

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

~~28~~

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

chen

lagen

Praxis

mit Lösungen

Von

Dipl.-Ing. Fr. Krauß

Mit 53 Abbildungen



996

Maschinenbau

aus der Sammlung Götschen
Jeder Band in Leinwand geb. RM. 1.62

Bei gleichzeitiger Abnahme gleicher oder inhaltlich zusammengehöriger
Bände treten folgende Gesamtpreise in Kraft: 10 Exemplare RM. 14.40;

25 Exemplare RM. 33.75; 50 Exemplare RM. 63.—

-
- Graphische Darstellung in Wissenschaft und Technik**
von Prof. Dr. M. Pirani und Dr. I. Runge. Mit 71 Abb. Nr. 728
- Das Maschinenzeichnen mit Einführung in das
Konstruieren** von Prof. Dipl.-Ing. W. Tochtermann.
I. Das Maschinenzeichnen. Mit 77 Tafeln Nr. 589
II. Die wichtigsten Maschinenteile in zeichnerischer und
konstruktiver Hinsicht. Mit 61 Tafeln Nr. 590
- Maschinenmeßkunde** von Dr. Ing. L. Zipperer. Mit 98 Abb. Nr. 880
- Die Kalkulation im Maschinenbau** von Stud.-Rat
Ing. H. Bethmann. Mit 61 Figuren Nr. 486
- Technisches Wörterbuch I: Die wichtigsten Ausdrücke
des Maschinen- und Schiffbaues** von Erich Krebs.
Erster Teil: Deutsch-Englisch Nr. 395
— II: Zweiter Teil: Englisch-Deutsch Nr. 396
— V: Dritter Teil: Deutsch-Französisch Nr. 453
— VI: Vierter Teil: Französisch-Deutsch Nr. 454
- Englisch für Techniker.** Ein Lese- und Übungsbuch von
Dir. Ing. Carl Volk. 2 Bände. Mit 44 Figuren Nr. 705, 706
- Statik.** I. Die Grundlagen der Statik starrer Körper von
Privatdoz. Dr.-Ing. Ferd. Schleicher. Mit 47 Abbild. Nr. 178
II. Angewandte Statik von Prof. Dipl.-Ing. W. Hauber. Mit
61 Figuren Nr. 179
- Graphische Statik** mit bes. Berücksicht. d. Einflußlinien
von Dipl.-Ing. Otto Henkel. 2 Bde. Mit 207 Fig. Nr. 603, 695
- Festigkeitslehre** von Prof. W. Hauber. Mit 56 Fig. u. 1 Taf. Nr. 288
- Aufgabensammlung zur Festigkeitslehre mit Lö-
sungen** von Dipl.-Ing. R. Haren. Neubearb. von Dipl.-Ing.
I. Furtmayr. Mit 43 Figuren Nr. 491
- Hydraulik** von Prof. W. Hauber. Mit 45 Figuren Nr. 397
- Kinematik** von Dipl.-Ing. Hans Polster. Mit 76 Abbild. Nr. 584
- Getriebelehre.** I. Geometrische Grundlagen von Dipl.-Ing.
P. Grodzki Nr. 1061
II. Angewandte Nr. 1062
Mit zahlr. r. 902, 903
- Dynamik** r. 953, 961
- Technische** r. 476, 936
2 Bde. M
Die Werk
2 Bände.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000295836

Metallurgie von Dr. August Getz. 2 Bände. Mit 21 Fig. Nr. 313, 314	
Wärmebehandlung des Stahles , sein Vergüten und Härten von Ing. O. G. Styrie. Mit 58 Abb.	Nr. 1012
Materialprüfungswesen von Prof. Dipl.-Ing. K. Memmler.	
I. Metallische Werkstoffe. Mit 40 Abbild.	Nr. 311
II. Nichtmetallische Werkstoffe und wirtschaftswichtige Verbrauchsstoffe. Mit 26 Abbild.	Nr. 312
III. Hilfsmittel der Maschinentechnik — Materialprüfungsmaschinen — Meßgeräte — Überwachung und Eichung von Prüfmaschinen. Mit 70 Abbild.	Nr. 1029
Metallographie. Von Prof. E. Heyn und Prof. O. Bauer.	
I. Die Technik der Metallographie und die Metallographie der einheitlichen Stoffe. Mit 76 Abb. und 8 Lichtbildern auf 4 Tafeln	Nr. 432
II. Die Metallographie der zusammengesetzten Stoffe, insbesondere Eisen und Kohlenstoff. Mit 42 Abbildungen und 32 Lichtbildern auf 16 Tafeln	Nr. 433
Mechanische Technologie von Geh. Hofrat Professor A. Lüdicke. 2 Bände. Mit 249 Abbildungen	Nr. 340, 341
Eisenhüttenkunde von Prof. Dr.-Ing. M.v. Schwarz. 2 Bde. Mit 86 Abbild. und 3 Tafeln	Nr. 152, 153
Textil-Industrie. I. Spinnerei und Zwirnerei von Prof. Max Gürtler. Mit 36 Abbildungen	Nr. 184
II. Weberei, Wirkerei, Posamentiererei, Spitzen-, Gardinen- und Filzherstellung v. Prof. Max Gürtler. Mit 50 Abbild.	Nr. 185
III. Wäscherei, Bleicherei, Färberei von Dr. W. Kind. Mit 26 Abbildungen	Nr. 186
Allgemeine chemische Technologie v. Dr. H. Bausch	Nr. 113
Die Leuchtgasindustrie von Dr. Arthur Fürth. Mit 50 Figuren	Nr. 907
Technische Wärmelehre (Thermodynamik) von Dipl.-Ing. K. Walther und M. Röttlinger. Mit 54 Figuren.	Nr. 242
Die Kältemaschinen und ihre dynamischen Grundlagen von Dr.-Ing. Martin Krause. Mit 71 Abb.	Nr. 1058
Heizung und Lüftung. Von Ingenieur Johannes Körting.	
I. Das Wesen und die Berechnung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Mit 24 Figuren	Nr. 342
II. Ausführung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Mit 172 Figuren	Nr. 343
Die Maschinenelemente von Ober-Ing. Friedr. Barth, neubearb. von Dr.-Ing. E. vom Ende. Mit 152 Fig.	Nr. 3
Wasserkraftanlagen von Dr.-Ing. Felix Bundschu.	
I. Allgemeines und Stauwerke. Mit 67 Abbildungen . .	Nr. 655
II. Werkwasserleitungen u. Entwurfsgrundlagen. Mit 77 Abb.	Nr. 666
Die Wasserturbinen v. Dipl.-Ing. P. Holl u. Baurat E. Treiber.	
I. Allgemeines. Die Freistrahlturbinen. Mit 86 Abbild. .	Nr. 541
II. Die Überdruckturbinen. Mit 75 Abbildungen	Nr. 542
Die Dampfkessel. Kurzgef. Lehrbuch mit Beispielen f. das Selbststudium u. den prakt. Gebrauch v. Ob.-Ing. Fr. Barth.	
I. Kesselsysteme und Feuerungen. Mit 43 Figuren . .	Nr. 9
II. Bau und Betrieb der Dampfkessel. Mit 42 Figuren.	Nr. 521

- Die Dampfmaschinen.** Kurzgef. Lehrbuch mit Beisp. für d. Selbststudium u. den prakt. Gebrauch v. Ob.-Ing. Fr. Barth.
 I. Wärme- und dampftechnische Grundlagen. Mit 64 Fig. Nr. 8
 II. Bau und Betrieb der Dampfmaschinen. Mit 115 Fig. Nr. 572
- Die Dampfturbinen, ihre Wirkungsweise, Berechnung und Konstruktion** von Prof. Dipl.-Ing. C. Zietemann. 3 Bde. Mit 291 Abb. Nr. 274, 715, 716
- Gasmaschinen und Ölmaschinen** von Ing. A. Kirschke u. Dipl.-Ing. Ernst Oehler. 2 Bde. Mit 118 Abb. u. 4 Taf. Nr. 316, 651
- Die Hebezeuge** von Prof. Dipl.-Ing. G. Tafel.
 I. Entwurf von Winden und Kranen. Mit 251 Fig. . . . Nr. 414
 II. Fördermittel im Betrieb. Mit 150 Handskizzen . . . Nr. 417
- Die Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung** von Ingenieur Professor Hermann Wilda.
 I. Die Mechanismen der Werkzeugmaschinen. Die Drehbänke. Die Fräsmaschinen. Mit 339 Abbild. Nr. 561
 II. Die Bohr- und Schleifmaschinen. Die Herstellung von Zahnrädern auf Werkzeugmaschinen. Mit 128 Abb. Nr. 562
 III. Hobel-, Shaping- und Stoßmaschinen. Sägen und Scheren. Antrieb und Kraftbedarf. Mit 98 Abbild. Nr. 821
- Die Vorkalkulation von Arbeitszeiten für spanabhebende Bearbeitung.** Von Dr.-Ing. H. Freund. Mit 66 Abbildungen und 20 Zahlentafeln Nr. 1001
- Meßwerkzeuge und Meßverfahren für metallbearbeitende Betriebe** v. Prof. Dr. G. Berndt. Mit 81 Abb. Nr. 1056
- Die Werkzeugmaschinen für Holzbearbeitung** von Dr. Karl Trautvetter. Mit 99 Abbild. Nr. 582
- Das autogene Schweiß- und Schneidverfahren** von Ing. Hans Niese und H. Krökel. Mit 49 Fig. Nr. 499
- Die elektrischen Schweißverfahren** von Hch. Krökel und Ing. Hans Niese. Mit 66 Figuren Nr. 1020
- Automobile.** Personen- und Lastautomobile sowie Elektrokarren. Von Ing. R. Thebis. Mit 77 Abbild. Nr. 948
- Eisenbahnfahrzeuge** von Reg.-Baum. a. D. H. Hinnenthal.
 I. Die Dampflokomotiven. Mit 95 Abbild. und 2 Tafeln Nr. 107
 II. Die Eisenbahnwagen und Bremsen. Neu bearbeitet von Ad. Wolff. Mit 85 Abbild. Nr. 108
- Kolonial- und Kleinbahnen** von Prof. F. Baltzer. 2 Bde. Mit 29 Textabbild. Nr. 816, 817
- Pumpen und Druckwasseranlagen** von Prof. Dipl.-Ing. R. Vogdt. Mit 117 Fig. Nr. 290
- Pumpen-Anlagen.** Aufgaben und Lösungen. Von Städt. Baurat Dipl.-Ing. Fr. Krauß. Mit 53 Abbildungen Nr. 996
- Gießereimaschinen** von Dipl.-Ing. Emil Treiber. Mit 69 Fig. Nr. 548
- Die Pressluftwerkzeuge** von Dipl.-Ing. P. Iltis. Mit 77 Abb. Nr. 493
- Die Baumaschinen** von Ing. Joh. Körting. Mit 126 Abb. Nr. 702
- Die landwirtschaftlichen Maschinen** von Dipl.-Ing. Karl Walther. 3 Bände. Mit 258 Abbild. Nr. 407—409

Sammlung Göschen

Pumpen-Anlagen

Aufgaben aus der Praxis mit Lösungen

Von

Dipl.-Ing. Fr. Krauß

Lehrer an der Staatl. Württ. Höh. Maschinenbauschule Eßlingen
(jetzt Städt. Baurat in Nürnberg)

Mit 53 Abbildungen



Berlin und Leipzig
Walter de Gruyter & Co.

vormals G. J. Göschen'sche Verlagshandlung · J. Guttentag, Verlags-
buchhandlung · Georg Reimer · Karl J. Trübner · Veit & Comp.

1928



~~I-96~~

I-301383

Alle Rechte, insbesondere das Übersetzungsrecht,
von der Verlagshandlung vorbehalten.

Druck von C. G. Röder G. m. b. H., Leipzig. 852528

Akc. Nr. 3948/51

BPK-B-563/2018

Inhaltsverzeichnis.

Literaturübersicht	Seite 4
------------------------------	------------

I. Aus dem Gebiet der Kolbenpumpen.

Aufgabe 1 über Förderhöhen, Widerstandshöhen und Indikatorgramm	5
Aufgabe 2 über den Beschleunigungswiderstand der Saugwassersäule	10
Aufgabe 3 über den Saugheber (oder Heberleitungsberechnung)	12
Aufgabe 4 und 5 über Wirkungsweise und Wasserlieferung, Höhen, Wirkungsgrade, Leistung, Wirtschaftlichkeit einer doppeltwirkenden u. einer Differentialkolbenpumpe	19
Aufgabe 6. Wasserwerk-kolbenpumpe, angetrieben durch eine Wasserkraft	32
Aufgabe 7. Kleine Wasserwerk-kolbenpumpe, tiefstehend, im Antrieb durch eine vorhandene Dampfmaschine	37
Aufgabe 8. Kleine Wasserkraftspeicheranlage mit Wasserrad und Kolbenpumpe	43
Aufgabe 9. Städtische Wasserversorgung mit Kolbenpumpe u. Wasserkraftantrieb (auch der hydraulische Widder wird berührt)	46
Aufgabe 10. Wirtschaftlicher Vergleich zwischen einer Kolben- u. Kreiselpumpe	50

II. Aus dem Gebiet der Kreiselpumpen.

Aufgabe 11. Zusammenarbeiten einer Kolbenpumpe und einer Kreiselpumpe auf eine gemeinsame Druckleitung	55
Aufgabe 12. Zusammenarbeiten zweier gleichgroßer Kreiselpumpen auf ein gemeinschaftliches Druckrohr	59
Aufgabe 13. Eine kleine Kreiselpumpe als Schöpfwerkpumpe	64
Aufgabe 14. Steigerung des Druckes oder der Durchflußmenge in langen Fallleitungen mittels Kreiselpumpe	77
Aufgabe 15. Drucksteigerung in einem Fabrikröhrennetz durch Einbau eines selbsttätigen elektrischen Kreiselpumpenwerks	86
Aufgabe 16. Zusammenarbeiten einer Kolben- u. einer Kreiselpumpe, die auch eine gemeinschaftliche Antriebsmaschine haben	96

III. Aus dem Gebiet aller möglichen Pumpenarten.

Aufgabe 17. Die verschiedenen Lösungsmöglichkeiten bei tiefliegendem, stark veränderlichem Saugwasserspiegel	103
Sachregister	123

Literaturübersicht.

- L 1) Berg, Die Kolbenpumpen, Verlag J. Springer, Berlin.
- L 2) C. Pfeleiderer, Die Kreiselpumpen, Verlag J. Springer, Berlin 1924.
- L 3) F. Neumann, Die Zentrifugalpumpen, Verlag J. Springer, Berlin.
- L 4) H. Bethmann, Die Pumpen, deren Berechnung und Konstruktion, Verlag Osk. Leiner, Leipzig.
- L 5) Matthießen-Fuchslocher, Die Pumpen, Verlag J. Springer, Berlin 1923.
- L 6) H. Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, Band I/II, 1924, Verlag J. Springer, Berlin.

Zeitschriften.

- L 7) Das Gas- und Wasserfach (abgekürzt GWF), Verlag R. Oldenbourg, München.
- L 8) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (abgekürzt Z., Jahrgang und Seite), VDI-Verlag, Berlin NW 7.
- L 9) Der Kulturtechniker (Zweimonatszeitschrift), Breslau.

Sammlung Göschchen.

- L 10) Nr. 290, Pumpen, von Vogdt.
- L 11) Nr. 397, Hydraulik, von Hauber.
- L 12) Nr. 5, Wasserversorgung der Ortschaften, von R. Weyrauch.

-
- L 13) R. Weyrauch, Hydraul. Rechnen, 1915, Verlag Wittwer, Stuttgart.
 - L 14) J. Schultze, Die Grundwasserabführung in Theorie und Praxis, Verlag J. Springer 1924.
 - L 15) Lueger-Weyrauch, Wasserversorgung der Städte, II. Band, 1916, Verlag Alfr. Kröner, Leipzig.
 - L 16) W. Kranz, Die Geologie im Ingenieurbaufach, Verlag Enke, Stuttgart. 1927.
 - L 17) A. Heinemann, Leitfaden und Normalentwürfe von Wasserleitungsprojekten für Landgemeinden, 1910, Verlag von Paul Parey, Berlin SW.
-

Aufgaben und Lösungen.

I. Kolbenpumpen.

Aufgabe 1.

Förderhöhen, Widerstandshöhen, Indikatordiagramm.

Die nachstehenden Bilder 1 und 2 erläutern die verschiedenen Begriffe von Förderhöhen. Es seien nun bestimmt worden: durch direkte Messung:

$$H''_s = 3,368 \text{ m}$$

$$H'_s = 0,400 \text{ m}$$

$$H'_d = 0,970 \text{ m}$$

$$H''_d = 60,000 \text{ m}$$

$$\text{also } H_n = 64,738 \text{ m};$$

ferner durch Ablesen vom Vakuummeter V und am Manometer M der Windkessel:

$$A_s = 273 \text{ mm Quecksilbersäule oder}$$

$$\frac{A_s}{\gamma} = 3,713 \text{ m Wassersäule}$$

$$A_d = 6,607 \text{ atü oder } \frac{A_d}{\gamma} = 66,070 \text{ m in Wassersäule } \gamma = 1$$

endlich durch Aufnahme von Indikatordiagrammen:

$$p_i = 7,46 \text{ kg/cm}^2 = 74,600 \text{ m Wassersäule}$$

$$p_{i_d} = 6,88 \text{ kg/cm}^2 = 68,800 \text{ ,, ,,}$$

$$\text{also bleibt übrig f. } p_{i_s} = 0,58 \text{ kg/cm}^2 = 5,800 \text{ ,, ,,}$$

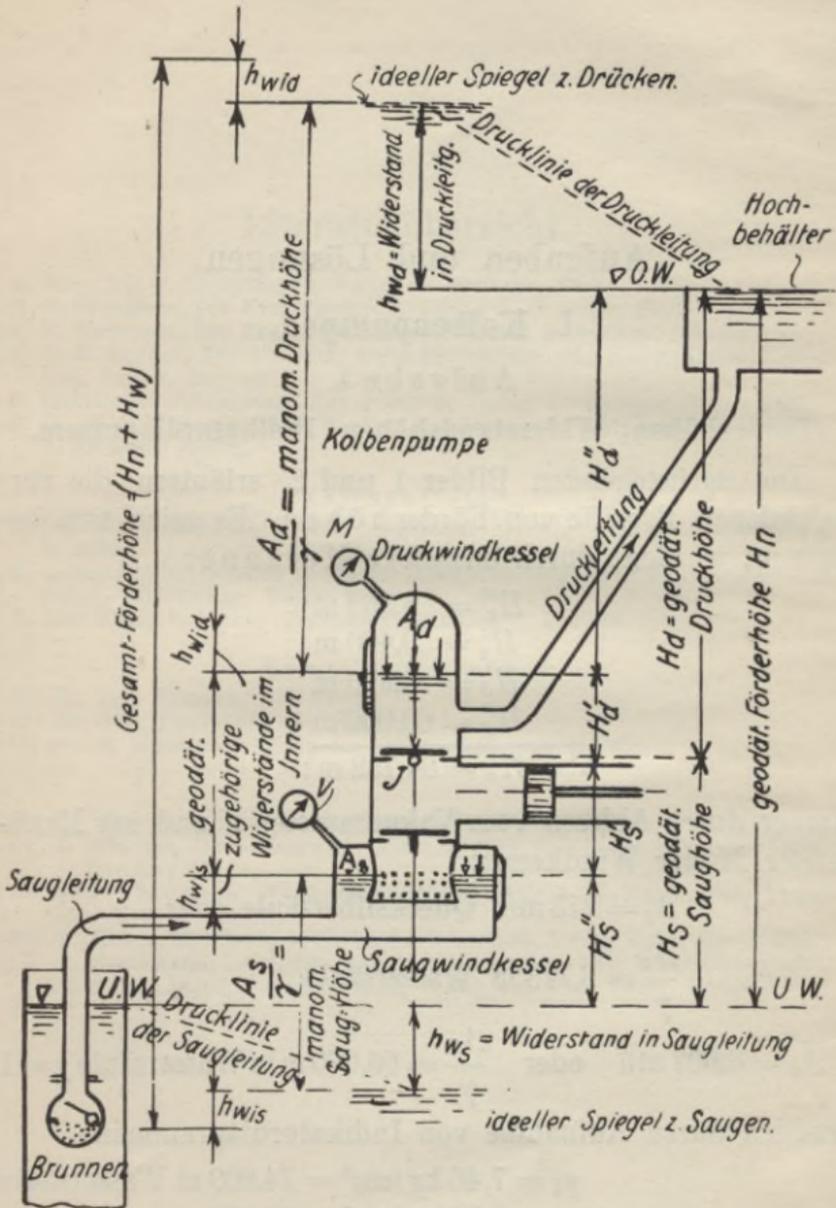


Abb. 1. Die verschiedenen Höhen bei Pumpen.

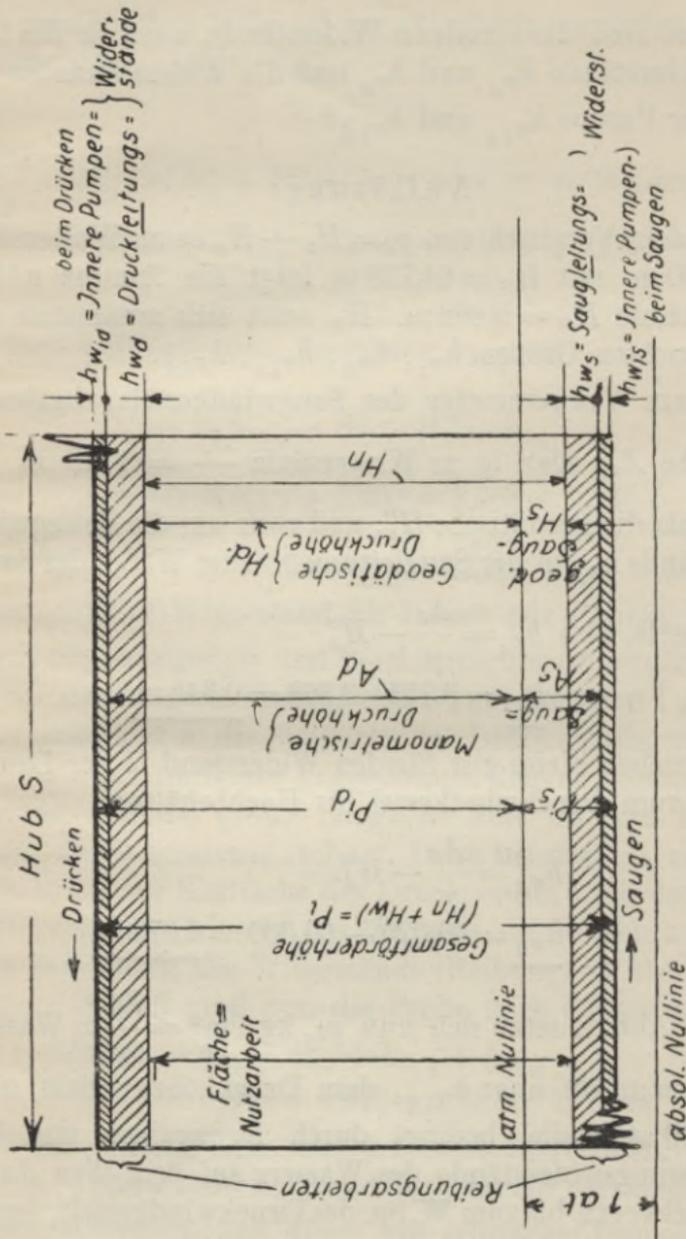


Abb. 2. Regelmäßiges Indikatordiagramm einer Kolbenpumpe. Widerstände als konstant auf ganzen Kolbenweg S angenommen.

Gefragt wird:

Wie groß sind die einzelnen Widerstände, nämlich die Leitungswiderstände h_{w_s} und h_{w_d} und die Widerstände im Innern der Pumpe $h_{w_{i_s}}$ und $h_{w_{i_d}}$?

Auflösung:

Aus dem Vergleich von $p_i = H_n + H_w$ in m Wassersäule = 74,600 m mit $H_n = 64,738$ m folgt die Summe aller Widerstände $H_w = 9,862$ m. H_w setzt sich zusammen aus den gesuchten Größen h_{w_s} , h_{w_d} , $h_{w_{i_s}}$, $h_{w_{i_d}}$.

Die am Vakuummeter des Saugwindkessels abgelesene Saughöhe A_s , oder in m Wassersäule $\frac{A_s}{\gamma} = 3,713$ m ist

größer als die geodätische H''_s , und zwar um die Bewegungswiderstände h_{w_s} in der Saugleitung bis zum W. Sp. des Saug-

windkessels, also $h_{w_s} = \frac{A_s}{\gamma} - H''_s$

$$\underline{h_{w_s} = 3,713 - 3,368 = 0,345 \text{ m.}}$$

In gleicher Weise gilt für den Widerstand in der Druckleitung vom Druckwindkessel bis Hochbehälter:

$$h_{w_d} = \frac{A_d}{\gamma} - H''_d$$

$$\underline{h_{w_d} = 66,070 - 60,000 = 6,070 \text{ m.}}$$

Nach Abb. 2 setzt sich nun $p_{i_d} \text{ kg/cm}^2 = \frac{p_{i_d}}{\gamma} \text{ m}$ Wassersäule zusammen aus: $h_{w_{i_d}}$, dem Druckhöhenverlust über der Indikatorstelle, bedingt durch Bewegungs- und Beschleunigungswiderstände des Wassers auf dem Weg durch das Druckventil bis zum W. Sp. des Druckwindkessels, ferner

der geodätischen Höhe H'_d bis ebendahin, endlich aus $\frac{A_d}{\gamma}$ m
Wassersäule = $(H''_d + h_{w_d})$

also

$$\frac{p_{i_d}}{\gamma} = h_{w_{i_d}} + H'_d + H''_d + h_{w_d}, \text{ oder in m Wassersäule}$$

$$68,800 = h_{w_{i_d}} + 0,970 + 60,000 + 6,070$$

$$\text{hieraus } \underline{h_{w_{i_d}} = 1,760 \text{ m.}}$$

Analog könnte man berechnen $h_{w_{i_s}}$ aus:

$$\frac{p_{i_s}}{\gamma} = h_{w_{i_s}} + H'_s + H''_s + h_{w_s}$$

$$5,800 = h_{w_{i_s}} + 0,400 + 3,368 + 0,345$$

$$\text{woraus } \underline{h_{w_{i_s}} = 1,687.}$$

$h_{w_{i_s}}$ ist der Widerstand im Innern der Pumpe, bedingt durch die Bewegungs- und Beschleunigungswiderstände vom W. Sp. des Saugwindkessels ab bis zum höchsten Punkt des Saugraumes, d. h. der Sitzfläche des Druckventils, wobei wir uns bei J den Indikator angeschraubt denken könnten. Man beachte, daß die größte Saughöhe stets bis zum höchsten Punkt des Saugraumes rechnet. Denn bis dorthin, z. B. nach Abb. 1, bis zur Sitzfläche des Druckventils, muß der äußere Luftdruck imstande sein, die Saugwassersäule nachzuschieben und dabei noch alle Widerstände (Reibung) zu überwinden.

Zum Schluß muß nun die Probe noch stimmen:

$$\begin{aligned} H_w &= 9,862 \text{ m} = h_{w_s} + h_{w_d} + h_{w_{i_s}} + h_{w_{i_d}} \\ &= 0,345 + 6,070 + 1,687 + 1,760 \text{ m.} \end{aligned}$$

Voraussetzung eines solchen Auseindertrennens der einzelnen Widerstände $h_{w_{i_s}}$ und $h_{w_{i_d}}$ ist ein regelmäßiges Indikator diagramm und dieses mit schwacher Indikatorfeder

(bei niedrigem Druck) so aufgezeichnet, daß man die Strecken p_i und p_{i_d} genau genug abgreifen kann.

Aufgabe 2.

Wie groß ist der Beschleunigungswiderstand beim Saugen einer Kolbenpumpe, die auf einer Kolbenseite $Q=41/\text{Sek.}$ fördert, $n=100$ Umdrehungen in der Minute macht und eine Saugwassersäule vom mittleren Querschnitt F'_s , entsprechend 125 mm Durchmesser, der mittleren Länge $L'_s=1,5$ m und dem spezifischen Gewicht γ am Kolben hängen hat.

Auflösung:

Der größte Beschleunigungswiderstand $h_{b_s \max}$ tritt nach der Lehre vom Kurbeltrieb in den Totpunkten auf, also z. B. gerade bei Beginn des Saughubs. Denn die Kolbengeschwindigkeit wechselt ständig von 0 in den Totpunkten über einen Größtwert bis wieder zu 0 im anderen Totpunkt; ihr muß sich auch die das Kolbenspiel mitmachende Wassersäule anpassen, wenn sie nicht etwa vom Kolben abreißen soll.

Die augenblickliche Wassergeschwindigkeit der zu beschleunigenden Wassersäule vom Querschnitt F'_s ist $v'_s = \frac{Q}{F'_s}$,

des Kolbens vom Querschnitt O $c = \frac{Q}{O}$.

Da sich die erstere der letzteren anzupassen hat, so müssen sich nicht nur die Geschwindigkeiten, sondern auch die Geschwindigkeitsänderungen, die Beschleunigungen b_s der Wassersäule, b_k des Kolbens, verhalten:

$$\frac{v'_s}{v_k} = \frac{O}{F'_s} = \frac{b_s}{b_k} \quad \text{oder} \quad b_s = \frac{O}{F'_s} b_k.$$

Nun ist die Masse der zu beschleunigenden Wassersäule $\frac{\gamma \cdot F'_s L'_s}{g}$ und die Beschleunigungskraft = Masse mal Beschleunigung $= \frac{\gamma \cdot F'_s L'_s}{g} \cdot b_s$.

Andererseits kann man sich die vom äußeren Luftdruck auszuübende Beschleunigungskraft als einen Druck auf den gleichen Querschnitt F'_s von der Höhe h_{b_s} des Beschleunigungswiderstandes, also von der Größe $\gamma F'_s \cdot h_{b_s}$, denken.

Daher ist

$$\gamma F'_s \cdot h_{b_s} = \frac{\gamma \cdot F'_s \cdot L'_s}{g} \cdot b_s = \frac{\gamma \cdot F'_s \cdot L'_s}{g} \cdot \frac{O}{F'_s} b_k.$$

Nach der Lehre vom Kurbeltrieb ist für den Kurbelwinkel α

$$b_k = r w^2 \cdot \left(\cos \alpha \pm \frac{r}{l} \cos 2\alpha \right)$$

$$b_{k_{\max}} = r w^2 \left(1 + \frac{r}{l} \right).$$

für $\alpha = 0$ u. 180°

Mit $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, dem gewöhnlichen Schubstangenverhältnis und der Winkelgeschwindigkeit $w = \frac{\pi n}{30}$ folgt der größte Beschleunigungswiderstand in m Wassersäule:

$$h_{b_s \max} = \frac{L'_s}{g \cdot F'_s} O \cdot r \cdot \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot 1,2.$$

Diese Gleichung geht mit der Vereinfachung $g = \pi^2$, $\frac{O s n}{60} = Q$, der Wasserförderung einer Kolbenseite beim Hub s und der Drehzahl n in der Minute, über in: $h_{b_s \max} = \sim 0,04 \cdot n Q \frac{L'_s}{F'_s}$, alle Maße in m Einheit.

Mit $L'_s = 1,5 \text{ m}$; $F'_s = 0,01227 \text{ m}^2$ (entsprechend 125 mm Durchmesser) $n = 100$, $Q = 0,004 \text{ m}^3/\text{s}$ folgt:

$$\underline{h_{b_s \text{ max}}} = \sim 0,04 \cdot 100 \cdot 0,004 \cdot \frac{1,5}{0,01227} \simeq 1,96 \text{ m Wassersäule.}$$

D. h. allein an Beschleunigungswiderstand müßte der äußere Luftdruck rund 2 m Wassersäule im vorliegenden Fall aufwenden. Man erkennt, wie wichtig es ist, bei gegebener Wasserlieferung Q der Pumpe und bei bestimmtem n , das L'_s , z. B. in Abb. 1 die der Höhe H'_s entsprechende Länge der das Kolbenspiel mitmachenden Wassersäule so klein wie möglich zu machen.

Man ordnet daher Saugwindkessel¹⁾ an, und zwar wegen H'_s so nahe wie möglich am Kolben. Sein Vorrat dient als Ausgleich zwischen dem ungleichmäßigen Wasser verlangen des Kolbens auf seinem Hub und der nahezu gleichmäßig zufließenden Wassermenge in der Saugleitung.

Die Beschleunigungswiderstände allein sind schuld, daß die Kolbenpumpe in ihrer Drehzahl beschränkt ist.

Aufgabe 3.

Der atmosphärische Luftdruck allein als Pumpe²⁾ oder der Saugheber.

Leitungswiderstände, Heberleitung mit Sammelschacht.

Ist es unvermeidlich, daß die Entfernung des abzusaugenden U. W. von der Pumpe sehr groß wird, z. B. bei zahlreichen Brunnen an gemeinschaftlicher Saugleitung, so müßte man zur Beschleunigung solcher manchmal viele km langen Saugwassersäulen die Pumpe sehr langsam anfahren oder, wie man es früher auch tatsächlich machte, besonders große Saugwindkessel anordnen. Statt ihrer hat man —

¹⁾ L 10.

²⁾ L 10.

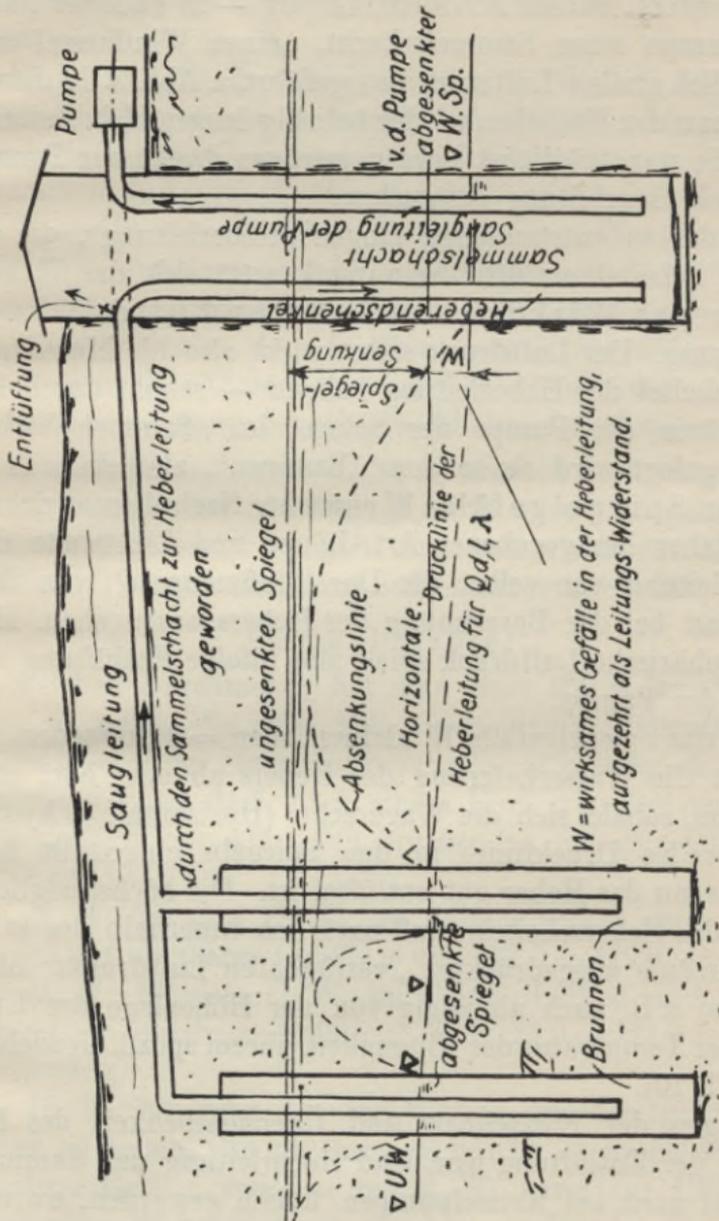


Abb. 3. Heberleitung mit Sammelschacht.

m. W. zuerst Baurat A. Thiem, Leipzig — in nächster Nähe der Pumpe einen Sammelschacht, „einen Windkessel mit unendlich großem Luftraum“, ausgeführt, s. Abb. 3. In diesen läßt man den Endschenkel der beliebig langen Heberleitung und die nun möglichst kurz gewordene direkt zur Pumpe führende Saugleitung eintauchen.

