

Neuere Untersuchungen an Halbaxial- und Axialpumpen: Beitrag zur "C.-Pfleiderer-Gedächtnis-Tagung" in Braunschweig

Autor(en): **Rütschi, Karl**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizer Ingenieur und Architekt**

Band (Jahr): **99 (1981)**

Heft 41

PDF erstellt am: **27.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-74569>

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.

Neuere Untersuchungen an Halbaxial- und Axialpumpen

Beitrag zur «C.-Pfleiderer-Gedächtnis-Tagung» in Braunschweig

Von Karl Rüttschi, Brugg

Zahlreiche Experimentalwerte über den Einfluss der Schaufelzahlen und Schaufelwinkel bei Halbaxial- und Axialpumpen erweitern die Kenntnisse zur Vorausberechnung dieser Pumpen. Die Versuchsergebnisse werden mit der theoretischen Näherungsformel von Pfeleiderer zur Bestimmung der Minderleistung der Pumpen infolge endlicher Schaufelzahl verglichen und ergeben eine gute Übereinstimmung.

Neben dem Einfluss von Eintrittsleitrippen und unterschiedlicher Dichtspiele an der Laufraudaussenkante finden sich wichtige Kennwerte für das Saugverhalten (Kavitation) und die Wirkungsgradaufwertung.

Während für Kreiselpumpen mit radialen Laufrädern umfangreiches Forschungsmaterial vorliegt, ist dies für Halbaxial- und Axialpumpen weniger der Fall. Neuere Untersuchungen von Schmiendl [1] an einer Halbaxialpumpe (Bild 1) mit 15 verschiedenen Laufradausführungen ergaben wertvolle Unterlagen über den Einfluss der Schaufelzahl und Schaufelwinkel auf die Minderleistungszahl von Pfeleiderer [2], deren Kenntnis zur Vorausberechnung einer Pumpe unerlässlich ist. Für die Versuche mit den verschiedenen Laufrädern wurde stets das gleiche Gehäuse verwendet, und die Messungen wurden jeweils mit den Drehzahlen 750, 1000, 1200 und 1400 U/min durchgeführt. Aus Tabelle 1 ist ersichtlich, dass die Wirkungsgradbestpunkte η_{max} bei den verschiedenen Drehzahlen kaum merklich voneinander abweichen, so dass für die weiteren Ausführungen lediglich die Drehzahl 1200 U/min verwendet wird.

In Tabelle 2 sind für diese Drehzahl als Übersicht die Förderdaten V , H und η sämtlicher Radformen zusammengefasst. Bild 2 zeigt als Beispiel das Kennfeld der Laufradgruppe mit Schaufelwinkel $\beta_{2m} = 30^\circ$. Die Wirkungsgrad-

Bestpunkte sind durch eine punktierte Ortslinie a hervorgehoben, wobei $V_{\eta_{max}}$ sich nur wenig ändert, also weitgehend unabhängig von der Schaufelzahl ist. Während bei der Schaufelzahl $z = 3$ bis 6 die Wirkungsgradwerte eng beieinander liegen, ist der starke Abfall bei der Schaufelzahl $z = 2$, der gleichermassen auch bei den Schaufelwinkeln $\beta_{2m} = 20^\circ$ und 40° auftritt, besonders auffällig (siehe Tabelle 2).

Auch wenn man diese Schaufelzahl $z = 2$ weglässt, ergeben die untersuchten Räder einen weiten Verwendungsbereich, der sich durch die spezifische Drehzahl

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{V}}{H^{3/4}}$$

mit n = Drehzahl/min
 H = Förderhöhe [m]
 V = Liefermenge [m³/s]

ausdrücken lässt und nach Bild 3 von n_q 75 bis n_q 110 reicht. Dies ist besonders beachtlich, indem dieser weite Bereich mit Halbaxialrädern gleicher Meridianschnitte und gleicher Spirale lediglich durch Änderung der Schaufelzahl und Schaufelwinkel bei fast gleichbleibendem Wirkungsgrad erreicht wird.

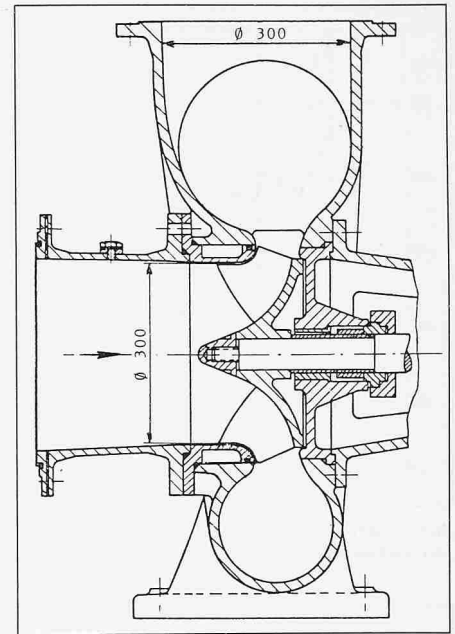


Bild 1. Schnittbild der Versuchspumpe mit halbaxialem Laufrad.

Tabelle 1. Gesamtwirkungsgrade η_{max} .

n [U/min]	750	1000	1200	1400	
$\beta_{2m} = 20^\circ$	$z = 6$	0,8410	0,8535	0,8530	0,8405
	5	0,8570	0,8590	0,8635	0,8500
	4	0,8695	0,8735	0,8605	0,8500
	3	0,8420	0,8455	0,8345	0,8335
	2	0,7560	0,7600	0,7520	0,7370
$\beta_{2m} = 30^\circ$	6	0,8590	0,8600	0,8610	0,8525
	5	0,8430	0,8435	0,8440	0,8440
	4	0,8355	0,8400	0,8415	0,8440
	3	0,8260	0,8280	0,8280	0,8170
	2	0,7330	0,7515	0,7160	0,6365
$\beta_{2m} = 40^\circ$	6	0,8230	0,8245	0,8245	0,8260
	5	0,8360	0,8405	0,8405	0,8345
	4	0,8365	0,8370	0,8385	0,8370
	3	0,8210	0,8240	0,8270	0,8030
	2	0,7300	0,7420	0,7085	-

β_{2m} = Austrittswinkel beim mittleren Stromfaden

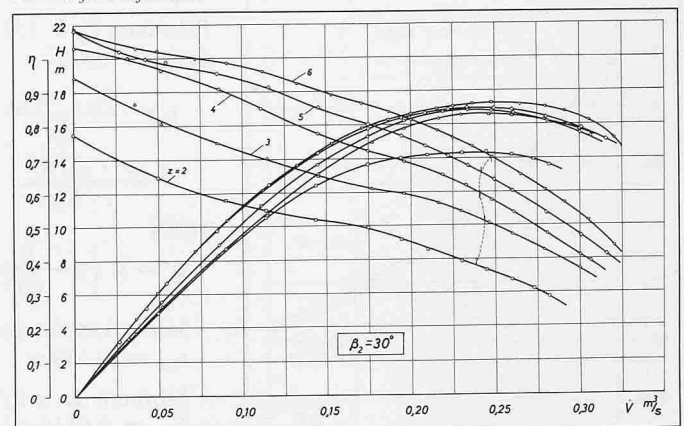
Vergleich mit der Berechnung

Den Wirkungsgrad-Bestpunkt der Laufräder mit den Austrittswinkeln β_{2m}

Tabelle 2. Förderdaten bei $n = 1200$ U/min

Radform	z Schaufelzahl	$V_{\eta_{max}}$ [m ³ /s]	$H_{\eta_{max}}$ [m]	$N_{\eta_{max}}$ [KW]	η_{max} [-]
$\beta_{2m} = 20^\circ$	6	0,1970	12,54	28,410	0,8530
	5	0,2040	11,94	27,674	0,8635
	4	0,2110	10,80	25,977	0,8605
	3	0,2145	8,86	22,337	0,8345
	2	0,2060	6,70	18,011	0,7520
$\beta_{2m} = 30^\circ$	6	0,2470	14,00	39,534	0,8610
	5	0,2410	13,08	36,640	0,8440
	4	0,2400	11,89	33,256	0,8410
	3	0,2430	10,20	29,371	0,8280
	2	0,2380	7,53	24,554	0,7160
$\beta_{2m} = 40^\circ$	6	0,2440	15,70	45,567	0,8245
	5	0,2510	14,80	43,360	0,8405
	4	0,2570	13,20	39,691	0,8385
	3	0,2600	11,48	35,414	0,8270
	2	0,2450	8,77	29,744	0,7085

