungsmaschinen ²⁾, so tritt als gemeinsames Merkmal der gesammelte Förderstrom am Ein- und Austrittsstutzen in Erscheinung. Eine Bestätigung dieses vorherrschenden Einflusses wurde in eindeutiger Weise bei Versuchen über die Wirkungsgradaufwertung an einstufigen Spiralgehäusepumpen gewonnen. Werden die an verschiedenen schnellläufigen Maschinen erhaltenen Wirkungsgradwerte in üblicher Weise über dem Laufrad-Aussendurchmesser D_2 aufgetragen, so erhält man für drei verschiedene Bauformen drei entsprechende Kurven. Trägt man aber wie in Bild 2b die gleichen Wirkungsgradwerte über dem Saugmünddurchmesser D_s auf, welcher dem gesammelten Förderstrom entspricht, so ergibt sich die wichtige Feststellung, dass die Messpunkte der drei verschiedenen schnellläufigen Bauformen (spez. Drehzahl $n_s = 140, 100$ und 71) in eine einzige Kurve zusammenfallen.

Man kann nun diese Erscheinung, wonach sich bei Strömungsmaschinen der Saugmünddurchmesser D_s als kennzeichnende Abmessung herausstellt, auch auf die Reynoldszahl ausdehnen, indem man bei

$$Re = u \frac{D}{\nu}$$

u und D auf den Saugmünddurchmesser D_s bezieht, oder noch besser die ursprüngliche Form der Reynoldszahl

$$Re = c \frac{d}{\nu}$$

wählt, mit $c = c_0 =$ Durchflussgeschwindigkeit auf der Saugseite des Rades (ohne Schaufel- und Nabenverengung) und $d = D_s$.

Mit dieser Reynoldszahl

$$Re_{D_s} = c_0 \frac{D_s}{\nu}$$

können nun also beliebige, d. h. geometrisch nicht ähnliche Strömungsmaschinen miteinander verglichen werden, wobei diese Fassung noch den weiteren Vorteil hat, dass sie zu direkten Vergleichen der Rohrströmung herangezogen werden kann.

Es ist nun für die Beurteilung von Re -Werten und für Vergleiche wichtig zu wissen, mit welchen durchschnittlichen Zahlenwerten im gesamten praktisch vorkommenden Bereich überhaupt zu rechnen ist. Zu diesem Zwecke wurden neben einer Reihe kleinerer und mittelgrosser Maschinen mehrere aus der Fachliteratur bekannte Axial- und Radialmaschinen, und zwar sowohl Pumpen als auch Turbinen, herangezogen und in Tabelle 1 zusammengestellt. Liefermenge und Drehzahl konnten jeweils aus den Bildunterschriften herausgelesen, der Saugmünddurchmesser D_s beim Laufrad z. T. aus den Schnittbildern herausgemessen werden.

Aus der Liefermenge V und dem Saugmünddurchmesser D_s wurde die saugseitige Geschwindigkeit $c_0 = V \sqrt{\frac{\pi}{4}} \frac{1}{D_s^2}$ ohne Schaufel- und Nabenverengung berechnet, ebenso aus der Umfangsgeschwindigkeit u_1 die Lieferziffer

$$\varphi = \frac{V}{F_0 u_1} = \frac{c_0}{u_1}$$

Diese ist ein Mass für den saugseitigen Laufradschaufelwinkel. Für die Reynoldszahl $Re_{D_s} = c_0 \cdot D_s / \nu$ wurde entsprechend einem Betrieb mit Wasser von rund 20 °C einheitlich für die Zähigkeit $\nu = 1/10^6$ m²/s eingesetzt. Im Bild 3 sind diese Tabellenwerte aufgetragen und durch eine strichpunktierte Mittellinie miteinander verbunden. Deren Verlauf zeigt, dass mit grösser werdenden Abmessungen die Geschwindigkeit c_0 auf der Saugseite des Laufrades ständig ansteigt bis zu einem Wert, welcher bei der üblichen Aufstellungsart ohne Kavitationsgefahr nicht überschritten werden darf. Die

Tabelle 3. Umrechnung der Werte von Rotzoll von Re_{u2} auf Re_{D_s} und von η_i auf η_h