In der so entstandenen langen „Heberleitung“, die an ihrem Scheitel entlüftet sein muß, setzt sich das Wasser unter der Wirkung des äußeren Luftdrucks in Bewegung. Der Luftdruck selbst wirkt also bis hinauf auf den Scheitel der Heberleitung hebend — sobald durch Ingangsetzen der Pumpe der Spiegel im „Sammelschacht“ tiefer gelegt wird als in dem „Brunnen“, also ein wirksames Spiegelgefälle W entsteht. Nach diesem richtet sich daher bei gegebener Art, Länge und Lichtweite der Heberleitung von selbst die Durchflußmenge Q ; von ihm hat man bei der Berechnung des Hebers auszugehen. Der atmosphärische Luftdruck spielt also infolge Entlüftung die Rolle der Pumpe.

Ist das Spiegelgefälle W kleiner oder $= 0$ geworden, so nimmt die Wasserlieferung des Hebers ab oder hört auf; letzteres, sobald sich die Wagerechte (Horizontale = hydrostatische Drucklinie) in den Spiegeln eingestellt hat, auch wenn der Heber gut entlüftet ist. Die höchstmögliche Lage des Heberscheitels muß natürlich innerhalb des in m Wassersäule ausgedrückten „verfügbaren Luftdrucks“ bleiben, ist z. B. auch abhängig von der Höhenlage des Erdorts, der Temperatur der Flüssigkeit, ihrem spezif. Gewicht γ usw. (L 10).

Wegen der Einfachheit und Übersichtlichkeit des Betriebs, der Entlüftung usw. sind Heberleitung und Sammelschacht auch bei Kreiselpumpen üblich geworden, wo nur im Augenblick des Ingangsetzens, nicht aber im gleich-

bleibenden Betrieb, eine Beschleunigung der Saugwassersäule nötig ist.

Es ist für alle Wasserleitungen grundsätzlich unrichtig, ihren Durchmesser nach gewissen Faustregeln über Wassergeschwindigkeiten auszurechnen (vgl. Verfassers ausführlichen Aufsatz in L 7/1921/S. 430). Große Geschwindigkeiten, die in einem kurzen Anschlußstutzen einer Pumpe — der Billigkeit derselben wegen — zulässig erscheinen mögen, z. B. 1,5 bis ≥ 2 m/Sek., können in Leitungen von nicht einmal absonderlicher Länge schon unverhältnismäßig hohe, ganz unwirtschaftliche Druckverluste ausmachen.

Eine Berechnung des wirtschaftlichen Durchmessers (vgl. L 12/S. 98) ($d_{\text{wirtschaftl.}} = \sim 1,3 \sqrt{Q}$) braucht noch lange nicht immer maßgebend zu sein, vgl. auch unsere Aufgabe Nr. 4 u. 6. Auszugehen ist vielmehr stets vom wirksamen Spiegelgefälle W , das im Einzelfall aufgezehrt werden darf.

Zahlenbeispiel:

Welchen Durchmesser hat man einer 250 m langen Leitung zu geben, die nach Abb. 4 von einem Sammelbecken A 100 l/Sek. über einen Hochwasserdamm hinweg, der nicht verletzt werden darf, nach einem Fluß mit dem aus den Höhenzahlen der Abb. sich ergebenden Spiegelgefälle abzuführen hat?

Bei N. W. ist vom O. W. im Sammelbecken zum Flußspiegel ein nutzbares Gefälle w von $123,0 - 119,0 = 4,0$ m, bei M. W. ist vom O. W. im Sammelbecken zum Flußspiegel ein nutzbares Gefälle w von $123,0 - 121,0 = 2,0$ m vorhanden,

bei H. W. hingegen ist das Wasser um 4 m geodätisch höher zu heben, also ein Pumpen nicht zu umgehen. Das nutzbare Gefälle von 1 m bei M. W. kann zur Überwindung aller Widerstände in der Leitung bei der Wasserbe-

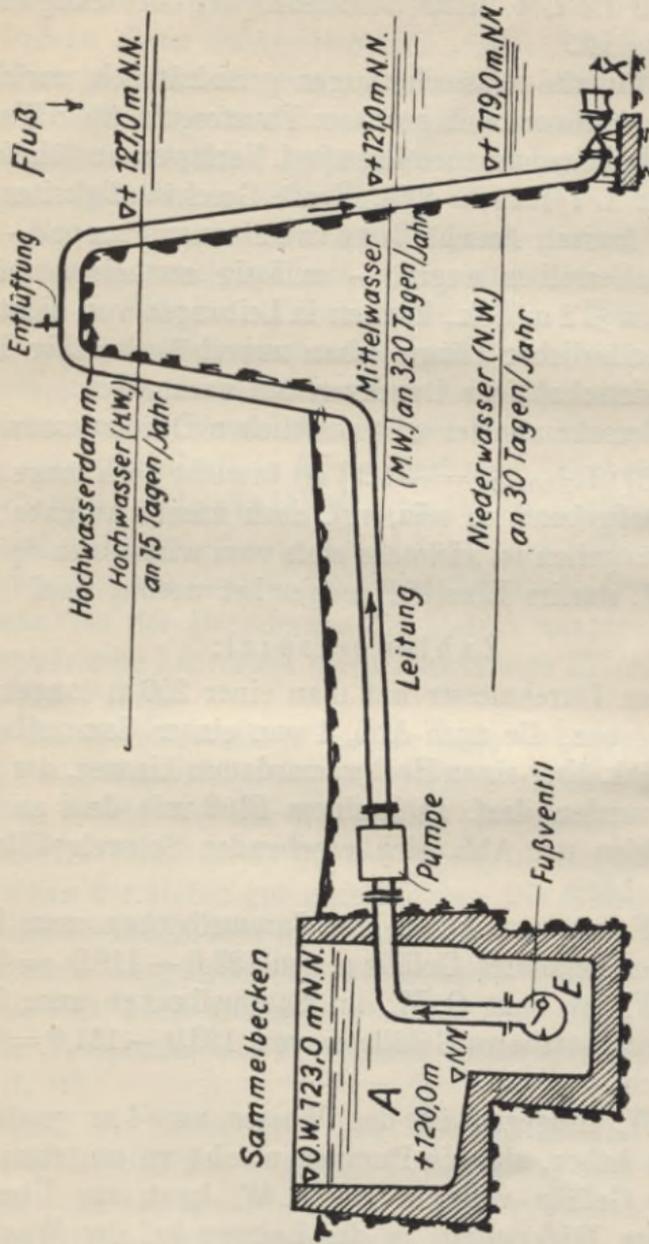


Abb. 4. Druck- und Heberleitung.

wegung vom Eintritt E bis zum Austritt X verwendet werden.

Diese Widerstände setzen sich zusammen: aus dem Eintritts- und Fußventilwiderstand bei E , den verschiedenen Krümmerwiderständen (5 mal), dem Widerstand im Absperrschieber bei X , bisher lauter sog. „besondere Leitungswiderstände“¹⁾, alle geschrieben in der Form $\zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$, wobei ζ , die Widerstandszahl, sich nach der Eigenart des betreffenden Widerstands richtet u. aus Versuchen bekannt sein muß. Endlich kommt noch der sog. allgemeine Leitungswiderstand²⁾, $h_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$ oder $= \lambda_0 \cdot \frac{Q^2}{d^5} \cdot l$, in gerader Rohrstrecke hinzu. Hierin ist λ bzw. λ_0 die sog. Widerstandszahl für gerades Rohr, $Q = 0,100 \text{ m}^3/\text{Sek.}$, d der gesuchte Durchmesser, l die Leitungslänge = 250 m (abgewickelt).

Bekanntlich ist λ bzw. λ_0 wieder von d und v abhängig, andererseits muß sich der Durchmesser nach den gegebenen Rohrnormalien richten. Man hat in der Regel Tabellen, aus denen man die Widerstandshöhen auf 100 m Leitungslänge direkt entnehmen kann. Solche gibt z. B. L 6, Bd. I, S. 366 ff. an.

Da man die „besonderen Leitungswiderstände“, ohne den Leitungsdurchmesser zu wissen, auch nicht bestimmen kann, muß man, vorbehaltlich der genauen Nachrechnung, Annahmen machen. Schätzt man die „besonderen Leitungswiderstände“ zusammen zu 0,8 m, so bleiben für den Widerstand h_r in der geraden Rohrstrecke von 250 m noch $h_r = 2 - 0,8 = 1,2 \text{ m}$ übrig, also $\frac{1,2 \cdot 100}{250} = 0,48 \text{ m}$ auf 100 m Leitungslänge.

¹⁾ L 11, S. 126 ff. ²⁾ L 10, u. L 11, S. 125.

Für 1001/Sek. = 60001/Min. und $h_r = 0,48$ m auf 100 m Leitungslänge findet man in der angeführten Tabelle in L 6, Bd I, S. 366/367 einen Durchmesser zwischen 300 und 350 mm.

Versucht man mit dem Normaldurchmesser 325 mm, so ist die Wassergeschwindigkeit $v = \frac{Q}{F} = \frac{0,100 \text{ m}^3/\text{Sek.}}{0,08296 \text{ m}^2} = 1,205 \text{ m/Sek.}$ (Man achte auf die richtigen Maßeinheiten für Q , F , v ; F schlägt man in der Regel als $\frac{\pi d^2}{4}$ für $d = 325$ mm in Tabellen nach, muß aber dann beachten, daß man, um m^2 aus mm^2 zu machen, das Komma um 6 Stellen nach links zu verschieben hat.)

$$\begin{aligned} \frac{v^2}{2g} &= 0,074 \text{ m}; \lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{v d}} = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{1,205 \cdot 0,325}} \\ &= 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{0,392}} = 0,02 + \frac{0,0018}{0,625} = 0,02288. \end{aligned}$$

$$\text{damit } h_r = 0,02288 \cdot \frac{250}{0,325} \cdot 0,074 = 1,3 \text{ m.}$$

ζ für den Eintrittswiderstand sei 0,5,
 ζ für 1 Fußventil 3,7 (L 6, Bd. I, S. 365),
 ζ für 1 Krümmer 0,2, für 5 Krümmer 1,0 } $\sum \zeta = 5,2$

$$\sum \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} = 5,2 \cdot 0,074 = 0,385 \text{ od. } \sim 0,40 \text{ m.}$$

Beim Eintritt des Wassers in die Leitung muß endlich zuerst die Druckhöhe $\frac{v^2}{2g}$ zur Erzeugung der Geschwindigkeit v in der Leitung aufgebracht werden (aus dem verfügbaren Gefälle w).

Aus dem verfügbaren w sind daher im ganzen aufzubringen:

$$\frac{v^2}{2g} = 0,074 \text{ m (die „Geschwindigkeitshöhe“),}$$

$$\sum \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,385 \text{ m (die „besonderen Leitungswiderstände“),}$$

$$\lambda \cdot \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 1,30 \text{ m (der „allgemeine Leitungswiderstand“)}$$

zus. rd. 1,76 m.

Dieser Gesamtwiderstand im Rohr von 325 mm l. W. beträgt also nur rd. 1,76 m statt des zulässigen $w = 2,0$ m. Jedoch würde der nächst kleinere Rohrdurchmesser 300 mm l. W. nicht mehr ausreichen. Oder mit anderen Worten, die durch die Rohrnormalien bedingte Lichtweite von 325 mm bedingt bei 2,0 m Spiegelgefälle einen etwas rascheren Durchfluß oder eine größere Durchflußmenge als verlangt. Sollte dies je aus irgendeinem Grunde nicht erwünscht sein, so kann man künstlich durch Schieberdrosseln Widerstand hinzuschalten und die Durchflußmenge genau auf 100 l/Sek. einregeln.

Aufgabe 4.

Eine doppeltwirkende liegende Kolbenpumpe von

$D = 194$ mm Plunscherdurchmesser

$d = 50$ mm einseitig angreifender Kolbenstange

$s = 450$ mm Hub

$n = 90$ Umdrehungen/Minute

wird mit einem Riemen (Wirkungsgrad $\eta_R = 0,97$)

von einem Elektromotor („ „ $\eta_E = 0,94$)

angetrieben.

Durch unmittelbare Messungen in achtstündigem Probebetrieb wurde bestimmt: 10 m lange Saugleitung 200 Durchmesser mit Fußventil; 450 m lange Druckleitung 150 Durchmesser; Saugwasserspiegel im Brunnen 6,20 m unter Kolben-

achse; O. W. im Hochbehälter konstant 65,45 m über Kolbenachse; Vakuummeterablesung am Luftraum des Saugwindkessels 485 mm Quecksilbersäule; Manometerablesung am Luftraum des Druckwindkessels 7,80 atü.; Abstand der Windkesselwasserspiegel 600 mm über bzw. unter Kolbenachse. Mittlerer indizierter Gesamtdruck $p_i = 8,93 \text{ kg/cm}^2$ in einem regelmäßigen Indikatordiagramm, aufgenommen in der Kolbenachse, wovon $p_{i_d} = 8,03 \text{ kg/cm}^2$. Wirkliche Wasserlieferung 33,95 l/s. Verbrauch an elektrischer Energie, dicht beim Elektromotor gemessen, 479 kWh in 8 Stunden.

In klarer, übersichtlicher Berechnung der einzelnen Werte (Höhen, Mengen, Wirkungsgrade, Leistung) wird ein Urteil über den Pumpbetrieb verlangt. Wieviel ließe sich wohl nach Inordnungbringen der Anlage bei einem Strompreis von 8 Pfennig je kWh an 1 m^3 gehobenen Wassers sparen?

Auflösung:

Der erste Teil dieser Aufgabe betrifft wie in Aufgabe 1 die verschiedenen Höhen und kann daher kurz behandelt werden unter Hinweis auf Abb. 1:

Es ist $H''_s = 6,20 - 0,60 = 5,60 \text{ m}$ Wassersäule, während 485 mm Quecksilbersäule oder $\frac{A_s}{\gamma} = 6,60 \text{ m}$ Wassersäule ist, daher $h_{w_s} = 1,0 \text{ m}$ als Bewegungswiderstand in der Saugleitung.

Rechnet man diesen Widerstand für ein Fußventil und die 10 m lange Saugleitung 200 Durchmesser nach, so findet man nach L 6/367

als sog. „allgem. Widerstand“ (in der geraden Rohrstrecke) 0,07 m
 als sog. „besonderen Widerstand“ (im Fußventil) rd. 0,31 m
zus. also 0,38 m

gegen die beobachteten 1,0 m Widerstand.

Der Unterschied ist vermutlich auf Klemmen im Fußventil oder ein Hindernis im Saugrohr zurückzuführen.

Aus dem Indikatordiagramm findet man (gemäß Abb. 2):

$$p_{i_s} = p_i - p_{id} = 8,93 - 8,03 = 0,90 \text{ kg/cm}^2$$

oder

$$\frac{p_{i_s}}{\gamma} = 89,3 - 80,3 = 9 \text{ m W.S.}$$

Diese Saughöhe der Pumpe (bis Kolbenachse = Indikatorstutzen) ist also recht hoch und die Beseitigung jedes besonderen Widerstandes besonders dringlich. Durch ihren Vergleich mit der manometrischen Saughöhe bis zur Kolbenachse, die $\frac{A_s}{\gamma} + H'_s = 6,60 + 0,60 \text{ m} = 7,20 \text{ m}$ beträgt (vgl.

Abb. 1), ergibt sich $h_{w_{i_s}} = 1,8 \text{ m}$ (Ventil- und Beschleunigungswiderstand). Analog findet man für das Drücken:

geodätische Druckhöhe über Kolbenachse 65,45 m
 ab 0,60 m bis Druckwindkesselwasserspiegel — 0,60 m,

daher geodätische Druckhöhe über W.Sp. Druckwindkessel 64,85 m.

Vergleicht man hiermit die Manometerablesung am Druckwindkessel 78,00 m,

so ergibt sich als Widerstand in der Druckleitung 13,15 m = h_{w_d}

Dieser Widerstand stimmt nach der Tabelle L 6/367 mit 2,92 m auf 100 m Länge oder 13,15 m auf 450 m Länge bei einem Leitungsdurchmesser von 150 mm überein, ist aber an sich verhältnismäßig groß in Anbetracht der Gesamtförderhöhe und der verhältnismäßig kurzen Leitungslänge von 450 m, bedingt durch eine schon zu große Was-

sergeschwindigkeit, nämlich $v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{0,034}{0,01767} = \text{rd. } 2 \text{ m/s}$
 im Druckrohr.

Je nach den Anlage- und Kraftkosten würde man nach L 12, S. 98 für einen wirtschaftlichen Durchmesser mindestens

$$d = 1,3 \sqrt{Q}$$

$$= 1,3 \sqrt{0,037} = 250 \text{ mm}$$

gewählt haben statt 150 mm.

Die zu knappe Bemessung der Leitungsweiten kommt erfahrungsgemäß oft davon her, daß die Lichtweite der Leitung nach der meist sehr knappen Stutzenweite der Pumpe gewählt wird, was grundsätzlich verkehrt ist. (Näheres hierüber L 7, 1921, S. 430 ff. und oben S. 15.)

Die manometrische Druckhöhe über Pumpenachse ist

$$78,00 + 0,60 = 78,60 \text{ m.}$$

Demgegenüber gibt das Indikatordiagramm $\frac{p_{i,d}}{\gamma}$ in m Wassersäule

$$= 80,30 \text{ m}$$

folgl. ist $h_{w_{i,d}} = 1,70 \text{ m.}$

Zur Probe hat man

gesamte geodätische Förderhöhe $6,20 + 65,45 = 71,65 \text{ m}$

und $\frac{p_i}{\gamma}$ des Indikatordiagramms $= 89,30 \text{ m}$

Summe aller Widerstände $H_w = 17,65 \text{ m,}$

die sich zusammensetzt aus $h_{w_s} = 1,0 \text{ m; } h_{w_{i,s}} = 1,8 \text{ m; } h_{w_d} = 13,15 \text{ m; } h_{w_{i,d}} = 1,70 \text{ m.}$

Wirkungsgrade:

Unter Wirkungsgrad (Nutzeffekt) versteht man stets das Verhältnis = $\frac{\text{wirklich nutzbar Gewonnenes}}{\text{Aufwand}}$.

Bei den Pumpen können nun mehrere Wirkungsgrade unterschieden werden:

a) Der Wirkungsgrad der Höhen (auch hydraulischer Wirkungsgrad genannt): $\eta_h = \frac{H_n}{H_n + H_w} = \frac{\text{Nutzförderhöhe}}{\text{Gesamtförderhöhe}}$.

Er gibt ein Urteil über den verhältnismäßigen Druckhöhenverlust, sei es in der Pumpe selbst oder in Pumpe und Leitungen, je nachdem in H_w der Druckhöhenverlust nur innerhalb der Pumpe selbst oder auch in den anschließenden Leitungen zwischen Unterwasser bis Oberwasser enthalten ist.

In unserem Fall ist $\eta_h = \frac{71,65}{89,30} = 0,802$. Durch Zergliederung des H_w in seine Einzelteile, wie oben geschehen, ersieht man, welche Widerstände übermäßig hoch sind. Danach richtet sich die Abhilfe. Wären $h_{w_{i_s}}$ und $h_{w_{i_d}}$ unmäßig groß, so lägen Fehler in der Pumpen- und Ventilkonstruktion vor, z. B. zu enge Querschnitte im Ventilkasten, zu starke Belastung der Ventile, vielleicht Hemmung in der Ventildurchführung, zu geringer Ventildurchgang u. dgl.

h_{w_s} und h_{w_d} werden durch Vergrößerung des Leitungsdurchmessers verringert.

In dem bei Kolbenpumpen meist im Verhältnis zu H_n niedrigen Widerstand (Verlust) im Inneren der Pumpe liegt der Grund für den meist höheren Gesamtwirkungsgrad der Kolbenpumpe gegenüber der Kreiselpumpe. Bei letzterer liegt der weit überwiegende Anteil am Gesamtverlust gerade im Druckhöhenverlust. Ist aber bei einer Kolbenpumpe die geodätische Förderhöhe verhältnismäßig klein, so wird der Druckhöhenverlust dazu prozentual recht groß, d. h. ungünstig, z. B. $H_n = 2 \text{ m}$, H_w für $h_{w_{i_s}} + h_{w_{i_d}} = 3 \text{ m}$, so

ist $\eta_h = \frac{H_n}{H_n + H_w} = \frac{2}{2 + 3} = 0,40$. In solchen Fällen liegt

die wirtschaftliche Grenze für das Anwendungsgebiet der Kolbenpumpe vor und es vermag die Kreiselpumpe die Kolbenpumpe auch am Gesamtwirkungsgrad zu übertreffen, z. B. bei Entwässerungspumpen, Dockpumpen (Z 1921/89).

Allgemein läßt sich daher η_h ohne Kenntnis der Einzelwiderstände nicht beurteilen.

b) Der Wirkungsgrad der Wassermengen, $\eta_v = \frac{Q_e}{Q_i}$
 = $\frac{\text{tatsächliche Wasserlieferung}}{\text{theoretische Kolbenverdrängung}}$. Dieser Wirkungsgrad wird auch Lieferungsgrad genannt (in L 10 mit μ bezeichnet), und gibt den Wassermengenverlust bei einer Kolbenpumpe an. Dieser kann bedingt sein durch Undichtigkeiten an Kolben, Ventilen, Stopfbüchsen, ferner durch den an sich in gewissem Grade unvermeidlichen verspäteten Schluß der Ventile und endlich durch Luft im Zylinder, die infolge ihrer Ausdehn- und Zusammendrückbarkeit am Kolbenspiel teilnimmt. η_v ist nun stets durch direkte Messung der Liefermenge Q_e der Pumpe zu bestimmen im Vergleich mit der theoretischen Sollmenge der Pumpe nach Hubvolumen und Drehzahl. Bei kleinen Mengen und schlecht gebauten Pumpen ist η_v kleiner als bei großen Mengen und sorgfältig gebauten und unterhaltenen. η_v läßt sich stets allgemein beurteilen und sollte etwa zwischen 0,90 bis 0,98 liegen. Im Mittel wird bei Wasserwerkspumpen z. B. 0,96 angenommen. Ist die Pumpe nicht in Ordnung, so kommt es vor, daß η_v z. B. infolge Undichtheit am Kolben oder an Ventilen schließlich jeden beliebig kleinen Werte annimmt, namentlich wenn η_v niemals nachgeprüft werden konnte oder wurde. (Verfasser hat in großen Wasserwerken bis zu 0,15 herab nachweisen können.)

Im vorliegenden Fall ist $\eta_v = \frac{33,95}{38,6} = 0,88$.

Denn Q_i einer doppeltwirkenden Kolbenpumpe von der Kolbenfläche O , der Stangenfläche o (einseitig, nur auf der Getriebeseite), dem Hub s und der Drehzahl n in der Minute, ist nämlich

$$\begin{aligned}
 Q_i &= (2O - o)sn \text{ in der Minute} \\
 &= \left(2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1,94^2 - \frac{\pi}{4} 0,5^2\right) 4,5 \cdot \frac{90 \text{ dm}^3}{60} \text{ in der Sekunde} \\
 &= (2 \cdot 2,956 - 0,196) \cdot 6,75 = 38,6 \text{ l/Sek.}
 \end{aligned}$$

$\eta_v = 0,88$ ist in Anbetracht der Größe der Pumpenförderung etwas zu niedrig. Um den vorliegenden Mangel festzustellen, wäre zu-

nächst aus dem Pumpenindikator-diagramm zu sehen, ob Luft oder Gas im Zylinder ist. Man erkennt dies an der (in Abld. 5 gestrichelten) Kompressionslinie vor dem Öffnen des Druckventils. Wenn der Kolbenweg s' bei der Expansion vor Öffnen des Saugventils = s ist, so vermag die angesaugte Luft

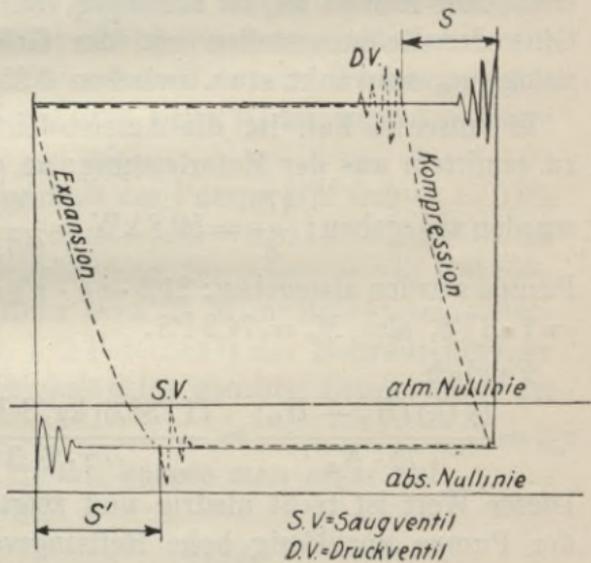


Abb. 5. Fehlerhaftes Pumpenindikator-diagramm. (Luft im Zylinder.)

durch das Druckventil nicht abzufließen (Luftsack als Fehler im Bau der Pumpe). Da in unserer Aufgabe das Indikator-diagramm als regelmäßig bezeichnet ist, kann der

Fehler nicht an Luft im Zylinder liegen, sondern an anderen Undichtheiten. Undichte Stopfbüchsen oder Kolben erkennt man meistens leichter. Undichte Ventile stellt man durch Aufgießen von Wasser auf das geschlossene Ventil fest; der Fehler wird durch Einschleifen behoben.

c) Der mechanische Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{\text{indizierte Leistung } N_i}{\text{Antriebsleistung } N_a} = \frac{(\gamma Q_i) \text{ kg/Sek.} \cdot (H_n + H_w)}{75 \cdot N_a}$$

(γ ist das spezifische Gewicht der zu hebenden Flüssigkeit, nötig zur Umwandlung von „Menge“ in „Gewicht“.)

η_m gibt die Größe der mechanischen Reibung im Getriebe der Pumpe an, ist abhängig von der Zahl, Art und Güte der Reibungsstellen und der Größe der Gesamtleistung. η_m schwankt etwa zwischen 0,85 und 0,98.

In unserem Fall ist die Antriebsleistung der Pumpe zu ermitteln aus der Motorleistung: an den Motorklemmen

wurden abgegeben: $\frac{479}{8} = 59,8 \text{ kW} = \frac{59,8}{0,736} = 81,3 \text{ PS}$, an die

Pumpe wurden abgegeben: $81,3 \cdot \eta_E \cdot \eta_R = 81,3 \cdot 0,94 \cdot 0,97 = 74,3 \text{ PS}$, also $N_a = 74,3 \text{ PS}$.

Folglich

$$\eta_m = \frac{(\gamma Q_i) (H_n + H_w)}{75 \cdot N_a} = \frac{(1 \cdot 38,6) \text{ kg/Sek.} \cdot 89,3^m}{75 \cdot 74,3^{\text{PS}}} = 0,62$$

Dieser Wert ist recht niedrig und zeigt, daß im Getriebe der Pumpe unzulässig hohe Reibungsverluste abzustellen sind, z. B. Stopfbüchsen zu scharf angezogen sind. Man beachte hierzu die Neukonstruktionen zur Entlastung der Stopfbüchsen, z. B. L 8, Z 1928/317, D.R.P. 448231, das Verlegen der Stopfbüchsen ins Wasserbad usw. Wenn die Werte η_E und η_R nicht gemessen, sondern nur geschätzt wären, so könnten auch diese Verluste höher sein.

d) Der Gesamtwirkungsgrad ist $\eta_P = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$
 $= \frac{\gamma Q_e H_n}{75 \cdot N_a}$, faßt die hydraulischen Verluste η_v und η_h
 mit dem mechanischen Verlust η_m zusammen und gibt ein
 Maß für die Wirtschaftlichkeit der Pumpe; also

$$\eta_P = 0,88 \cdot 0,802 \cdot 0,62 = 0,438.$$

Dieser niedrige Gesamtwirkungsgrad ist bedingt durch die mangelhaften Einzelwirkungsgrade.

Man hat also in der angegebenen Nachrechnung ein sicheres Mittel, die etwaigen Fehler eines Pumpwerks einzeln aufzudecken.

Die Ersparnis auf 1 m³ gehobenes Wasser durch Inordnungbringen der Pumpe läßt sich folgendermaßen ausrechnen:

1 kWh entspricht theoretisch (d. h. beim Wirkungsgrad 1) einer Arbeit von 367 000 mkg, beim Wirkungsgrad η_P einer Arbeit von $(367\ 000 \cdot \eta_P)$ mkg.

Durch Inordnungbringen der Pumpe läßt sich $\eta_v = 0,96$, d. i. $Q_e = 37,11/\text{Sek}$, η_h mindestens = 0,811 erreichen. Durch Vergrößerung des Druckleitungsdurchmessers auf 200 mm, was für 450 lfd. m Rohr etwa 25 M/m Mehrkosten verursacht, aber nach den $5/2$ Potenzen¹⁾ der Rohrdurchmesser auch die Leistungsfähigkeit Q für gleichen Druckverlust im

Verhältnis $\frac{d_1^{\frac{5}{2}}}{d_2^{\frac{5}{2}}} = \frac{320}{76}$ erhöht, könnte man sogar auf

$$\eta_h = \frac{71,65}{71,65 + 3,5 + 3,8 + 0,38} = \frac{71,65}{79,33} = 0,904 \text{ kommen.}$$

¹⁾ L 13 (Tabelle 94). Aus Gl. $\frac{h_r}{l} = \lambda_0 \cdot \frac{Q^2}{d^5}$ folgt nämlich, daß sich bei gleichbleibendem $\frac{h_r}{l}$ und λ_0 die Wasserlieferungen Q_1 und Q_2 zweier Rohrleitungen von d_1 und d_2 Durchmesser verhalten: $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{d_1^{5/2}}{d_2^{5/2}}$.

Mit $\eta_m = 0,90$ folgt dann

$$\eta_P = 0,96 \cdot 0,904 \cdot 0,90 = 0,778 \text{ statt } 0,438.$$

Damit würde 1 m^3 auf $71,65 \text{ m}$ Nutzhöhe nur noch

$$\frac{71,65}{367 \cdot 0,778 \cdot 0,97 \cdot 0,94} = 0,276$$

$$\text{statt } \frac{71,65}{367 \cdot 0,438 \cdot 0,97 \cdot 0,94} = 0,488 \text{ kWh}$$

verbrauchen. Man würde also auf 1 m^3 $0,212 \text{ kWh}$ sparen = $1,7 \text{ Pf.}$ Nehmen wir an, daß 37 l/Sek. fortwährend gefördert werden, so gibt dies im Jahr

$$37 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 = \sim 3\,200\,000 \cdot 365 = 1\,170\,000\,000 \text{ l/Jahr} \\ = 1\,170\,000 \text{ m}^3/\text{Jahr.}$$

Es würden also $1,7 \cdot 1\,170\,000 = 20000 \text{ M/Jahr}$ gespart.

Man beachte, wie verkehrt es wirtschaftlich ist, zugunsten niedrigeren Anlagekapitals hohe Betriebskosten in Kauf zu nehmen und an Betriebskontrolle zu sparen oder, wie notwendig es ist, alle Wasserpumpwerke mindestens von Zeit zu Zeit einer solchen gründlichen Nachprüfung zu unterziehen, um rechtzeitig Mängel auszuschneiden. Eine solche Untersuchung macht sich wie hier meistens reichlich durch Ersparnisse im Betrieb bezahlt. Aber schon beim Bau von Pumpwerken sollte, mehr als früher, darauf gesehen werden, daß eine solche Kontrolle der Pumpen, z. B. des η_v durch eingebaute genaue Wassermesser (Woltman- oder Venturi-), für den Maschinenwärter oder Betriebsleiter leicht und stets möglich ist.

Aufgabe 5.

Von einer Differentialkolbenpumpe¹⁾ sind bekannt:

¹⁾ L 10.

großer Durchmesser des Stufenkolbens $D = 350$ mm,
 kleiner „ „ „ „ $d = 250$ mm,
 Hub „ „ „ „ $s = 500$ mm,

$n = 50$ Umdrehungen in der Minute,

$\eta_v = 0,95$ Lieferungsgrad (in ¹⁾ mit μ bezeichnet oder volumetrischer Wirkungsgrad),

$H_s = 3$ m geodätische Saughöhe,

$H_d = 80$ m „ Druckhöhe,

Saugrohr 250 mm Durchmesser, Druckrohr 150 mm Durchmesser.

Gesamtwirkungsgrad, einschließlich den Druckhöhenverlusten in der Leitung $\eta = 0,85$.

1. Wie ist die Wirkungsweise einer Differentialpumpe und welche Vorteile hat sie? Wie groß ist:

2. die wirkliche Fördermenge der Pumpe in m^3/h ($= \text{m}^3$ in der Stunde)?

3. der Leistungsbedarf der Pumpe in PS?

4. die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr und Druckrohr?

5. der Druckhöhenverlust in den Leitungen und in der Pumpe, wenn der Verlust durch mechanische Reibung in der Pumpe auf 2,97 PS angenommen werden kann?

Auflösung:

Zu 1. Der Stufenkolben (einer Differentialpumpe) ist auf beiden Seiten von Wasser umgeben, im Unterschied zur einfachwirkenden Kolbenpumpe. Sie hat auch nur 1 Saug- und 1 Druckventil und beide befinden sich auf der Seite der großen Kolbenfläche. Die Differentialpumpe saugt auf eine Umdrehung ein mal, nämlich auf dem Kolbenweg nach der Getriebeseite zu, und drückt auf beide Hübe, liefert aber an Menge genau soviel Wasser wie eine einfachwirkende, nämlich theoretisch $Q_i = O s n$ Raumeinheiten/Min. (Setzt man

¹⁾ L 10.

z. B. O in dm^2 und s in dm ein, so erhält man $\text{dm}^3/\text{Min.}$ oder $l/\text{Min.}$) oder man setzt O in m^2 und s in m ein, so erhält man $\text{m}^3/\text{Min.}$

Hierbei ist $O = \frac{\pi}{4} D^2$ die große Kolbenfläche.

Der Stangenquerschnitt $o = \frac{\pi}{4} d^2$ spielt also für die Wasserlieferung keine Rolle.

Der Sinn der Differentialpumpe liegt in der Verteilung der Druckarbeit auf beide Hübe. im Unterschied zur einfachwirkenden, und damit in größerer Gleichförmigkeit des Ganges und besserer Ausnutzung des Getriebes.

Da die theoretische Wasserlieferung beim Kolbenweg nach der Getriebeseite („Hingang“) $(O - o)s$ und beim Kolbenweg entgegengesetzt der Getriebeseite („Rückgang“) $Os - (O - o)s = os$ ist, so ist die theoretische Wasserlieferung auf beide Hübe = 1 Umdrehung Os und auf n Umdrehungen = 1 Min. $Q_i = Os n$, wie oben angegeben. Will man nun die Wasserlieferung (Menge) auf dem Hingang mit der auf dem Rückgang ausgleichen, so muß man $(O - o)s = os$ oder $o = \frac{O}{2}$, $d = D \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$ machen. Die

Differentialpumpe ist daher äußerlich schon an einer sehr kräftigen Kolbenstange (auch Stufenkolben genannt) zu erkennen: $d = 250 \text{ mm}$ im vorliegenden Beispiel, wo $o = \frac{O}{2}$ nicht genau stimmt.

Statt der Menge kann man auch die Arbeit auf jeden Hub ausgleichen und erhält aus der Arbeitsgleichung

$$\underbrace{Os \cdot H_s + (O - o)s \cdot H_d}_{\text{auf dem „Hingang“}} = \underbrace{os H_d}_{\text{auf dem „Rückgang“}}$$

oder

$$o = \frac{O H_s + H_d}{2 H_d},$$

was mit den vorliegenden Zahlen des Beispiels annähernd zusammenstimmt.