Bild 2. Kennfeld der Laufradgruppe $\beta_2 30^\circ$, $n = 1200$ U/min mit verschiedenen Laufschaufelzahlen



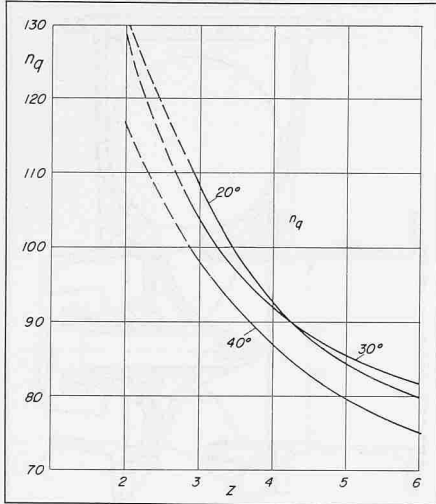


Bild 3. Spezifischer Drehzahl-Bereich n_q der untersuchten Laufräder. Schaufelzahl $z = 2-6$

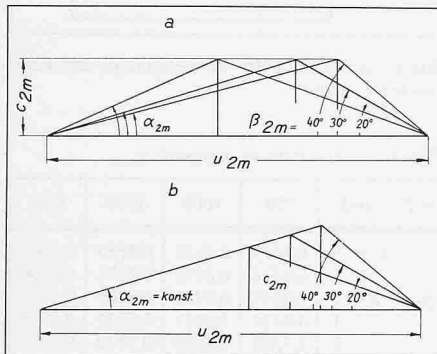


Bild 4. Schaufel-Austrittsdiagramme.
a) Annahme $c_{2m} = \text{konstant}$ für $\beta_{2m} 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$
b) Versuchsergebnisse $\alpha_{2m} \text{ konst.}$, beeinflusst durch einheitliches Spiralgehäuse.

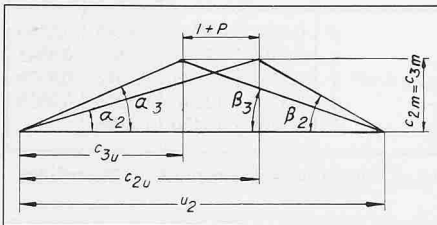
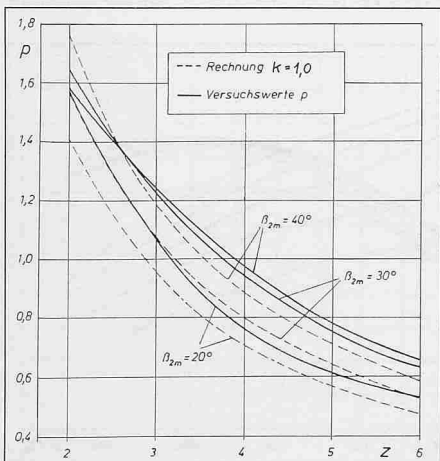


Bild 5. Minderleistungswert $1 + p$ am Schaufelaustritt

Bild 6. Vergleich der Minderleistungszahlen p nach C. Pfleiderer in Abhängigkeit der Schaufelzahl.
— Versuchswerte
- - - - - Rechnung mit $k = 0,1$



= 20°, 30° sowie 40° erwartete man überall mit gleichem Förderstrom, d.h. gleichem c_{2m} gemäss dem Auslegungsdiagramm a in Bild 4.

Die Versuchsergebnisse stimmen wohl für das Laufrad $\beta_{2m} = 30^\circ$ mit der Berechnung überein, ergaben aber für $\beta_{2m} = 20^\circ$ und 40° geringere bzw. höhere Werte. Hingegen wiesen alle drei Radformen im Bereich des besten Wirkungsgrades einen einheitlichen Strömungswinkel α_{2m} auf, entsprechend dem für die Auslegung benutzten Wert $\alpha_{2m} = 16,5^\circ$. Dies deutet darauf hin, dass die Lage der Bestpunkte durch das für die Räder mit $\beta_{2m} = 30^\circ$ berechnete Spiralgehäuse beeinflusst, d.h. in eine bestimmte Strömungsrichtung gezwungen wird, Diagramm b.

Die Minderleistung des halbaxialen Rades

Während der Schaufelwinkel β_2 durch die Schaufelkonstruktion des Laufrades festgelegt wird, stellt sich im Betrieb hinter dem Schaufelgitter infolge der endlichen Schaufelzahl ein Strömungswinkel β_3 ein, der kleiner als β_2 ist. Die Strömungsrichtungsänderung bewirkt einen Leistungsabfall, eine Erscheinung, die mit dem Namen *Minderleistung* bezeichnet wird (Bild 5).

Die rechnerische Erfassung dieser Minderleistung ist eine der Hauptaufgaben in der *Theorie der Kreisradmaschinen*. Die in der Praxis verwendeten Berechnungsverfahren basieren auf Versuchsergebnissen an Pumpen und sind an Typen gebunden, von denen sie abgeleitet wurden. Für radiale Laufräder liegen gute Unterlagen vor, die eine exakte Vorausberechnung ermöglichen, sofern nicht ganz ungewöhnliche und ungebrauchliche Radformen gewählt werden [3].

Weniger zahlreich sind Berechnungsunterlagen für Halbaxial und Axialpumpen, so dass für die ersten die Dissertation von Schmiedl [1], insbesondere was die Minderleistungsbeiwerte $1 + p$ anbetrifft, eine Lücke ausfüllt.

Pfleiderer [2, S. 131] definierte die Minderleistungszahl

$$p = \frac{H_{th\infty} - H_{th}}{H_{th}} = \frac{c_{2u}}{c_{3u}} - 1 = \frac{\psi' \cdot \sqrt{2} m^2}{z \cdot S_m}$$

wobei

$$\psi' = k \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right)$$

Mittl. Austrittsradius

$$r_{2m} = 0,159 \text{ m}$$

Moment der mittl. Flutlinie

$$S_m = 0,0119 \text{ m}^2$$

Berechnet man die Minderleistungszahl p für die verschiedenen Schaufelzahlen z , so ergibt sich mit k (ang.) = 1,0 ein Verlauf der p -Werte, die in Bild 6 punktiert dargestellt und mit den tatsächlichen Versuchswerten verglichen sind. Diese Werte ermöglichen eine Rückberechnung des Beiwertes ψ' , woraus sich nach Bild 7 für Halbaxialpumpen ein k -Wert = $\sim 1,10$ ergibt, der damit etwas höher liegt, als bisher in Literaturangaben angenommen wurde.

Kavitationsverhalten

Zur Klärung des Verhaltens der halbaxialen Pumpen bei beginnender Kavitation wurden mit den 15 verschiedenen Laufrädern Saugversuche im offenen Kreislauf durchgeführt. Der Gasgehalt des Wassers wurde nicht gemessen, dagegen wurde durch einen zweistündigen Betrieb vor den Versuchsmessungen genügend Zeit zum Entweichen von Luft und Gasen eingeräumt. Für den Beginn der Kavitation wurde der Grenzpunkt bei einem Förderhöhenabfall von 5 Prozent festgelegt, wogegen heute ein solcher von 3 Prozent üblich ist [4].

Zur Beurteilung der Güte des Saugverhaltens wurde von Pfleiderer die Saugzahl S

$$S = \left(\frac{n}{100} \right)^2 \cdot \frac{V}{\Delta h^{3/2}}$$

eingeführt, die von Petermann [5] zur Saugzahl Sq

$$Sq = \frac{n^x \cdot \sqrt{V}}{\Delta y^{3/4}}$$

mit $V = [\text{m}^3/\text{s}]$

$$n^x = [U/\text{s}]$$

$$\Delta y = g \cdot \Delta h$$

umgewandelt wurde, wobei Δ_h dem aus der Saughöhe erhaltenen Wert NPSH entspricht (Bild 8).

Die Schaufelzahlen $z = 5$ und 6 ergeben für alle Räder annähernd die gleichen Werte; bei kleinen Schaufelzahlen weichen diese jedoch merklich ab und sind ungünstiger. Auffällig ist die ausserordentlich gute Saugfähigkeit des 20°-Rades mit $Sq = 0,95$ bei $z = 4$. Die gemessenen Saugkennzahlen sind erheblich höher als jene, die in der Literatur für Kreiselpumpen mit guter Saugfähigkeit angegeben werden. So entspricht z.B. der Höchstwert $Sq = 0,95$ der Pfleiderer-Saugzahl $S = 9,9$ gegenüber einem guten Mittelwert $S = 4$.