Re_{u2}	$5,5 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^7$
Re_{D_s}	$3,6 \cdot 10^3$	$6,6 \cdot 10^3$	$1,33 \cdot 10^4$	$3,3 \cdot 10^4$	$6,6 \cdot 10^4$	$1,33 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$	$6,6 \cdot 10^5$
η_i	0,56	0,65	0,71	0,755	0,775	0,79	0,797	0,80
ζ_r 1)	0,27	0,20	0,14	0,10	0,08	0,07	0,065	0,06
$1 + \zeta_{sp}$	1,42	1,3	1,2	1,15	1,13	1,115	1,11	1,105
$1 - \zeta_r$								
η_h	0,80	0,845	0,855	0,868	0,877	0,883	0,884	0,885

1) aus «Konstruktion» Heft 4, 1958, Abb. 5

Tabelle 2. Reynoldszahlen verschiedener Spiralgehäusepumpen, bezogen auf D_s

Saugmunddurchmesser						
D_s mm	63	80	100	125	160	200
Hydr. Wirkungsgrad						
%	81,5	85,5	88,3	90,2	91,5	92,5
Mittl. Reynoldszahl						
Re_{D_s}	1,64	2,3	3,1	4,2	5,8	$7,6 \cdot 10^5$

grösste Abweichung von den Mittelwerten zeigt die Francis-turbine No. 14, welche wegen dem verhältnismässig hohen Gefälle von 200 m mit relativ hoher Drehzahl betrieben wird und auch eine entsprechend hohe Geschwindigkeit c_0 aufweist. Es ist interessant, dass bei dieser hohen Geschwindigkeit die Lieferziffer c_0/u_1 gemäss Tabelle 1, und damit der saugseitige Laufradschaufelwinkel sehr niedrige Werte aufweisen, eine eine Eigentümlichkeit, die bei sämtlichen Maschinen hoher Umfangsgeschwindigkeiten u_1 besteht.

In Bild 4 sind die Reynoldszahlen Re_{D_s} aus Tabelle 1 aufgetragen. Wie in Bild 2b bei den Wirkungsgradwerten fallen nun auch hier die Reynoldszahlen bezogen auf den Saugmunddurchmesser D_s auf eine gemeinsame Linie. Diese Darstellung zeigt erneut auf eindruckliche Weise, dass für Strömungsmaschinen insbesondere bei Vergleichen verschiedenartiger Maschinen die Reynoldszahl Re_{D_s} , also bezogen auf den Saugmunddurchmesser, verwendet werden soll. Würde man nämlich $Re = u^2 \cdot D_2/\nu$ wählen, so wäre die Streuung zwischen Axial- und Radialmaschinen so gross, dass man von einem gesetzlichen Zusammenhang nicht mehr reden könnte.

Für die Gegenüberstellung mit den Versuchswerten von Rotzoll können nun den Wirkungsgradwerten aus Bild 2, welche an einer Serie verschieden grosser Spiralgehäusepumpen³⁾ gewonnen wurden, die in Bild 4 festgelegten mittleren Reynoldszahlen Re_{D_s} beigeordnet werden. Diese Versuche ergaben die Werte der Tabelle 2. Damit sie mit den Versuchswerten von Rotzoll aus Bild 1 verglichen werden können, müssen diese auf gleichartige Reynoldszahl Re_{D_s} und Wirkungsgrade η_h umgerechnet werden.

Für die Reynoldszahl wurde von Rotzoll die Gleichung

$$Re_{u2} = u_2 \frac{D_2}{\nu}$$

verwendet. Bei seiner Versuchspumpe war $D_2/D_s = u_2/u_1 = 2$ und $c_0/u_1 = 0,27$, so dass $c_0 = u_2 \cdot 0,27/2 = u_2/7,5$ und damit

$$Re_{D_s} = c_0 \frac{D_s}{\nu} = \frac{Re_{u2}}{15}$$

Bei den Wirkungsgradwerten in Bild 1 ist der innere Wirkungsgrad $\eta_i = \eta/\eta_m$ gewählt, mit η_m als mechanischem Wirkungsgrad, wogegen den Versuchen an verschieden schnell-läufigen Pumpen der hydraulische Wirkungsgrad

$$\eta_h = \eta_i \frac{1 + \zeta_{sp}}{1 - \zeta_r}$$

mit ζ_{sp} = Spaltverlust und ζ_r = Radreibungsverlust zu-grundeliegt. Die Wirkungsgradkurve aus Bild 1 wurde des-halb von η_i auf η_h umgerechnet, wobei der Radreibungsver-lust ζ_r , der bei kleinen Re -Zahlen wesentlich höher als bei normalem Betrieb mit Wasser und bei üblichen Drehzahlen ist, der Arbeit von Rotzoll entnommen werden konnte. Der Spalt-verlust wurde einheitlich zu 3,5 % in Rechnung gestellt.