Zu 2. Die theoretische Wasserlieferung (nach Hubvolumen und Drehzahl) ist bei einer Differentialpumpe, wie oben nachgewiesen, $Q_i = O s n$ in der Min., in dm gerechnet:

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi}{4} 3,5^2 \cdot 5 \cdot 50 = 9,62 \cdot 250 \\ &= 2405 \text{ l/Min.} \\ &= 144,30 \text{ m}^3/\text{h.} \end{aligned}$$

Die wirkliche Wasserlieferung Q_e ist um η_v kleiner,

$$Q_e = \eta_v \cdot Q_i = 0,95 \cdot 144,3 = \underline{137 \text{ m}^3/\text{h.}}$$

Zu 3. Der Leistungsbedarf ist

$$N_a = \frac{(\gamma Q_e) \cdot H_n}{75 \cdot \eta} \text{ PS} = \frac{1 \cdot \left(\frac{137 \cdot 1000}{60 \cdot 60} \right) \text{ l/Sek.} \cdot 83}{75 \cdot 0,85} = 49,4 \text{ PS.}$$

Zu 4. Die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr

$$\begin{aligned} v_s &= \frac{137/3600}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,25)^2} = 0,775 \text{ m/Sek.} \end{aligned}$$

Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr

$$v_d = \frac{137/1000}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,15)^2} = 2,16 \text{ m/Sek.}$$

Zu 5. Wenn der Verlust durch mechanische Reibung an der Pumpe die (Leerlaufleistung) 2,97 PS oder $\frac{2,97}{49,4} = 6\%$ betrug, so ist der mechanische Wirkungsgrad $\eta_m = 0,94$.

Aus $\eta = 0,85 = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = 0,95 \cdot \eta_h \cdot 0,94$ folgt dann:

$$\eta_h = \frac{0,85}{0,95 \cdot 0,94} = 0,951.$$

$$\text{Da nun } \eta_h = \frac{H_n}{H_n + H_w} \text{ oder } H_w = \frac{H_n}{\eta_h} - H_n = \frac{83}{0.951} - 83,$$

so folgt

$$H_w = 87,3 - 83 = 4,3 \text{ m,}$$

die sich auf Ventil- und Beschleunigungswiderstände im Innern der Pumpe und eventuell auf äußere Leitungswiderstände verteilen.

Aufgabe 6.

Eine Stadt will ihre vorhandene Wasserkraftanlage, eine Turbine von $N_{eff} = 78$ PS bei $n = 70$ am freien Wellenende, zum Betrieb eines neuerrichtenden Wasserpumpwerks ausnützen. Das Pumpwerk müßte imstande sein, in 24 Stunden bis zu 5000 m^3 nach einem 2500 m entfernten Hochbehälter zu liefern, dessen O. W. 80 m über dem Saugwasserspiegel liegt. Die Spiegelsenkung infolge Wasserentnahme könne vernachlässigt werden, ebenso die Widerstände in der sehr kurzen Saugleitung.

1. Welche Art von Pumpen ist zu wählen, wenn man mit der vorhandenen Wasserkraft auskommen will, da elektrische Energie hohen Preis habe?

2. Welche Hauptabmessungen wird man der Druckleitung und der Pumpe geben?

3. Wie hat man sich etwa die spätere Erweiterung des Pumpwerks auf $1\frac{1}{2}$ fache Förderung zu denken?

Auflösung:

Die nötige Antriebsleistung einer Kolbenpumpe wäre

$$N_a = \frac{5000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} \cdot 80 \cdot \eta \quad \text{oder}$$

bei unmittelbarem Antrieb der Kolbenpumpe von der Turbinenwelle:

$$\text{der Gesamtwirkungsgrad } \eta = \frac{57,81/\text{Sek.} \cdot 80}{75 \cdot 78} = 0,791.$$

Einen derartig hohen Gesamtwirkungsgrad wird man nur bei einer Kolbenpumpe als dauernd gewährleistet betrachten dürfen. Eine Kreiselpumpe müßte schon mehrstufig sein und würde in Anbetracht der Förderhöhe eine viel höhere Drehzahl als $n = 70$ verlangen, also eine Riemenübersetzung und damit einen unvermeidbaren Arbeitsverlust nötig machen. Die gestellten Bedingungen vermag eine Kolbenpumpe hingegen leicht und sicher zu erfüllen. Bei ihr kann man den Gesamtwirkungsgrad η zerlegen in das Produkt $\eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$. Davon lassen sich η_v und η_m nach Erfahrungen abschätzen: $\eta_v = 0,96$ i. M. und $\eta_m = 0,90$ in Anbetracht der Größe der Pumpe, ihrem unmittelbaren Antrieb, der Zahl und Art der mechanischen Reibungsstellen (welche? wolle man sich vergegenwärtigen!).

Zu 2. Folglich darf $\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{0,791}{0,96 \cdot 0,90} = 0,914$ nicht überschreiten, d. h. nach der Begriffsbestimmung für $\eta_h = \frac{H_n}{H_n + H_w}$ darf die Gesamtförderhöhe $H_n + H_w = \frac{H_n}{\eta_h} = \frac{80}{0,914} = 87,5$ m nicht überschreiten, oder $H_w < 7,5$ m.

(Zum gleichen Ergebnis wäre man auch mit der Definitionsgleichung für η_m gelangt.) In diesen 7,5 m sind alle Widerstandshöhen zwischen U. W. und O. W. inbegriffen. Rechnet man auf Ventil- und Beschleunigungswiderstand in der Pumpe („innere Widerstände“) 4 m, so bleibt als zulässiger Widerstand in der 2500 m langen Druckleitung 3,5 m übrig, also auf 100 m ... $\frac{3,5}{25} = 0,14$ m beim Durchfluß von 57,81/Sek. = 3468 l/Min. Dies erfordert einen Durchmesser für die Druckleitung, der nach L 6/366/367 zwischen 300 und 350 mm liegt.

Eine Nachrechnung mit 325 mm Durchmesser; $v = \frac{0,0578}{0,08296}$

$$= 0,697 \text{ m/Sek.}; \quad \frac{v^2}{2g} = 0,0248 \text{ m}, \quad \lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{vd}} \quad (\text{nach Lang}^1)$$

$$= 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{0,697 \cdot 0,325}} = 0,0238 \quad \text{gibt } h_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0,0238 \cdot \frac{2500}{0,325} \cdot 0,0248 = \underline{4,53 \text{ m}}, \quad \text{also zu hoch. Es dürfte}$$

auch schon mit Rücksicht auf die spätere Erweiterung der Leitungsdurchmesser eher weiter als enger zu nehmen sein. Es werde daher 350 mm Durchmesser gewählt.

Man erkennt deutlich, daß hier der Leitungsdurchmesser geradezu entscheidend ist, ob man mit der Größe der vorhandenen Wasserkraft für die verlangte Pumpenleistung noch auskommt oder nicht.

Die Hauptabmessungen der Kolbenpumpe (D, s, n) ergeben sich aus folgenden Überlegungen:

Direkte Kupplung mit der Turbinenwelle verlangt $n = 70$ für die Pumpe; die Wassermenge von 57,8 l/Sek. ist für eine einfach- oder eine differentialwirkende zu groß und läßt eine doppeltwirkende Pumpe oder besser eine doppeltwirkende Zwillingpumpe ratsam erscheinen. Bei der letzteren ist der Gleichförmigkeitsgrad der um 90° versetzten Kurbelseiten erheblich günstiger. — Einen derartigen Antrieb, sogar von senkrechter Turbinenwelle aus, zeigt z. B. das Wasserwerk Blankenstein/Ruhr, L 7/1912/S. 15 und 16. — Dann kommt auf jede doppeltwirkende Pumpe $Q_e = 28,9 \text{ l/Sek.}$ oder

$$Q_i = \frac{Q_e}{\eta_v} = \frac{28,9}{0,96} = 30,1 \text{ l/Sek.} = \frac{(20 - a) s n}{60}. \quad \text{Der Kolben-}$$

¹⁾ L 10.

stangenquerschnitt o auf der Getriebeseite werde zunächst der vereinfachten Rechnung halber vernachlässigt, so daß

$$O s = \frac{30,1 \cdot 30}{70} = 12,9 \text{ dm}^3.$$

Mit $s =$ 3 3,5 4 4,5 5 5,5 dm

bzw. $\frac{n s}{30} =$ 0,7 0,82 0,93 1,05 1,16 1,3 m/Sek.

mittlere Kolbengeschwindigkeit (zulässig höchstens bis 2,2 m/Sek.) folgt

$$O = \frac{12,9}{s} = 4,3 \quad 3,685 \quad 3,22 \quad 2,86 \quad 2,58 \quad 2,34 \text{ dm}^2$$

$$D = 234 \quad 217 \quad 203 \quad 191 \quad 181 \quad 173 \text{ mm.}$$

Wegen des Kolbenstangenquerschnitts o ist O jeweils um $\frac{o}{2}$ vergrößert zu berichtigen. Nimmt man $d = 50$ mm, d. h. $o = 0,196 \text{ dm}^2$ (— man könnte jetzt d als Kolbenstangendurchmesser genau berechnen —) $\frac{o}{2} =$ rund $0,1 \text{ dm}^2$, so folgt

$$D_{\text{korrig.}} = 236,5 \quad 220 \quad 206 \quad 194 \quad 185 \quad 176 \text{ mm.}$$

Eine Aufrundung des Durchmessers auf runde Zahlen geht hier wie gewöhnlich bei Pumpen nicht an, weil sonst die Fördermenge zu stark verändert wird. Die Auswahl von D und s richtet sich hauptsächlich nach den Normaltypen für die Getriebeabmessungen jeder Pumpenfabrik, z. B. bei 450 mm Hub wird der Zylinder für 194 mm Plunscherdurchmesser (Tauchkolben¹⁾) eingerichtet. (Scheibenkolben kommen heute nur in besonderen Fällen noch vor¹⁾).

Zu 3. Die Rücksicht auf die spätere Erweiterung des Pumpwerks ist geeignet, die oben gewählten Anordnungen nicht unwesentlich abzuändern.

¹⁾ L 10.

Schon die spätere Steigerung der Wassermenge auf das $1\frac{1}{2}$ fache bedingt, da der Widerstand bei gleichbleibendem λ usw. mit dem Quadrat der Wassermenge zunimmt, eine Erhöhung des Widerstands im Druckrohr auf das 2,25fache, also statt 0,123 auf 100 m im 350-mm-Rohrdurchmesser, 0,277 auf 100 m und in 2500 m auf 6,92 m. Um also für die $1\frac{1}{2}$ fache Wassermenge noch mit der begrenzten Turbinenleistung von 78 PS_e und ohne Hinzulegen eines neuen Druckrohres auszukommen, könnte man daran denken, die Druckrohrleitung von vornherein 400 mm weit zu machen ($v = 0,46$ für 57,8 l/Sek.), η_h auf rund 0,94 zu heben, so daß noch ein Riemenantrieb ($\eta_R = 0,97$) von der Turbinenwelle auf die Pumpenwelle möglich wäre.

Der größte Vorteil dabei wäre der, daß man auch die bei Wasserwerken übliche 100⁰/₀ige Reserve als normale Zwillingpumpe mit Riemenscheibenschwungrad ausbilden könnte.

Die für die Erweiterung nicht zu umgehende neue Betriebskraft, sei es nun eine Dieselmachine oder ein Elektromotor — eine normale Dampfpumpe kommt wohl nicht mehr in Frage, höchstens eine Lokomobile — könnte dann am einfachsten auf diese Riemenscheibenwelle geschaltet werden. Man könnte nötigenfalls alle Maschinen leicht zusammenkuppeln, brauchte nur eine Art Pumpen, lauter gleichartige und daher weniger Reserveteile. Würde man sich von vornherein zwei gleichgroße Zwillingspumpen aufgestellt denken, wovon eine die 100⁰/₀-Reserve für die erste Zeit bildet, so ließe sich bei der Erweiterung die Anschaffung einer neuen Pumpe sparen, indem die Pumpenreserve auf 33⁰/₀ heruntergedrückt würde. Auch ließe sich zeitweise jederzeit eine etwaige größere Wasserkraft, sofern sie in ihrer Größe wechselt, ausnützen.

Wollte man eine Kreiselpumpe mit der Kolbenpumpe

auf die gemeinschaftliche Druckleitung zusammenarbeiten lassen, so wäre zu beachten, daß sich bei konstantem n die Fördermenge der Kreiselpumpe nach ihrer manometrischen Förderhöhe richtet und bei steigender Förderhöhe (z. B. infolge zunehmenden Widerstandes in der gemeinschaftlichen Druckleitung) zurückgeht. (Siehe Aufgabe 11.)

Aufgabe 7.

An die liegende Dampfmaschine (D.M.), $n = 120$, eines Fabrikbetriebs soll eine Pumpe mit möglichst hohem Wirkungsgrad angehängt werden. Der Antrieb der Pumpe kann nach den nebenstehenden Skizzen (Abb. 6 bis 8) ent-

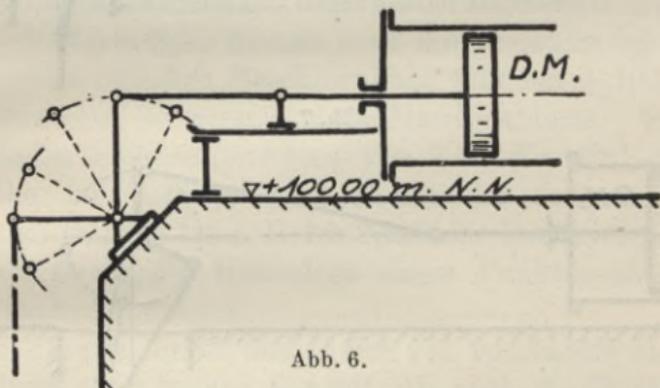


Abb. 6.

weder vom freien Wellenende oder von der verlängerten Dampfkolbenstange aus gemacht werden. Der Maschinenhausfußboden liege auf $+100,0$ m N.N. Der Gleichförmigkeitsgrad der Dampfmaschine soll durch die Pumpe möglichst wenig beeinträchtigt werden. Die Dampfmaschine ist täglich 12 Stunden im Betrieb.

Der vorhandene oder vorgeschriebene Hochbehälter ist so groß, daß er die Schwankungen zwischen Förderung und Verbrauch vollständig ausgleichen kann. Er ist 1500 m vom Maschinenhaus entfernt; sein O.W. liegt $+195,0$ m N.N.

Es wird gefragt, welche Pumpenart kommt in Frage? Wie groß werden ihre Hauptabmessungen? Welche Lichtweite ist der Saugleitung und welche der Druckleitung zu geben? Da beide aus Gußeisen gemacht werden sollen, so soll der hydraulische Druck an der tiefstgelegenen Rohrstelle $+98,5$ m N.N. am Maschinenhaus 10 atü nicht überschreiten. Wie groß ist der Leistungsbedarf der Pumpe? Wie ist die Pumpe im Vergleich zur Dampfmaschine aufzustellen?

Auflösung:

Der Saugwasserspiegel am Maschinenhaus liegt um den Saugleitungswiderstand tiefer als der abgesenkte Brunnenpiegel $+91,5$ m N.N. Nimmt man ihn vorläufig $0,5$ m tiefer an, so ist zwischen Maschinenhausfußboden $+100,0$ und anzusaugendem Wasserspiegel am Maschinenhaus $+91,0$ ein geodätischer Höhenunterschied von 9 m. Er wird, da die Saughöhe bis zum höchsten Punkt des Saugraums der Pumpe zu rechnen ist, z. B. bis Sitzfläche Druckventil, noch vermehrt durch die Höhenlage dieses Punktes über dem Maschinenhausfußboden.

Man erkennt daraus, daß es sich von vornherein um Tiefaufstellung einer Pumpe handelt, wie auch die Skizzen zeigen, und mit Rücksicht auf den Antrieb um eine Kolbenpumpe. Es könnte der Einwurf gemacht werden, ob man nicht besser im Brunnen eine Kreiselpumpe mit elektrischem Antrieb aufstellte. Sie würde weniger Raum, keine Änderung an der Dampfmaschine, geringere Anlagekosten erfordern.

Dem ist entgegenzuhalten:

Die Pumpe würde an sich zwar besser am oder im Brunnen stehen. Sie käme dann aber ins Überschwemmungsgebiet zu liegen, so daß der Motor mindestens hätte hochwasser-

frei gelegt werden müssen (gemäß Aufgabe 16 unten, z. B. Kreiselpumpe mit senkrechter Welle und obenstehendem Motor, oder Pumpe und Motor in wasserdichtem, nach oben über höchstes Hochwasser hinausragendem, besteigbarem Kesselschacht oder obenstehender Motor mit Kreiselpumpe und sog. „Tiefsaugevorrichtung“ [Wasserstrahlapparat als Vorpumpe] im Brunnen unten). Die an sich geringe Fördermenge von $\frac{54}{12} = 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ oder $1,25 \text{ l/Sek.}$ auf $(195,0 - 91,5) = 103,5 \text{ m}$ geodätische Förderhöhe würde eine verhältnismäßig recht unwirtschaftlich arbeitende Kreiselpumpe von vielleicht $40\% \div 50\%$ Wirkungsgrad bedingen, was bei hohem Strompreis noch mehr ins Gewicht fallen würde. Die Möglichkeit einer automatischen oder einer Fern-Schaltung des Motors würde hier gegenüber der Aufstellung der Kolbenpumpe im Keller des Maschinenhauses weder einfacher noch billiger werden. Würde man die Kreiselpumpe im Keller des Maschinenhauses aufstellen wollen, so hätte man Schwierigkeiten beim Anfahren, Entlüften oder Anfüllen der Saugleitung von 120 m Länge.

Es liegt also hier der Fall vor, wo die Kolbenpumpe aus verschiedenen Gründen der Kreiselpumpe vorzuziehen sein dürfte.

Die große geodätische Förderhöhe von $103,5 \text{ m}$ bei kleiner Wassermenge und ein guter Gleichförmigkeitsgrad zwingen zur Differentialpumpe.

$$Q_e = 1,25 \text{ l/Sek.}; \quad Q_i = \frac{1,25}{0,83} = 1,5 \text{ l/Sek.} = 90 \text{ l/Min.} = 0,8 \text{ n.}$$

$n = 120$, durch den direkten Antrieb gegeben; die mittlere

Kolbengeschwindigkeit $c_m = \frac{n s}{30}$ wird zwecks guter Saug-

fähigkeit klein gehalten, $\frac{ns}{30} = 4s = 0,8 \text{ m/Sek.}$, also
 $s < 200 \text{ mm} = 2 \text{ dm}$. Mit $s = 2 \text{ dm}$ würde $O = \frac{90}{2 \cdot 120}$
 $= 0,375 \text{ dm}^2$; $D = 69 \text{ mm}$. Oder mit $D = 80$ würde
 $s = 150 \text{ mm}$, $c_m = 0,6 \text{ m/Sek.}$, d etwa $= 0,7 D$.

Wenn der Lieferungsgrad $\eta_v = 0,83$ etwas niedrig ange-
 nommen wurde, so hat dies hier bei der Kleinheit der Pumpe
 wenig zu bedeuten. Wenn er in Wirklichkeit, wie zu er-
 warten, besser ist, so fördert die Pumpe etwas mehr. Durch
 teilweises Öffnen eines Umlaufventils an der Pumpe könnte
 man sich leicht helfen, wenn die Fördermenge genau ein-
 gehalten werden müßte.

Die Differentialpumpe könnte nach Abb. 6 und 7 stehend,
 nach der letzten Abb. 8 liegend sein.

Der Leistungsbedarf ist $N_a = \frac{\gamma Q_i (H_n + H_w)}{75 \cdot \eta_m}$. Hierin
 ist H_w noch nicht bekannt, während η_m zu 0,8 angenommen
 werden kann.

Für 75 l/Min. $= Q_e$ werde der Durchmesser der Sauglei-
 tung zu 60 mm; Widerstand auf 120 m Länge: $h_r = 0,63 \text{ m}$.

Wenn am Pumpwerk auf + 98,5 m N.N. der Druck nicht
 über 10 atü = 100 m steigen soll, so darf er höchstens 198,5 m
 betragen, folglich bleibt ein Gefälle vom gedachten Ober-
 wasserspiegel am Pumpwerk auf + 198,5 m N.N. bis zum

O.W. + 195,0 N.N. im 1500 m entfernten Hochbehälter von
 3,5 m oder auf 100 m Länge $\frac{3,5}{15} = 0,233 \text{ m}$. Dies verlangt

für 75 l/Min. einen Rohrdurchmesser von 70 mm. Genau ist
 dann h_r in der Druckleitung 3,72 m. Der Widerstand im
 Innern der Pumpe werde zu 4 m geschätzt, dann ist

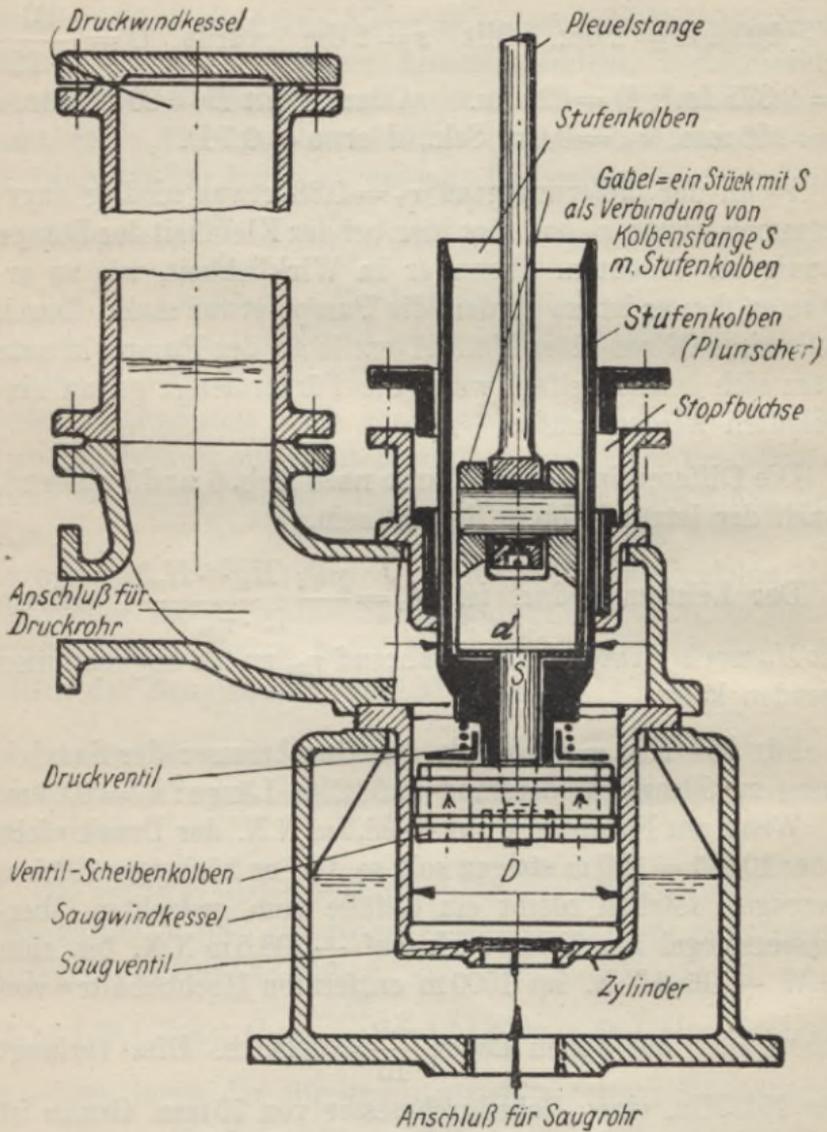


Abb. 9. Kleine Differentialpumpe.

$$H_w = 0,63 + 3,72 + 4,0 = 8,35 \text{ m, damit } H_n + H_w = 103,5 \\ + 8,35 = 111,35 \text{ m und } N_a = \frac{1,5 \cdot 111,35}{75 \cdot 0,80} = 2,8 \text{ PS.}$$

Der abgesenkte Spiegel am Maschinenhaus steht auf $91,5 - 0,63 = 90,87 \text{ m N.N.}$. Läßt man mit Rücksicht auf Meereshöhe und kaltes Wasser bis zu 7 m Saughöhe zu, so darf die Sitzfläche Druckventil nicht über $97,87 \text{ m N.N.}$, muß also mindestens $2,13 \text{ m}$ unter Maschinenhausflur liegen. Der höchste Punkt des Saugraumes ist in diesem Fall die Sitzfläche Druckventil.

Stehende Anordnung dürfte wegen geringerer Reibungsstellen der liegenden vorzuziehen sein; kleinerer Hub ist dann besser. Konstruktiv würde man das Pleuelstangengelenk etwa in den Kopf der Kolbenstange S legen, der sich in dem nach außen hohlen Raum des Stufenkolbens befindet, vgl. Abbildg. 9 und 10.

In Abb. 10 ist das obere Ende des Druckwindkessels zugleich als Kurbelwellenlager ausgebildet, so daß die geschickt zusammengebaute Pumpe für jeden Antrieb eingerichtet werden kann.

Aufgabe 8.

Kleine Wasserkraftspeicheranlage.

In einer ganz entlegenen kleinen Gemeinde betreibt ein Wasserrad von $n = 10$ und $N = 8 \text{ PS}$ eine Mühle und versorgt die wenigen Häuser mit elektrischem Strom. Der Anschluß an eine Überlandzentrale lohnt sich nicht. Die Auf-

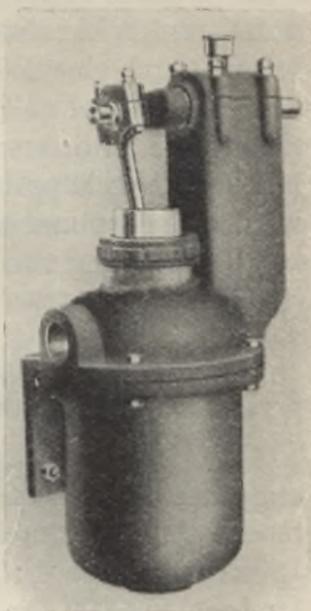


Abb. 10. Perkeopumpe
(ähnlich Abb. 9).

stellung einer Akkumulatorenbatterie und eines Umformers soll vermieden werden.

So ist der Gedanke aufgetaucht und soll durchgerechnet werden, ob und wie die örtlich sehr günstigen Verhältnisse: recht nahe steile Anhöhe mit brauchbarem Bruchstein, zu einer Wasserkraftspeicheranlage kleinen Stils ausgenutzt werden könnten. Während 14 Nachtstunden soll Bachwasser durch eine 250 m lange Leitung auf 200 m Höhe über dem Bachspiegel gefördert und innerhalb 4 Stunden als Zusatzenergie zur Stromversorgung an eine Turbine ($\eta_T = 0,80$) mit direkt gekoppeltem Generator ($\eta_g = 0,94$) abgegeben werden. Im Sommer soll die hydraulische Anlage nach Bedarf zur Bewässerung von Garten und Feld Verwendung finden.

Auflösung:

Die große Förderhöhe im Zusammenhang mit kleiner Wassermenge läßt hier nur eine

Kolbenpumpe

angezeigt erscheinen. Auch paßt diese für den langsam laufenden Antrieb durch das Wasserrad. Ein Zahnrad- oder Riemenvorgelege 1:6 mit $\eta = 0,97$ gibt eine brauchbare Drehzahl $n = 60$ für die Pumpe.

Die an der Pumpe zur Verfügung stehende Leistung ist dann

$$N_a = 0,97 \cdot 8 = 7,76 \text{ bis } 0,96 \cdot 8 = 7,68$$

im Mittel 7,7 PS.

$$\text{Sie vermag dann nach } N_a = \frac{Q \text{ l/Sek.} \cdot H_n^m}{75 \cdot \eta} \dots Q = \frac{75 \cdot \eta \cdot N_a}{H_n}$$

$$= \frac{75 \cdot 0,85 \cdot 7,7}{200} = 2,45 \text{ l/Sek. zu heben, wobei der Gesamt-}$$

wirkungsgrad η der Pumpe zu 0,85 vorläufig angenommen wird.

Beim Herabfließen des Wassers innerhalb 4 Stunden fließen also $\frac{14 \cdot 2,45}{4} = 8,571$ l/Sek. durch das Steig- und Fallrohr.

Sie bedingen im $\begin{matrix} 100 \text{ Durchmesserrohr } 3,90 \text{ m} \\ 125 \text{ Durchmesserrohr } 1,30 \text{ m} \end{matrix}$ je auf 250 m Leitungslänge, so daß es sich fragt, ob der Gewinn von 2,6 m auf 200 m = ca. 1,3 % Mehrenergie den Mehraufwand an Anlagekapital für den größeren Rohrdurchmesser lohnt. Wir entscheiden uns für 100 mm Durchmesser, in der Annahme, daß größere Wassermengen, auch zeitweise, nicht vorkommen. Dann ist die manometrische Förderhöhe der Pumpe infolge des Steigleitungswiderstandes von 0,35 m beim Durchfluß von 2,45 l/Sek. im Rohr 100 Durchmesser 200,35 m, und zuzüglich der Widerstandshöhe von $\sim 3,65$ m im Innern der Pumpe (angenommen) folgt $H_n + H_w = 204$ m, damit $\eta_h = \frac{200}{204} = 0,98$.

Nimmt man $\eta_v = 0,96$ und $\eta_m = 0,90$ an, so folgt der Gesamtwirkungsgrad $\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = \text{rd. } 0,85$, wie oben angenommen.

Der Wirkungsgrad der Falleitung ist $\frac{200}{203,9} = \text{rd. } 0,98$.

Damit der Gesamtwirkungsgrad der Anlage:

$$\begin{matrix} \text{Zahnradvorgelege} & \times & \text{Pumpe} & \times & \text{Falleitung} & \times & \text{Turbine} & \times & \text{Generator} & = & \text{Anlage} \\ 0,965 & & \times 0,85 & & \times 0,98 & & \times 0,80 & & \times 0,94 & = & 0,605, \end{matrix}$$

was ein recht brauchbarer Gesamtwirkungsgrad ist, so daß sie den Wettbewerb mit einer Akkumulatorenbatterie und Umformer in Betriebssicherheit, Einfachheit, Unterhaltung usw. wohl aufnehmen kann.

Statt 8 PS werden auf 4 Stunden gewonnen:

$$0,605 \cdot \frac{4}{14} \cdot 0,736 \cdot 8 \text{ kW} = 10,2 \text{ kW}$$

oder im ganzen $4 \cdot 10,2 = 40,8$ kWh.

Die Ausführung der Turbine und des Generators könnte z. B. mit einer „Selbstregelnden Kleinwasserdynamo“ der

Turbinenfabrik Voith, Heidenheim an der Brenz, oder der Maschinenfabrik Eßlingen (s. Abbildung 11) geschehen.

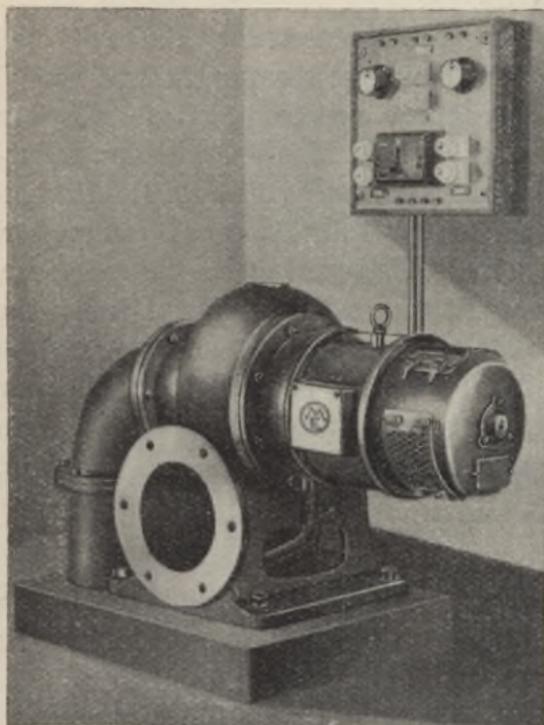


Abb. 11. Selbstregelnde Wasserdynamo.
(Maschinenfabrik Eßlingen.)

Wie ist die Anlage zu entwerfen?

Auflösung.

4000 Einwohner zu 100 l/Kopf und Tag brauchen $400 \text{ m}^3/\text{Tag}$, das sind $3,47 \text{ l/Sek.}$, wenn ununterbrochen gepumpt wird. Rundet man auf $3,5 \text{ l/Sek.}$ auf, so braucht man bei $\eta = 0,85 \div 0,90$ für eine Kolbenpumpe etwa

$$N_a = \frac{3,5 \cdot 150}{75 \cdot 0,85} = 8,23 \text{ PS zum Antrieb auf der Pumpenwelle.}$$

Aufgabe 9.

Eine dauernd 15 l/Sek. schütten-
de Quelle in der Eifel, die an einer stark abwärts geneigten Straße herauskommt, soll einen 150 m höher liegenden Luftkurort von 4000 Einwohnern mit Wasser versorgen.

Denkt man an einen Peltonradantrieb der Pumpe, so wäre, da die Nutzförderhöhe um das nötige Triebgefälle der Turbine zunimmt, N_a größer nötig, z. B. 12 PS.

Zunächst kann man jedesmal dort, wo Gefälle und mehr als nutzbar verlangtes Wasser zur Verfügung steht — hier 15 l/Sek. zur Verfügung und nur 3,5 l/Sek. nutzbar verlangt — an einen hydraulischen Widder¹⁾ denken, der die Wasserhebung bewirken könnte. Mit den Bezeichnungen der¹⁾ angeführten Beschreibung läßt sich aber

beim Verhältnis $\frac{H'}{h} = 2$	3	4	5	6	7	8	mal Q (der Triebwasser- menge)
nur eine Steigwassermenge $q = 0,35$	0,19	0,12	0,08	0,06	0,05	0,04	

erreichen. Hierbei sind unter h' und H' die unter Berücksichtigung der Leitungswiderstände in Betracht zu ziehenden Höhen h und H zu verstehen. Würde man also z. B. den Widder 50 m tiefer als die Quelle aufstellen, so würden sich

$$\text{mit } \frac{H}{h} = \frac{150 + 50}{50} = 4 \text{ etwa } 0,12 \cdot Q = 0,12 \cdot 15 = 1,8 \text{ l/Sek.}$$

heben lassen oder bei

$$\frac{H'}{h} = \frac{150 + 70}{45} = \sim 4,9 \text{ etwa } q = 0,09 \cdot 15 = 1,35 \text{ l/Sek., wenn}$$

H um 20 m Widerstandshöhe vermehrt = Steighöhe H' für die Steigleitung und h um 5 m Widerstandshöhe vermindert = Triebgefälle h' für die Triebleitung angenommen wird, Der Widder reicht also im vorliegenden Fall nicht aus.

Anders mit einem Peltonrad einer Wasserturbine (vgl. auch L 7, 1910, S. 24) und einer davon angetriebenen Pumpe. Will man die ganzen 15 l/Sek. als Triebwassermenge verwenden, also das Trinkwasser dem Unterwasser der Turbine

¹⁾ L 10 und L 8, 1910, S. 90 und 234.

entnehmen, da es auf dem Weg durch Triebleitung und Turbine nicht wohl verunreinigt werden kann, so braucht man bei einem Turbinenwirkungsgrad von 0,80 und einem Übersetzungswirkungsgrad von $0,96^2 = 0,92$ für 2 Vorgelege zwischen Turbine und Pumpe für

$$N_a = 12 = \frac{15 \cdot H}{75} \cdot 0,80 \cdot 0,92 \text{ PS.}$$

$H = \sim 81,5$ m Triebgefälle für die 15 l/Sek. in der Turbine zur Förderung von 3,5 l/Sek. Nun ist aber die Nutzförderhöhe H_n der Pumpe 231,5 m geworden, darum der nötige Leistungsbedarf der Pumpe $\frac{3,5 \cdot 231,5}{75 \cdot 0,90} = 12$ PS, wie oben angenommen.

Nun könnte man ähnlich wie in Aufgabe 6 und 8 den für eine Kolbenpumpe angenommenen Gesamtwirkungsgrad $\eta_P = 0,90$ wieder unterteilen in $\eta_v = 0,96$; $\eta_m = 0,95$ und damit $\eta_h = 0,986$, woraus $H_n + H_w = \frac{H_n}{0,986} = 235$ m, so daß für $H_w = 3,5$ m übrigbleiben.

Dann weiter wie in den angeführten Aufgaben 6 und 8.