Ausser den Einwirkungen auf Wirkungsgrad, Minderleistungszahl und Kavitationsverhalten wurden vorgängig der Hauptversuche der Einfluss verschiedener Eintrittsleitbleche sowie die Spaltverluste an seitlich offenen Laufrädern besonders sorgfältig geprüft.

Einfluss von Vorleitblechen auf die Kennlinien

Bei diesen Versuchen mit verschiedenen Laufrädern zeigte sich, dass im Normallastbereich $\varphi/\varphi_{\eta_{max}} = 1$ die Zuströmung ausgeglichen ist, wogegen sich im Teillastbereich wesentliche Unterschiede bei Anordnung mit oder ohne Leitbleche am Saugeinlauf ergaben. Interessant ist, dass schon eine halbe Leitrippe fast die gleichen Resultate ergibt wie ein Rippenkreuz (Bild 9).

Spaltverluste des offenen Laufrades

Neben den üblichen Messungen der mechanischen Verluste sowie der Radreibungsverluste wurden die Spaltverluste auf zwei Wirkungsebenen untersucht, und zwar auf *radiales Spiel* und zusätzlich auf den Einfluss *axialer Verschiebungen*, wie sie durch Montageungenauigkeiten oder Temperaturänderungen z. B. bei langen Bohrlochpumpwellen vorkommen.

Pfleiderer hat für die Bestimmung des Spaltverlustes das Verhältnis der Spaltfläche F_{sp} zur Durchgangsfläche A des Förderstromes zugrunde gelegt und setzt für die verhältnismässigen Verluste:

$$\begin{aligned} \text{Förderstrom } \Delta V/V &= \alpha \cdot F_{sp}/A \\ \text{Förderhöhe } \Delta H/H &= \beta \cdot F_{sp}/A \\ \text{Wirkungsgrad } \Delta \eta/\eta &= \gamma \cdot F_{sp}/A \end{aligned}$$

Für diese Spaltverlustbeiwerte liegen bei radialen und axialen Laufrädern zahlreiche Versuche vor, wogegen sie bei halbaxialen Rädern fehlen.

Bild 10 zeigt das Abfallen der Werte für Förderstrom, Förderhöhe und Wirkungsgrad bei einem halbaxialen Rad $\beta_{2m} = 30^\circ$, $z = 3$, woraus sich je nach Spaltspiel $x/b_2 = F_{sp}/A$ die Verlustbeiwerte α , β und γ für dieses Rad errechnen lassen. In Tabelle 3 finden sich Mittelwerte für radiale und axiale Räder nach Pfleiderer [2], die durch die von Schmiedl gefundenen Versuchswerte für halbaxiale Räder ergänzt werden. Sie bilden eine wichtige Grundlage für die Berechnung der Seitenspaltverluste offener Halbaxialräder, wobei der Förderhöhenverlust einen unerwartet hohen Wert $\beta = 3,9 - 4,6$ erreicht.

Durch axiale Verschiebung des Laufrades auftretende Verlustwerte

Die halbaxialen Laufräder haben meistens eine Schaufelbegrenzung ähnli-

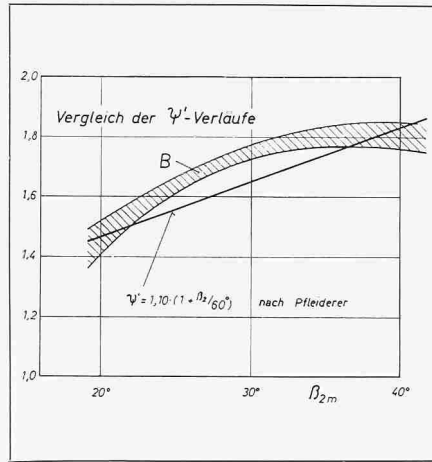


Bild 7. Beiwert $\psi' = k \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right)$ mit $k = 1,1$

B = Bereich der Messpunkte für $z = 2-6$

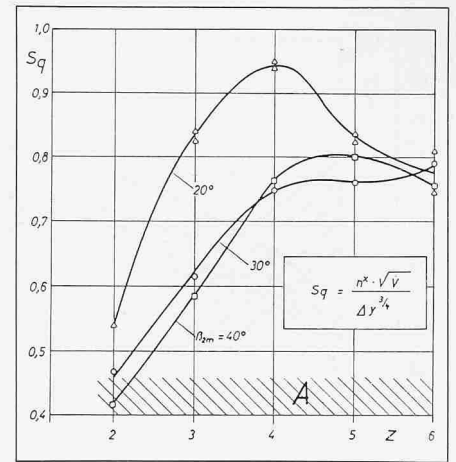


Bild 8. Saugkennzahlen der halbaxialen Laufräder bei η_{max}

A: Bereich von Kreiselpumpen normal guter Saugfähigkeit.

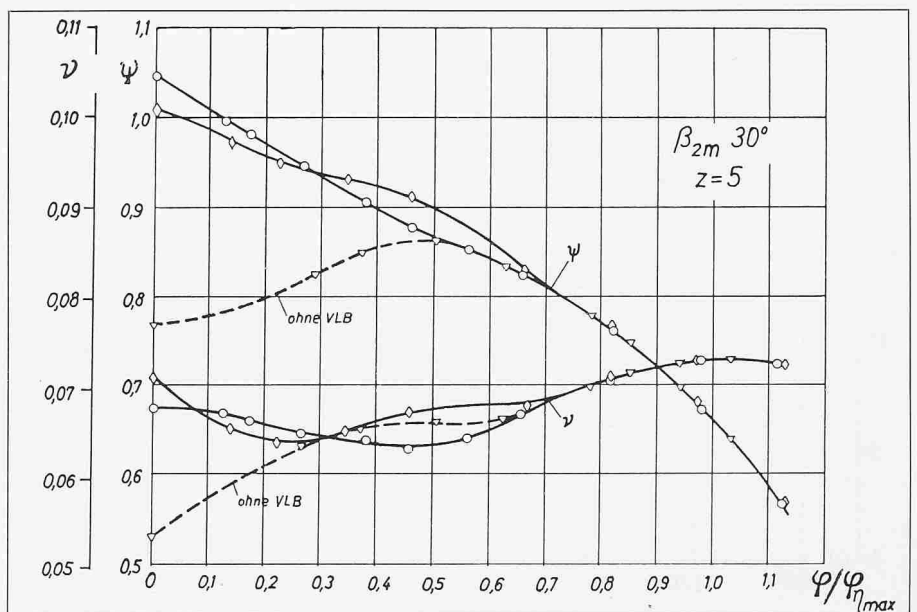
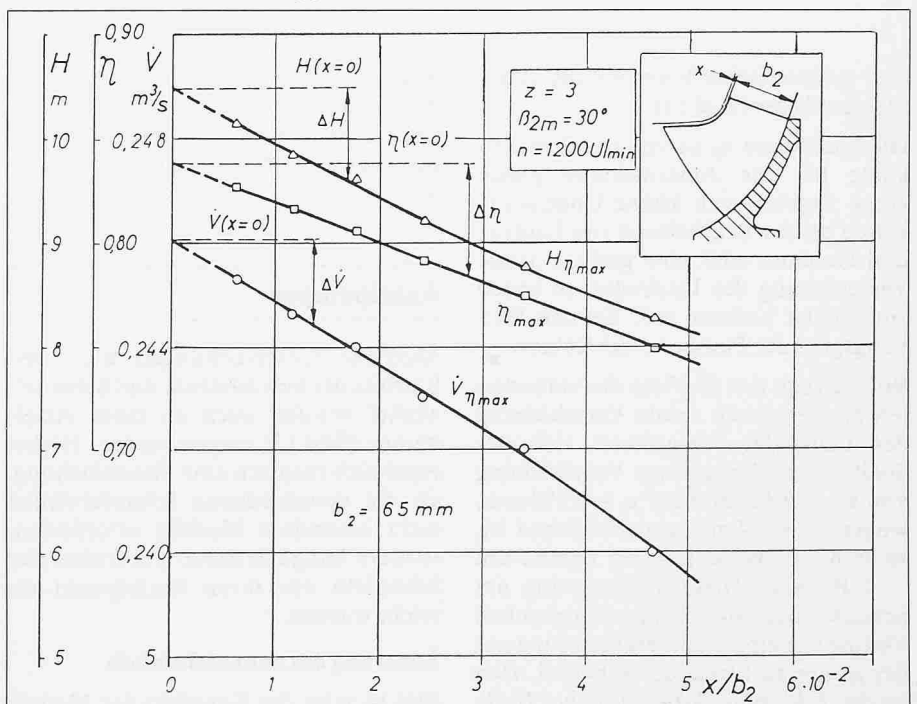