Die auf Grund der Versuche an einer Einzelmachine von Rotzoll gemessene Wirkungsgradaufwertung ergibt nun, wie aus Bild 5 hervorgeht, einen ganz anderen Verlauf als die an verschieden grossen Maschinen erhaltenen Werte. Es zeigt sich, dass bei Strömungsmaschinen zwei Arten von Aufwer-tung vorliegen, und zwar eine schwächere, wenn ein und die-selbe Maschine mit verschiedenen Re -Zahlen geprüft wird, und eine stärkere, wenn verschieden grosse Maschinen mitein-ander verglichen werden.

Die Wirkungsgradkurve der Einzelmachine verläuft in-folge Ausscheiden der Radreibungsverluste ζ_r etwas flacher als in Bild 1, erreicht aber wie dort mit steigender Re -Zahl asymptotisch einen Höchstwert. So sind die Wirkungsgrade der Einzelmachine $\eta_{hD_s 100}$ nach Tabelle 3 zwischen $Re_{D_s} = 1,33 \cdot 10^5$ und $6,6 \cdot 10^5$ praktisch gleich hoch. Dies ist nun ge-rade der Bereich, welcher bei Pumpen für Kaltwasserförde-rung vorkommt, wie die für Wasser mit $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ ein-gezeichneten beiden Drehzahlen 1450 und 2900 U/min zeigen.

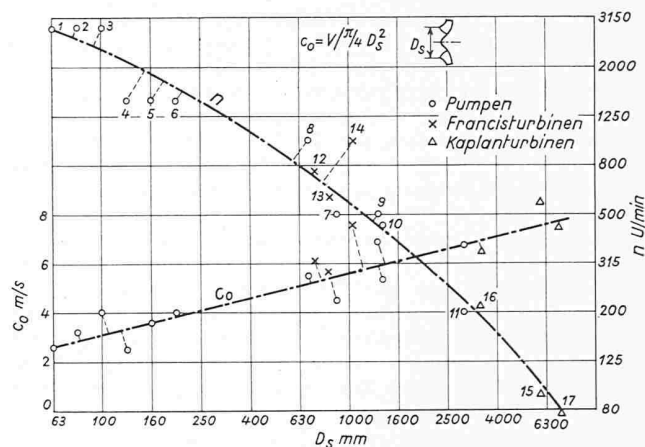


Bild 3. Betriebsdrehzahl n und Saugmundgeschwindigkeit c_0 bei aus-geführten Anlagen

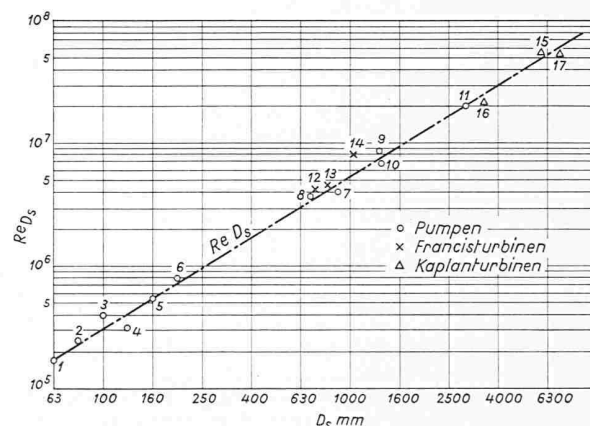


Bild 4. Reynoldszahl Re_{D_s} für Pumpen und Turbinen in Abhängigkeit des Saugmunddurchmessers D_s

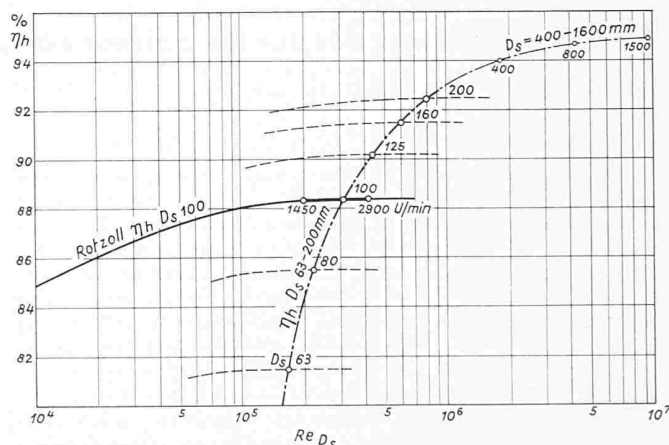


Bild 5. Wirkungsgradaufwertung einer Einzelmachine $\eta_{hD_s 100}$ und einer Reihe modellähnlicher Maschinen $\eta_{hD_s 63-200}$
— . — . — . — für Wasser 20° C und c_0 nach Bild 3