Findet jemand die angeführten Wirkungsgrade zu hoch angenommen oder die zu fördernde Wassermenge q in l/Sek. zu klein, so müßte das Triebgefälle H für die nötige größere Leistung der Turbine vermehrt werden, bis sie wieder übereinstimmen, wie vorstehend (bei 12 PS):

Leistungsbedarf der Pumpe = Triebleistung der Turbine an die Pumpenwelle,

$$\frac{q \cdot (150 + H)}{75 \cdot \eta_P} = \frac{15 \cdot H}{75} \cdot 0,80 \cdot 0,92.$$

Hieraus ist der Einfluß der verschiedenen Wirkungsgrade auf q und H deutlich zu erkennen.

Im vorliegenden tatsächlich ausgeführten Fall ist die Druckleitung vom Pumpwerk zum Hochbehälter verhältnismäßig kurz, da sie sehr steil den Hang hinaufführt. Sie ist aus starkwandigen Gußrohren 125 mm Durchmesser ausgeführt, so daß der Widerstand in ca. 400 m Druckrohr nur etwa 0,43 m beträgt. Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr ist = 0,3 m/sek, also sehr niedrig, aber zulässig, wenn das Quellwasser weder Sand noch Schlamm führt, der sich an die Rohrwand ansetzen könnte.

Die Erweiterung oder Reserve der Antriebskraft wird durch elektrische Energie bewirkt werden; als Pumpe käme wohl eine gleiche Kolbenpumpe in Frage. (Angaben, warum wohl.)

L 17 enthält gerade über solche selbsttätige, hydraulisch betriebene Pumpwerke Tabellen und Zeichnungen der Maschinenfabrik H. Breuer & Co., Höchst a. M., sowie der Wassersäulenmaschine der Maschinenfabrik W. Lambach in Marienheide, Rheinland. Ferner wären die Wasserhebe-
maschinen der Firma Bosshard, Steiner & Co., Zürich, Bleicherweg 2/4, zu erwähnen und für größere Mengen der Hydro-
pulsor des Ottenser Eisenwerks in Altona. Auch die Firma G. Rupflin, Holben b. Lindau a. Bodensee, hat solche hydro-
motorische Pumpwerke vielfach ausgeführt.

Außer dem hydromotorischen Antrieb hat auch der Wind-
motorenantrieb etwas Bestechendes für kleine Pumpen-
werke, vgl. hierüber Z 1920, 488 und 558. Doch sind bei uns
fast alle derartigen Anlagen durch die zunehmende Verbrei-
tung elektrischer Energie stark zurückgedrängt worden,
haben aber in weniger kultivierten Ländern immer noch Be-
deutung.

Aufgabe 10.

Wirtschaftlicher Vergleich zwischen Kolben- und Kreiselpumpe.

In ein städtisches Rohrnetz sollen 4 l/Sek. Quellwasser, die sich in Privatbesitz befinden, gegen 80 m Leitungsdruck hineingepumpt werden.

Auf Anfrage bei einer Pumpenfabrik wurde angeboten:

a) eine Kolbenpumpe (K), doppeltwirkend, $D = 105$ mm, $s = 130$, $n = 118$, bei 4 l/Sek. gegen 80 m manometrisch, Leistungsbedarf an der Pumpwelle 5,75 PS, Antrieb durch Riemenschwingscheibe 1450 Durchmesser, 130 mm breit, mit Spannrolle, Elektromotor = 8 PS, $n \approx 950$, Preis für den Maschinensatz M. 2400,—.

b) eine Kreiselpumpe (Z), 7stufig, 230 l/Min. gegen 80 m manometrisch, $n = 1450$ Leistungsbedarf auf der Pumpwelle 7,1 PS., nötiger Motor 9 bis 10 PS, Preis für den Maschinensatz M. 1800,—.

Es soll zur Entscheidung der Auswahl klargelegt werden:

1. Der Gesamtwirkungsgrad jeder Pumpe in Prozent.
2. Die zu garantierende Nutzarbeit auf 1 kWh in Meter-tonnen (mt) wirklich gehobenen Wassers, wobei bei der K $\eta_{\text{Riemen}} = 0,95$ und in beiden Fällen $\eta_{\text{motor}} = 0,84$ angenommen werden soll.
3. Die Stromkosten zur Hebung von 1 m³ Wasser, wenn 1 kWh = 10 Pf.
4. Die Jahresausgabe für den Betrieb, wobei mit 15 %₀ Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals, das bei der K für mehr an Gebäude und Fundament noch um M. 800 zu vermehren sei, gerechnet werden soll; für Betriebsmittel und Wartung bei Z M. 200, bei K 300.—/Jahr, 60 000 m³ Jahresförderung.

5. Schlußfolgerung und Kritik unter Angabe der Änderungen,

wenn der Strompreis steigen oder fallen würde, das Pumpwerk in der Nähe oder abseits der Bedienung liegt (Fernschaltung, selbsttätiger Betrieb), der Raum besonders beschränkt wäre, die Förderhöhe bzw. Fördermenge stark veränderlich wäre.

Wie steht es mit der dauernden Erhaltung des Wirkungsgrades, der Abnutzung, dem nötigen Durchmesser für die Druckleitung zum Anschluß an das Rohrnetz?

Auflösung (siehe umstehend).

Zu Frage 5:

Erst bei geringerer Wasserförderung im Jahr, nämlich von rund $34000\text{m}^3/\text{Jahr}$, würde Gleichheit in den Jahresausgaben eintreten.

Je höher der Strompreis, desto ungünstiger käme die Z weg infolge ihres geringeren Wirkungsgrades. Die Hauptvorteile der Z liegen in geringeren Anschaffungskosten, geringerer Wartung, kleinerem Raumbedarf (z. B. aufstellbar in Schächten, Quellschächten), ferner darin, daß sie bei etwa geschlossenem Rohrnetz keinen schädlichen Überdruck erzeugt wie die Kolbenpumpe, der an Pumpe oder Leitungen Bruchgefahr herbeiführt (Sicherheitsventil bei K). Deshalb eignet sich die Z besser für Fernschaltung oder selbsttätigen Betrieb als die K. Die Abnutzung dürfte bei der Z größer sein als bei der K, und zwar um so mehr, je unreiner das Wasser ist, denn sie ist hauptsächlich von der Geschwindigkeit (Drehzahl) beeinflußt. Bei städtischem Fäkalwasser führen mitgeführte Sperrstoffe bei Z viel leichter zu Störungen als bei Kolbenpumpen (Erfahrungen in Berlin).

	K = Kolbenpumpe	Z = Zentrifugalpumpe
Theoret. Leistungsbedarf auf der Pumpenwelle in PS	$\frac{4 \text{ l/Sek.} \cdot 80}{75} = 4,267$	$\frac{230 \cdot 80}{60} = 4,09$
Wirklicher Leistungsbedarf in PS (nach Angabe der Pumpenfabrik)	5,75	7,1
Daher Gesamtwirkungsgrad der Pumpe (Frage 1) und Wirkungsgrad der Anlage	$\frac{4,267}{5,75} = 0,742$	$\frac{4,09}{7,1} = 0,577$
Statt 367 mt theoretisch ($\eta = 1$) leistet jetzt 1 KWh an mt (sog. Garantiezahl) (Frage 2)	$0,84 \cdot 0,96 \cdot 0,742 = 0,60$	$0,84 \cdot 0,577 = 0,485$
Bei 80 m Förderhöhe verbraucht man daher für 1 m ³ = 1 t an KWh	$367 \cdot 0,60 = 220$	$367 \cdot 0,485 = 178$
Hebungskosten für 1 m ³ in Pf. (Frage 3)	$\frac{80}{220} = 0,364$	$\frac{80}{178} = 0,45$
Hebungskosten für 60000 m ³ /Jahr in M. Anlagekapital in M 15% ₀ Kapitaldienst Wartung	3,6	4,5
Jahresausgabe für 60000 m ³ Wasserförderung	2160,— 3200,—	2700,— 1800,—
folglich stellt sich der Betrieb mit Kolbenpumpe um M. 230,— jährlich billiger (Frage 4).	480,— 300,—	270,— 200,—
	2940,—	3170,—

Ein Steigen der Förderhöhe ist bei der K in viel größerem Spielraum möglich und zulässig als bei der Z , bei der die größte Förderhöhe für eine bestimmte Drehzahl durch den Scheitel ihrer Q/H -Kurve bestimmt ist. Hingegen vermag sich die Z steigender Wassermenge bei sinkendem Druck von selbst anzupassen, die K nur durch Veränderung ihrer Drehzahl und auch dies nur in beschränktem Maße, was durch den Beschleunigungswiderstand der Wassersäule und den Ventilschlag bedingt ist. Ist die Kolbenpumpe in ihrem Windkessel richtig bemessen, so ist ihre Durchflußmenge in der Druckleitung praktisch so gleichbleibend wie bei einer Kreiselpumpe, und es ist nicht einzusehen, warum bei der Z „größere Wassergeschwindigkeiten und damit kleinere Rohrdurchmesser als bei K zulässig“ sein sollen für die Leitungen (L 10 (vgl. hierzu die ausführliche Darlegung des Verfassers in L 7, 1921 S. 430). Für „Anschlußstutzen“ von Pumpen mag dies gelten, denn hier kommt der Leitungswiderstand viel weniger in Betracht wegen der kurzen Baulänge.

Bei den Kreiselpumpen sind Windkessel unnötig, u. U. wegen gegeneinanderpendelnder Wassersäulen sogar gefährlich (Resonanz der Schwingungen).

II. Kreiselpumpen.

Die folgenden Aufgaben gehen von den Kennlinien oder der Charakteristik der Kreiselpumpen aus, das ist der Q/H -Kurve und der Wirkungsgrad- oder Nutzeffektkurve. Diese sind in L 10 oder ausführlicher in L 6, II, S. 266 ff. erklärt, so daß hier allgemein nicht mehr darauf eingegangen werden soll. Kurz zusammengefaßt: Die Kennlinie oder Q/H -Kurve drückt aus: bei den Kreiselpumpen steht für eine bestimmte Pumpe und Drehzahl, welche letztere

meistens nicht ohne weiteres verändert werden kann, die Förderhöhe in fester Abhängigkeit von der Fördermenge oder umgekehrt. — Man beachte, daß bei der Kolbenpumpe die Fördermenge ganz unabhängig ist von der Förderhöhe.

Auf denjenigen Teil der Q/H -Kurve, der, von ihrem Scheitel ab, nach dem Nullpunkt zu liegt, ändern sich Wassermenge und -höhe gleichsinnig, am Scheitel wird die größte Förderhöhe bei der angegebenen Drehzahl gerade noch, also unsicher, erreicht, auf dem vom Scheitel ab mit steigendem Q fallenden Teil der Q/H -Kurve soll daher der „Arbeitspunkt“ der Pumpe liegen. Je flacher die Q/H -Kurve auf diesem „fallenden Teile“ verläuft, um so größer ist ihr Spielraum in der Fördermenge bei verhältnismäßig geringer Abnahme an Förderhöhe. Ist der Tangentenneigungswinkel kleiner als 45° , so nimmt die Fördermenge rascher zu als die Förderhöhe abnimmt, es steigt also der Leistungsbedarf. Gleichzeitig nimmt in der Regel dabei auch der Wirkungsgrad noch ab, so daß der Leistungsbedarf

$$N_a = \frac{(\gamma Q) \text{ kg/Sek.} \cdot H}{75 \cdot \eta}$$

erst recht zunimmt, also gerade bei sinkender Förderhöhe die Gefahr der Überlastung des Antriebsmotors einzutreten pflegt.

Liegt ein Arbeitspunkt oberhalb der Q/H -Kurve, so ist für den Fall diese Pumpe ungeeignet; liegt er innerhalb der Q/H -Kurve, so läßt sich durch Hinzufügen von Höhe, z. B. von Widerstandshöhe, d. h. durch Drosseln, die Q/H -Kurve zwar erreichen, aber der hinzugefügte Widerstand bedeutet einen meist erheblichen Energieverlust und ist daher möglichst zu vermeiden. Die Regulierung der Wassermenge bei der Kreiselpumpe durch Drosseln, natürlich in der Druckleitung am Schieber, ist also sehr einfach und praktisch, aber wirtschaftlich unbefriedigend.

Aufgabe 11.

Zusammenarbeiten einer Kolben- und einer Kreiselpumpe auf eine gemeinschaftliche Druckleitung.

Eine doppeltwirkende Kolbenpumpe ist gegeben durch: Kolbendurchmesser $D=194\text{ mm}$, $d=40\text{ mm}$ Kolbenstangendurchmesser einseitig, $s=250\text{ mm}$, $n=120$; $\eta_v=0,96$, die Kreiselpumpe durch die in Abb. 12 gezeichneten Kennlinien für $n=1450$.

Die geodätische Förderhöhe ist 40 m konstant. Wenn die Kolbenpumpe allein auf die Druckleitung arbeitet, so wurden im ganzen 2 m Widerstandshöhe in der Leitung beobachtet.

Wieviel fördert:

1. die Kolbenpumpe allein?
2. die Kreiselpumpe allein?
3. Kolben- und Kreiselpumpe, wenn sie zusammenarbeiten, und wie verteilt sich diese Fördermenge auf jede einzelne Pumpe?
4. Unter welchen Bedingungen lassen sich $250\text{ m}^3/\text{h}$ erreichen?

Auflösung:

1. Die Kolbenpumpe allein fördert $Q_e = 0,96 Q_i$

$$Q_i = (2O - o) \cdot s \cdot n \text{ in der Minute, in dm gerechnet}$$

$$= (2 \cdot 2,9559 - 0,125664) 2,5 \cdot 120 / \text{Min.} = 1735,51 / \text{Min.}$$

damit $Q_e = 100\text{ m}^3/\text{h}$ (Frage 1).

2. Ins Diagramm ist bei $H_n = 40,0\text{ m}$ die konstante geodätische Förderhöhe als Gerade einzutragen. Die Widerstandshöhen über der geodätischen aufgetragen und zu ihr hinzugerechnet, geben manometrische Förderhöhen.

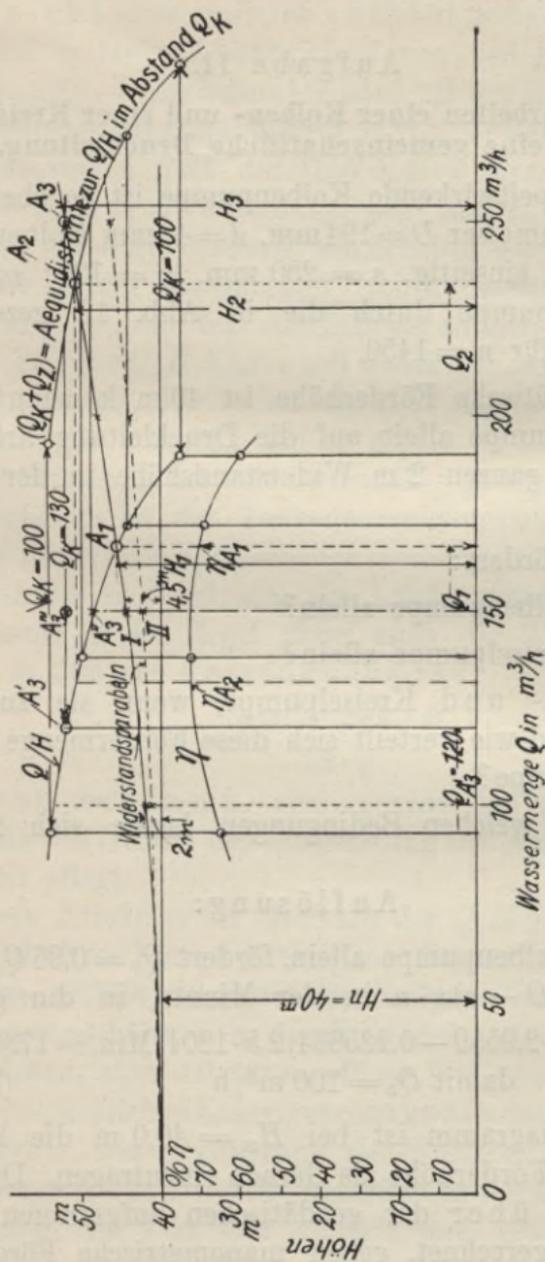


Abb. 12. Zusammenarbeiten einer Kolbenpumpe und Zentrifugalpumpe auf eine gemeinschaftliche Leitung.

Die Linie der Widerstandshöhen ist eine Parabel, denn nach der Formel von Weisbach¹⁾

$$h_r = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} \quad \text{oder}$$

mit $v = \frac{Q}{\pi d^2}$ $h_r = \lambda_o \cdot \frac{Q^2}{d^5} l$ (Dupuitsche Gl.) (L 11, S. 137)

ist $\frac{h_r}{Q^2}$ —, bei konstantem λ_o, l, d —, $\sim Q^2$,

also bei $Q = 100$	150	200	250	m^3/h
ist $h_r = 2$	$1,5^2 \cdot 2$	$2^2 \cdot 2$	$2,5^2 \cdot 2$	m.

Im Schnittpunkt dieser Widerstandsparabel I mit der Q/H -Kurve der Kreiselpumpe liegt der Arbeitspunkt A_1 , wenn die Kreiselpumpe allein arbeitet;

$$Q_1 = 166,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_1 = 45,5 \text{ m}$$

$$\eta_A = 70,5 \text{ }^0/\text{ }_0 \text{ abgelesen;}$$

$$\frac{166,500}{3600} \cdot 45,5$$

$$N_{a1} = \frac{3600}{75 \cdot 0,705} = 39,8 \text{ PS gerechnet.}$$

3. Die Kurve der Summe von $(Q_k + Q_z)$ wird gefunden, indem man jeweils auf verschiedene Abszissen das konstante $Q_k = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ an das jeweilige Q_z anträgt. Diese Äquidistante schneidet die Widerstandsparabel in A_2 , wo man abliest:

$$Q_2 = 234 = Q_k + Q_z = (100 + 134) \text{ m}^3/\text{h},$$

es ist also nicht etwa Q gemeinsam einfach $= (100 + 166,5) \text{ m}^3/\text{h}$, sondern stets kleiner, weil die Förderhöhe gewachsen ist und die Kreiselpumpenförderung beeinträchtigt hat. Durch die gemeinschaftlich geförderte Wassermenge von $234 \text{ m}^3/\text{h}$ ist also die Förderhöhe auf $H_2 = 50,75 \text{ m}$ gestiegen und daher

¹⁾ L 10 u. L 11, S. 125.

die Wassermenge der Kreiselpumpe zurückgegangen; für diese gelten die Werte

$$\left. \begin{aligned} Q_z &= 134 \text{ m}^3/\text{h} \\ H_2 &= 50,75 \text{ m} \\ \eta_{A_2} &= 0,723 \end{aligned} \right\} \text{ abgelesen,}$$

$$N_{a_{A_2}} = 34,8 \text{ PS gerechnet.}$$

Die Leistung der Kolbenpumpe ist bei unveränderter Wassermenge entsprechend der Steigerung der Förderhöhe H_2 gestiegen.

4. a) Bei der Ordinate $250 \text{ m}^3/\text{h}$ erhält man auf der Widerstandsparabel den Punkt A_3 bei $H_3 = 52,0 \text{ m}$. Zieht man durch diesen Punkt die Wagrechte, so schneidet sie die Q/H -Kurve der Kreiselpumpe in A'_3 bei $Q_{A'_3} = 120 \text{ m}^3/\text{h}$. Die wagrechte Strecke $A'_3 A_3$ gibt dann die nötige Fördermenge der Kolbenpumpe an, wenn gemeinsam $250 \text{ m}^3/\text{h}$ gefördert werden sollen. Man liest ab: Q_k in $A_3 = 130 \text{ m}^3/\text{h}$. Da bei der Kolbenpumpe die Wassermengenförderung proportional der Drehzahl ist, insofern man an D, d, s gewöhnlich nichts ändern kann, so wäre ihre Drehzahl im Verhältnis $\frac{100}{130} = \frac{120}{156}$, also auf $n = 156$ zu steigern. Ob dies möglich

ist, hängt in der Hauptsache von den Beschleunigungswiderständen der Wassersäule und den Ventilen ab; die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = \frac{ns}{30}$ wäre $= \frac{156 \cdot 0,25}{30} = 1,3 \text{ m/s}$ zulässig.

b) Wollte man den Punkt A_3 allein durch Steigerung der Fördermenge der Kreiselpumpe bei konstantem $Q_k = 100 \text{ m}^3/\text{h} = A_3 A_3''$ erreichen, so müßte die Q/H -Kurve der Kreiselpumpe durch A_3''' in der Höhe $52,0$ statt durch den Punkt A_2'' in der Höhe $48,5 \text{ m}$ gehen, d. h. sie müßte in

der Ordinate bei $150 \text{ m}^3/\text{h}$ im Verhältnis $\frac{52,0}{48,5}$ vergrößert werden. In diesem gleichen Verhältnis müßte man die Quadrate der Drehzahlen der Kreiselpumpe steigern, also $\frac{1450^2}{n_x^2} = \frac{48,5}{52,0}$, daraus $n_x = 1500$. Nur ist diese Drehzahlsteigerung meistens nicht so leicht möglich, außer z. B. bei Gleichstrom-Nebenschlußmotoren, Stufenscheiben od. dgl.

c) Würde man die Druckleitung vergrößert haben, so nähme die Widerstandsparabel II einen flacheren Verlauf, z. B. wie die gestrichelte Widerstandsparabel mit halb so großen Widerstandshöhen. Die gemeinschaftliche Förderung beider Pumpen würde dann $261 \text{ m}^3/\text{h}$ betragen, die der Kreiselpumpe allein $176 \text{ m}^3/\text{h}$.

Man erkennt den starken Einfluß der Widerstandshöhen auf die Fördermengen der Kreiselpumpen (im Gegensatz zu den Kolbenpumpen!).

Aufgabe 12.

Zusammenarbeiten zweier Kreiselpumpen auf ein gemeinschaftliches Druckrohr.

Zwei gleichartige Kreiselpumpen, die durch die Kennlinien der folgenden Zahlentafel gegeben seien, sollen durch eine 380 m lange Druckleitung von einem Sammelbrunnen nach dem Oberwasserspiegel eines Hochbehälters fördern.

Die geodätische Förderhöhe bei $Q = 0$ beträgt 17 m ; im Verhältnis zur Wasserentnahme findet jedoch eine Spiegelsenkung im Sammelbrunnen statt, wie in der Zahlentafel angegeben ist.

Jede Pumpe soll ihre eigene 20 m lange Saugleitung mit 1 Fußventil erhalten und je über ihrem Druckstutzen 1 Rück-

schlagventil und 1 Schieber. Für die verlangte Höchstmenge von etwa 90 l/Sek. sollen beide Pumpen zusammenarbeiten.

Zahlentafel:

$Q = 0 \quad 10 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 70 \quad 80 \quad 90 \text{ l/Sek.}$

H manometrisch

$= 28,7 \quad 29,5 \quad 30,2 \quad 30,5 \quad 30,0 \quad 28,5 \quad 26,1 \quad 22,7 \quad 18,5 \text{ m}$

$\eta = 0 \quad 29 \quad 50 \quad 64,5 \quad 71,7 \quad 73,5 \quad 71,0 \quad 61,7 \quad 45,5 \text{ ‰}$

Spiegelsenkung im Sammelbrunnen

$= 0 \quad - \quad - \quad 1,25 \quad - \quad 3,0 \quad - \quad 5,2 \quad - \quad 7,0 \text{ m.}$

Es sind zu bestimmen:

1. Die nötigen Lichtweiten der Saug- und Druckleitung.
2. Wassermenge, Förderhöhe, Wirkungsgrad, Leistungsbedarf, wenn eine Pumpe allein arbeitet.
3. Desgl. wenn beide Pumpen zusammenarbeiten.
4. Unter Annahme eines $\eta = 0,85$ für den Elektromotor jeder Pumpe soll für 1 m^3 gehobenes Wasser die Kurve des kWh = Verbrauchs aufgetragen werden.

Auflösung:

Nach Wahl eines Maßstabs, z. B. $20 \text{ l/Min.} = 1 \text{ mm,}$

$1 \text{ m Förderhöhe} = 4 \text{ mm,}$

$1 \text{ ‰ Wirkungsgrad} = 1 \text{ mm}$

wird die $1 Q/H$ - und η -Kurve für 1 Pumpe aufgetragen (Abb. 13). Die Kurve für das Zusammenarbeiten der 2 Pumpen erhält man durch Verdoppelung der Abszissen der $1 Q/H$ über sich selbst hinaus.

Die geodätische Förderhöhe ist hier nicht konstant, sondern nimmt um die Spiegelsenkung mit steigender Wasserentnahme zu.

Man schlägt diese Spiegelsenkung daher zur geodätischen Förderhöhe hinzu. Dadurch bleibt bei dem verlangten Zu-

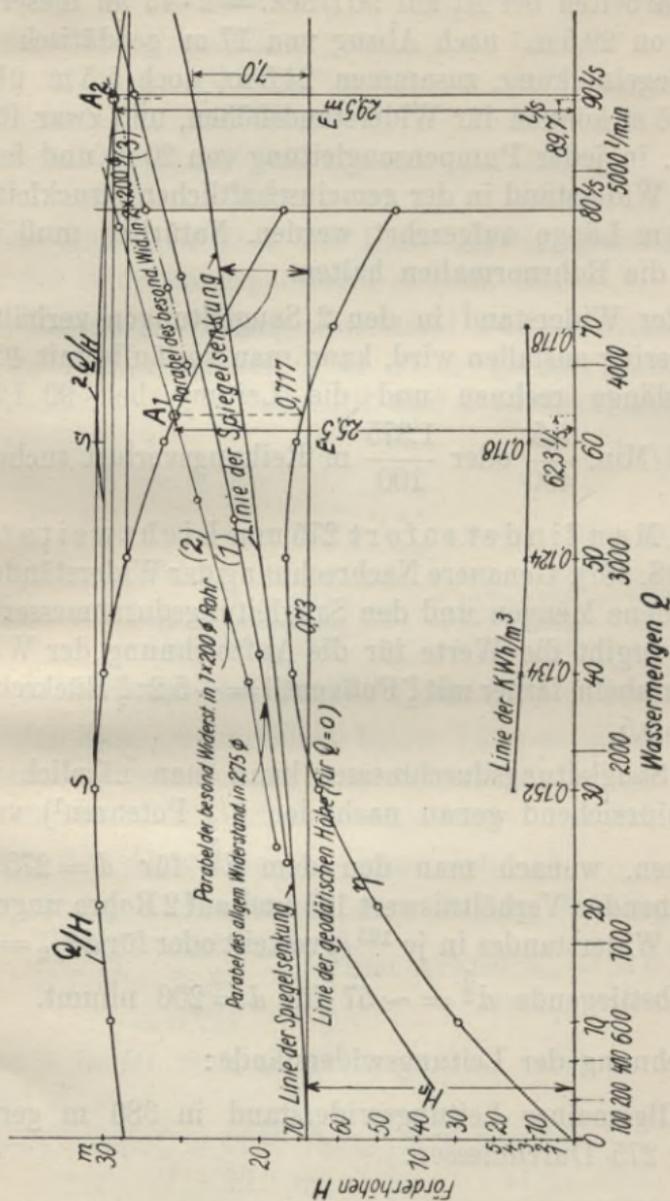


Abb. 13. Zusammenarbeiten zweier Kreiselpumpen auf eine gemeinschaftliche Leitung.

sammenarbeiten bei A_2 auf 90 l/Sek. = $2 \cdot 45$ an dieser Ordinate von 29,5 m, nach Abzug von 17 m geodätisch und 7 m Spiegelsenkung, zusammen 24,0 m, noch 5,5 m übrig. Diese 5,5 m können für Widerstandshöhen, und zwar für je 45 l/Sek. in jeder Pumpensaugleitung von 20 m und ferner für den Widerstand in der gemeinschaftlichen Druckleitung von 380 m Länge aufgezehrt werden. Natürlich muß man sich an die Rohrnormalien halten.

Da der Widerstand in den 2 Saugleitungen verhältnismäßig gering ausfallen wird, kann man vorläufig mit 400 m Leitungslänge rechnen und die Leitung bei 90 l/Sek. = 5400 l/Min. $\frac{5,5}{400}$ oder $\frac{1,375}{100}$ m Reibungsverlust suchen.

Zu 1. Man findet sofort 275 mm Lichtweite (z. B. in L 6, I, S. 367). Genauere Nachrechnung der Widerstände für verschiedene Mengen und den Saugleitungsdurchmesser von $d = 200$ ergibt die Werte für die Aufzeichnung der Widerstandsparabeln, ferner mit ζ Fußventil = $\sim 5,2$; ζ Rückschlagventil = 5,5.

Den Saugleitungsdurchmesser kann man nämlich vorläufig hinreichend genau nach den $5/2$ Potenzen¹⁾ von d bestimmen, wonach man den dem $d^{5/2}$ für $d = 275$ mm entsprechenden Verhältniswert 125 und auf 2 Rohre ungefähr gleichen Widerstandes in je $125/2$ verteilt oder für $d^{5/2} = 62,5$ das nächstliegende $d^{5/2} = \sim 57$ für $d = 200$ nimmt.

Berechnung der Leitungswiderstände:

a) Allgemeiner Leitungswiderstand in 380 m gerader Leitung 275 Durchmesser:

¹⁾ L 13, Tab. 94 u. vgl. Fußbemerkung S. 27 im vorl. Buch.

auf 100 m Leitungslänge		auf 380 m Leitungslänge	
bei 1426 l/Min	0,075 m		0,285 m
2495 „	0,219 „		0,833 „
3207 „	0,356 „		1,35 „
4455 „	0,670 „		2,55 „
5346 „	0,954 „		3,63 „

Das Auftragen über die Linie der Spiegelsenkung ergibt die Widerstandsparabel 1 (s. Abb. 13).

b) Besonderer Leitungswiderstand. Für das Alleinarbeiten einer Pumpe ganzes Q in 20 m gerader Leitung 200 Durchmesser, in 1 Fußventil und 1 Rückschlagventil 200 Durchmesser.

l/Min	im geraden Rohr		zus.
für 1508	$h_r = 0,2 \cdot 0,4 = 0,08$ m	$\zeta \frac{v^2}{2g} = 10,7 \cdot 0,0326 = 0,23$ m	0,34
1697	$= 0,2 \cdot 0,5 = 0,10$	$= 10,7 \cdot 0,0413 = 0,44$	0,54
2356	$= 0,2 \cdot 0,94 = 0,19$	$= 10,7 \cdot 0,080 = 0,86$	1,05
3299	$= 0,2 \cdot 1,798 = 0,36$	$= 10,7 \cdot 0,156 = 1,67$	2,03
4712	$= 0,2 \cdot 3,577 = 0,71$	$= 10,7 \cdot 0,318 = 2,41$	3,12

Das Auftragen über Parabel 1 gibt Parabel 2 (s. Abb. 13).

Beim Zusammenarbeiten beider Pumpen wird der oben berechnete besondere Leitungswiderstand für die doppelte Leitung berücksichtigt und aufgetragen: Parabel 3.

Aus dem Diagramm liest man dann ab:

zu 2; für Alleinarbeiten einer Pumpe, Arbeitspunkt A_1

$$\left. \begin{array}{l} Q = 62,3 \text{ l/Sek.} \\ H = 25,5 \text{ m} \\ \eta = 0,717 \end{array} \right\} \text{ und rechnet } N_a = 29,6 \text{ PS} \\ \text{für } A_1,$$

zu 3 findet man an Ordinate 89,7 l/Sek. am Arbeitspunkt A_2 ,

$$\left. \begin{array}{l} \text{für jede Pumpe } Q = 44,85 \text{ l/Sek.} \\ H = 29,5 \text{ m} \\ \eta = 0,73 \end{array} \right\} \text{ und daraus } N_a = \frac{44,85 \cdot 29,5}{75 \cdot 0,73} = 24,2 \text{ PS.}$$

2 Pumpen fördern hier zusammen $\frac{89,7}{62,3} \cdot 100 = 44\%$ mehr als 1 allein.

Zu 4 erinnert man sich wieder, daß eine kWh theoretisch (d. h. bei $\eta = 1$) 367 mt Arbeit zu leisten vermag, d. h. $1 \text{ t} = 1 \text{ m}^3$ auf 367 m zu heben. Ist aber der Wirkungsgrad des Elektromotors 0,85 und der der Pumpe jeweils das η , das man an der η -Kurve für das zugehörige

H abliest, so findet man $\frac{H}{367 \cdot 0,85 \eta}$ kWh/m³ und

kann danach diese Kurve aus einzelnen berechneten Werten auftragen, z. B. bei $H = 28,5$; $\eta = 0,735$ 0,124 kWh/m³.

Diese Beantwortung kann man unmittelbar auf Grund der gegebenen Zahlentafelwerte ausrechnen. Man beachte: infolge der mit der Wasserentnahme und dem Widerstand ansteigenden Förderhöhe H liefern 2 Kreiselpumpen nie die doppelte Menge einer allein arbeitenden, es sei denn, daß man jeder Pumpe ihre eigene Saug- und Druckleitung gibt.

Der Leistungsbedarf der Pumpe ist auch hier um so größer, je niedriger die Förderhöhe ist.

Aufgabe 13. Kleines Schöpfwerk.

Ein Gebiet soll mit Hilfe einer Kreiselpumpe (Axialpumpe) von nachstehenden Kennlinien und einer 150 m langen Leitung, mit Fußventil am Einlauf, nach einem Fluß, gemäß Abb. 14, entwässert werden.

Dabei liegt der Flußspiegel konstant 0,8 m üb. Pumpenachse, der Scheitel der Leitung 2,8 m üb. Pumpenachse. Der abzusenkende Saugwasserspiegel geht mit fortschreitender Entwässerung von 1,0 auf 2,8 m unter Pumpenachse zurück.

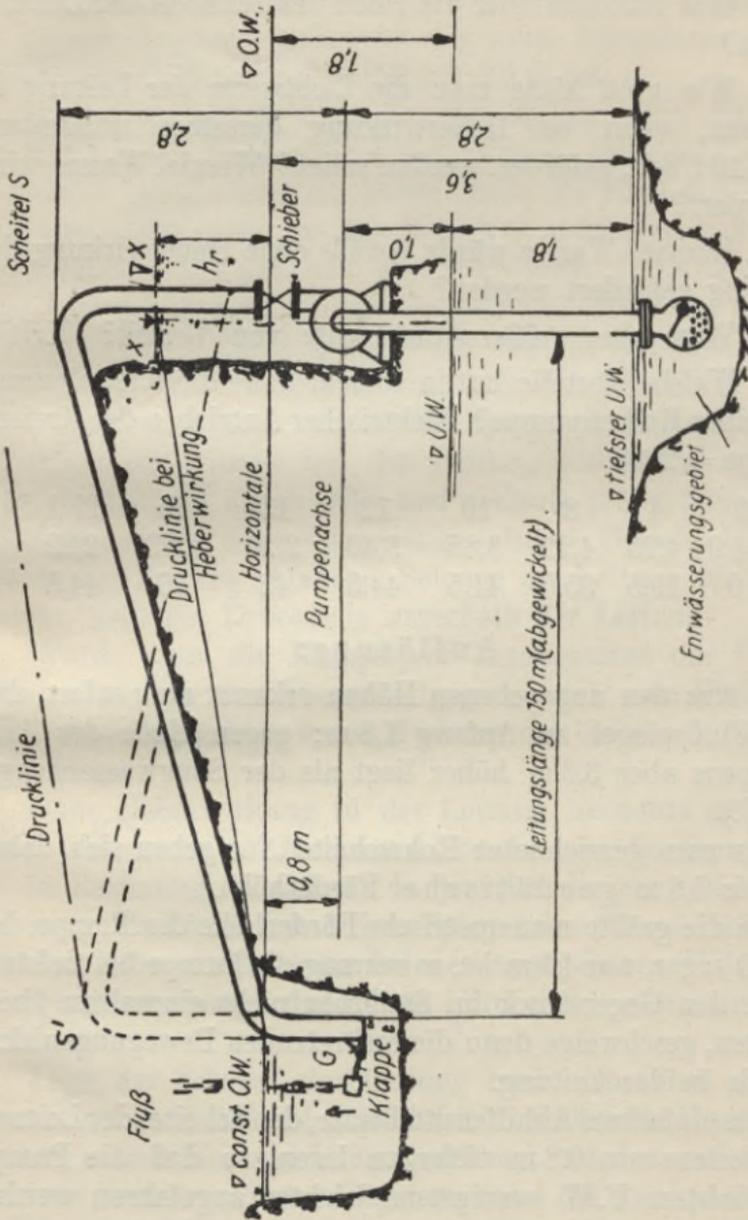


Abb. 14. Kreiselpumpe als Schöpfpumpe bei kleiner Förderhöhe.