Bild 9. Einfluss der Vorleitbleche \circ mit Rippenkreuz \diamond 1/2 Leitrippen ∇ ohne Leitblech φ Lieferzahl ψ Druckzahl ν Leistungszahl

Bild 10. Förderverluste in Abhängigkeit von x/b_2



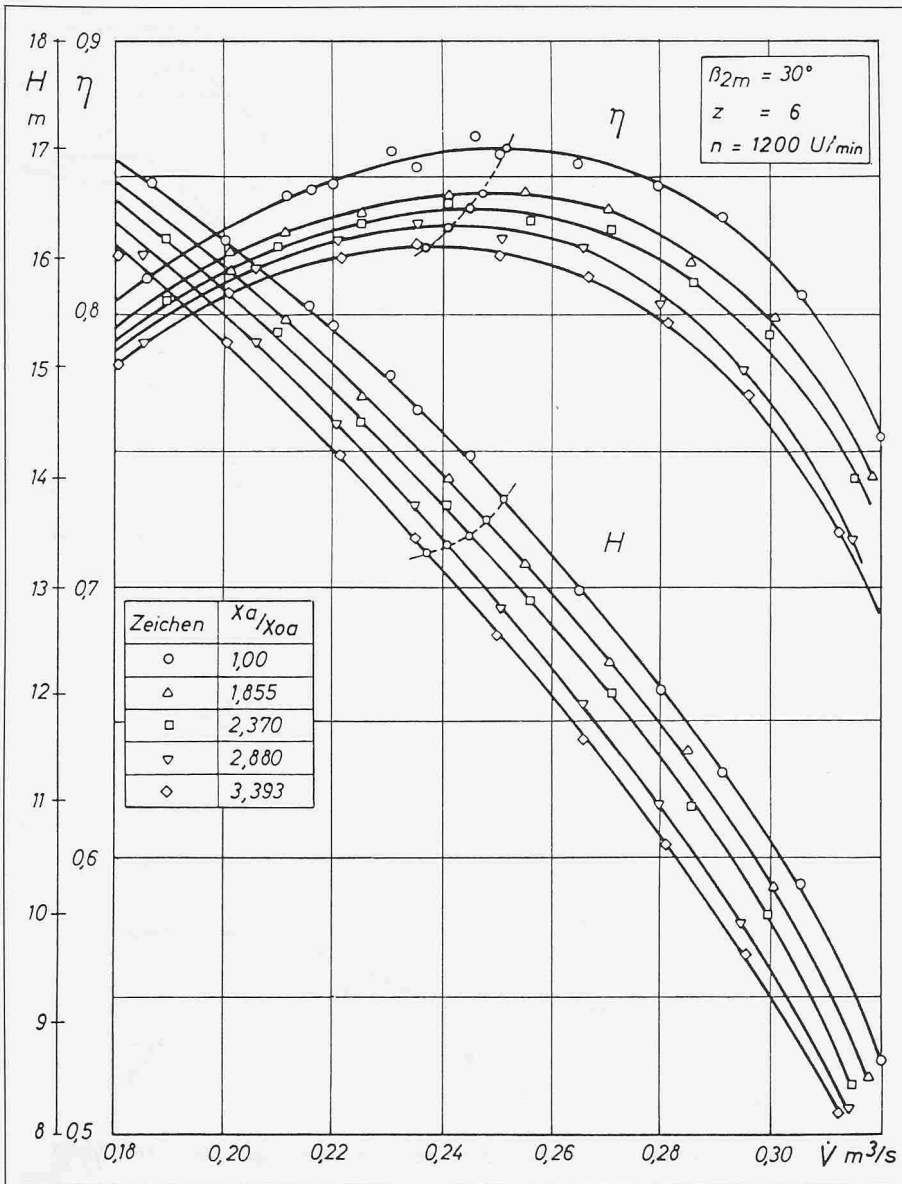


Bild 12. Einfluss der axialen Verschiebung des Laufrades auf die Kennlinien der Pumpe. Konstruktionsspalt $x_0 = 0,4 \text{ mm}$, $x_{0a} = 0,425$

cher geometrischer Form wie die untersuchten Räder (Bild 11).

Die Spaltbreite x_0 ist von der Eintrittskante bis zur Austrittskante gleich gross. Ergeben sich kleine Ungenauigkeiten bei der Bearbeitung von Laufrad und Gehäuse oder eine geringe axiale Verschiebung des Laufrades, so treten zusätzliche Verluste auf, die den Wirkungsgrad der Pumpe verschlechtern.

Bild 12 zeigt den Einfluss des veränderten Spaltes durch axiale Verschiebung des Laufrades. Vergrössert sich der Spalt durch eine geringe Verschiebung von $x_{0a} = 0,425 \text{ mm}$ auf $x_a = 0,850 \text{ mm}$, wobei $x_0 = 0,4 \text{ mm}$ gleichbleibend ist, so fällt der Wirkungsgrad bereits um ~ 2 Prozent. Diese Veränderung am Schaufelende bewirkt fast den gleichen Verlust wie eine Spaltvergrösserung auf der gesamten Länge der Schaufel. Dies ist die Erklärung dafür, dass bei Halb-

axialpumpen trotz exakter Bearbeitung der Aussenkontur mittels Schablone bei einer leichten Verschiebung des Läufers ein kräftiger Wirkungsgradabfall eintritt.

Axialpumpen

Ähnliche Untersuchungen über den Einfluss der Schaufelzahl und Schaufelwinkel wurden auch an einer Axialpumpe (Bild 13) vorgenommen. Hiebei ergab sich insofern eine Vereinfachung, als die verschiedenen Schaufelwinkel nicht besondere Modelle erforderten, sondern lediglich durch Verdrehen der Schaufeln um ihren Mittelpunkt erreicht wurden.

Änderung des Schaufelwinkels

Bild 14 zeigt das Kennfeld der Modell-

	radial	axial	halbaxial
nach	Pfleiderer	Pfleiderer	Schmidl
α	0,5	0,6 - 1	0,5-1
β	0,9	2,5 - 3,0	3,9-4,6
γ	0,9	2,15-3,0	1,9-2,2

$$\alpha = \frac{\Delta V}{V} \frac{F_{sp}}{A} \quad \beta = \frac{\Delta H}{H} \frac{F_{sp}}{A} \quad \gamma = \frac{\Delta \eta}{\eta} \frac{F_{sp}}{A}$$

Tabelle 3. Spaltverlustbeiwerte radialer, axialer und halbaxialer Laufräder

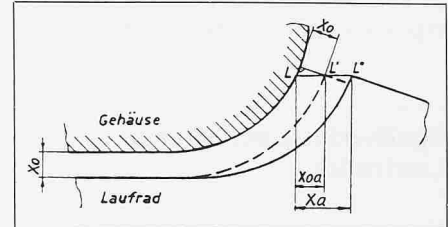


Bild 11. Änderung der Spaltweite bei axialer Verschiebung des Laufrades. x_0 = Konstruktionsspaltbreite, x_{0a} = axiale Spaltbreite, x_a = axiale Spaltbreite verschoben

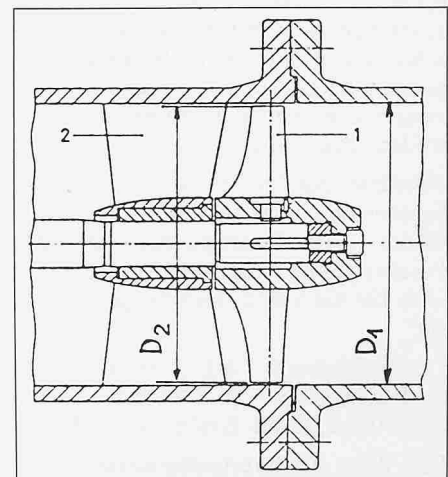


Bild 13. Schnittbild durch die Modellpumpe $D_2 = D_1 = 200 \text{ mm}$ 1: Laufrad 2: Leitrad (Modellpumpe K. Rüschi AG, Brugg)

pumpe $D_2 = 200 \text{ mm}$ mit der Schaufelzahl $z = 3$ und dem Winkel $\beta_{1a} = \beta_{2a} = 9,2^\circ$ bei 1800-2600 U/min. In Bild 15 sind für das Rad $z = 3$ die Drosselkurven bei verschiedenen eingestellten Winkeln $\beta_2 = 9^\circ$ bis 21° für 2400 U/min. eingezeichnet, womit das Leistungsfeld einen weiten Bereich umfasst. Noch umfangreicher wird dieses, wenn man nach Tabelle 4 für das gleiche Rad noch die Schaufelzahl ändert, womit sich der Verwendungsbereich für spez. Drehzahlen $n_q = n \cdot \sqrt{V}/H^{3/4}$ von 190 bis 312 erstreckt.