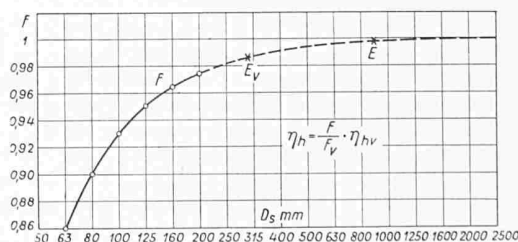


Bild 6. Wirkungsgradaufwertung in Abhängigkeit des Saugmunddurchmessers D_s . Ausgezogenes Kurven-stück aus Bild 2 umgerechnet; die Punkte E_v und E entsprechen der Modellpumpe und der Grossausfüh-rung für das Einzelwerk.

Man kann nun für alle andern Einzelmaschinen einen ähnlichen Verlauf voraussetzen, und links und rechts des Kreuzungspunktes mit dem aus Bild 3 übernommenen Mittelwert gleiche Wirkungsgradhöhe vom halben bis zum doppelten Re -Wert annehmen, wie dies gestrichelt eingezeichnet ist. Man sieht hieraus sehr deutlich, wie überragend für die Wirkungsgradaufwertung verschieden grosser Maschinen das absolute Mass des Saugmunddurchmessers gegenüber der Reynoldszahl ist. Ob man nämlich anstelle der mittleren Betriebsdrehzahl n oder der Saugmundgeschwindigkeit c_0 nach Bild 3, Werte von doppeltem oder halbem Betrag wählt, so bleibt dies ohne Einfluss auf die Wirkungsgradaufwertung. Wenn also Modell und Grossausführung von den in Bild 2 gezeigten Mittelwerten nicht allzustark abweichen, wie dies in der Praxis auch meist der Fall ist, so scheint als Masstab für die Wirkungsgrad-Aufwertung der Saugmunddurchmesser besser geeignet als die Reynoldszahl.

Für einstufige Spiralgehäusepumpen konnte aus Bild 2 die Beziehung³⁾ (Bild 6) gefunden werden

$$\eta_h = \frac{f}{f_v} \eta_{hv} \quad \text{mit} \quad f = 1 - \frac{3,15}{D_s^{1,6}}$$

wobei D_s den Durchmesser des Saugmundes in cm bedeutet und sich das Fusszeichen v auf die Modellmaschine bezieht.

Bezeichnet man nach einem Vorschlag von Pfeleiderer⁴⁾ das Wirkungsgradverhältnis von Grossausführung zu Modellmaschine mit

$$\frac{f}{f_v} = \varphi'$$

und wählt man

$$f = 1 - \frac{2,21}{D_s^{\frac{3}{2}}}$$

wobei gegenüber der ersterwähnten Fassung der Faktor f bei praktisch gleichbleibenden Werten so abgeändert ist, dass er

auch leicht mit dem Rechenschieber ohne logarithmische Teilung gerechnet werden kann, so wird

$$\eta_h = \varphi' \eta_{hv} \quad \text{mit} \quad \varphi' = \frac{1 - 2,21/D_s^{\frac{3}{2}}}{1 - 2,21/D_{sv}^{\frac{3}{2}}}$$

Dieser Verlauf ist in systematischer Weise bis heute allerdings erst an einstufigen Kreiselpumpen festgestellt worden, und kann bei Turbinen und insbesondere Axialmaschinen etwas anders verlaufen⁵⁾.

Zusammenfassung

Untersuchungen über die Wirkungsgradaufwertung an ein und derselben Maschine durch Aenderung der Reynoldszahl ergaben, ähnlich wie dies früher schon bei Versuchen mit verschieden grossen Maschinen gleicher Bauform festgestellt wurde, im Gegensatz zu den gebräuchlichen Aufwertungsformeln, einen über den gesamten Untersuchungsbereich veränderlichen Aufwertungs-Exponenten.

Eine Gegenüberstellung der Wirkungsgradänderung in Abhängigkeit der Reynoldszahl zeigt bei ein und derselben Maschine einen anderen Verlauf als bei Zugrundelegung verschieden grosser Maschinen. Im ersten Fall ist die Aufwertung schwach; im üblichen Drehzahlbereich bleibt der Wirkungsgrad bei Wasserförderung sogar kaum veränderlich. Im zweiten Fall ist dagegen die Aufwertung stark ausgeprägt.