1. Was läßt sich über die Höhe des Scheitels der Leitung sagen?

2. Wie groß hätte man die Lichtweite der Leitung zu machen, wenn bei Heberwirkung derselben mindestens stets 10 l/Sek. gefördert werden sollen? Wieviel Wasser wird gefördert?

3. Wieviel Wasser würde jeweils ohne Heberwirkung der Leitung gefördert werden?

4. Wäre eine größere Lichtweite von Vorteil? Kritik.

5. Welche Vorteile hat in diesem Falle die Kreiselpumpe vor einer Kolbenpumpe? Elektrischer Antrieb, n der Kreiselpumpe = 2800.

$Q=0$	4	8	10	12	13	15	17	l/Sek.
$H=4,9$	4,75	4,22	3,85	3,40	3,20	2,73	2,22	m
$\eta = 0$	19,5	35,5	41,5	44,5	45	46	44,5	%

Auflösung:

1. Aus den angegebenen Höhen erkennt man sofort, daß der Flußspiegel zu Anfang 1,8 m; gegen Ende des Auspumpens aber 3,6 m höher liegt als der Saugwasserspiegel (U.W.).

Bis zum gezeichneten Rohrscheitel S ergeben sich daher 3,8 bis 5,6 m geodätische Förderhöhe.

Da die größte manometrische Förderhöhe der Pumpe, bei $Q=0$ sogar, nur 4,9 m ist, so vermag die Pumpe bei tiefstem U.W. den Gegendruck im Steigrohr nicht einmal zu überwinden, geschweige denn die auftretenden Bewegungswiderstände in der Leitung.

Das einfachste Abhilfemittel wäre, den Scheitel der Leitung mindestens um 0,8 m tiefer zu legen, so daß die Pumpe bei tiefstem U.W. wenigstens leichter angefahren werden könnte.

Man sieht, daß zum Teil mehr Förderhöhe von der Höhenlage der Leitung herkommt als vom Spiegelunterschied (U.W. bis O.W.), der nur 1,8 bis 3,6 m ist.

Trotzdem könnte man bei der Anlage nach Abb. 14, Scheitel S , das Pumpen in Gang bringen. Dazu müßte man zunächst die Leitung an ihrem Ende im Fluß mit einem Schieber oder einer um das Gelenk G aufziehbaren Klappe verschließen und ganz mit Wasser anfüllen. Dann läßt man die Pumpe laufen, und unter allmählichem Öffnen der Klappe G würde eine Förderung eintreten, weil der Teil der Leitung heberartig wirkt, soweit er oberhalb der Drucklinie liegt. Die Drucklinie liegt nämlich im Spiegel X auf der Mittelordinate der Pumpe um den Leitungswiderstand h_r über der Horizontale durch O.W. und verläuft proportional dem Widerstand auf die Leitungslänge (also als Gerade) bis zum Ende der Leitung abfallend Solange die Leitung als Heber wirkt, liegt die Drucklinie unterhalb der Leitung.

Würde man die Klappe vor Ingangsetzen der Pumpe öffnen, so liefe das Wasser entgegengesetzt, vom Fluß zum Entwässerungsgebiet, unter Wirkung des Gefälles von 1,8 m bis 3,6 m.

Ohne Heberwirkung in der Leitung brauchte man nur den Widerstand in der kurzen Strecke von der Pumpe bis S in Rechnung zu ziehen; da jenseits des Scheitels S die Leitung als Kanal mit freiem Spiegel das Wasser abführen müßte. Nur würde dann bei den angegebenen Höhen die vorgesehene Pumpe die nötige Förderhöhe nicht erreichen können.

Läge der Scheitel der Leitung nach dem Fluß zu, wie punktiert in S' Abb. 14 gezeichnet, so müßte die Drucklinie, wenn ohne Heberwirkung gearbeitet werden sollte, von diesem höchsten Punkt ausgehen, siehe die strichpunktierte Linie in Abb. 15; sie würde bei gleicher Höhe des Scheitels

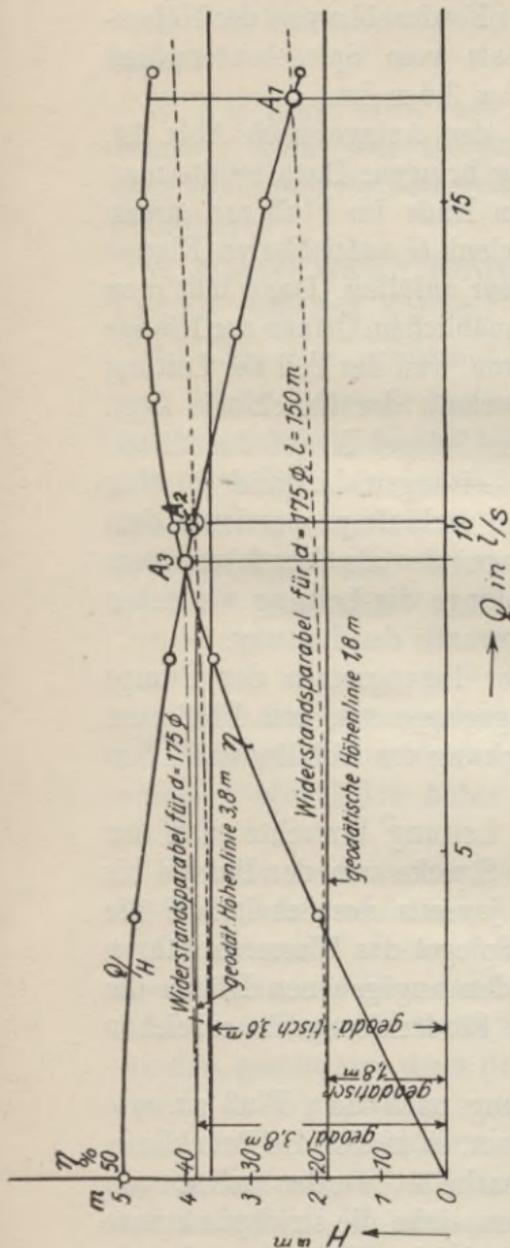


Abb. 15. Graphische Lösung zu Abb. 14.

über O.W. dann noch ungünstiger ausfallen; es würde die vorgesehene Pumpe noch weniger ausreichen.

2. Wenn die Pumpe mindestens 10 l/Sek. bei Heberwirkung fördern soll, so darf ihre manometr. Förderhöhe 3,85 m nicht überschreiten. Da die ungünstigste geodät. Förderhöhe 3,6 m beträgt, bleiben höchstens 0,25 m für h_r verfügbar. Dies erfordert einen Rohrdurchmesser von 175 mm, nämlich 0,136 m auf 100 m, während 0,167 zur Verfügung stände.

Wieviel Wasser dann zu Anfang bei 1,8 m geodät. Förderhöhe und zum Schluß bei 3,6 m geodät. Förderhöhe gehoben würde, geht aus dem Schaubild, Abb. 15, hervor, aus den Arbeitspunkten A_1 und A_2 , mit $Q_1 = 16,6$ und $Q_2 = 10,1$ l/Sek. Jedesmal setzt dieselbe Widerstandsparabel an der zugehörigen geodätischen Höhenlinie an.

Der Leistungsbedarf ist dann $N_{a_{A_1}} = \frac{16,6 \cdot 2,3}{75 \cdot 0,45} = 1,13$ PS
 bzw. $N_{a_{A_2}} = \frac{10,1 \cdot 3,8}{75 \cdot 0,42} = 1,22$ PS.

Es ist also möglich, einen 2-PS-Kurzschlußankeromotor zu verwenden.

3. Ohne Heberwirkung der Leitung hätte die Pumpe zu Anfang beim Anfahren $(1,0 + 2,8) = 3,8$ m geodät. Förderhöhe, zu der noch der Leitungswiderstand bis zum Scheitel hinzukommt, zu überwinden. Bei Lage S des Scheitels wäre der Leitungswiderstand in dem kurzen senkrechten Steigrohr zu vernachlässigen, bei Lage S' des Scheitels könnte er auf die durch die Widerstandsparabel gegebenen Höhen, je nach Durchflußmenge Q , ansteigen. Bei 3,8 m manometr. Förderhöhe und Scheitel in S würde man wieder den Arbeitspunkt A_2 und 10,11/Sek. Förderung bekommen. Bei allmählich sinkendem U.W. (bis zu 1,5 m weiter) würde die Förderung immer mehr abnehmen und schließlich aufhören bei $H = 4,9$ m. Beim Scheitel in S' würde der Arbeitspunkt (A_3) für das Anfahren durch die von 3,80 m geodätischer Förderhöhe ausgehende strichpunktiert gezeichnete Widerstandsparabel bestimmt: $Q = 9,5$ l/Sek.

4. Eine noch größere Lichtweite der Rohrleitung als 175 mm würde die Widerstandsparabel noch flacher verlaufen lassen. Der Gewinn an Mehrförderung wäre aber unbedeutend, z. B. bei A_2 weniger als 11/Sek. Ein engerer Leitungsdurchmesser würde größere manometr. Förderhöhen der Pumpe bedingen und damit für die gegebene Pumpe kleinere Fördermengen.

Im Vergleich zu der Kleinheit und Billigkeit der Pumpe erscheint der Leitungsdurchmesser zu ungünstig. Wirtschaftlich richtiger wäre es daher, eine Pumpe mit größerer Förder-

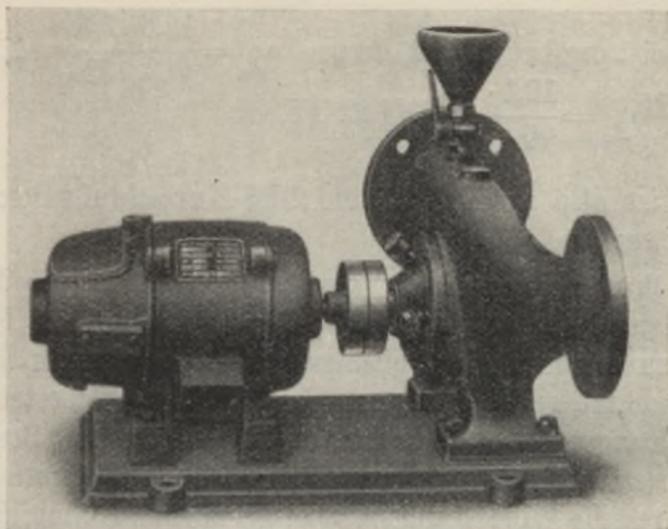


Abb. 16. GW-Pumpe mit Elektromotor (GW 100 Deutsche Werke Kiel).

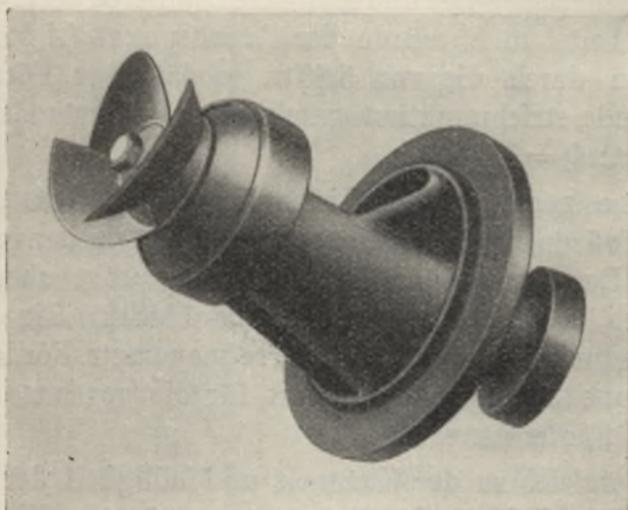


Abb. 17. Schaufler der GW-Pumpe (GW 100 Deutsche Werke Kiel).

höhe zu verwenden und dadurch an Rohrdurchmesser zu sparen.

5. Die geringe Förderhöhe liegt der Kreiselpumpe günstiger als der Kolbenpumpe. Die Charakteristik ist einer

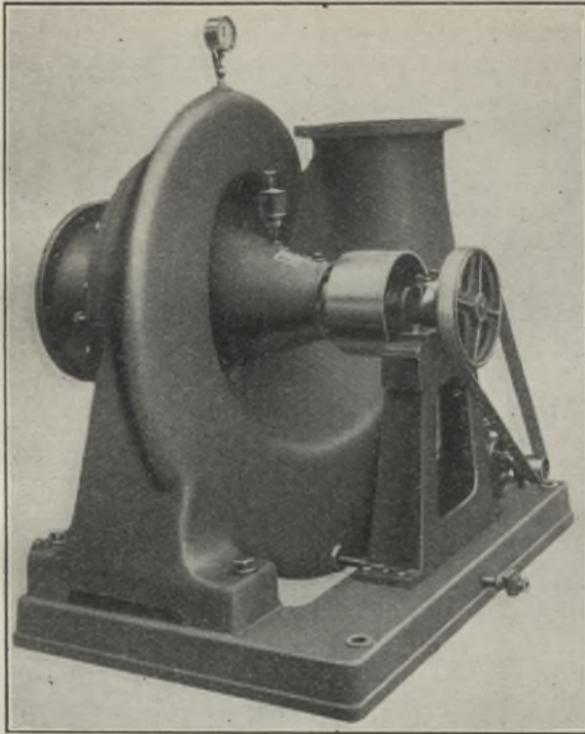


Abb. 18. Entwässerungskreiselpumpe
(Deutsche Werke Kiel).

Pumpe entnommen, deren Laufrad wie ein Schiffspropeller aussieht (s. Abb. 16 u. 17). Es sitzt auf fliegendem Wellenende; die Welle durchbricht daher den Saugraum nicht und verlangt daher dort auch keine Abdichtung und Reibung, ist überhaupt „stopfbüchsenlos“. Der Wirkungsgrad ist hier an sich niedrig, was aber auch mit der Kleinheit der Wasser-

menge zusammenhängt. Eine Kolbenpumpe würde der geringen Förderhöhe und der nötigen großen Antriebsübersetzung halber im Wirkungsgrad kaum günstiger, in Preis, Handlichkeit, Raumbeanspruchung usw. viel teurer ausgefallen sein. Zudem spielt der Wirkungsgrad gegenüber dem

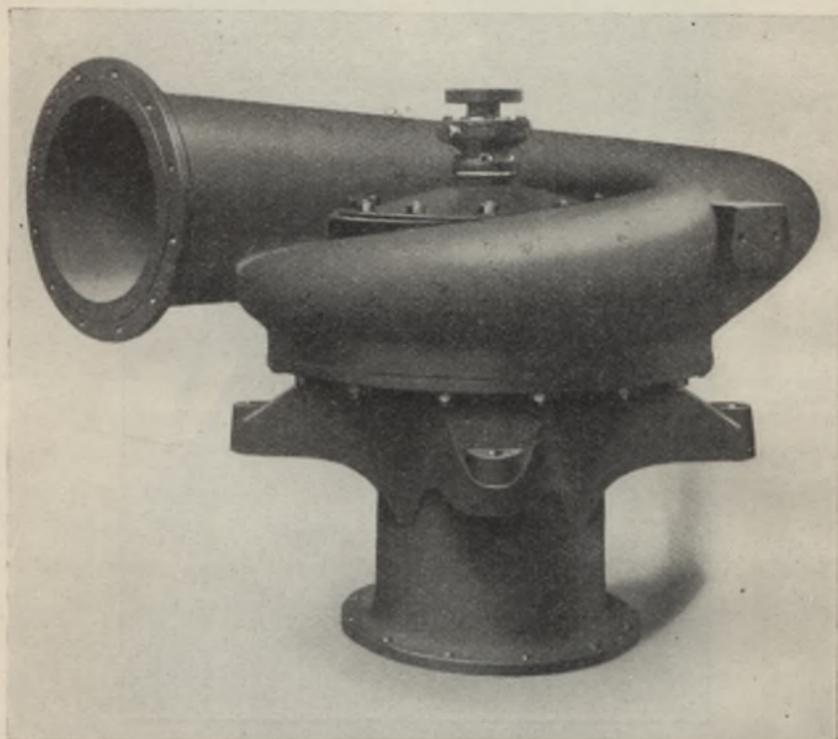


Abb. 18 a. Entwässerungskreiselpumpe (GW 500 Deutsche Werke Kiel) mit vertikaler Achse.

niedrigen Anschaffungspreis eine um so geringere Rolle, je kürzer die Benutzungsdauer ist. Bei einem größeren Pumpentyp gleicher Art gibt die Maschinenfabrik für $Q = 350$ l/Sek.; $H = 5,3$ m, $n = 800$, $N_e = 29$ PS, $85 \frac{0}{100}$ Wirkungsgrad an (s. Abb. 18). Senkrechte Welle s. Abb. 18 a u. 20; Hebewirkung (wie bei Turbinen) Abb. 21.

An Abb. 18 ist auch die Art des Antriebs beachtenswert; Motor auf derselben Grundplatte. Abb. 19 zeigt eine solche Kreiselpumpe im direkten Antrieb durch einen Rohölmotor der gleichen Maschinenfabrik. Abb. 16 bis 19 sind Ausführungen der Deutschen Werke Kiel, die in ihrem Prospekt

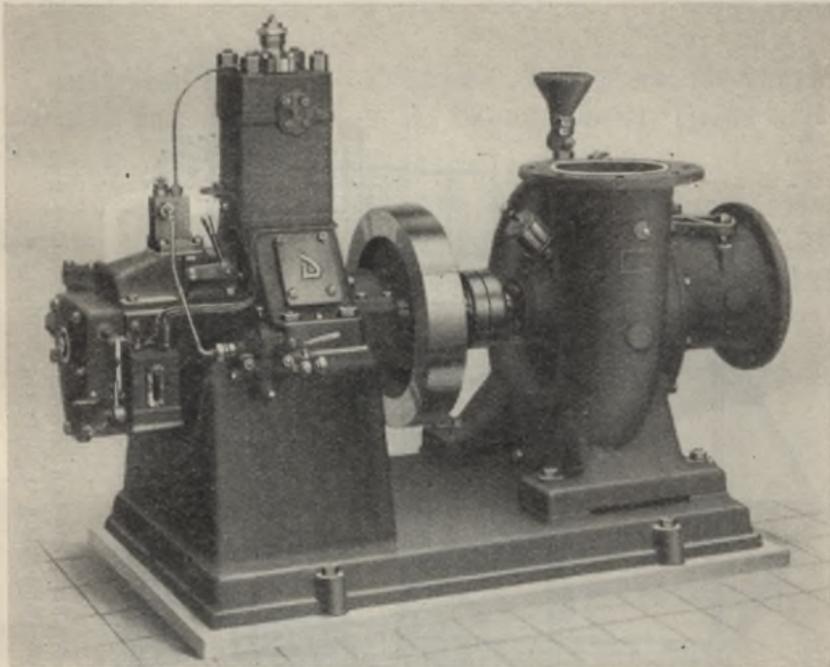


Abb. 19. Kreiselpumpe mit Rohölmotor (Deutsche Werke Kiel).

über Schraubepumpen Bauart GW die Typenreihen der umstehenden Tabelle angeben.

Statt des Elektromotors kämen unter Umständen für nicht zu große Leistungen und Betriebsdauer Vergasermotoren, sonst Dieselmotoren, ebenfalls mit hohen Drehzahlen, in Betracht, die meist ebenso wirtschaftlich arbeiten,

Auf jeden Fall scheidet hier Kolbenpumpen ganz aus.

Typ	GW 100	GW 150	GW 200	GW 250
Q l/Sek.	6 ÷ 22	10 ÷ 60	35 ÷ 105	60 ÷ 200
H _{man} m	4,5 ÷ 0,0	7,0 ÷ 0,0	7,0 ÷ 0,0	7,0 ÷ 0,0
n Umdr./min.	2800	2200	1600	1300
Ne PS	1 ÷ 1,5	1,5 ÷ 6	3 ÷ 9	4 ÷ 15

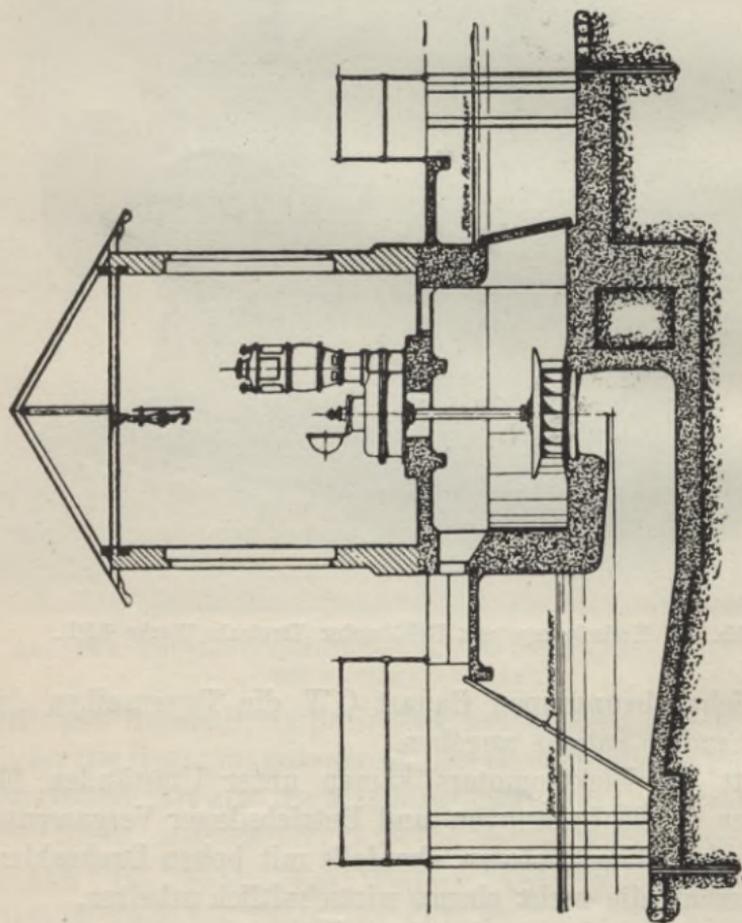


Abb. 20. Kreiselpumpe mit stehender Welle und Untersezung gegenüber dem Elektromotor (Geue Pumpenbau G. m. b. H., Berlin).

GW 300	GW 400	GW 500	GW 650
100 ÷ 300	170 ÷ 500	250 ÷ 800	450 ÷ 1400
7,0 ÷ 0,0	8,0 ÷ 0,0	9,0 ÷ 0,0	9,0 ÷ 0,0
1100	850	700	550
7 ÷ 22	12 ÷ 45	25 ÷ 75	50 ÷ 130

Andererseits sollen elektrisch betriebene Wasserschnecken (Abb. 22), z. B. Bauart Köster, Heide i. H., bis zu $\eta = 0,90$ haben.

Bei stark veränderlicher und kleiner Förderhöhe, aber dauerndem Betrieb, was bei Schöpfwerken (s. Abb. 14) auch vorkommen kann, ist eine Regelung der Drehzahl der Kreisel-

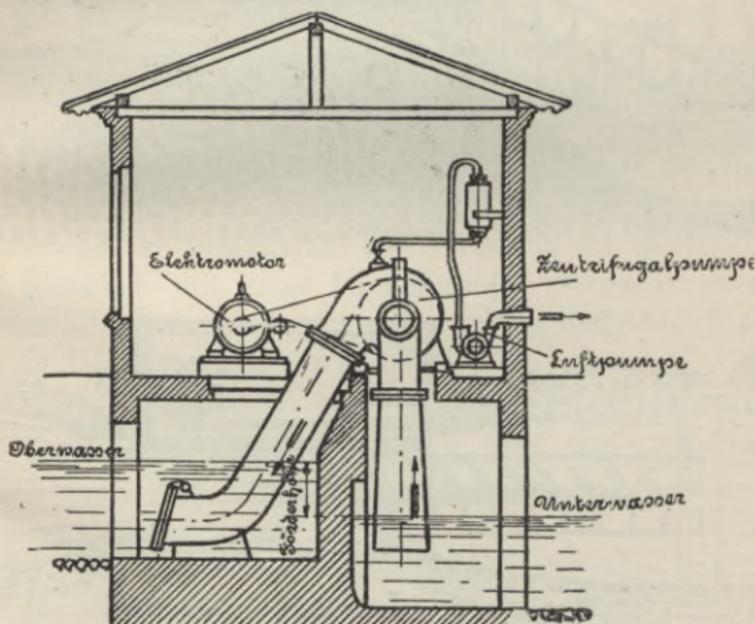


Abb. 21. Kreiselpumpe als Schöpfpumpe mit Heberwirkung.
(Geue Pumpenbau G. m. b. H., Berlin).

pumpen für einen günstigsten Wirkungsgrad unvermeidlich.

Aus der Praxis der AEG. berichtet hierzu über eine stufenweise Regelung mit polumschaltbaren Motoren ein Aufsatz im „Kulturtechniker“ 1926, Heft 4, über: „neuartigen elektrischen Antrieb für Schöpfwerkspumpen“.

Ferner lese man „Wirtschaft und Technik beim Schöpfwerksbau“, im „Kulturtechniker“ 1927, S. 137.

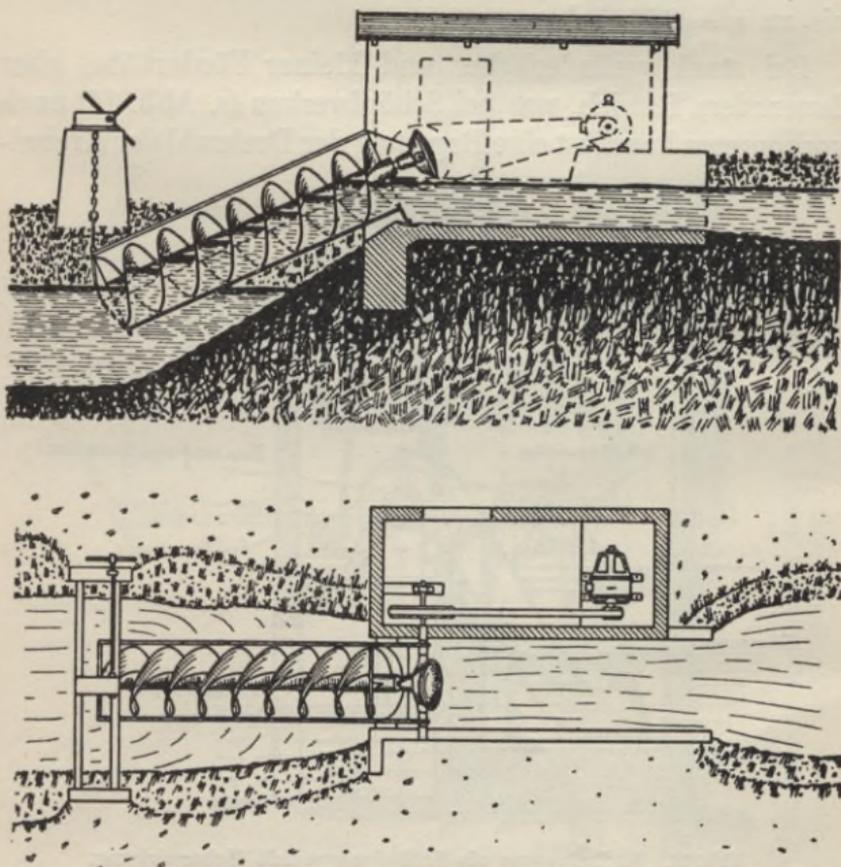


Abb. 22. Wasserschnecke (Köster, Heide i. H.).

Aufgabe 14.

Steigerung des Druckes oder der Durchflußmenge in zu eng gewordenen langen Falleitungen mittels Kreiselpumpe.

Eine Stadt ist durch eine 150 mm weite Quellwasserzuleitung von *A* nach ihrem Hochbehälter *B*, an den sich das Rohrnetz anschließt, mit Wasser versorgt. Der Wasserverbrauch ist in der Stadt im Laufe der Zeit so gestiegen, daß der Quellwasserzufluß samt der Aufspeicherung im Hochbehälter zeitweise nicht mehr ausreicht, obgleich im Quellgebiet noch große Wassermengen ungenützt überlaufen. Die Zuleitung von 150 mm Lichtweite ist eben bei dem vorhandenen Spiegelgefälle von 16,2 m auf 8450 m Länge zu eng geworden. Es fragt sich nun, wie kann die Durchflußmenge ungefähr verdoppelt werden?

Das Verlegen einer neuen Falleitung von 150 mm Lichtweite scheidet der Kosten wegen aus, die einschließlich Verlegen und Erdarbeit (Fels) mindestens 12 M. je lfd. Meter betragen würden.

Zur Vergrößerung der Durchflußmenge soll die Drucklinie I in Abb. 23 stärker geneigt und die dann bei *B* fehlende Höhe zum Einlauf des Wassers in den Hochbehälter *B* künstlich mit einer Kreiselpumpe geschaffen werden, deren Kennlinie wie folgt gegeben sei für den Antrieb durch einen Drehstrommotor $n = 1450$.

$Q =$	13,3	16	18,6	22	25	27 l/Sek.
$H_{\text{manom}} =$	26,7	25,1	23,1	20,4	18,0	16,0 m für 1 Stufe
$\eta =$	70,0	72,0	72,5	72,0	70,0	66,0 %.

Auflösung:

Zunächst werde festgestellt, wieviel Wasser bei dem gegebenen Gefälle von 16,2 m durch die 8450 m lange Falleitung von 150 mm Lichtweite fließt. Man findet z. B. nach

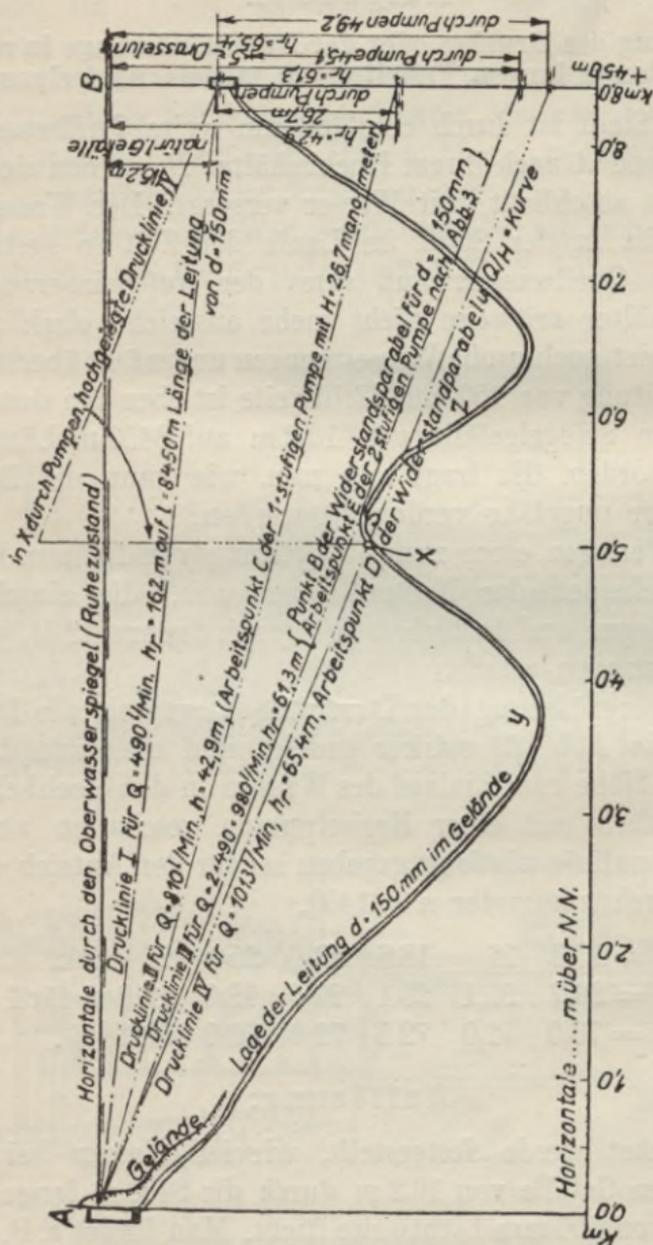


Abb. 23. Längsprofil einer Falleitung.

L 6, Tafel der Reibungsverluste S. 366/67, 490 l/Min. Im praktischen Falle wird man gut tun, durch die direkte Messung am Einlauf des Wassers in den Hochbehälter nachzuprüfen, ob dieses Ergebnis mit der wirklichen Wasserlieferung übereinstimmt. Ergibt sich weniger, so ist wahrscheinlich die Reibung in den Rohren größer, als der Widerstandsziffer λ der Tafel entspricht. Es kann sich etwa der lichte Querschnitt der Leitung durch Ablagerungen auf der Rohrwand verringert haben. In diesem Fall muß natürlich entsprechend dem wirklichen Reibungsverlust weitergerechnet werden.

Die verlangte doppelte Wassermenge ist also 980 l/Min. und erfordert auf die 8450 m Leitung 150 mm Durchmesser 61,3 m Widerstandshöhe. Es fehlen also $61,3 - 16,2 = 45,1$ m, die durch Pumpen zu ersetzen wären. Es würde sich Drucklinie III der Abb. 23 einstellen.

Es fragt sich jetzt nur, ob die angenommene Pumpe jetzt auch ihren Arbeitspunkt gerade bei 980 l/Min. und 45,1 m manom. Förderhöhe hat. Dies wird in den seltensten Fällen gerade zutreffen. Man findet wieder den Arbeitspunkt für die in die Falleitung eingebaute Kreiselpumpe im Schnittpunkt der Widerstandsparabel der Leitung mit der Q/H -Kurve der Pumpe am einfachsten durch Aufzeichnen.

In Abb. 24 ist daher zunächst die Widerstandsparabel für $d = 150$ mm Durchmesser und $l = 8450$ m aufgetragen. Es muß dort zur Kontrolle der Punkt A , auf der Wagerechten in 16,2 m Höhe, auf 490 l/Min. fallen. D. h. das natürliche Spiegelgefälle von 16,2 m ist beim Durchfließen von 490 l/Min. gerade für Reibung aufgezehrt. Was durch größere Durchflußmengen mehr an Reibungshöhe entsteht, muß die Pumpe schaffen. Folglich ist die Nulllinie der Q/H -Kurven durch diesen Punkt A zu legen. So sind in Abb. 25 die Q/H -Kurven der Pumpe ein- bis vierstufig eingetragen. (Die

höheren Stufen sind nur das entsprechende Vielfache der Förderhöhe von 1 Stufe.)

Man findet aus Abb. 25:

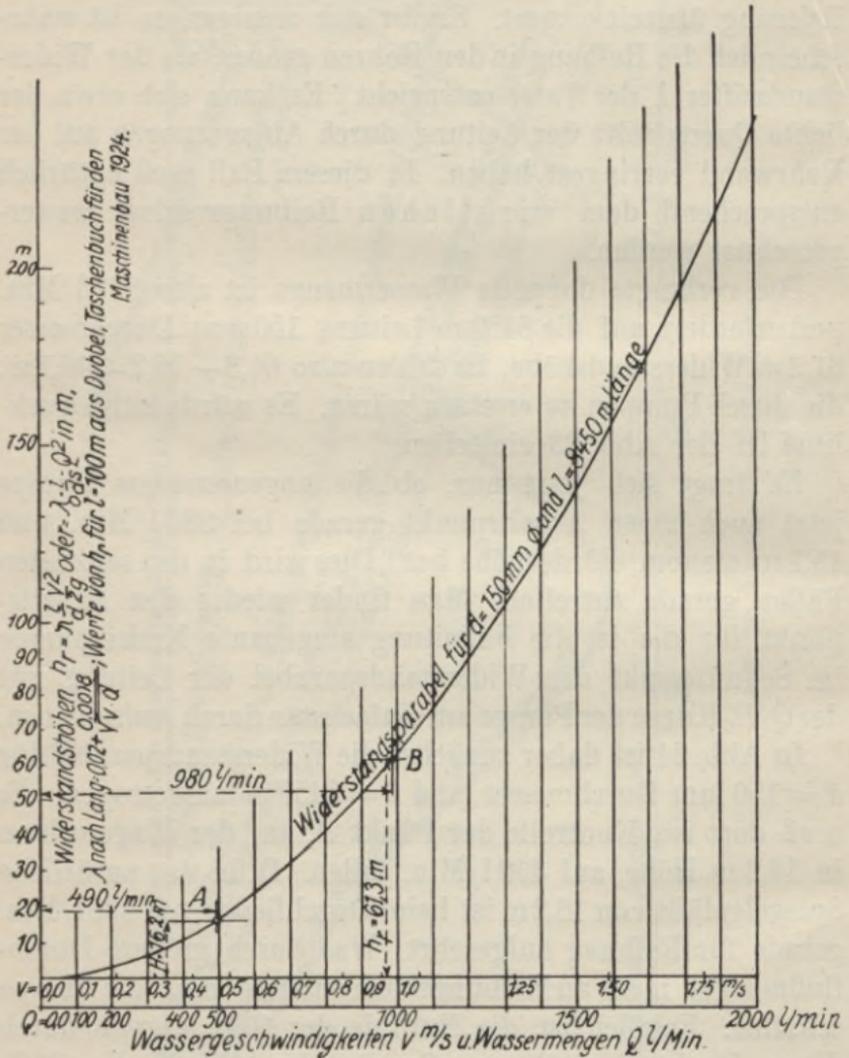


Abb. 24. Widerstandsparabel.