Die Fördermengen V_2 besten Wirkungsgrades ändern bei diesen Versuchen ziemlich genau mit dem Tangens des Einstellwinkels β_2 (siehe Bild 16).

Auch Schlimbach [6] ist schon früher zu gleichen Ergebnissen gekommen. Aus Bild 17 ergibt sich auch hier, dass die Fördermengenwerte V_1 gut mit der Tan-

genslinie von Bild 16 übereinstimmen. Interessanterweise ist bei seinen Versuchen die Förderhöhe im Punkt von max. η über den ganzen Bereich konstant geblieben, wogegen in Bild 15 ein langsames Ansteigen von $H_{\eta \max}$ mit steilerem Winkel festzustellen ist.

Änderung der Schaufelzahl

Im Bild 18 sind für $\beta_2 = 9,2^\circ$ und $n = 2400$ U/min die Drosselkurven für $z = 2,3$ und 4 eingezeichnet, bei der der Einfluss der Schaufelzahl auf die Förderhöhe nach der Minderleistungsmethode von C. Pfleiderer nachgeprüft werden soll.

Es ist

$$H_{th \infty} = H_{th} \cdot (1 + p)$$

mit $H_{th} = H / \eta_h$

Bei η_h konst. ändert bei verschiedenen Schaufelzahlen H mit $1 + p$, wobei nach Pfleiderer [2, S. 314]

$$p = 0,16 \psi' \frac{t/L}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}$$

oder mit $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ wird

$$p = \frac{0,16 \psi'}{\sin \beta} \cdot t/L$$

t = Teilung
 L = Profillänge der Schaufel

$$\text{Mit } \psi' = 1,1 \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right)$$

ist bei gleichem Winkel β_2 demnach die Minderleistung p nur von der Schaufelzahl bzw. t/L abhängig.

Die gemessenen Förderhöhen nach Bild 18 entsprechen ziemlich genau den errechneten Verhältniswerten $1 + p$ nach Tabelle 5. Sie stimmen auch gut mit den Versuchen von Petermann/Diedrich [7] überein, die für verschiedene Schaufelzahlen $z = 2$ bis 12 (bei gleichem Austrittswinkel und gleicher Drehzahl) Verhältniswerte der Druckzahlen ψ/ψ_0 veröffentlichten, wobei in Bild 19 für die Schaufelzahl $z = 12$ der Wert 1,0 eingesetzt ist.

Wenn also von einer vorhandenen Schaufelzahl z_0 auf eine andere Schau-

β_2	9°	12°	15°	18°	21°
$n_q z = 2$	265	284	296	298	312
$n_q z = 3$	214	229	239	240	252
$n_q z = 4$	190	203	212	213	224

Spezifische Drehzahl n_q für $\beta_2 = 9^\circ-21^\circ$ und $z = 2, 3, 4$

Tabelle 4. Verwendungsbereich für spezielle Drehzahlen

felzahl z übergegangen wird, so verhalten sich die Druckzahlen ψ , die Förderhöhen sowie die Minderleistungsbeiwerte $1 + p$ wie folgt:

$$\frac{\psi_0}{\psi} = \frac{H_0}{H} = \frac{1 + p}{1 + p_0}$$

Die Untersuchungen nach Tabelle 5 ergeben eine gute Übereinstimmung der Rechenwerte mit den Messwerten und zeigen, dass das Minderleistungs-Rechenverfahren nach Pfleiderer auch für Axialräder zutrifft. Die im Bild 19 mit den Werten von Petermann/Diedrich erweiterten Vergleichswerte bieten eine übersichtliche Grundlage für die Um-

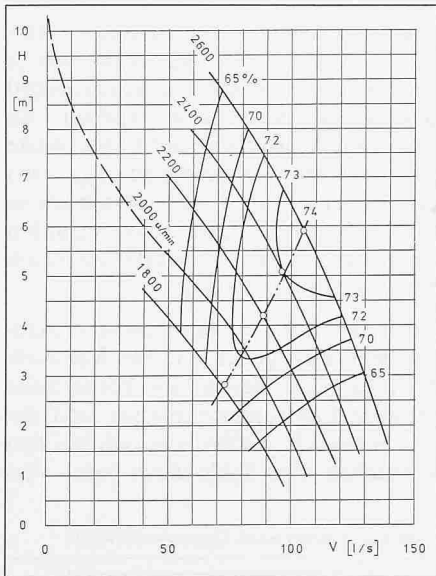


Bild 14. Kennfeld der Axialpumpe $D_2 = 200$ mm $z = 3, \beta_{1a} = \beta_{2a} = 9,2^\circ$

Bild 16. Bei Änderung des Einstellwinkels β_2 ändert sich $V_{\eta \max}$ entsprechend $\tan \beta_2$

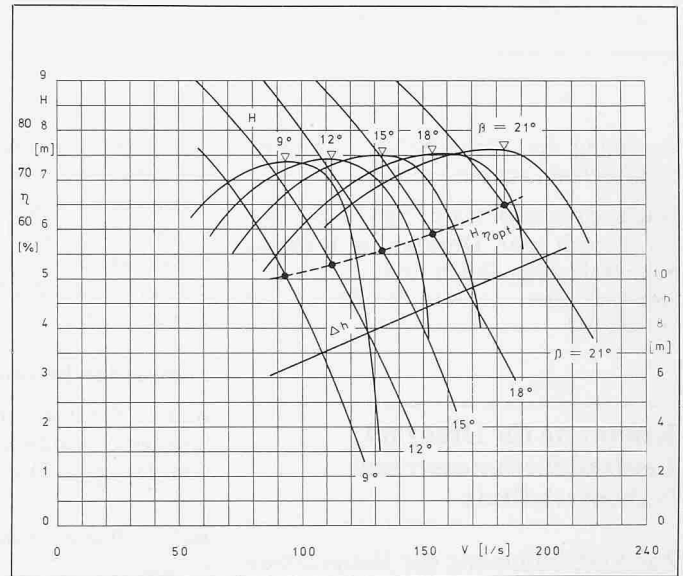
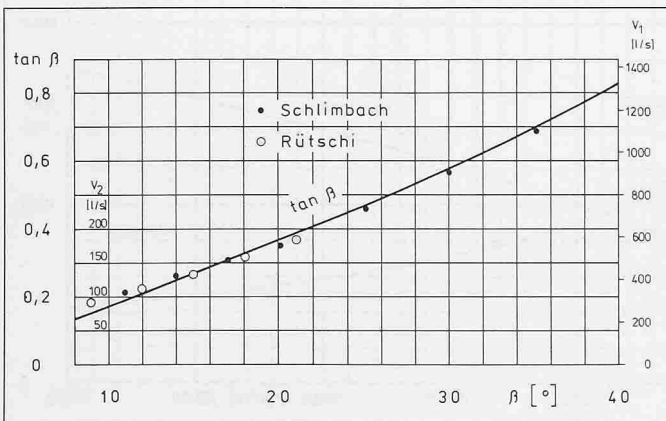
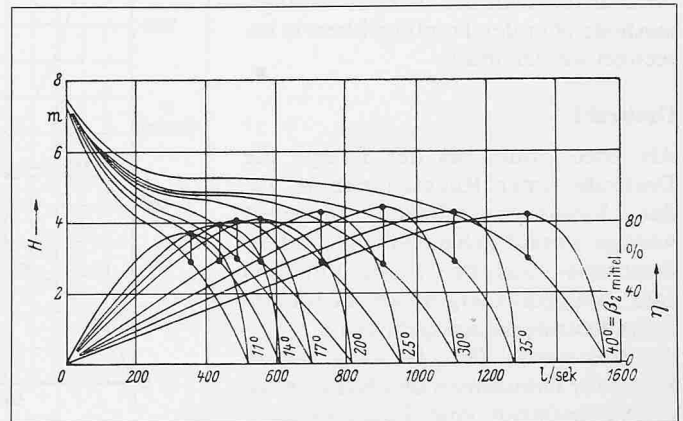