Die viel vertretene Ansicht, dass es möglich sei, anhand von Modellversuchen mit Druckluft, d. h. z. B. mit einem fünffachen Luftdruck und damit entsprechend höherer Reynoldszahl gleiche Ergebnisse zu erzielen wie bei einem fünffach grösseren Raddurchmesser, dürfte nach diesen Versuchen nicht mehr aufrecht erhalten werden können.

4) Pfeleiderer — Die Kreiselpumpen, 4. Aufl., S. 161, Springer-Verlag.

5) A. Garve — Ueber Aufwertung und Optimum von Wirkungsgraden bei Turbinen und Pumpen, SBZ 1954, Nr. 13, S. 175.

Adresse des Verfassers: Dr. K. R., Pumpenbau, Brugg.

Rapport des recherches sur les ouvrages de protection contre les avalanches 1956—1957

Par André Roch, ing. dipl., Weissfluhjoch-Davos

DK 624.182

I. Introduction

En Suisse, depuis que l'inspecteur général des forêts, chasse et pêche J. Coaz a considéré, à juste titre, une forêt épaisse comme la meilleure protection contre les avalanches, on s'efforce de disposer les ouvrages dans la zone de déclenchement selon un double but: retenir les couches de neige et protéger la jeune forêt. En effet, quand l'Etat subventionne des ouvrages de protection, une loi fédérale de 1876 oblige les communes à une reforestation. La plus belle réalisation actuelle de ce genre est la protection du Chemin de Fer Rhétique à Muot. A cet endroit, la ligne est dominée par un versant raide. Lors de la construction de cette ligne, cette pente a été couverte de murs de retenue et simultanément plantée de conifères. Actuellement on ne remarque les murs que dans la partie supérieure, à la limite naturelle des arbres qui ne poussent qu'avec peine, tandis qu'en dessous, une forêt plantureuse élimine le danger d'avalanche. Le résultat est impressionnant et encourageant.

Les ouvrages de protection dans la zone de déclenchement ont suivi une évolution. Ils ont passés des terrasses aux murs, puis aux barrières à claire-voie que l'on nomme râteliers. Une des premières missions de l'Institut Fédéral pour l'Etude de la Neige et des Avalanches (INA) fut de trouver comment calculer la poussée d'une couche de neige inclinée contre une paroi de retenue. Se basant sur la mécanique des sols (Haefeli) ou sur l'écoulement d'une matière visqueuse (Buchner), deux théories ont été établies dont les résultats sont sensiblement concordants. Des mesures dans la nature permettent de vérifier ces poussées théoriques.

L'hiver catastrophique de 1950/51 a provoqué une recrudescence d'activité dans le domaine des ouvrages de défense contre les avalanches. Jusqu'à ces dernières années, la plupart

des râteliers étaient des ouvrages combinés de bois et d'acier. Dès 1952 plusieurs entreprises industrielles s'intéressèrent à fournir les matériaux de construction sous forme de râteliers en béton précontraint, en aluminium ou en treillis de câble. Cette situation obligea les responsables à exiger une certaine garantie d'efficacité et de durabilité des ouvrages, ce qui nécessita l'établissement de directives, édictées en 1955 par l'Inspection Fédérale des Forêts, Chasse et Pêche. Elles furent établies sous forme provisoire par l'Institut en collaboration avec le professeur R. Haefeli, d'après les expériences acquises sur des ouvrages de retenue existants et d'après des mesures de contraintes effectuées sur plusieurs râteliers isolés situés aux alentours de l'Institut. En 1956, les «Compléments aux directives» ont été rédigés pour combler quelques lacunes, puis les «Commentaires des directives». Ce sont trois brochures ronéotypées que l'on peut obtenir à l'Inspection Fédérale des Forêts, Chasse et Pêche, à Berne [1] *).

II. Les directives provisoires 1955 pour l'édification des ouvrages de retenue de la neige dans la zone de déclenchement des avalanches

Une des premières règles énoncée par les directives est que le faite des râteliers doit en tous cas être aussi haut que la plus grande hauteur possible de neige. Les directives traitent donc de l'établissement et de la mesure de cette hauteur de neige.

Elles traitent ensuite de la pression que la neige exerce sur un râtelier, pression due à la plasticité de la neige et à son glissement au sol. Alors qu'on ne considérait qu'un seul cas de charge, les directives introduisent un second cas de charge. Dans le premier cas, le râtelier est complètement en-

*) voir bibliographie à la fin de l'article.