Man sieht also: Die zweistufige Pumpe gibt die Förderhöhe DK bei 1013 l/Min. für die zweistufige Pumpe; genau die doppelte Durchflußmenge (980 l/Min.) wäre nur möglich, indem man auf der Ordinate in 980 l/Min. zu der Förderhöhe JB noch einen Drosselwiderstand $BE = w = 5$ m hinzufügt. Dies ist natürlich unwirtschaftlich und nur dann

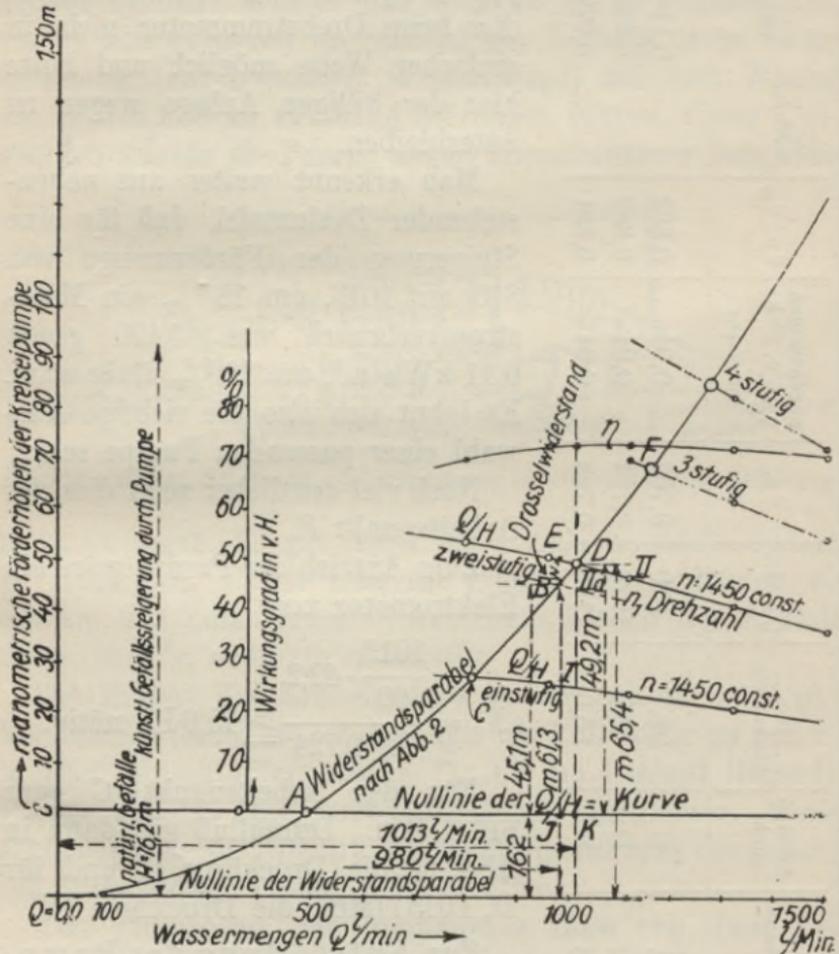


Abb. 25. Graphische Lösung von Aufgabe 14.

nötig, wenn die Durchflußmenge aus anderen Gründen (z. B. Quellschüttung) auf die Menge 980 l/Min. zu beschränken wäre. Besser wäre es dann, eine Pumpe mit anderer Q/H -Kurve auszusuchen.

Auch durch eine Änderung der Drehzahl der Pumpe wäre der Arbeitspunkt B genau zu erreichen, doch ist dies beim Drehstrommotor nicht in einfacher Weise möglich und hätte hier der billigen Anlage wegen zu unterbleiben.

Man erkennt weiter aus nebenstehender Zahlentafel, daß für eine Steigerung der Fördermenge von 810 auf 1013, um 18%, ein Mehrstromverbrauch von 0,196 gegen 0,11 kWh/m³, um 78% nötig wäre. Es lohnt sich also die richtige Auswahl einer passenden Pumpe sehr.

Noch viel deutlicher zeigt dies der Arbeitspunkt F .

Zum Antrieb der Pumpe wäre ein Elektromotor von

$$N_a = \frac{1013}{75 \cdot 0,724} \cdot 49,2 \geq 15,0 \text{ PS nötig.}$$

Für den Arbeitspunkt C oder 810 l/Min. Durchfluß gilt dann in Abb. 23 die Drucklinie II und für D , 1013 l/Min., die Drucklinie IV.

Zur Aufstellung des Pumpwerks ist nun zu beachten:

Stufenzahl	Arbeitspunkt	H_m manometr.	Q l/Min.	η_P	angenommen η_E f. d. Elek- tromotor	$\eta_P \cdot \eta_E$	$\text{kWh/m}^3 = \frac{H}{367 \cdot \eta_P \cdot \eta_E}$
1	C	26,7	810	0,703	0,94	0,662	0,11
2	D	49,2	1013	0,724	0,94	0,682	0,196
3	F	68,0	1150	0,723	0,94	0,681	0,272

Die vorhandene Leitung liegt natürlich mit frostfreier Deckung (1,50 m) im Gelände. Die senkrechten Abstände der Drucklinie über der Leitung geben Druckspannungen, unter der Drucklinie Saugspannungen an. Schneidet nun die niederste Drucklinie die Leitung in *S* (Abb. 23), so muß das Pumpwerk an dieser Stelle oder weiter nach *A* zu eingebaut werden. Würde man es etwa bei *Z* einbauen, so würde sich eventuell im Scheitel der Leitung unter Saugspannung Luft (eventuell Wasserdampf) aus dem Wasser abscheiden und zu allerhand Störungen führen. Unter Umständen könnte die Pumpe wegen überschrittener Saughöhe

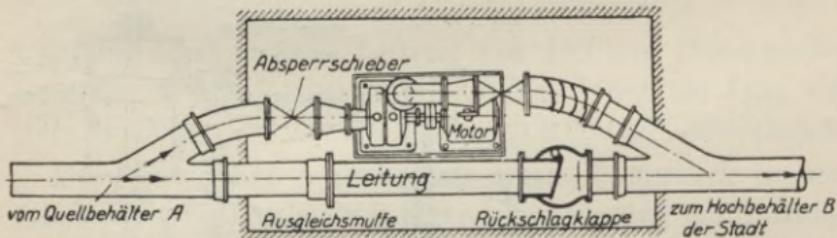


Abb. 26. Einbau der Drucksteigerungspumpe in die vorhandene Falleitung.

nicht ansaugen. Es gilt daher als Grundsatz, solche Stellen zu vermeiden. Würde man die Pumpe in *S* einbauen, so hat sie den Zulaufdruck *O*, unterhalb *S* wird der Zulaufdruck positiv, oberhalb *S* negativ.

Der Einbau der Kreiselpumpe in der Leitung ist denkbar einfach (Abb. 26). Es genügt, die Falleitung zu unterbrechen, Anschlußformstücke für die im Umlauf liegende Pumpe und für eine Rückschlagklappe einzubauen. Diese schließt sich unter Einwirkung des Pumpendruckes von selbst; bei Stillstand der Pumpe steht sie offen.

Das Einschalten des Pumpenmotors kann von Hand bewirkt werden, wenn die rasche Abnahme des Wasserstands im Hochbehälter einen besonders großen Wasserverbrauch

anzeigt. Auch könnte man nach dem tiefsten zulässigen Wasserstand im Hochbehälter das Pumpwerk durch selbsttätige Schwimmerfernschaltung in Gang setzen.

Endlich wäre auch eine selbsttätige Einschaltung nach der Wassermenge möglich unter Zuhilfenahme einer Venturiröhre, etwa nach Abb. 27. Der Spiegelunterschied in ihren an P und R angebrachten Standrohren gibt bekanntlich die Wassermenge an und läßt sich zur Arbeitsleistung des Stromeinschaltens leicht übertragen.

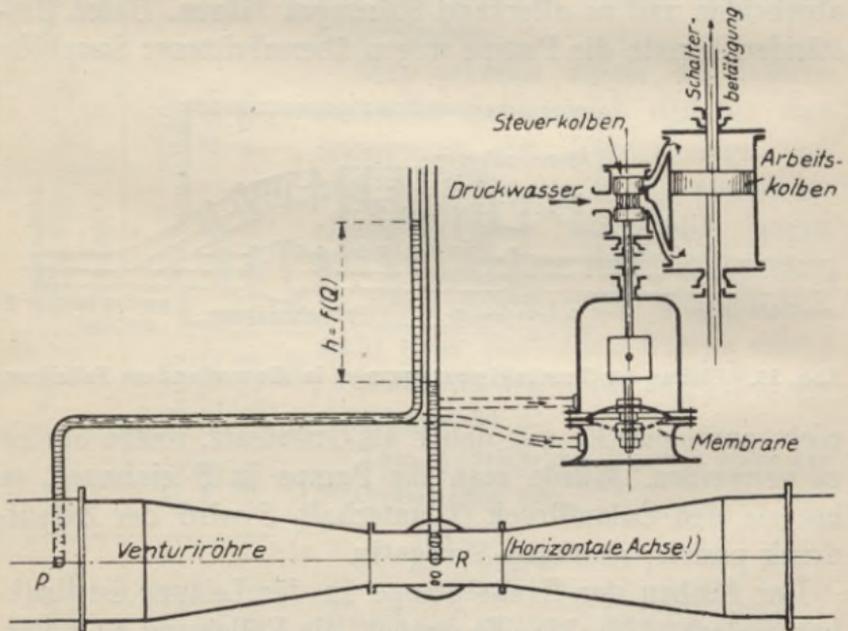


Abb. 27. Schema der selbsttätigen Schaltung nach der Wassermenge.

Die Wirtschaftlichkeit der geschilderten Lösung ist um so größer, je geringer die Anlagekosten, besonders aber die Stromkosten des Pumpbetriebs sind. Bei der vorliegenden Größe der Anlage dürfte diese kaum M. 2500 kosten, während die Vergrößerung der Falleitung minde-

stens $8450 \cdot 12 = M. 102400$, also rund 100 000 M. mehr kosten und unter Berücksichtigung höherer Abschreibung, der Wartung und Betriebsmittel mindestens M. 7000 jährliche Mehrausgabe erfordern würde. Diese kann durch Stromkosten mehr oder weniger ausgeglichen werden.

Am Arbeitspunkt	C	D	F
kostet 1 m ³			
beim Preis von 10 Pf./kWh	0,011	0,0196	0,0272 M.
Man kann also für M. 7000. —	700 000	700 000	700 000
jährlich an Wasser fördern,	1,1	1,96	2,72
m ³	} = 636 000 358 000 257 000		

während einer zweiten Leitung von 150 mm Durchmesser nur eine Mehrlieferung von 490 l/Min. oder im Jahr $490 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 = 258\,000\,000$ l oder $258\,000$ m³ entsprechen.

Die Lösung der Aufgabe mit einem Pumpwerk ist also erheblich günstiger als mit einer Vergrößerung der Leitung, ganz abgesehen von dem großen Vorteil, daß das Pumpwerk je nach dem Anwachsen des Wasserverbrauchs erst in Jahren zu ununterbrochener Förderung zu kommen braucht und während der ersten Betriebsjahre infolge niedriger jährlicher Hebungskosten fast die ganze jährliche Mehrausgabe von M. 7000 gespart wird.

Während weiter mit einem Herabgehen der Rohrpreise kaum zu rechnen sein dürfte, haben die Kosten der elektrischen Energie, die oben sehr hoch mit 10 Pf./kWh angenommen wurden, durchaus fallende Tendenz.

Dies hängt mit der großzügigen Ausnutzung unserer Wasserkräfte, den Fortschritten in der Fernübertragung und überhaupt der Verbilligung der Energie und Konkurrenz durch sehr wirtschaftlich arbeitende Kleinkraftmaschinen (Rohölmaschinen, Lokomobilen usw.) zusammen.

Diese so wirtschaftliche Verwendung von Pumpen statt Rohrerweiterungen wird daher in Zukunft vermutlich noch viel häufiger auftreten.

Aufgabe 15.

Drucksteigerung in einem Fabrikrohrnetz durch Einbau eines selbsttätigen elektrischen Kreiselumpwerks.

Eine Fabrik war bisher aus einem Quellgebiet mit Wasser versorgt. Der Zulaufdruck vom Quellspiegel beträgt 10 m hydrostatisch an der Stelle, an die das Pumpwerk in der Fabrik hinkommen soll, und die 1600 m von der Quelle entfernt liegt. Dort soll ein selbsttätiges elektrisches Pumpwerk mit Kreiselumpen (Abb. 28) den Wasserdruck um mindestens 30 m steigern. Die Falleitung von den Quellen bis zum Pumpwerk hat 175 mm Durchmesser.

Das Pumpwerk soll aus 2 Kreiselumpen bestehen, von denen gewöhnlich nur eine im Betrieb ist und mindestens 20 l/Sek. bei einem Nutzdruck von 35—45 m in das Fabrikrohrnetz schaffen soll. Ein Hochbehälter oder Wasserturm ist in der Fabrik nicht vorhanden und soll mit Hilfe eines genügend großen Windkessels und der Selbsttätigkeit des elektrischen Pumpwerks gespart werden.

Der Wasserverbrauch der Fabrik kann in ziemlich weiten Grenzen schwanken. Es soll deshalb die Möglichkeit vorgesehen sein, daß die beiden Pumpen nacheinander anspringen und demnach, nebeneinander (parallel oder auf Menge) geschaltet, sich der gesteigerten Verbrauchsmenge anpassen. Weiterhin soll es möglich sein, im Brandfall von Hand die beiden Pumpen hintereinander, d. h. auf Druck, zu schalten. Hierbei sollen die selbsttätigen Schalter und der Windkessel außer Betrieb gesetzt sein. Endlich soll im Fall eines Versagens der Stromversorgung sich von selbst die frühere Wasserversorgung aus dem Quellgebiet wieder einstellen.

Die Stromversorgung des Pumpwerks ist auf verschiedene Weise, teils durch Eigenstrom der Fabrik, teils durch Überlandzentrale, sichergestellt. Für Feuerlöschzwecke soll außer-

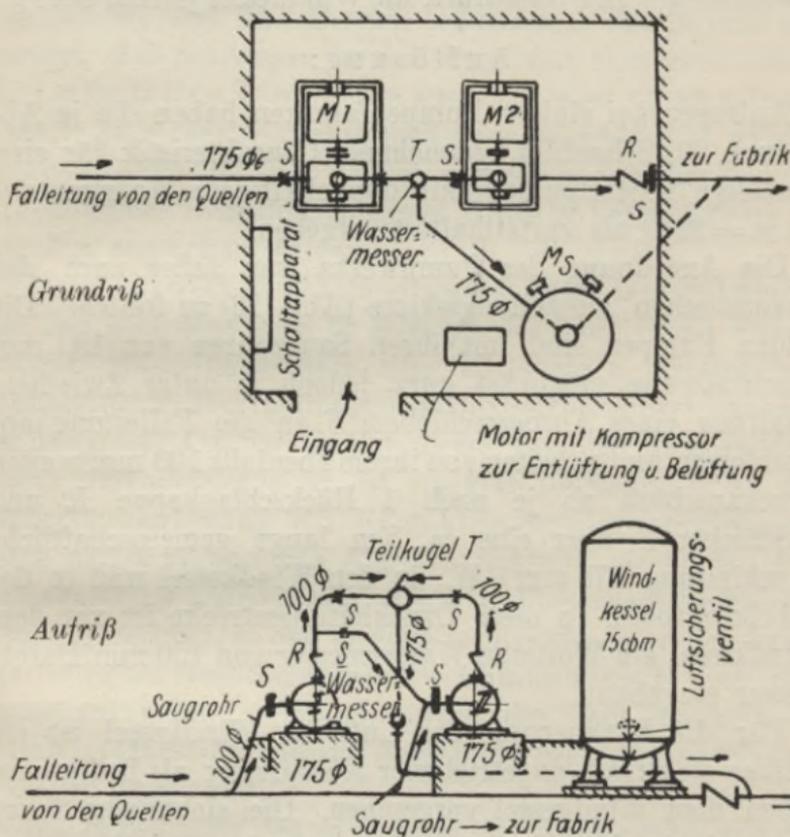


Abb. 28. Selbsttätiges Drucksteigerungspumpwerk in einer Fabrik.

dem eine mit einem Benzinmotor direkt gekuppelte Feuerlöschpumpe auf Handzugkarren angeschafft werden. Sie läßt sich an dem die Fabrik durchziehenden Bach leicht überall aufstellen. Diese Ortsbeweglichkeit der Feuerlöschpumpe erscheint erheblich günstiger als die zuerst erwogene Anordnung eines dritten Maschinensatzes im Pumpwerk, der,

durch einen Benzinmotor angetrieben, die Wasserversorgung im Fall des Stromversagens zu übernehmen hätte. Es fragt sich: Wie stellen sich unter den gegebenen Bedingungen Wassermenge und Nutzdruck im Windkessel jeweils ein?

Auflösung:

Anfragen bei einigen Pumpenfabriken haben die in Abbildung 29, Schaubild, gezeichnete Charakteristik für eine einstufige Kreiselpumpe mit doppelseitigem Wasserzutritt bei $n = 2900$ als vorteilhafteste ergeben.

Die Anordnung des Pumpwerks war daher nach der schematischen Aufstellungsskizze (Abb. 28) zu treffen. Die beiden Pumpen sind mit ihren Saugrohren von 100 mm Anschlußweite möglichst kurz, jedoch je unter Zwischenschaltung eines Absperrschiebers S an die Falleitung angeschlossen und arbeiten von ihrem ebenfalls 100 mm weiten Druckanschluß ab je nach 1 Rückschlagkappe R und 1 Schieber S über eine ca. 5 m lange gemeinschaftliche Druckleitung, 175 mm l. W., in den Windkessel und in das Fabrikrohrnetz. In diese Druckleitungsstrecke ist vor dem Windkessel ein Woltman-Wassermesser von 150 mm Durchmesser eingebaut.

Für die Erneuerung der Luft im Windkessel ist ein kleiner elektrisch angetriebener Kompressor als Luftpumpe neben dem Windkessel vorgesehen. Die elektrische Schaltung geht in der bekannten Weise von einpoligen Membrandruckschaltern M_s am Windkessel aus, von denen je einer für jede Pumpe vorgesehen ist und auf den üblichen Druckunterschied von 10 bis 15 m Wassersäule einreguliert werden kann. Der Druckschalter betätigt über einen dreipoligen Einschalterschütz und Selbstanlasser die Inbetriebsetzung des Elektromotors. Statt mit besonderem Selbstanlasser kann der Läufer des Elektromotors auch mit Hilfe eines im Motor

sitzenden Zentrifugalanlassers kurzgeschlossen werden. Für den Fall von Störungen oder Ausbleiben des Drehstroms in einer Phase ist eine kalorische Sicherung zum Schutze jedes Elektromotors vorgesehen. Langjährige Erfahrung mit der Aufstellung und dem Betrieb selbsttätiger Pumpwerke hat gezeigt, daß Störungen in der Regel nur vom elektrischen Teil selbsttätiger Pumpwerke ausgehen, aber durch entsprechende Sicherheitsvorkehrungen ganz ausgeschaltet werden können, ohne daß die Anlage irgendwie Schaden nimmt. Irgendwelche Bedenken in dieser Hinsicht können heute als veraltet angesehen werden.

Das Pumpwerk ist sich ständig selbst überlassen und nimmt im Tag höchstens etwa 10 Minuten des sonst in der Fabrik tätigen Maschinenwärters zum allgemeinen Reinmachen, Ablesen der Meßvorrichtungen und für Betriebsaufzeichnungen in Anspruch. Da, wo das Pumpwerk von dem Maschinistenraum weit abgelegen ist, ist im Maschinistenraum an der Fabrikwasserleitung ein Kontaktmanometer anzubringen. Eine damit verbundene Alarmvorrichtung macht den Maschinenwärter aufmerksam, wenn im Pumpwerk irgendeine Störung vorliegt, so daß er noch rechtzeitig eingreifen kann. Verfasser hat diese Sicherheitsvorrichtung seines Wissens zum erstenmal beim Delphinpumpwerk der Stadt Sennheim im Elsaß im Hause des mit der Bedienung beauftragten Wassermeisters angewandt.

Die Berechnung des zu erwartenden Nutzdrukkes und der zugehörigen Wasserförderung wird an Hand der Abb. 29 wie folgt durchgeführt:

Im Schaubild Abb. 29 sind die Wassermengen als Abszissen und die Höhen als Ordinaten aufgetragen. Der Druckverlust in der 1600 m langen Falleitung, 175 mm l. W., ist als Widerstandsparabel 1 von der angegebenen Nulllinie der Widerstandsparabeln aus aufgetragen. Diese beginnen alle

bei der Wassermenge Null hydrostatischer Zustand, bei dem aus der Falleitung ein Zulaufdruck von 10 m vorhanden ist.

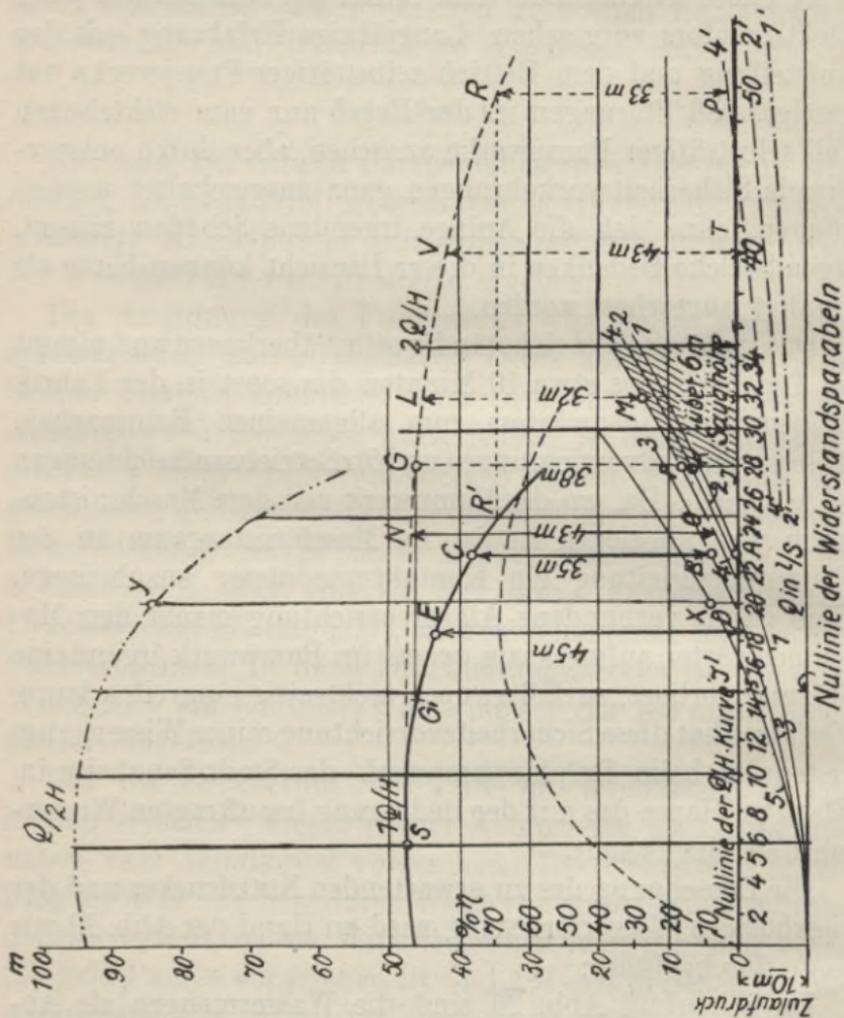


Abb. 29. Graphische Lösung der Aufgabe 15.

Man erkennt z. B., daß bei 23 l/Sek. Durchfluß der ursprüngliche Zulaufdruck von dem Quellgebiet her als Reibungsverlust in der Falleitung aufgezehrt worden ist: Punkt A der Widerstandsparabel. Rechts von diesem Punkte A,

d. h. bei einer größeren Wassermenge als 23 l/Sek., läuft den Pumpen das Wasser nicht mehr zu, sondern sie müssen es ansaugen. Hierzu kommt noch der Druckverlust in dem allerdings kurzen Saugrohr einer Pumpe mit in Betracht. Da hier fast keine geraden Strecken, sondern nur Krümmer und Schieber in Frage kommen, so wird er bekanntlich berechnet als

$$\sum \zeta \cdot \frac{v^2}{2g},$$

worin $\sum \zeta$ die Widerstandsziffern für alle die besonderen Widerstände durch Querschnitts- und Richtungsänderungen des Wassers bedeuten, und wobei v die Geschwindigkeit des von der Pumpe verarbeiteten Wassers Q im Pumpensaugrohr ist. Indem über der gezeichneten Widerstandsparabel 1 der Falleitung diese besonderen Saugleitungswiderstände aufgetragen werden, entsteht die Widerstandsparabel 2. Die Höhen zwischen ihr und der Nulllinie der Q/H -Kurve geben die jeweiligen Saughöhen der Pumpen als Ordinaten für die zugehörigen Wassermengen als Abszissen an.

Auch in der Druckleitung, vom Druckstutzen jeder Pumpe ab bis zum gemeinschaftlichen Druckrohr, entstehen Druckverluste durch Querschnitts- und Richtungsänderungen. Sie werden, wie die Verluste im Saugrohr der Pumpe, um so größer, je enger die Lichtweite des betreffenden Anschlußstutzens und der dann folgenden Rückschlagklappe, Schieber und Formstücke ist. Ihre Nachrechnung in einigen Punkten und ihr Auftragen über der Widerstandsparabel 2 ergibt die Widerstandsparabel 3.

Der nun folgende Widerstand in dem gemeinschaftlichen Druckrohr, 175 mm l. W., von verhältnismäßig kurzer Länge bis zum Windkessel könne als in der Widerstands-

parabel 1 enthalten angesehen werden. Dann ist jeweils der Höhenunterschied zwischen der Widerstandparabel 3 und der 1 Q/H -Kurve: der im Windkessel sich einstellende Nutzdruck, wenn 1 Pumpe allein arbeitet. Er ergibt mit der Strecke $BC = 35$ m Höhe den Einschaltpunkt C und mit $DE = 45$ m den Ausschaltpunkt E . Der selbsttätig eingestellte Arbeitsbereich der Pumpe liegt dann zwischen den Punkten C und E . Die Antriebsleistung jeder Pumpe errechnet sich für die Höhe H des jeweiligen Arbeitspunkts über der Nulllinie der 1 Q/H -Kurve aus.

$$N = \frac{Q^{1/\text{Sek.}} \cdot H_{\text{man}}^m}{75 \cdot \eta} \text{ PS,}$$

z. B. für C :

$$N = \frac{22,8 \cdot 38,5}{75 \cdot 0,67} = 17,5 \text{ PS.}$$

Sollen nun beide Pumpen zusammen, d. h. auf Menge arbeiten, so ist zunächst die 2 Q/H -Kurve durch Verdoppelung der Abzissen der 1 Q/H -Kurve aufzutragen. Der sich im Windkessel beim gleichzeitigen Arbeiten von 2 Pumpen einstellende Nutzdruck ist zwischen der Widerstandsparabel 4 und der 2 Q/H -Kurve abzulesen, z. B. die Strecke $FG = 38$ m, bei einer Förderhöhe jeder Pumpe von $JG = 46$ m. Die Widerstandsparabel 4 ist aus der Summe der Widerstandshöhen gebildet, die sich ergeben;

a) aus dem allgemeinen Leitungswiderstand in der Falleitung und in den 5 m gemeinschaftlicher Druckleitung für die Durchflußmengen Q .

b) aus den besonderen Leitungswiderständen für die halben Durchflußmengen von Q in je einer Pumpensaug- und Druckleitungsstrecke, da jede Pumpe ja ihre eigene Saug- und Druckleitungsstrecke hat.

Es ist nun darauf zu achten, daß die Höhe von der Nulllinie der Q/H -Kurve bis zur Widerstandsparabel 2 nicht über die größte zulässige Saughöhe der Pumpen hinausgeht, z. B. $JK = 6$ m. Hätte man einen Arbeitspunkt L der 2 Q/H -Kurve und die Nutzdruckhöhe $LM = 32$ m noch für angängig erachtet, so wäre dieser Arbeitspunkt L doch mit Rücksicht auf die zu große Saughöhe der Pumpen nicht mehr zulässig. Man würde im gewöhnlichen Sprachgebrauch sagen: die Falleitung vermag das von den beiden zusammenarbeitenden Pumpen verlangte Wasser nicht mehr heranzuführen, siehe das schraffierte Feld mit mehr als 6 m Saughöhe in Abb. 29.

Im vorliegenden Fall würde man also, der auftretenden Saughöhe von mehr als 6 m wegen, nicht über die zur Ordinate JG gehörige gemeinschaftliche Wassermenge von 28 l/Sek. d. h. 14 l/Sek. für jede Pumpe hinauskommen. Dabei wäre ein selbsttätiger Betrieb der 2 Pumpen ausgeschlossen, weil die für die Automaten nötige Druckspanne von ca. 10 m nicht mehr einzustellen ist, überhaupt am Scheitel S der 1 Q/H -Kurve die Pumpe nicht mehr mit Sicherheit den nötigen Ausschaltdruck erreicht. Wollte man z. B. die zweite Pumpe auf etwa $LM = 33$ m bis $NO = 43$ m am Membrandruckschalter beim Windkessel eingestellt haben, damit sie bei einem Druckrückgang um 2 m gegenüber der unteren Druckgrenze (35 m) am Automaten der Pumpe 1 von selbst zum Mitfördern anspränge, so wäre dies unter den gegebenen Verhältnissen nicht möglich, weil bei Ordinate LM beide Pumpen zusammen zuviel Wasser anfordern würden, so daß infolge unzulässiger Saughöhe ein Abschnappen eintreten würde.

Soll dieses Zusammenarbeiten der beiden Pumpen auf Menge möglich sein, so müßte man vielmehr durch Vergrößern der Lichtweiten der Falleitung und der Saugrohr-

anschlußleitungen flachere Widerstandsparabeln 1, 2 und 4 zu erhalten trachten, z. B. die Widerstandsparabeln 1', 2' u. 4'. Erst mit der hiernach rückwärts zu ermittelnden Leitungsweite für die Falleitung und die Pumpensaugleitungen ließen sich die Windkesseldrücke $PR = 33$ m und $VT = 43$ m bei Parallelschaltung beider Pumpen erzielen und automatisch einstellen. Leistungsbedarf der Pumpe dann $\frac{24,8 \cdot 33}{75 \cdot 0,65} = 16,8$. PS (Q und η an Ordinate durch R' abzulesen!).

Man erkennt deutlich, wie wichtig das Niedrighalten der Widerstände an Parabel 1 und 2, Falleitung und Pumpensaugleitung, ist, was nur mit möglichst kurzen und weiten Rohren erreicht wird. Man bedenke dazu, daß die meisten Pumpenfabriken aus Gründen der Verbilligung ihres Fabrikates dazu neigen, ihre Anschlußweiten nach verhältnismäßig hohen Wassergeschwindigkeiten zu berechnen — vgl. GWF 1921, S. 430 —, und sehr häufig dann auch die Anschlußleitung nach den Anschlußweiten der Pumpen bemessen wird, statt daß man im Auge behält, wie der Widerstand mit dem Quadrat der Wassergeschwindigkeit zunimmt und diese hinwiederum mit dem Quadrat des verkleinerten Durchmessers.

Beim Hintereinanderschalten der beiden Pumpen, wobei unter entsprechender Schieberstellung (Abb. 28) die Druckleitung der ersten Pumpe nach der Teilkugel T hin geschlossen, aber mit dem Saugstutzen der 2. Pumpe verbunden wird, verdoppelt man die Höhen der 1 Q/H -Kurve wie bei zwei Stufen und erhält so die $Q/2H$ -Kurve. Die Widerstandsparabel 5 entsteht dadurch, daß man über der Widerstandsparabel 3 für 1 Pumpe noch den Saugleitungs- und Druckleitungswiderstand der Pumpe 2 aufträgt. Der Nutzdruck im Windkessel beim Hintereinanderschalten der

beiden Pumpen liegt dann zwischen Widerstandsparabel 5 und der $Q/2H$ -Kurve: z. B. der Nutzdruk $x y = 81$ m bei einer Wasserförderung von $Q = 20$ l/Sek.

Die Größe des Windkessels bestimmt sich wie sonst nach den Schwankungen des Wasserverbrauchs in der Fabrik in Beziehung zur Pumpenförderung und nach der gewünschten oder zulässigen Zahl der Einschaltperioden in einer Stunde (vgl. z. B. Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau 1924, Bd. 2, S. 201).

Damit bei nicht immer ausreichender Quellschüttung oder bei fehlendem oder ungenügend großem Ausgleichsbehälter in der Falleitung

ein Trockenlaufen der Pumpen

vermieden wird, empfiehlt es sich, in dem Quellbehälter eine Schwimmervorrichtung anzuordnen: bei dem niedrigsten Quellspiegel, bei dem die Falleitung die nötige Durchflußmenge nicht mehr fortzuleiten imstande ist, schaltet der Schwimmer einen Stromkreis ein, der die elektrische Verbindung zwischen dem Membrandruckschalter und dem dreipoligen Einschaltenschutz unterbricht. Diese Verbindung wird selbsttätig erst bei genügend gestiegenem Quellbehälterspiegel wiederhergestellt. Das Eintreten einer solchen unliebsamen Unterbrechung der Fabrikversorgung würde allerdings nur beweisen, daß der Fabrikverbrauch die Quellschüttung einschließlich etwaiger Aufspeicherung zeitweise überschritten hat, so daß man an das Erschließen oder Aufspeichern weiterer Wassermengen gehen müßte.

Während beim Betrieb des Pumpwerks die Rückschlagklappe R in der Falleitung (Abb. 27) geschlossen ist, öffnet sie sich von selbst, sofern das Pumpwerk stillliegt und der Druck im Windkessel allmählich unter den natürlichen Druck von den Quellen her gesunken ist. Damit hierbei die Luft aus dem Windkessel nicht verlorenght, muß an

oder in dem Windkessel ein selbsttätiges Luftsicherungsventil vorhanden sein.

Aufgabe 16.