Bild 15. Kennlinien für $\beta_2 = 9, 12, 15, 18, 21^\circ$ $z = 3$ $n = 2400$ U/min $n_q = 190-312$
--- Ortlinie der Bestpunkte $H_{\eta \text{opt}}$; ΔH Haltedruck (NPSH)

Bild 17. Kennlinien bei verschiedenen Neigungswinkeln β . $z = 5, D_2 = 500$ mm, $n = 650$ U/min (nach Schlimbach)



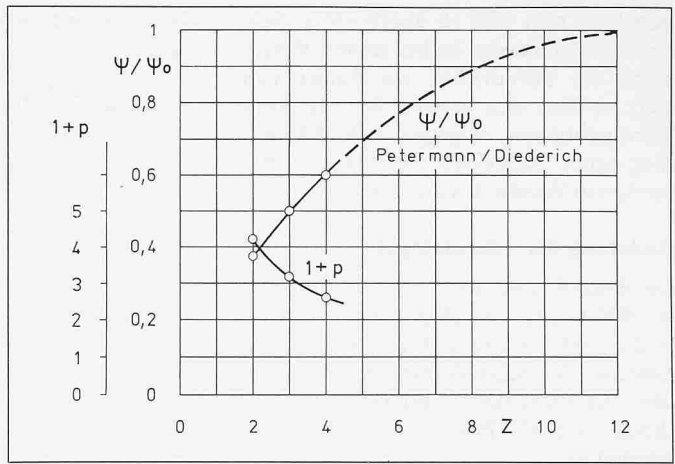
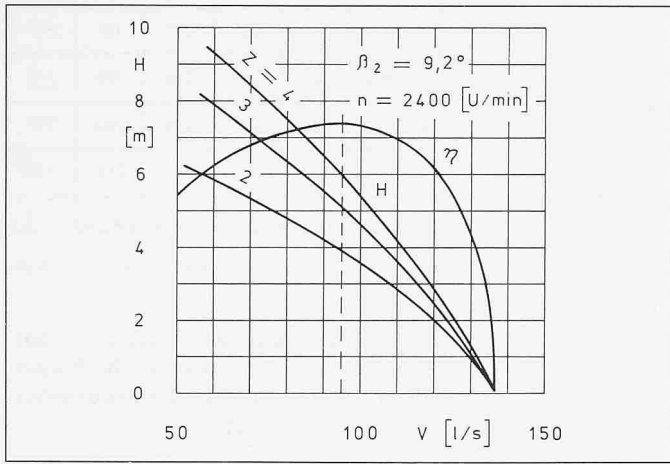


Bild 18. Förderhöhen bei veränderter Schaufelzahl. Die Versuchswerte folgen nach Tab. 5 dem Verhältnis t/L bzw. der Pfeleiderer-Minderleistungszahl $1+p$

Bild 19. Minderleistungszahl $1+p$ und Druckzifferverhältnis ψ/ψ_0 für verschiedene Schaufelzahlen

Tabelle 5. Berechnete Verhältniswerte $1+p$

z	t/L	$\frac{0,16 \psi'}{\sin \beta}$	p	$1+p$	H_{Rechg}	H_{Versuch}
2	$\frac{314}{119} = 2,64$	1,28	3,38	4,38	2,8 m	3,85 m
3	$\frac{209}{119} = 1,76$	1,28	2,25	3,25	5,1 m	5,1 m
4	$\frac{157}{119} = 1,32$	1,28	1,69	2,69	6,16 m	6,0 m

rechnung der Förderhöhen von einer Schaufelzahl auf eine andere.

Nachzutragen ist noch, dass in der Praxis je nach spez. Drehzahl n_q folgende Schaufelzahlen üblich sind:

Spez. Drehzahlen $n_q \approx 105 \ 165 \ 220 \ 275 \ 400$
 Schaufelzahl $\sim z \ 6 \ 5 \ 4 \ 3 \ 2$

Kennwerte für Drehzahl, Laufraddurchmesser und Nabenverhältnis

Zur Vorbestimmung der Hauptabmessungen des Laufrades helfen Kennwerte, die auf Grund von Versuchen ermittelt wurden. Sie dienen vor allem als vorläufige Grundlage für die Hauptabmessungen, wonach aber das Laufrad noch exakt nach der Minderleistungsmethode oder der Tragflügeltheorie berechnet werden muss.

Drehzahl

Als erstes muss bei der Pumpe die Drehzahl unter Rücksichtnahme auf das Kavitationsverhalten festgelegt werden, worauf sich auf Grund des Förderstromes und der Förderhöhe die spez. Drehzahl n_q ergibt, welche für einzelne Kennwerte massgeblich ist.

E. Kasperowski [8] gibt nach Bild 20 Werte für Drehzahlen und Nennweiten in Abhängigkeit vom Förderstrom V

der Pumpe an, wie sie für vertikale Schöpfwerkumpen üblich sind. Die Nennweiten ergeben bereits Anhaltspunkte über den Laufraddurchmesser, da bei Axialpumpen der Eintrittsdurchmesser D_1 und der Laufraddurchmesser D_2 identisch sind.

Laufraddurchmesser

Bild 21 dient zur Ermittlung der Umfangsgeschwindigkeit u_2 mit Hilfe des von der spez. Drehzahl n_q abhängigen

Experimental-Koeffizienten K_{u2} .

$$u_2 = K_{u2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

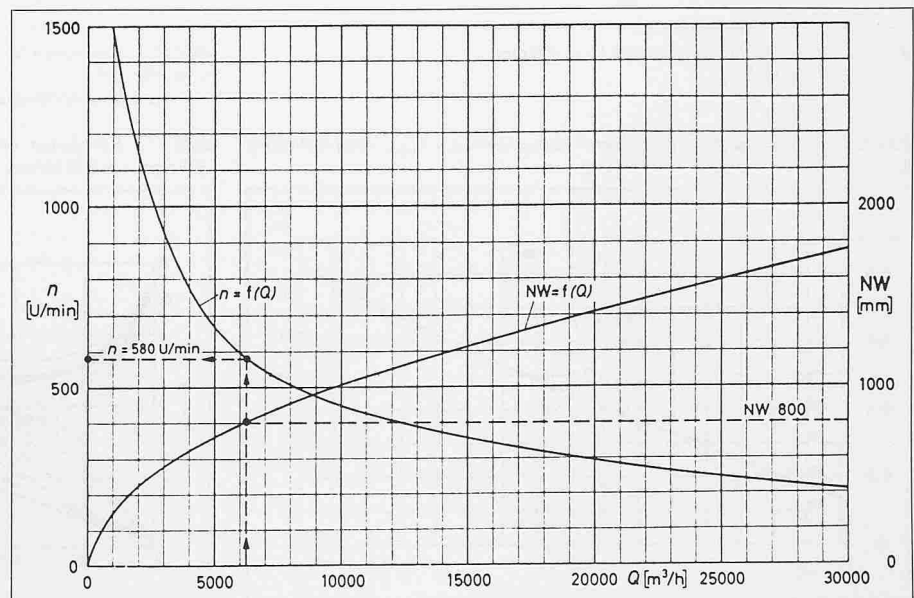
woraus sich nach Einsetzen der Drehzahl der vorläufige Laufraddurchmesser

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}$$

Die ausgezogene Linie in Bild 21 entspricht Mittelwerten [9], wobei sich je nach Schaufelwinkel und Schaufelzahl gewisse Abweichungen ergeben. So zeigt eine Auswertung der Förderwerte beim besten Wirkungsgrad η_{max} aus Bild 15 und Tab.4 für verschiedene Schaufelwinkel und Schaufelzahlen einen Verlauf der K_{u2} -Werte innerhalb des schraffierten Feldes.

Laufräder mit kleinerem Austrittswinkel benötigen gleich wie bei Radialrädern für eine bestimmte Förderhöhe grössere Laufraddurchmesser und damit höhere K_{u2} . Obschon sich bei den Versuchen von Schlimbach beim Ver-

Bild 20. Drehzahlen und Nennweiten in Abhängigkeit vom Förderstrom nach Kasperowski (KSB)



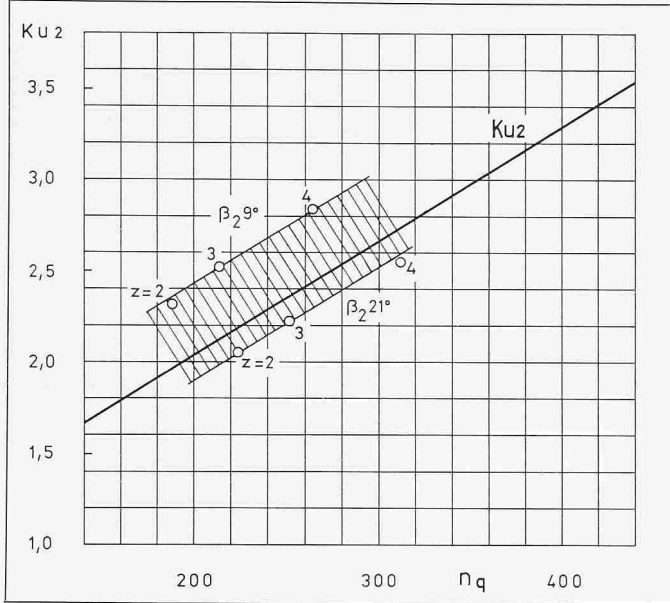


Bild 21. Bestimmung des Laufraddurchmessers D_{2a} nach Experimental-Koeffizient K_{u2} . $U_2 = K_{u2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$

Ausgezogene Mittelwerte nach Troskolanski. Punktierte Linie a, Werte aus Bild 15. Punktierte Linie b, Werte nach Schlimbach Bild 17. Schraffiertes Feld aus Versuch nach Bild 15 und Tab. 4

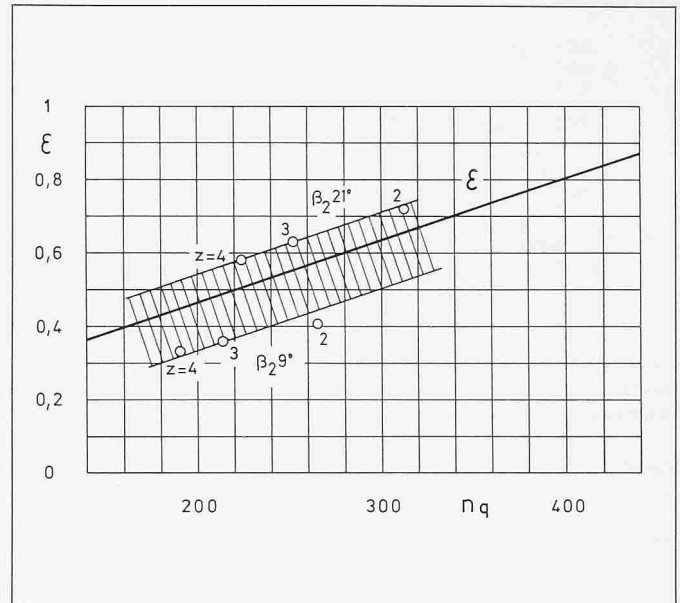


Bild 22. Bestimmung des Laufraddurchmessers D_{1a} nach Eintrittskoeffizient ϵ . $c_{m1} = \epsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$

Ausgezogene Mittelwerte nach Stepanoff. Punktierte Linie a, Werte aus Bild 15. Schraffiertes Feld nach Versuchen Rüttschi

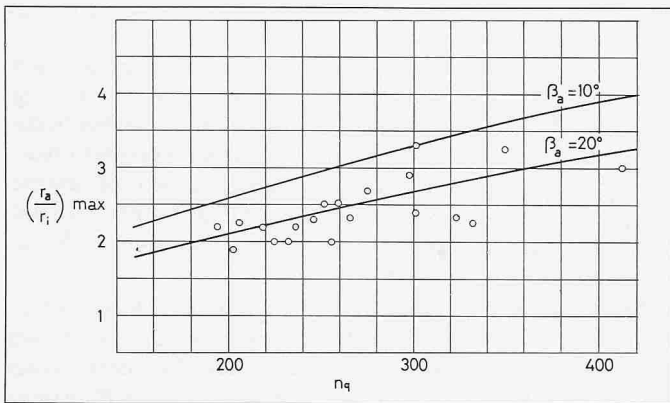


Bild 23. Nabenverhältnis $(r_a/r_i)_{max}$. - Maximalwerte nach Pfeleiderer
○ Werte ausgeführter Pumpen $\beta_a = 10^\circ - 20^\circ$

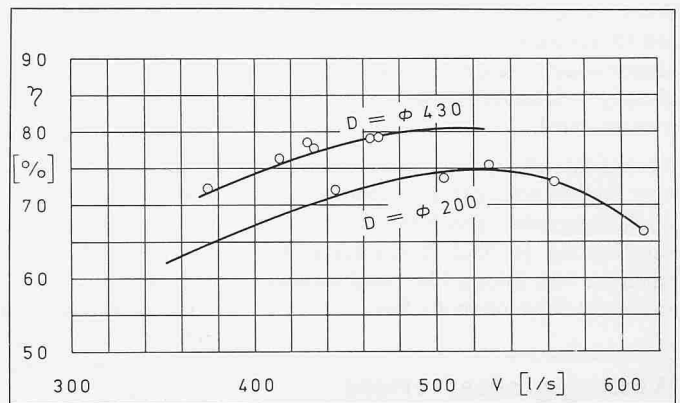


Bild 24. Wirkungsgradaufwertung von Modellpumpe a mit $D = 200$ mm und Ausführung $D = 430$ mm

stellen der Schaufelwinkel im Gegensatz zu Bild 21 keine Änderung der Förderhöhe und damit ein konstanter K_{u2} -Wert über den gesamten Versuchsbe-
reich ergab, zeigt die Auswertung auch hier, dass bei kleineren Austrittswinkeln K_{u2} über und bei grösseren Winkeln unter den Mittelwerten für die entsprechende spezifische Drehzahl n_q liegt.

Da Ein- und Austrittsdurchmesser bei der Axialpumpe gleich sind, können für die Bestimmung des Laufraddurchmessers auch Erfahrungswerte für die Eintrittsabmessungen beigezogen werden. Hiezu dient der Eintrittskoeffizient ϵ , wobei für den Eintritt gilt:

$$\frac{V}{F_1} = c_{m1} = \epsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Durch Auswertung bei ausgeführten Pumpen errechnet sich der Eintrittskoeffizient

$$\epsilon = c_{m1} / \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

dessen Mittelwert nach Stepanoff [10] Bild 22 zeigt.

Auch hier gelten die Werte der ausgezogenen Linie für eine erste Annäherung, weil wiederum veränderliche Schaufelwinkel nicht berücksichtigt sind. So zeigt als Ergänzung das schraffierte Feld den Verlauf von ϵ für die Schaufelwinkel 9° und 21° aus Bild 15 und Tab. 4, wobei der kleinere Schaufelwinkel mit niedrigerem ϵ auch eine geringere Eintrittsgeschwindigkeit c_{m1} ergibt und damit einen grösseren Eintrittsdurchmesser (Austrittsdurchmesser) bedingt. Pfeleiderer [2] gibt für den Eintrittskoeffizienten ϵ den Wert

$$\epsilon = 0,0341 [(n_q/\sqrt{k}) \operatorname{tg} \beta_{0a}]^{2/3} \text{ an,}$$

$$\text{wo } k = 1 - (r_i/r_a)^2$$

noch das Nabenverhältnis berücksichtigt.

Bei einer Nachprüfung für das Laufrad nach Bild 15 mit dem Nabenverhältnis $r_i/r_a = 0,425$, $D_a = 200$ mm, $z = 3$, n

= 2400 U/min erhält man für die beiden extremen Werte

$$\beta_2 = 9^\circ \quad 21^\circ$$

$$\text{Rechnung } \epsilon = 0,372 \quad 0,74$$

$$\text{Versuch } \epsilon = 0,356 \quad 0,63$$

was in der Tendenz mit Bild 22 übereinstimmt.