Unter den in Abb. 30 skizzierten Geländeverhältnissen sollen mit Hilfe eines Dieselmotors von $N = 30 \text{ PS}$, $n = 1000$,

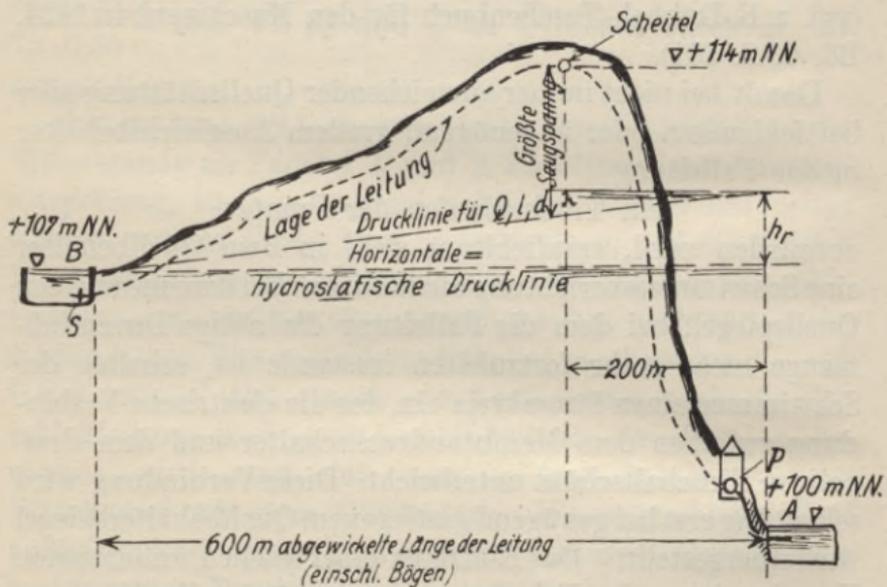


Abb. 30. Längsprofil zu Aufgabe 16.

auf dessen Welle 2 Riemenscheiben angeordnet sind, ständig mindestens 40 l/Sek. von A nach B gefördert werden. Zur Verfügung stehen:

a) eine gebrauchte Dreiplungerpumpe (dreimal einfach wirkend, Abb. 31) mit $D = 205 \text{ mm}$ Plungerdurchmesser, $s = 250 \text{ mm}$ Hub, $n_{\text{max}} = 145$;

b) eine Kreiselpumpe, $n = 1700/\text{Minute}$, 200 mm Saugrohr-, 150 mm Druckrohranschluß nach folgenden Kennlinien:

$Q = 0 \quad 10 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \text{ l/Sek.}$

$H = 14,6 \quad 15,2 \quad 14,6 \quad 13,0 \quad 10,7 \quad 7,7 \quad 4,2 \text{ m manometr.,}$

$\eta = 0 \quad 41,5 \quad 63,5 \quad 75,0 \quad 78,0 \quad 70,0 \quad 52,0 \text{ \% Wirkungsgrad.}$

Es ist zu berechnen:

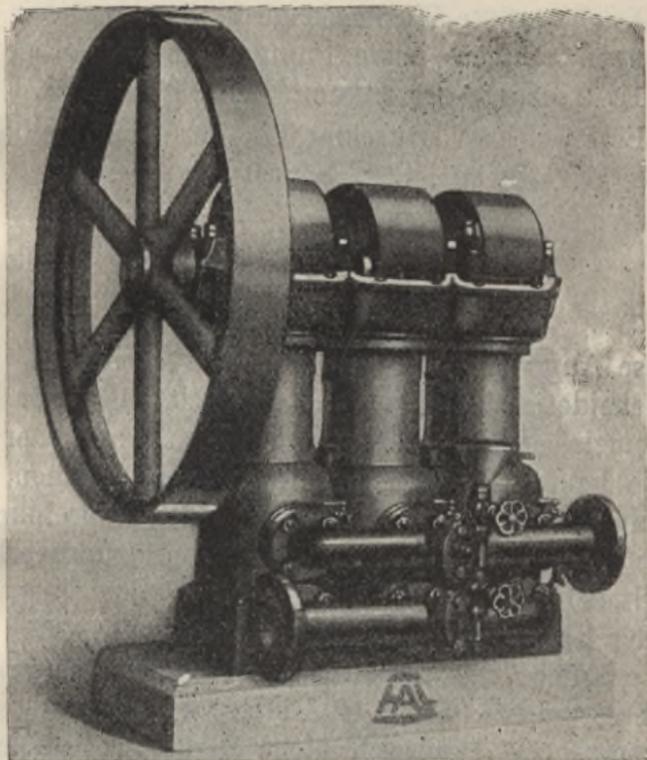


Abb. 31. Dreiplungerpumpe (HL der Maschinenfabrik C. Henry Hall, Fürstenwalde a. d. Spree).

1. Die Lichtweite der für beide Pumpen gemeinschaftlichen Leitung, wenn jede Pumpe mindestens 40 l/Sek. allein liefern soll. Ein Fußventil und eine Rückschlagklappe werden für die Kreiselpumpe als unentbehrlich angesehen.

2. Mit welcher Drehzahl muß man die Kolbenpumpe für 40 l/Sek. laufen lassen, wenn $\eta_v = 0,95$; $\eta_m = 0,90$ und im ganzen 3 m Ventil- und Beschleunigungswiderstände in der Pumpe vorausgesetzt werden dürfen? Welchen Leistungsbedarf verlangt dabei die Kolbenpumpe?

3. Welche größte Wassermenge und bei welchen Einzelleistungen können beide Pumpen zusammen in die unter 1 berechnete gemeinsame Leitung liefern?

4. Bei welchem Durchmesser der gemeinschaftlichen Leitung könnten 80 l/Sek. gefördert werden?

5. Vergleich und Kritik?

Auflösung:

Diese Aufgabe hat Ähnlichkeit mit Aufgabe 11 und 13; unterscheidet sich aber von 11 dadurch, daß beide Pumpen eine gemeinschaftliche Antriebsmaschine haben. Der Antrieb auf die beiden Pumpen geschieht mittels Riemen, bei der Kolbenpumpe mit Untersetzung, bei der Kreiselpumpe mit Übersetzung. Hat man nun diese Umsetzungsverhältnisse gewählt, so ist eine Drehzahländerung der einen Pumpe, z. B. der Kolbenpumpe, ohne eine gleichzeitige der anderen nicht möglich, selbst wenn es die Antriebsmaschine zu leisten vermöchte. Denn eine öftere Veränderung der Riemenscheiben ist praktisch nicht zugänglich; Stufenscheiben sind, als zu verwickelt, nicht üblich.

Die Drehzahl n der Kolbenpumpe für 40 l/Sek. berechnet sich aus:

$$Q_i \text{ auf 1 Umdrehung} = 30 s = 3 \cdot 0,033 \cdot 0,25 = 0,02475 m^3, \\ Q_i = 24,75 \text{ l/Umdr.},$$

daraus $Q_e = 0,95 \cdot 24,75 = 23,5 \text{ l/Umdrehung}$.

Da 40 l/Sek. = 2400 l/Min. gefördert werden sollen, so sind

von Q/H und η für zwei Drehzahlen $n = 1700$ und $n = 2000$ eingezeichnet, wie sie sich auf Grund von Versuchen an einer und derselben Pumpe ergeben haben. $n = 2000$ gibt nicht nur größere Förderhöhen, sondern auch reichlichere Wasserlieferung bei nur wenig kleinerem η (am Scheitel dieser Kurve): verlangt aber höheren Leistungsbedarf, dessen Verlauf man zur Übersicht gleichfalls in das Schaubild eintragen möge.

Trägt man nun über der Linie der geodätischen Förderhöhe $= 7$ m die verschiedenen Widerstandsparabeln, d. h. für den allgemeinen Leitungswiderstand $h_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ und für die besonderen Leitungswiderstände im Fuß- und Rückschlagventil $= \sum \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$ auf, so erkennt man, daß man für 40 l/Sek. Wasserlieferung auch bei $n = 2000$ der Zentrifugalpumpe nicht mit 175 mm Durchmesser auskäme, sondern erst mit 200 mm Durchmesser.

Für $n = 1700$ der Z müßte der Leitungsdurchmesser mindestens 225 mm sein: Arbeitspunkt A_1 .

$$N_{A_1} = \frac{40 \cdot 10,8}{75 \cdot 0,78} = 7,42 \text{ PS Leistungsbedarf auf der Z-Welle.}$$

Beim Zusammenarbeiten der K mit 40 l/Sek. und der Z $n = 1700$ würde man am Arbeitspunkt A_2 eine Gesamtmenge von 3500 l/Min. $= 58,3$ l/Sek. bei 225 Durchmesser der Leitung erreichen können. Dabei ginge aber die Wasserlieferung der Z auf 1080 l/Min am Arbeitspunkt A'_2 bei einem $\eta = 0,60$ zurück, Leistungsbedarf

$$N_{A'_2} = \frac{1080}{60} \cdot \frac{14,8}{75 \cdot 0,60} = 5,92 \text{ PS auf der Z-Welle. Der zugehörige Leistungsbedarf der Kolbenpumpe K wäre, ausgehend von Höhe bei } A_3 = 13,8 \text{ m — insofern die K kein}$$

Fuß- und Rückschlagventil braucht — + 3 m inneren Widerstand,

$$N_{KA_3} = \frac{40}{\eta_v} \cdot \frac{16,8}{\eta_m \cdot 75} \left(\text{nämlich} = \frac{\gamma Q_i \cdot (H_n + H_w)}{75 \cdot \eta_m} \right)$$

$$= \frac{40}{0,95} \cdot \frac{16,8}{0,90 \cdot 75} = 10,5 \text{ PS, für den Dieselmotor}$$

zusammen $5,92 + 10,5 = 16,42 \text{ PS}$ und unter Berücksichtigung des Riemenverlustes $\frac{16,42}{0,95} = 17,3 \text{ PS}$. für den Dieselmotor.

Man erkennt, daß man den gegebenen Dieselmotor von 30 P. S. besser ausnutzen dürfte. Entscheidend ist hier die Frage 4 in Verbindung mit der gegebenen Leistung der Antriebsmaschine.

Aus dem Schaubild (Abb. 32) erkennt man, daß die $Z_{n=2000}$ am Arbeitspunkt A_7 zusammen mit $Q_K = 40 \text{ l/Sek.} \dots 4980 \text{ l/Min.}$ fördert, wovon auf die Z am Arbeitspunkt A'_6 2580 l/Min. entfallen.

Damit würde ihr Leistungsbedarf

$$N_{A'_7} = \frac{\frac{2580}{60} \cdot 16,4}{75 \cdot 0,75} = 12,5 \text{ PS}$$

und der der K dazu auf

$$N_K = \frac{40}{0,95} \cdot \frac{(15 + 3)}{75 \cdot 0,90} = 11,2 \text{ PS}$$

also zusammen auf den Pumpenwellen 23,7 PS

oder auf der Motorwelle $\sim 25 \text{ PS}$

ansteigen.

Man erkennt, daß man bei $n = 2000$ der Z und 250 Durchmesser der gemeinschaftlichen Leitung mit der Stärke der vorhandenen Antriebsmaschine auskommen könnte.

Das Schaubild (Abb.32) zeigt endlich noch, daß man bei $n = 1700$ der Z eine Rohrleitung von 300 Durchmesser für die Gesamtlieferung von 80 l/Sek. brauchen würde. In diesem Fall wären die Leistungen am Arbeitspunkt A_1 , der ziemlich mit A'_6 zusammenfällt, wie oben 7,42 PS für die Z und

$$N_K = \frac{40}{95} \cdot \frac{(10,1 + 3)}{0,95 \cdot 75} = 8,2 \text{ PS}$$

zusammen rund 15,6 PS u. auf der Motorwelle ~ 17 PS.

Die Frage ist daher, ob wirtschaftlich der geringere Energieaufwand der 17 PS gegen 25 PS die Mehrausgabe für den größeren Leitungsdurchmesser von 300 mm gegen 250 mm auf die 600 m Leitungslänge aufwiegt. Der Unterschied im Rohrpreis samt Verlegung und Dichtung dürfte etwa 5 bis 6 M. auf 1 laufenden Meter ausmachen; auf 600 m Leitungslänge also 3000 bis 3600 M.

Die ersparten rund 8 PS machen auf 1 Stunde rund 2 kg Rohöl = 28 Pfennig aus. Gilt für die Verzinsung und Tilgung des Mehranlagekapitals an Rohrleitung ein Zinsfuß von $8 \frac{0}{10}$, so wäre die Jahresausgabe von etwa 280 M. für das größere Rohr schon in etwa 1000 Betriebsstunden durch den geringeren Brennstoffaufwand ausgeglichen. Hierbei ist angenommen, daß der Brennstoffverbrauch des Dieselmotors bei halber Belastung unerheblich niedriger ist als bei Vollast, was annähernd zutrifft.

Erst mit Rücksicht auf die jährliche Betriebsdauer, den Aufwand für Bedienungszeit usw. ließe sich ein genauer Vergleich durchführen.

Immerhin zeigt auch dieses Beispiel, wie außerordentlich stark der Energieaufwand für den Leitungswiderstand wirtschaftlich ins Gewicht fällt.

Vergleicht man die errechneten Leistungsbedarfswerte, so erkennt man, daß bei $n = 1700$ die Z stets weniger ver-

langt als die Kolbenpumpe. Dies gleicht sich bei $n = 2000$ ungefähr ins Gegenteil aus. Bei kleiner geodätischer Förderhöhe, wie sie hier vorliegt, spielt eben der Druckhöhenverlust in der Kolbenpumpe (der für Ventil- und Beschleunigungswiderstände durchweg zu 3m angenommen wurde) schon eine Rolle.

Die ganze obige Rechnung wurde in der Annahme durchgeführt, daß der obere Teil der Leitung bis zum Scheitel + 114 m N. N. als Heberleitung arbeiten könne. Die Drucklinie dazu ist in Abb. 30 eingetragen und zeigt, daß die in der Scheitelordinate vorkommende „größte Saugspannung“ in den zulässigen Grenzen bleibt. Über Entlüftung, Inbetriebsetzen, Gefällsleitung vom Scheitel bis *B* gilt das schon bei Aufgabe 13 Gesagte.

Die *Z* ist auch bei $n = 1700$ gerade imstande bis zum Scheitel zu fördern und z. B. die Leitung durch Anfüllen zu entlüften; doch ist die Fördermenge ohne Heberwirkung der Leitung unbefriedigend klein.

Die in Abb. 31 dargestellte Dreiplungerpumpe (Triplexpumpe) ist zweifellos dem Materialaufwand nach ein Vielfaches teurer als die *Z*. Der Hauptvorteil der Kolbenpumpe, das ist die leichte Steigerungsmöglichkeit der Förderhöhe bei gleichbleibender Wassermenge, was die *Z* nicht fertig bringt, kommt in diesem Anwendungsbeispiel gar nicht zur Geltung. Die Verwendung der *K* ist daher hier wohl nur aus besonderen örtlichen Verhältnissen zu erklären (Vorhandensein, Altkauf od. dgl.).

III. Aus dem Gebiet aller möglichen Pumpenarten.

Aufgabe 17.

Welche Möglichkeiten der Wasserhebung gibt es für einen tiefliegenden, in seiner Lage stark, mehr als 8 m, veränderlichen Wasserspiegel?

Die Fördermenge ist absichtlich nicht als fest bestimmt angegeben, ebenso ist über die Antriebsart nichts festgelegt. Es sollen vielmehr jeweils die möglichen Antriebsarten (neben dem wohl häufigsten elektrischen Antrieb) erörtert, Anwendungsgebiet, Vor- und Nachteile usw. kritisch verglichen werden.

Auflösung:

Zunächst könnte man unterscheiden in nichtsaugende und in saugende Pumpen.

Saugende Pumpen sind alle diejenigen, bei denen der atmosphärische Luftdruck mitwirkt, um das Wasser in den vom Verdränger (Kolben, Schaufeln od. dgl.) evakuierten Saugraum nachzuschieben.

Nichtsaugend sind alle diejenigen Pumpenarten, bei denen der Verdränger, z. B. Preßluft oder Wasser, Dampf, Gas, ohne die Hilfe des atmosphär. Luftdrucks das Wasser vor sich herschiebt, z. B. Preßluftheber und Mammutpumpe (L 10), Widder und Hydropulsor (L 10) während Dampf- und Gasdruckheber (Pulsometer, L 10, bzw. Humphreypumpe, L 10), Injektoren (L 10), auch saugend wirken können.

Alle saugenden Pumpen müssen mit ihrem saugenden Maschinenteil innerhalb der zulässigen Saughöhe über dem tiefsten U. W. stehen; alle Pumpen, denen das Wasser zulaufen muß (wie Widder und Hydropulsor, sowie das Fuß- oder Mischstück¹⁾ der Mammutpumpe) müssen, zum Teil im Wasser, unterhalb U. W. stehen.

Die Schwierigkeit bei stark veränderlichem Wasserspiegel liegt nun darin, daß die Antriebsmaschine beim Steigen des Wasserspiegels nicht unter Wasser kommen darf. Diejenigen Teile, die ganz oder zeitweise in das U. W.

¹⁾ L 10.

kommen, müssen möglichst unempfindlich sein und möglichst keiner Abnutzung unterliegen. Darum sind Pulso-meter, Dampfstrahlapparate hier überhaupt nicht verwendbar, auch Widder nicht. Diese verlangen Zugänglichkeit zur Einstellung der Förderhöhe. Möglich ist

1. Hebung mit Druckluft.

a) Der Druckluftheber (auch Montejus genannt) s. Abb. 33. Unter dem tiefsten U.W. befindet sich ein Behälter *B*. Durch sein Wassereinlaßventil *E* hat er sich vollständig mit Wasser gefüllt, während die Luft durch das Auslaßventil *A* entwichen ist und das Rückschlagventil *R* sich unter dem Druck der auf ihm lastenden Flüssigkeitssäule geschlossen hat. Nach dem Anfüllen des Behälters *B* ist zunächst durch den Schwimmer *S* das Luftauslaßventil *A* geschlossen und dann das Preßlufteinlaßventil *L* geöffnet worden. Nun treibt die Preßluft die Flüssigkeit vor sich her aus dem Raum *B*, der Schwimmer sinkt, schließt in bestimmter Tieflage (punktirt) mit Hilfe der punktiert skizzierten Stange *T*

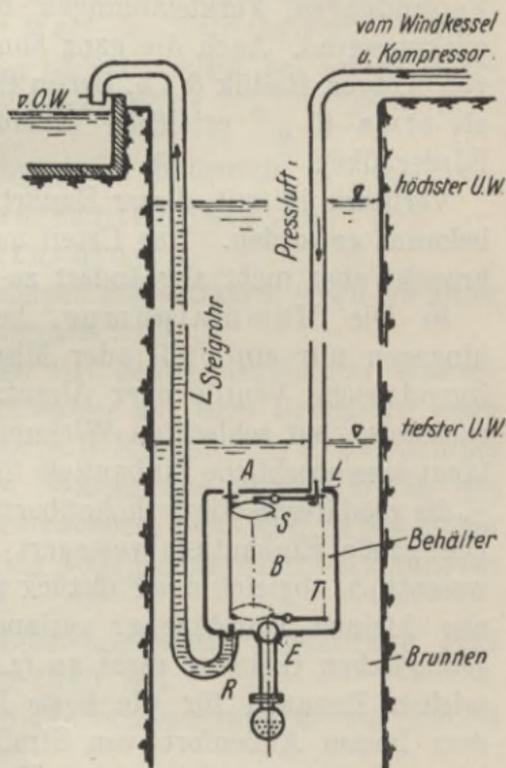


Abb. 33. Druckluftheber.

das Lufteinlaßventil L und öffnet, nachdem die Preßluft sich noch etwas hat ausdehnen können, das Luftauslaßventil A . Dadurch füllt sich unter Ausströmen der Luft, die Arbeit geleistet hat und durch A entweicht, der Behälter B von neuem mit Flüssigkeit, und das Spiel wiederholt sich.

Vorteile: kein Ansaugen der Flüssigkeit, deshalb keine Entgasung, daher für chemische Flüssigkeiten oft verwendet.

Nachteile: schwierige Abdichtung der Ventile, eventuell Versandungen, Verklebungen usw., niedriger Gesamtwirkungsgrad. Auch die ganz ähnliche, patentierte Bauart von Krüger, Radlik & Co, Berlin O 27, wird η nicht größer als etwa $45 \text{ }_0/0$ erreichen (allerdings abhängig von der Förderhöhe).

Verfasser ist mit dieser Bauart erst nach Drucklegung bekannt geworden. Das Urteil auf S. 64 hier unten zu d braucht aber nicht abgeändert zu werden.

b) Die Mammutpumpe, beschrieben in L10, hat hingegen nur ein Fuß- oder Mischstück im U. W., ohne irgendwelche Ventile oder Abnutzung. Auch sie arbeitet ruckweise, hat schlechten Wirkungsgrad $\leq 40 \text{ }_0/0$ und verlangt eine erhebliche Einbautiefe für das Fußstück, ungefähr \geq die geodätische Förderhöhe über tiefst abgesenktem Spiegel. Die große Einbautiefe verteuert den Bau des Brunnens wesentlich, obgleich das Fußstück sowie Steig- und Luftrohr nur kleinen Durchmesser verlangen. Oder sie geht aus geologischen Gründen nicht an (z. B. wäre man bei einem solchen Brunnen für die Feste KWII in Mutzig, Elsaß, dem besten Außenfort von Straßburg, Elsaß, durch den Muschelkalk auf Salz- oder Mineralwasser gekommen). Außer der bequemen Zugänglichkeit der Maschinenanlage usw. hat man als Vorteile: mitunter die Möglichkeit der Steigerung der Spiegelsenkung ohne Standortveränderung

der Pumpen und Maschinen, wie z. B. bei Grundwasserabsenkung (L 10), für Bauzwecke sehr erwünscht (vgl. L 14 S. 80ff). Bei eisenhaltigem Wasser tritt schon im Brunnen die nötige Durchlüftung des Wassers ein; endlich vermag die Mammutpumpe anstandslos Sand und Schlamm zu fördern (für Klärschlamm, Kohlschlamm vielfach verwendet). Eine gute Schlammpumpe ist sonst nur noch die Diaphragmapumpe (L 10). Verunreinigung des Wassers durch Schmieröl aus dem Kompressor läßt sich vermeiden.

Für den Antrieb des Kompressors zur Erzeugung der Preßluft hat man in der Wahl des Antriebs volle Freiheit, auch in der Wassermenge ist man selbst bei engen Bohr-löchern verhältnismäßig unbeschränkt.

2. Vorhebung im Brunnen.

- a) mittels Wasserstrahlapparaten,
- b) mittels Wasserturbine.

Diese „Vorpumpen“ können es vertragen, wenn sie unter das Wasser zu liegen kommen.

Zu a. Ein im Brunnen tief genug eingebauter Wasserstrahlsauger erhält Druckwasser aus dem Druckrohr einer über Tag stehenden Pumpe (z. B. Kreisel- oder Kolbenpumpe) und ist daher imstande, Wasser aus dem U.W. in das Saugrohr dieser Pumpe vorzuheben, siehe Abb. 34 aus einem Prospekt der Gebr. Körting A.G., Körtingsdorf bei Hannover (schon vom Jahre 1911).

Eine andere Firma bezeichnet diese Ausführung 1919 mit Tiefsaugevorrichtung (Abb. 35).

Etwas schwieriger ist die Inbetriebsetzung, die auf Abb. 35 ausführlich angegeben ist.

Vorteile: geringer Raumbedarf (Brunnendurchmesser), Unempfindlichkeit des zeitweise unter Wasser befindlichen Strahlsaugers, keine Eintauchtiefe, vielmehr Ausnutzung des

Brunnens bis zur Sohle, keine Verunreinigung des Wassers durch Schmieröl der Pumpe, geringe Anlagekosten und Wartung; besonders auch für selbsttätigen elektrischen Betrieb geeignet und kleinere Fördermengen.

Nachteil: schlechter Wirkungsgrad.

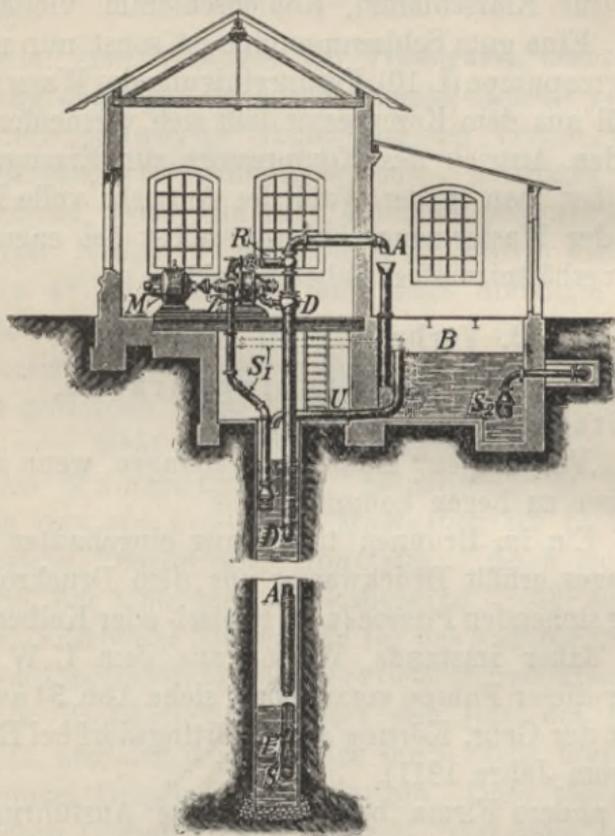


Abb. 34. Elektrisch betriebene Kreiselpumpe mit Tiefsaugevorrichtung (Gebr. Körting).

b) Vorhebung mit Hydrokreiselpumpe, D.R.P. der Geue Pumpenbau G. m b H. Berlin, N 39, angetrieben durch eine Turbine (Abb. 36 – 38).

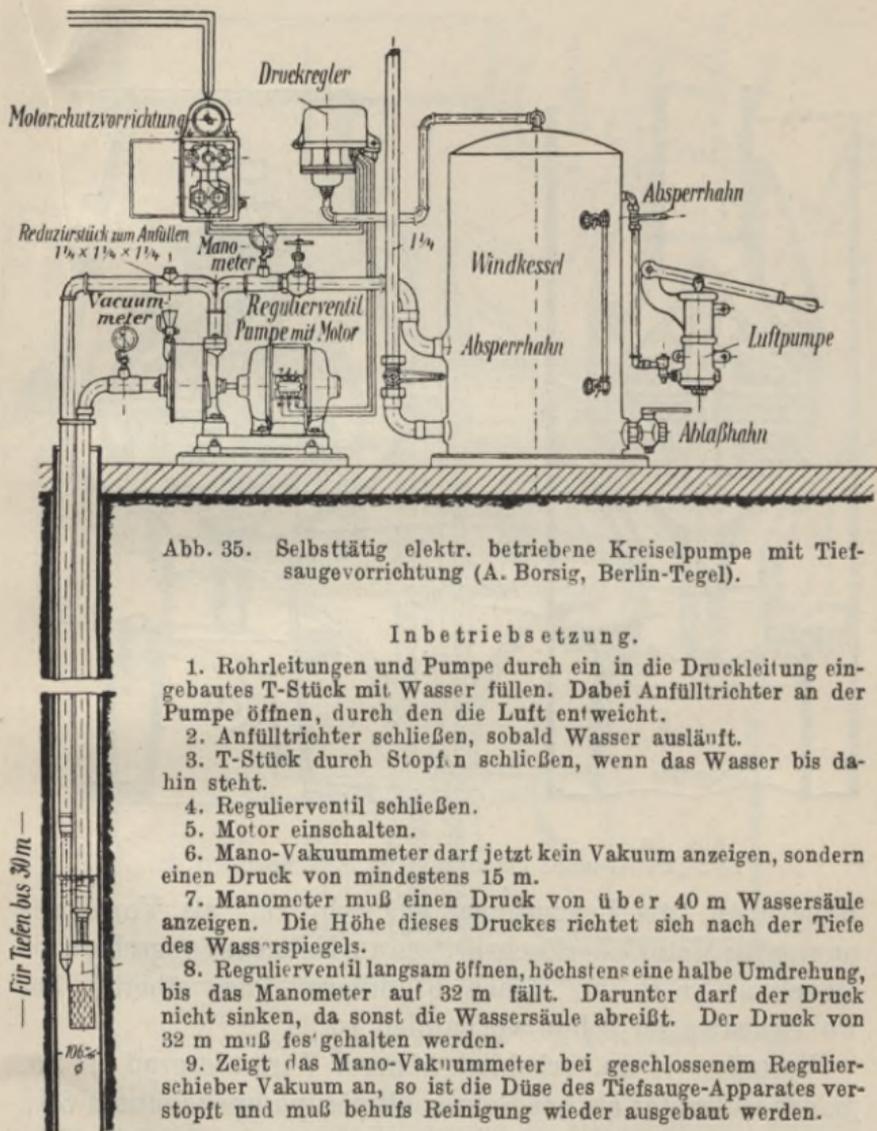


Abb. 35. Selbsttätig elektr. betriebene Kreiselpumpe mit Tiefsaugvorrichtung (A. Borsig, Berlin-Tegel).

Inbetriebsetzung.

1. Rohrleitungen und Pumpe durch ein in die Druckleitung eingebautes T-Stück mit Wasser füllen. Dabei Anfülltrichter an der Pumpe öffnen, durch den die Luft entweicht.
2. Anfülltrichter schließen, sobald Wasser ausläuft.
3. T-Stück durch Stopfen schließen, wenn das Wasser bis dahin steht.
4. Regulierventil schließen.
5. Motor einschalten.
6. Mano-Vakuummeter darf jetzt kein Vakuum anzeigen, sondern einen Druck von mindestens 15 m.
7. Manometer muß einen Druck von über 40 m Wassersäule anzeigen. Die Höhe dieses Druckes richtet sich nach der Tiefe des Wasserspiegels.
8. Regulierventil langsam öffnen, höchstens eine halbe Umdrehung, bis das Manometer auf 32 m fällt. Darunter darf der Druck nicht sinken, da sonst die Wassersäule abreißt. Der Druck von 32 m muß festgehalten werden.
9. Zeigt das Mano-Vakuummeter bei geschlossenem Regulierschieber Vakuum an, so ist die Düse des Tiefsauge-Apparates verstopft und muß behufs Reinigung wieder ausgebaut werden.

Als Anwendungsgebiete werden angegeben:
Grundwasserabsenkungsanlagen, Entwässerung von Kellern

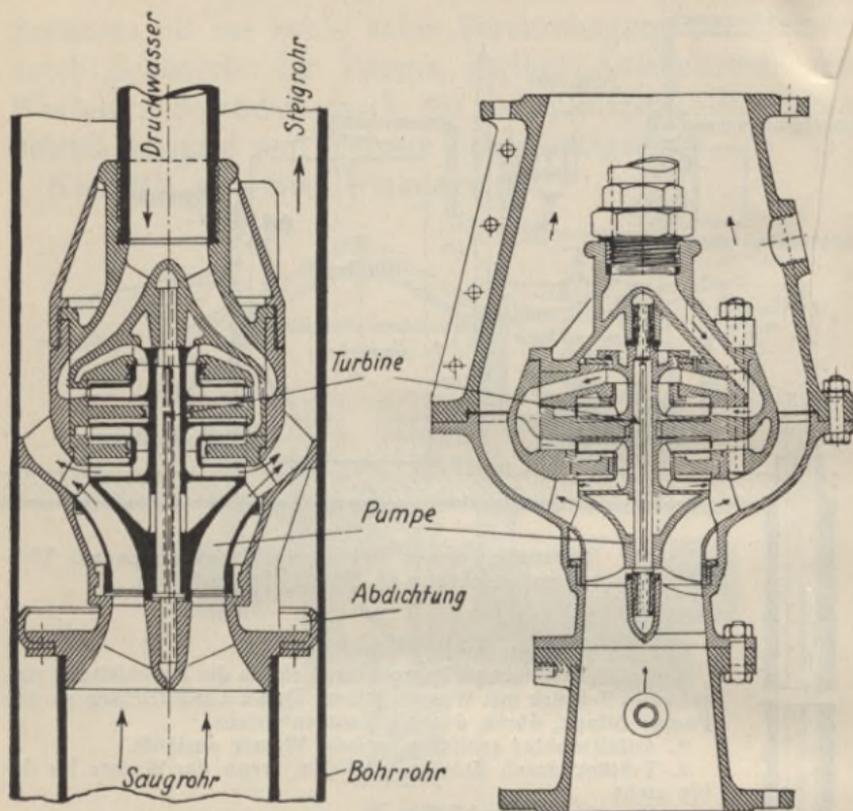


Abb. 36.

Hydrokreislumppe der Geue G. m. b. H., Berlin N. 30.

Abb. 37.

Baugruben, als Lenzpumpe auf Schiffen, als Vorschaltpumpe für Motorfeuerlöschspritzen am Ende des Saugschlauchs eingebaut (z. B. an hohen Flußufern), also überall da, wo Druckwasser schon vorhanden ist.

Vorteile wie 2a, erheblich höherer Wirkungsgrad als 2a, jedoch schlechter als bei Bohrlochkreislumppe (s. unten 3d), was namentlich für größere Wassermengen ins Gewicht fällt.

Für den Antrieb der den Wasserdruck liefernden über Tag stehenden Pumpe und für deren Ausführung liegt keinerlei Beschränkung vor.

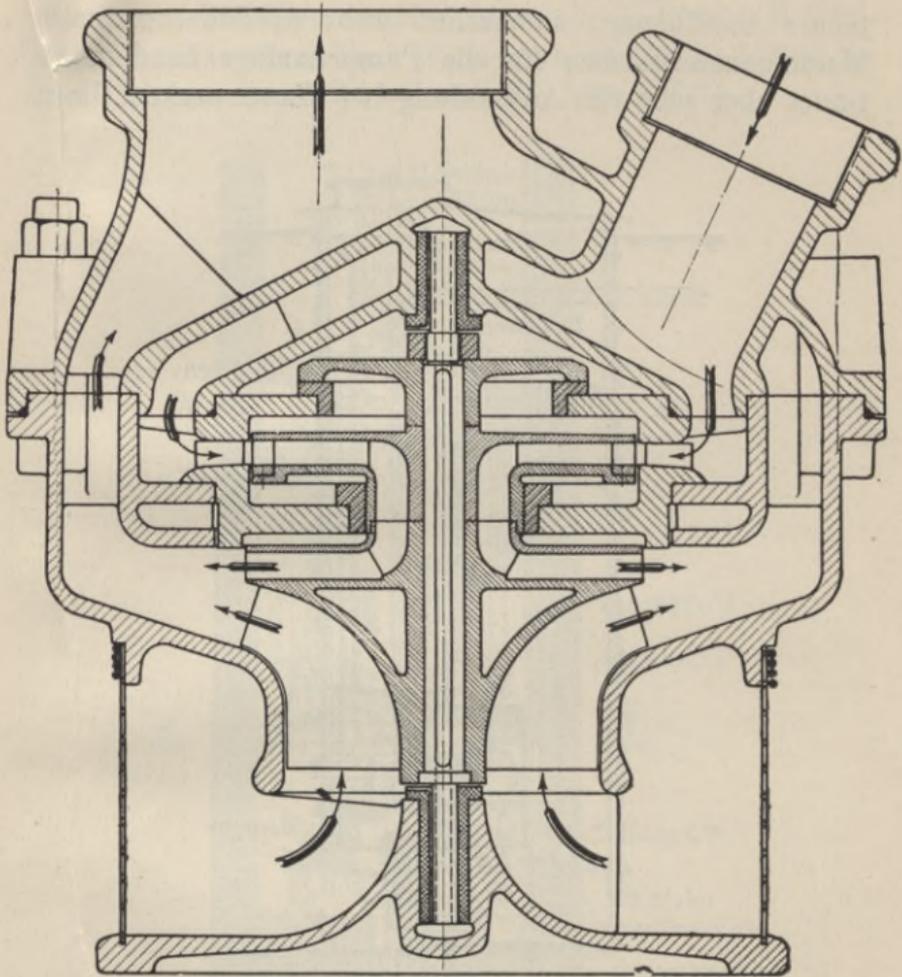


Abb. 38.

Abb. 38. Hydrokreislumppe der Geue G. m. b. H., Berlin N. 30.

3) Tiefaufstellung saugender Pumpen.

a) normaler Pumpenausführung in tiefliegenden wasser-dichten Pumpenkellern oder Schächten, z. B. Abb. 39, deren Oberkante über höchstem Wasserspiegel liegt.