Nabenverhältnis

Mit Rücksicht auf Kavitation soll der Nabendurchmesser möglichst klein sein, womit sich aber der Schaufelwinkel an der Nabe z. T. unzulässig vergrössert. Bild 23 zeigt Nabenverhältnisse r_a/r_i ausgeführter Pumpen mit Austrittswinkeln β_a zwischen 10° und 20° , wobei die Versuchswerte aber etwas tiefer liegen als die theoretischen Werte mit einem maximal zulässigen Schaufelwinkel an der Nabe [2]. Pfeleiderer hat deshalb selbst in seinem Berechnungsbeispiel für $n_q = 300$, $\beta_a 10^\circ$ anstelle des

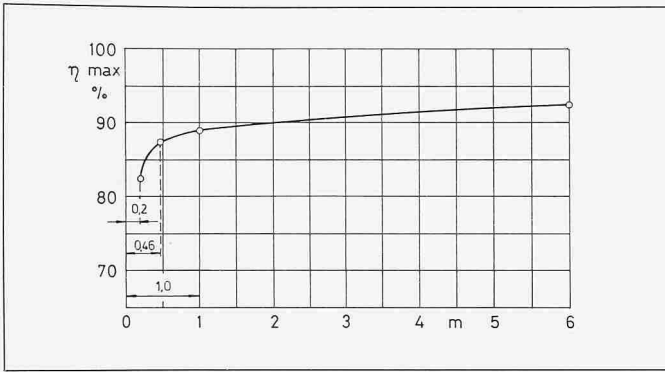


Bild 25. Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Laufraddurchmesser bei einer Axialturbine nach Lawaczek

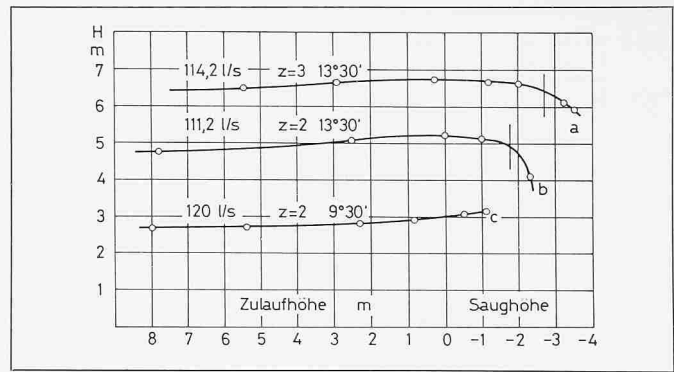


Bild 26. Kavitationsversuche an den Modellpumpen a, b, c bei 2400 U/min

Tabelle 6. Nenndaten bei Modell und Ausführung

Modellpumpe						Ausführung				
	D_2 [mm]	V [l/s]	H [m]	n [U/min]	z	β_a	D_2 [mm]	V [l/s]	H [m]	n [U/min]
a	200	124,6	5,4	2400	3	13°30'	430	500	4,1	970
b	200	124,6	3,97	2400	2	13°30'	430	500	3,0	970
c	200	119,9	2,53	2400	2	9°30'	820	2000	2,5	580

theoretischen Wertes $r_a/r_i = 3,3$ den Wert 2,4 gewählt, damit auch am inneren Durchmesser eine genügende Auseinanderstellung der Schaufeln und ein günstiger Schaufelwinkel an der Nabe erreicht wird.

Abschliessend sind damit die wichtigsten Richtwerte zur Erreichung guter Wirkungsgrade gegeben, wobei die Ausführung je nach besonderen Verhältnisse von diesen Durchschnittswerten leicht abweichen dürfen.

Wirkungsgradaufwertung

Die Versuche nach Bild 14–18 mit verschiedenen Schaufelzahlen und Schaufelwinkeln wurden an einer Pumpe mit 200 mm Laufraddurchmesser vorgenommen, die gleichzeitig als Modellpumpe für zwei grössere Ausführungen von $D_2 = 430$ und $D_2 820$ mm diente (Tabelle 6).

Bild 24 zeigt den Verlauf der gemessenen Wirkungsgrade der Pumpe a bei 200 mm und 430 mm Laufraddurchmesser. Der Förderstrom ist dabei auf den Durchmesser 430 mm umgerechnet.

In Abweichung der üblichen Aufwertungsformeln ergab sich für diesen Durchmesserbereich ein unerwartet hoher Aufwertungsexponent $\alpha = 0,39$.

Es ist

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_v} = \left(\frac{Re_v}{Re} \right)^\alpha \text{ mit } Re = \frac{u_{1a} D_{1a}}{v}$$

$$\frac{1 - 0,805}{1 - 0,75} = \left(\frac{5,02 \cdot 10^6}{9,39 \cdot 10^6} \right)^\alpha \quad \alpha = 0,39$$

Dieser Exponent α ist neben den Grössenverhältnissen auch abhängig von

Rauhigkeitseinflüssen. Sowohl Modell als auch Ausführungen wiesen gleiche absolute Rauigkeit, d.h. einen Verputzgrad, auf, wie er wirtschaftlich vertretbar und in der Praxis üblich ist.

Da es sich bei diesem hohen Aufwertungsexponenten nicht um einen Vergleich des hydraulischen Wirkungsgrades η_h , sondern um den absoluten Wirkungsgrad η handelt, können natürlich die unterschiedlichen mechanischen Verlustanteile den Aufwertungsexponenten verfälschen. Das gleiche dürfte auch beim Vergleich mit den älteren Versuchen von Lawaczek [11] nach Bild 25 zutreffen. Der Wirkungsgrad der beiden ähnlich grossen Räder 200 mm und 460 mm Durchmesser ändert von 82,5 Prozent auf 87,5 Prozent, woraus sich sogar der Exponent $\alpha = 0,4$ errechnet und damit wesentlich höher liegt als bei Aufwertungsformeln mit $\alpha = 0,1-0,25$. Auch hier zeigt sich, dass bei kleineren Pumpen und gar noch bei kleinen Leistungen die Wirkungsgrade mit wachsendem Durchmesser stärker ansteigen, als wenn man von etwas grösseren Modellpumpen ausgeht.

Kavitationsverhältnisse

Bild 26 zeigt Kavitationsversuche an der Modellpumpe $D = 200$ mm mit verschiedenen Schaufelzahlen und Schaufelwinkeln nach Ausführung a, b und c. Bei diesen Versuchen ist analog zu den Ergebnissen bei Halbaxialpumpen bei höherer Schaufelzahl das Kavitationsverhalten günstiger, d.h., es werden dabei grössere Saughöhen erreicht. Für die Messwerte bei Zulaufhöhen wurde eine Zubringerpumpe vorgeschaltet.

Leider konnte beim Versuch c mit niedrigerem Schaufelwinkel $\beta_2 = 9^\circ 30'$ kein exaktes Ergebnis erzielt werden, weil bei einer Gesamtförderhöhe der Pumpe von ca. 2,5 m und einer Druckhöhe von 1,4 m über Laufradmitte die maximal erreichbare Saughöhe 1,1 m beträgt und deshalb ein Versuch mit grösseren Saughöhen nicht möglich war. Auch bei den Versuchen a und b konnte die Saughöhe nur soweit gemessen werden, als es die Gesamtförderhöhe abzüglich ca. 1,4 m Druckhöhe zulies.

Bei sämtlichen Versuchen ergab sich vor Eintritt der Kavitation ein Anstieg der Gesamtförderhöhe, eine Beobachtung, die auch andersorts gemacht wurde. Allerdings ging damit eine leichte Wirkungsgradsenkung einher, sobald bei der Pumpe die Zulaufhöhe in Saugbetrieb umschlug.

Obwohl die Saughöhen nicht ausgefahren werden konnten, wurden bei diesen Kavitationsversuchen Pfeleiderer-Saugzahlen von $S = 3,0-3,7$ erreicht, womit diese etwas höher liegen als die im Fachschriftentum angegebenen mittleren Werte von $S \approx 2,4$.

Literatur

- [1] Schmiedl, E.: «Untersuchungen an einer halbaxialen Spiralgehäusepumpe mit Laufrädern verschiedener Schaufelzahl und Austrittswinkel». Dissertation TU Braunschweig, 1971
- [2] Pfeleiderer, C.: «Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase». 5. Auflage. Springer Verlag, Berlin 1961
- [3] Welz, E.: Schweizer Archiv, 1966: 144
- [4] NPSH bei Kreiselpumpen. Europump-Broschüre
- [5] Petermann: VDI-Z, 1963: 595/6
- [6] Schlimbach, A.: Mitt. Forsch.-Anst. Gute Hoffn.-Konzern, Okt. 1935, S. 54
- [7] Petermann/Diedrich: «Über die Förderhöhe von Axialpumpen bei geänderter Laufschaufelzahl». VDI-Z, 1. Febr. 1957
- [8] Kasperowski, E.: KSB-Mitteilungen, Nr. 14
- [9] Troskolanski, A.T.: «Kreiselpumpen», S. 249. Birkhäuser-Verlag, Basel
- [10] Stepanoff: «Radial- und Axialpumpen». S. 62. Springer-Verlag, Berlin 1959
- [11] Lawaczek: «Turbines und Pumpen». S. 91. Springer-Verlag, Berlin 1932

Adresse des Verfassers: Dr. h.c. K. Rüttschi, K. Rüttschi AG, Pumpenbau, 5200 Brugg.