Dies ist eine gute und betriebssichere, aber sehr

teuere Ausführung, namentlich wenn es sich um große Maschinenhausflächen für die Pumpenanlage handelt. Sie findet aber sehr viel Anwendung bei Wasserwerken, die n

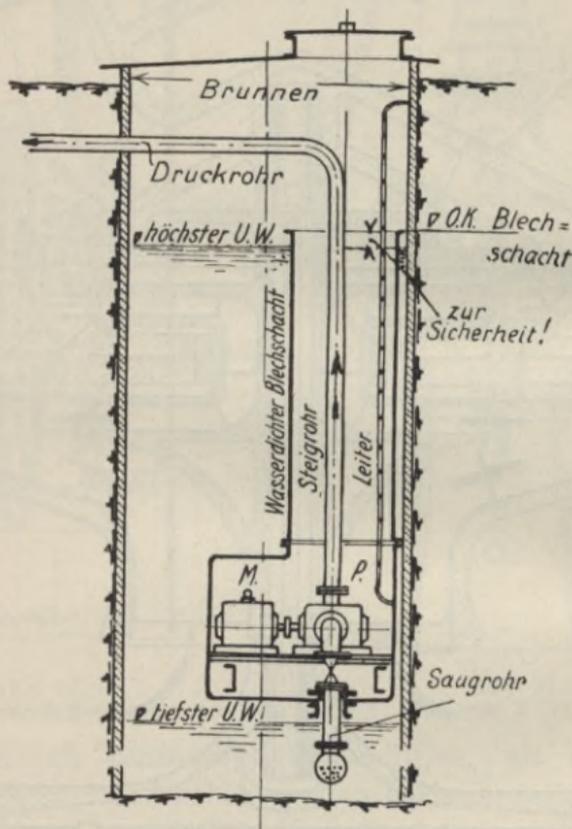


Abb. 39. Tiefbrunnenpumpwerk im wasserdichten Blechschacht.

Hochwassergebieten liegen. Meist werden dann die Antriebsmaschinen z. B. Diesel- oder Sauggasmotoren über H. W. gelegt, und eine Riemenübertragung führt in den der Fläche nach möglichst beschränkten Pumpenraum hinunter (vgl. L7. 1912, S. 7 ff.).

b) Bei elektrischem Antrieb liegt es deshalb nahe, Kreiselpumpen mit senkrechter Welle zu verwenden (s. Abb.40/41 oder Delphinpumpenwerk Sennheim, L 15, S. 215).

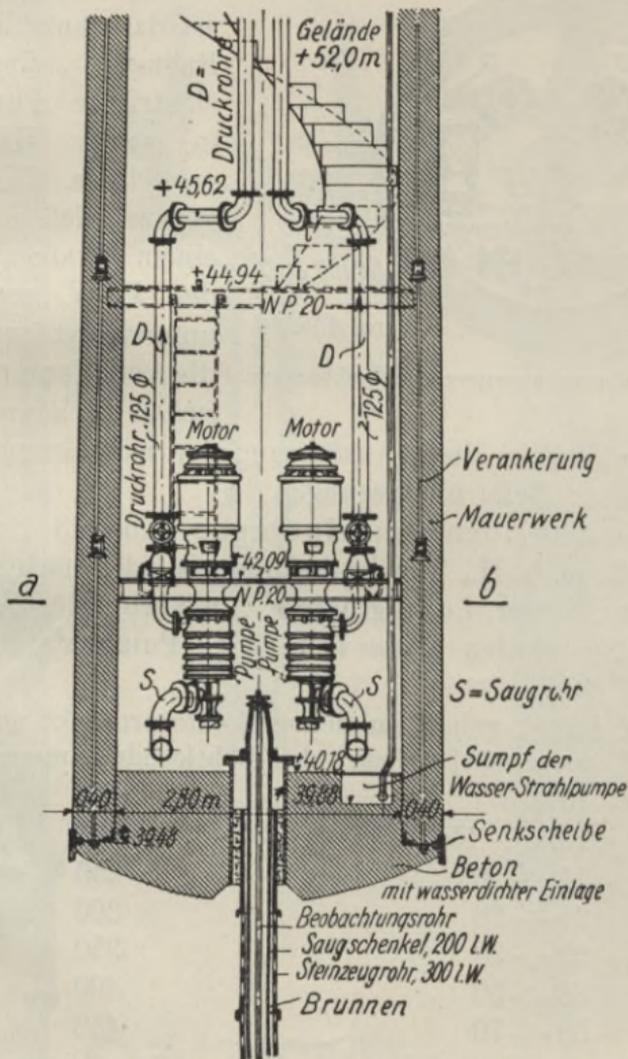


Abb. 40. Tiefbrunnenpumpwerk im Senkbrunnen
(s. auch Abb. 41 auf S. 114).

c) Eine weitere bekannte Ausführung dieser Art ist die sogenannte Abteufpumpe (s. Abb. 42 nach einem Prospekt der Fa. Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken).

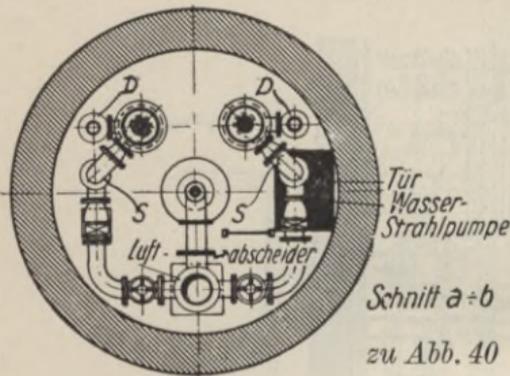


Abb. 41. Tiefbrunnenpumpwerk im Senkbrunnen.

Durch ein Tragseil ist das ganze in einen Rahmen eingebaute elektrische Pumpwerk in seiner Höhenlage verstellbar. Dies setzt voraus, daß man von einem etwaigen Steigen des U. W. rechtzeitig unterrichtet wird, um die Abteufpumpe höher ziehen zu können.

Schließlich ist diese Ausführung der Kreiselpumpen mit senkrechter Welle übergegangen in

d) die Bohrlochkreiselpumpen (Abb. 43 des Bekawerks, G. m. b. H., Taucha bei Leipzig oder nach Abb. 44 von Gebr. Sulzer, Ludwigshafen). Ausführbar für Tiefen bis 150 m. Sie werden heute von vielen Pumpenfabriken gebaut.

Gebr. Sulzer geben im neuen Sonderprospekt an: für die Wassermenge in l/Sek. den Bohrlochdurchmesser in mm

10	150
12,5 ÷ 15	200
16 ÷ 20	250
21 ÷ 28	300
29 ÷ 38	350
38 ÷ 50	400
50 ÷ 70	450

Man sieht hier und da in Bildern Anordnungen, z. B. Wasser u. Gas 1928/S. 840, wo die Stöße der aus etwa je 5 m

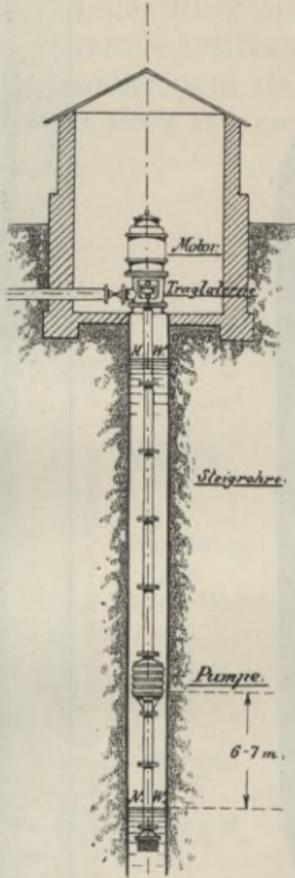
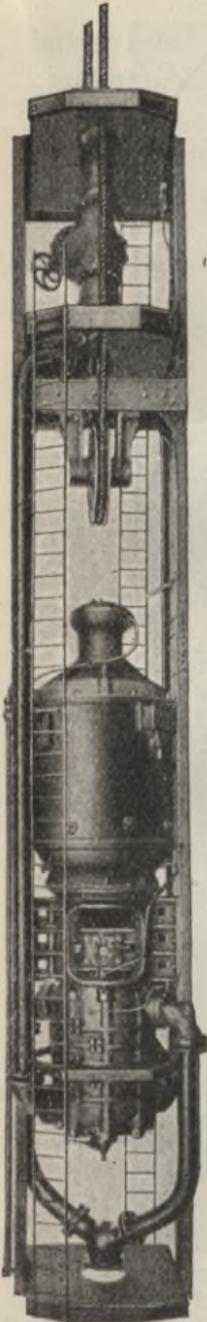


Abb. 43. Bohrlochkreislumppe (Bekawerk, Taucha-Leipzig).

Abb. 42. Abteufpumppe (Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken).

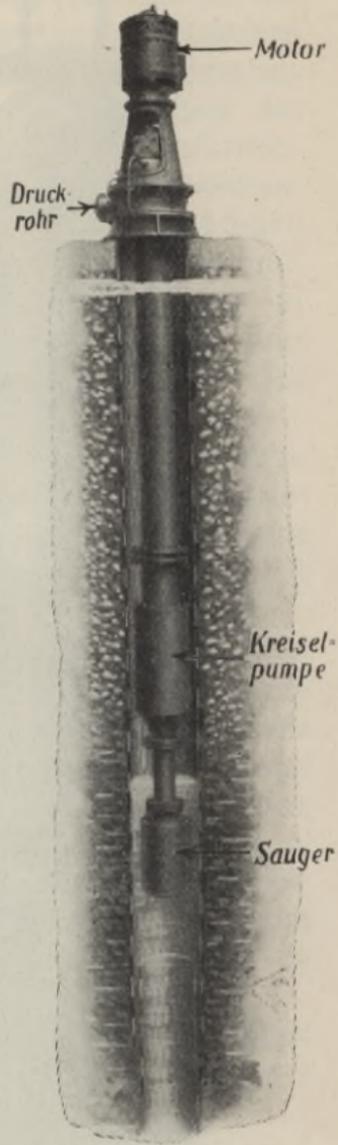


Abb. 44. Bohrlochkreislumppe (Gebr. Sulzer, Ludwigshafen/Rh.).

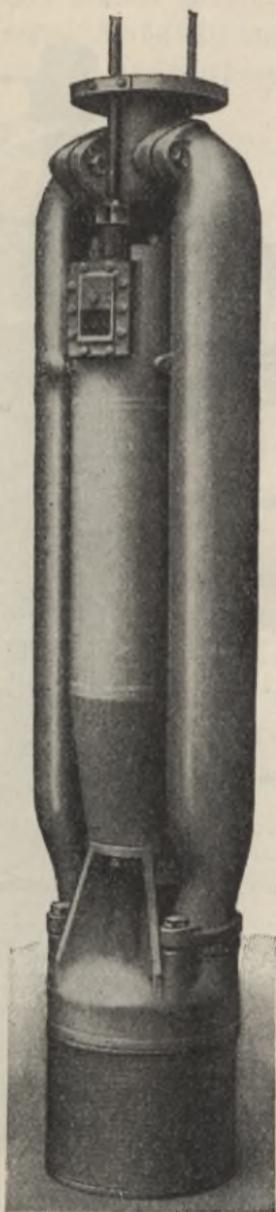


Abb. 45. U= Pumpe
(Garvens Hannover).



Abb. 46. Tauchmotor
= Kreiselpumpe
(Siemens Schuckert-
Werke, Nürnberg).

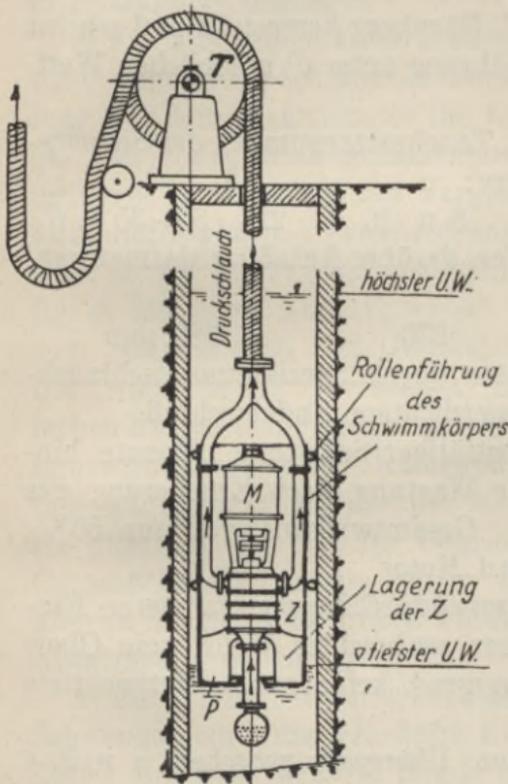
langen Stücken zusammengesetzten Welle zwischen Motor und und Pumpe in Lagerführungen liegen, deren Träger im Schacht-mauerwerk ruhen. Derartige Ausführungen sind grundsätzlich verkehrt und unbrauchbar, weil sie dem im Maschinenbau wichtigsten Grundsatz eines starren Zusammenbaues der

miteinander arbeitenden Teile widersprechen. Bei Abb. 43 u. 44 liegen diese Führungslager der senkrechten Welle in durchbrochenen, sehr genau zwischen den

Druckrohrflanschen zentrierten Scheiben, und die starre Verbindung zwischen Motor und Pumpe vermittelt hier das Druckrohr.

Übrigens lassen sich solche senkrechte Pumpenwellen gut mittels Riemen von der wagrechten Welle einer Maschine antreiben, so daß beliebige Antriebsmaschinen verwendet werden können, z. B. Dieselmotoren usw.

Abb. 47. Pumpwerk in einen Schwimmkörper eingebaut.



Die Ausführungsart unter d darf heute als die beliebteste, bestbewährte, unter höchstem Wirkungsgrade arbeitende, angesehen werden.

e) In Heft 8 des Jahrgangs 1928, Anzeige S. 129 der Z (L 8), findet sich unter der Anschrift: Neue Wege zur För-

derung von tiefliegendem Wasser durch die Garvens U-Pumpe, die in Abb. 45 wiedergegebene neue Bauart. „Der aus Drehstrommotor mit ein- oder mehrstufiger Kreiselpumpe wasserdicht zusammengebaute Maschinensatz wird unter den beliebig tiefliegenden und beliebig schwankenden Wasserspiegel versenkt.“ Eine solche Bauart wird auch von Amag Hilpert u. SSW. Nürnberg hergestellt und scheint berufen zu sein, der Ausführung unter d) erheblichen Wettbewerb zu machen.

Vgl. auch Abb 46, die „Tauchmotorpumpe“ der Siemens-Schuckert Werke Nürnberg:

Tauchmotor 3,5 u. 8,5 8 u. 16 22, 30—35 KW
(bis 16 KW Kurzschlußläufer, darüber Anlaßtransformatoren)
nötiger Brunnen-

Durchmesser ca. 220 270 380 mm

Stromzuführung zum Motor durch Spezialgummischlauchleitung mit gas- und wasserdichtem Endverschluß.

Betrieb auch mit selbsttätiger Schaltung „Monate hindurch ohne irgendwelche Wartung noch Erneuerung des (festen) Schmiermittels“. Gesamtwirkungsgrad um 50% und mehr für Pumpe und Motor.

Vorteile: kleiner Brunnendurchmesser, rascherer Ein- und Ausbau als bei langer senkrechter Welle, kein Oberbau nötig, hoher Wirkungsgrad, keine große Eintauchtiefe wie bei Mammutpumpe.

f) Gewissermaßen einen Übergang zwischen a und e bildet die Bauart nach Abb. 47.

Hier befinden sich Motor *M* und Kreiselpumpe *Z* (gewöhnlich übrigens mit liegender Welle) in einem Schwimmkörper (Ponton) *P*, der sich, mit Rollen gegen die Schachtwand geführt, auf- und abbewegen kann. Die Hebungen und Senkungen des Schwimmkörpers müssen durch ein elastisches Druckrohr und Stromzuführungskabel ausge-

glichen werden, etwa durch Schlauch und Kabel, die sich auf Trommeln T aufwickeln. Verfasser hat diese Ausführung wohl als Prospektbilder, jedoch noch nie ausgeführt gesehen. Die Schwierigkeiten dürften in einem haltbaren, genügend elastischen, unbedingt dichten Hochdruckschlauch liegen.

g) Für alle bisher unter 3 aufgeführten Bauarten dürfte schon wegen des beschränkten Raumes und der direkten Kuppelung mit dem Elektromotor die Kreiselpumpe berufen sein, die viel ältere Gestängekolbenpumpe immer mehr zu verdrängen. Doch sollen des Vergleiches halber einige Bohrlochpumpwerke mit verschiedenartigem Gestängeantrieb in Abb. 48 bis 52 vorgeführt werden. Man beachte, wie wichtig es ist, nach Abb. 47 — 49 sogleich die Einrichtung zum Herausziehen des Gestänges, Fangen des Saugventils (Abb. 50) mit vorzusehen. Durch die nötigen mehrfachen Untersetzungsvorgelege wird der an sich günstige Gesamtwirkungsgrad der Kolbenpumpe stark beeinträchtigt und ungünstiger als der der Kreiselpumpen. Sulzer gibt bis ungefähr $\eta = 0,77$ für Bohrlochkreiselpumpen an. Die Gestängebohrlochpumpe dürfte wohl heute nur noch bei kleinen Mengen und großen Förderhöhen ein unbestrittenes Absatzgebiet haben.

h) Für Handbetrieb ist entweder der alte Hofbrunnen mit Schwengel oder die gekröpfte Kurbelwelle in einem Bock üblich, der nach Art der Winde in Abb. 47 aussieht. In zulässiger Saughöhe über dem anzusaugenden Wasserspiegel steht dann tief im Brunnen ein tiefliegender Arbeitszylinder oder eine einfach- (nach L 10), für größere Mengen doppeltwirkende¹⁾ Kolbenpumpe. Das Kolbengestänge, das meist in einfacher Weise aus Gasrohren zu-

¹⁾ vgl. L 16, S. 206 und 284.

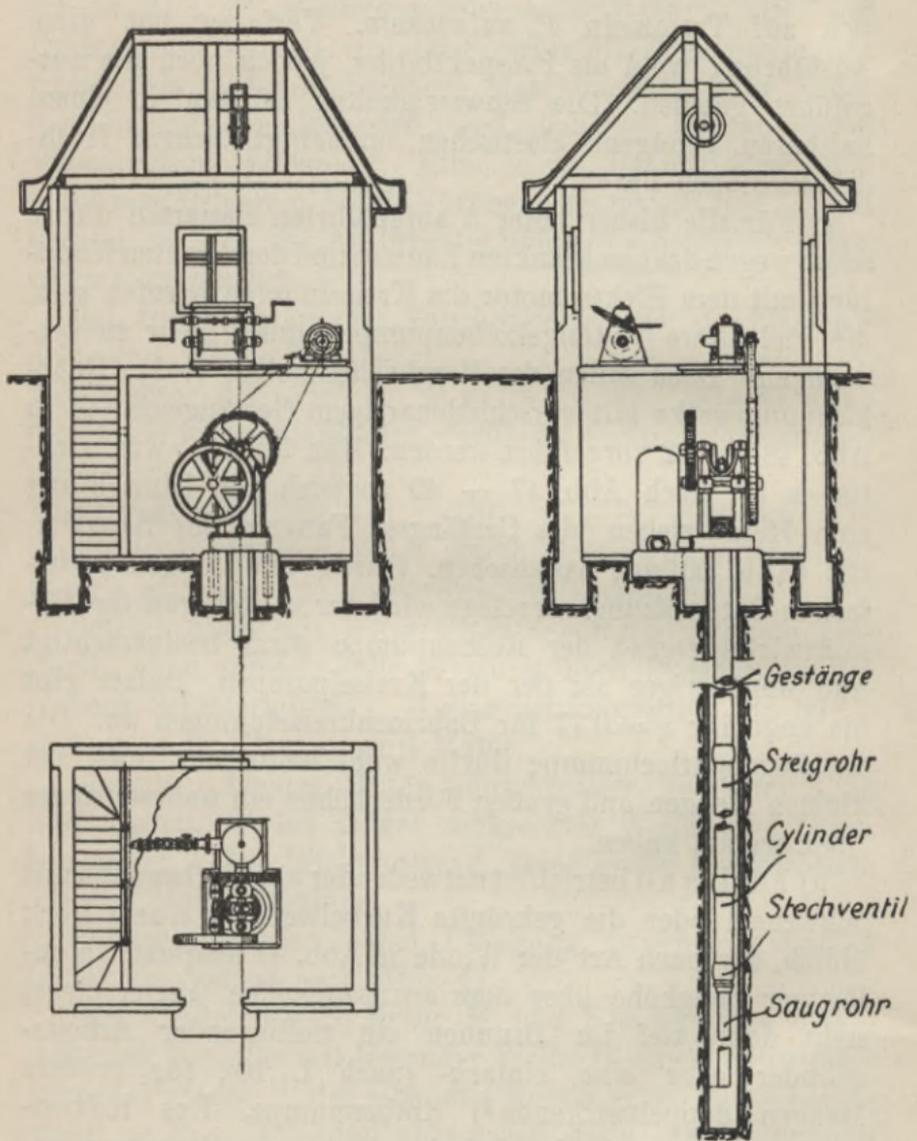


Abb. 48—50. Bohrlochkolbenpumpe (Klein, Schanzlin & Becker, A.-G. Frankenthal).

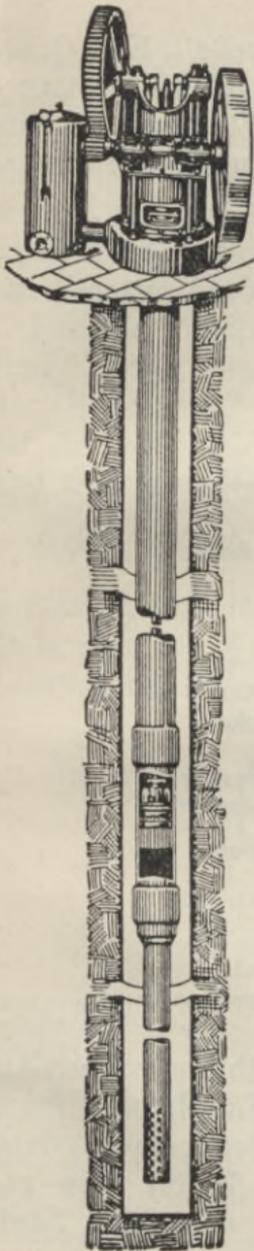


Abb. 51. Tiefbrunnenkolbenpumpe (H. Angers Söhne, Nordhausen).

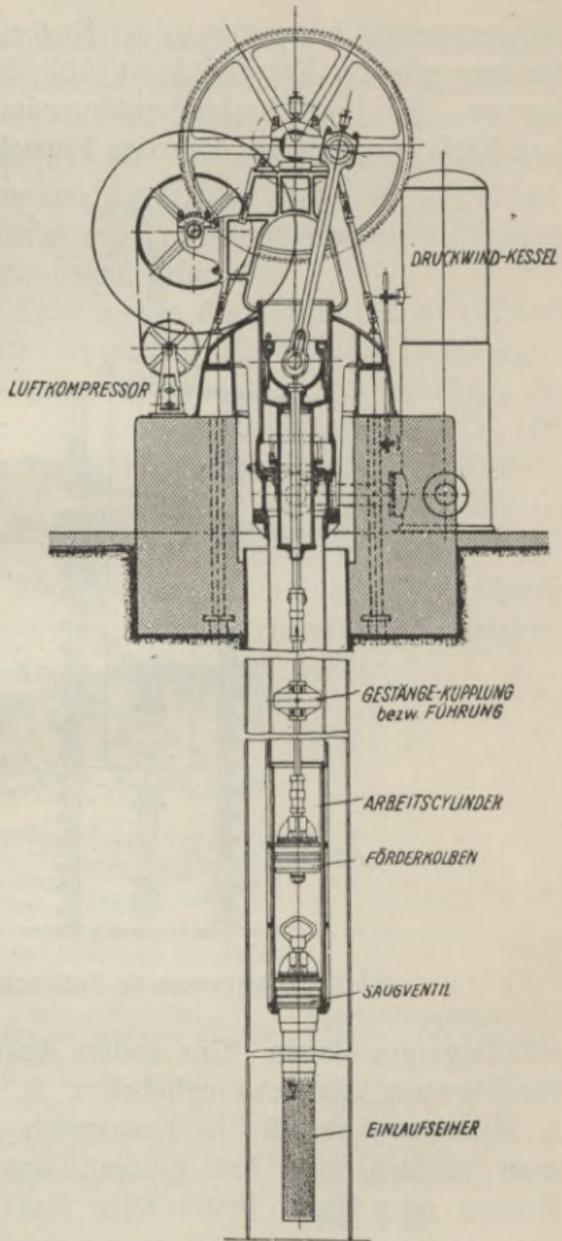


Abb. 52. Tiefbrunnenkolbenpumpe (Amag Hilpert, Nürnberg).

sammengesetzt ist, endigt in der Kurbelwelle¹⁾. Eine Gradführung wie im Kreuzkopf der Abb. 52 ist oft nicht vorhanden. Bei Fortifikation Straßburg im Elsaß und im Felde hat Verfasser vielfach derartige Einrichtungen für Unter-

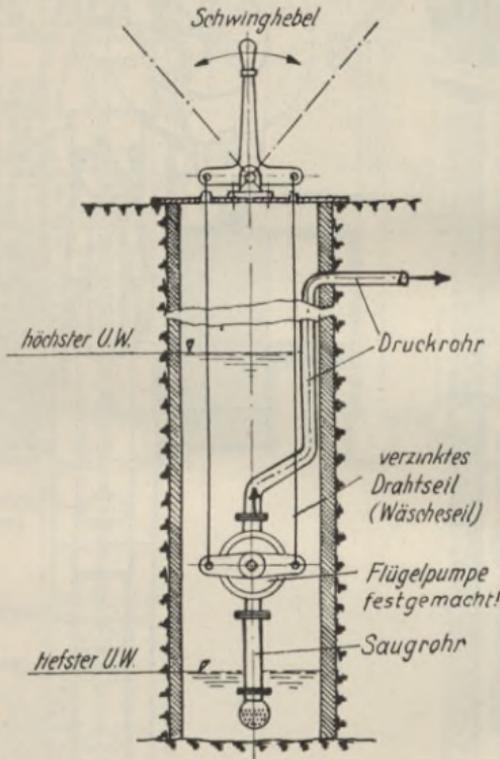


Abb. 53. Flügelpumpe als Tiefbrunnenpumpe.

stände vorgeschlagen. Eine andere Ausführung solcher Art für Pumpen mit Schwinghebel, z. B. Flügelpumpe (nach L 10), zeigt Abb. 53. In Frankreich (Sommegebiet) fand man vielfach eine Art Kettenpumpe (L 10). Ein aus Federn oder Stoff bestehendes Band oder eine Näpf-

¹⁾ vgl. L. 16, S. 296 und 284.

chenkette od. dgl. wird als endlose Kette mittels Zahnradübersetzung am Haspelrad, das oben steht, in rasche Bewegung versetzt und schleudert das anhaftende Wasser oben in der Tangente vom Haspelrad ab. Diese Einrichtung erscheint sehr einfach und bequem, kann aber nicht als hygienisch einwandfrei angesehen werden. Auch dürften diese Pumpen ziemlich viel Ausbesserungen erfordern.

Für alle Handpumpen merke man sich, daß ein Mann etwa 500 mkg/Minute dauernd an Kurbel oder Hebel nutzbar leisten kann. Nehmen wir also 40 m Förderhöhe, z. B. für die doppeltwirkenden Kolbenpumpen nach L 16, S. 206 und 284 an und je 2 Mann an jeder Kurbel der Kurbelwelle, so ist die Fördermenge auf $\frac{4 \cdot 500 \text{ mkg/Minute}}{40 \text{ m}}$ = 50 kg/Minute für Handbetrieb beschränkt. Bei größerer Tiefe muß die Wassermenge entsprechend der möglichen Leistung bei Handbetrieb herabgesetzt werden.



Es bedeuten:

arabische Zahlen: Seiten;

arabische Zahlen mit Stern: Abbildungsnummern;

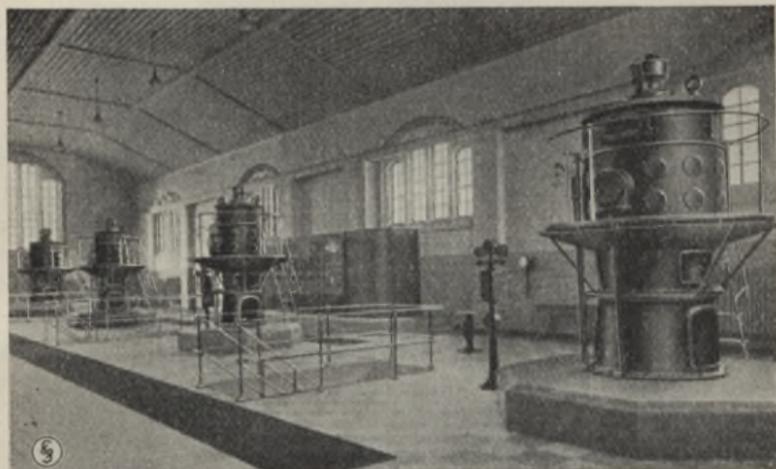
römische Zahlen: Nummern der Aufgaben.

- | | |
|--|--|
| Abteufpumpe 114. | Automatische Schaltung 40, $d \frac{5}{2}$ 27. |
| Allgemeiner Leitungswiderstand 17. | siehe selbsttätig. |
| Anfüllen 67. | Benutzungsdauer 51, 72, 102. |
| Anschlußstutzen 15, 22, 53. | Beschleunigungswiderstand II. |
| Antriebsart 6*, 7*, 8*, 10*, 16*, 18*, 19*, 20* - 22*, 32, 33, 36, 43, 49, 73, 110, XVI, XVII. | Besondere Leitungswiderstände 17, 19, 91. |
| Antriebsleistung 26, 54. | Blehschacht 112. |
| Arbeitspunkt 54. | Bohrlochkolbenpumpe 120, 121. |
| Atm.-Druck 5, 12. | Bohrlochkreiselpumpe 114, 43*, 44*. |
| Ausgleich bei Differentialkolbenpumpen 30. | Charakteristik 53. |
| | Diaphragmapumpe 107. |
| | Differentialkolbenpumpe V, 40, 9*, 10*. |
| | Doppeltwirkende Kolbenpumpe IV, 19, 25. |
| | Drehzahl 12, 15, 98. |
| | Drehzahlregelung 75. |
| | Dreiplungerpumpe 96, 97, 103. |
| | Drosseln 54. |
| | Drucklinie 1*, 4*, 14*, 23*, 30*. |
| | Druckluftheber 105. |

- Drucksteigerung XIV, XV.
 Dupuitsche Gleichung 57.
 Entlüften 4*, 14, 40.
 Falleitung 45, 77.
 Fernschaltung 40, 51.
 Feuerlöschpumpe 87.
 Flügelpumpe 122.
 Förderhöhen 1, 2*, 3*, I, 53.
 Geodätische Höhen 1*.
 Gesamtförderhöhe 1*.
 Gesamtwirkungsgrad 27, 33.
 Geschwindigkeitshöhe 19.
 Gleichförmigkeitsgrad 30.
 Heberleitung III, 12.
 Heberwirkung 14*.
 Hintereinanderschalten 94.
 Hochbehälter 37.
 Höhen 1*.
 Hub 35.
 Humphreypumpe 104.
 Hydraulisch betriebene Pumpwerke 49.
 Hydraulischer Widder 47.
 Hydraulischer Wirkungsgrad 23.
 Hydrokreislumpumpe 108.
 Hydrostatische Drucklinie 14, 90.
 Inbetriebsetzung 109.
 Indikatordiagramm 2*, II, V.
 Injektor 104.
 Kennlinien 53.
 Kilowattstunde 50.
 Kolbenbeschleunigung 10, 11.
 Kolbendurchmesser 35.
 Kolbengeschwindigkeit, mittlere 40.
 Kontaktmanometer 89.
 Kreiselpumpe X ÷ XVII, 53.
 Kurzschlußanker 69, 118.
 Laufrad 71.
 Leerlaufleistung 31.
 Leistungsbedarf 31, 44, 48, 54.
 Leistungsfähigkeit von Rohrleitungen 27.
 Leitungswiderstand 17, 19, 20, 92.
 Liefermenge, doppeltwirkende K. 25.
 Liefermenge, differentialwirkende K. 30.
 Lieferungsgrad 24.
 Luft im Zylinder 25, 5*.
 Luftpumpe 88.
 Luftsack 25.
 Luftsicherungsventil 96.
 Mammutpumpe 104.
 Manometrische Saughöhe 1*.
 Manometrische Druckhöhe 1*.
 Mechanischer Wirkungsgrad 26.
 Membrandruckschalter 88.
 Nutzeffekt, siehe Wirkungsgrad 22.
 Peltonrad 47.
 Preßluftheber 104, 105.
 Pulsometer 104.
 Q/H-Kurve 53.
 Riemen 101.
 Rohlmotor 19*, 73.
 Rohrnormalien 17, 19.
 Rückschlagklappe 83, 88.
 Sammelschacht 14.
 Saughöhe 21.
 Saugwindkessel 12.
 Schaltung 88.
 Scheitelhöhe 66, 103.
 Schlammpumpe 107.
 Schnecke 22*, 75.
 Schöpfwerk XIII.
 Schraubpumpe 73, 74.
 Schwimmerschaltung 84, 95.
 Schwimmkörper 117.
 Selbstregelnde Wasserkraftdynamo 11*.
 Selbsttätige hydraulisch betriebene Pumpwerke 49.
 Selbsttätiger elektrischer Betrieb 51, 84, 86, XV.
 Senkrechte Welle 113.
 Spiegelgefälle 14.
 Spiegelsenkung 59, XII.
 Stehende Anordnung 43.
 Störungen 51.
 Stufen XIV.
 Stufenkolben 29, 42*.
 Tauchmotorpumpe 45*, 46*, 118.
 Tiefaufstellung VII, 39, XVII.
 Tiefbrunnenpumpe XVII, 119.
 Tiefliegender Wasserspiegel XVII.
 Tiefsaugevorrichtung 40, 107.
 Triplexpumpe 31*, 96.
 Turbine 32, 47.
 Vakuummeter 1, 8.
 Volumetrischer Wirkungsgrad 24.
 Wassergeschwindigkeit 10, 15, 31, 49, 53.
 Wasserkraft VI.
 Wasserkraftspeicheranlage VIII.
 Wasserlieferung einer Pumpe 25.
 Wassermengenverlust 24.
 Wassermesser 28, 88.
 Wasserstrahlapparat 107.
 Wasserverbrauch pro Kopf und Tag 46.
 Weisbachsche Formel 57.
 Widder 47.
 Widerstände I, II, 1*, 8, 9, 23.
 Widerstände, besondere 17, 19, 20.
 Widerstände, allgemeine 17, 57.
 Widerstandsparabel 24*, 17.
 Widerstandszahl 18.
 Windkessel 12, 95.
 Windmotor 49.
 Wirkungsgrad 22.
 Wirtschaftlicher Durchmesser 15.
 Wirtschaftlicher Vergleich X, XIV, 84, 102.
 Zusammenarbeiten von Pumpen X, XII, XIV, XV, XVI.
 Zen trifugalanlasser 89.

ELEKTRISCHE ANTRIEBE

jeder Größe



Pumpstation Berlin-Müggelsee. 2250 PS Motoren-Leistung

für Wasserwerke, Pumpstationen, Be- und Entwässerungsanlagen, städt. Kanalisationen usw. Höchste Wirtschaftlichkeit u. Betriebsicherheit bei geringstem Raumbedarf. — Errichtung vollständiger Anlagen mit Hoch- und Niederspannungsteil, für Bedienung von Hand sowie halb- oder vollautomatische Betätigung mittels Selbstschalter u. Schwimmerschalter oder Druckschalter. — Motoren mit wagerechter oder senkrechter Welle. — Verlustlos regelbare Antriebe. Verbesserung des Leistungsfaktors mittels angebauter oder getrennt aufgestellter Blindleistungsmaschine. — Elmo-Wasserring-Entlüftungspumpen.

Druckschriften und Angebote auf Wunsch



Siemens-Schuckert

WORTHINGTON

Seit 1840

Seit 1840



Pumpen- und Maschinenbau Ges. m. b. H.
Berlin C 2, Kaiser Wilhelm Straße 62

Sammelruf: E 2 Kupfergraben 3021 — Drahtwort: WORTPUMPEN
Werk: Berlin-Hohenschönhausen, Quitzowstr. 3/7



Unsere Erzeugnisse: **Dampfpumpen**

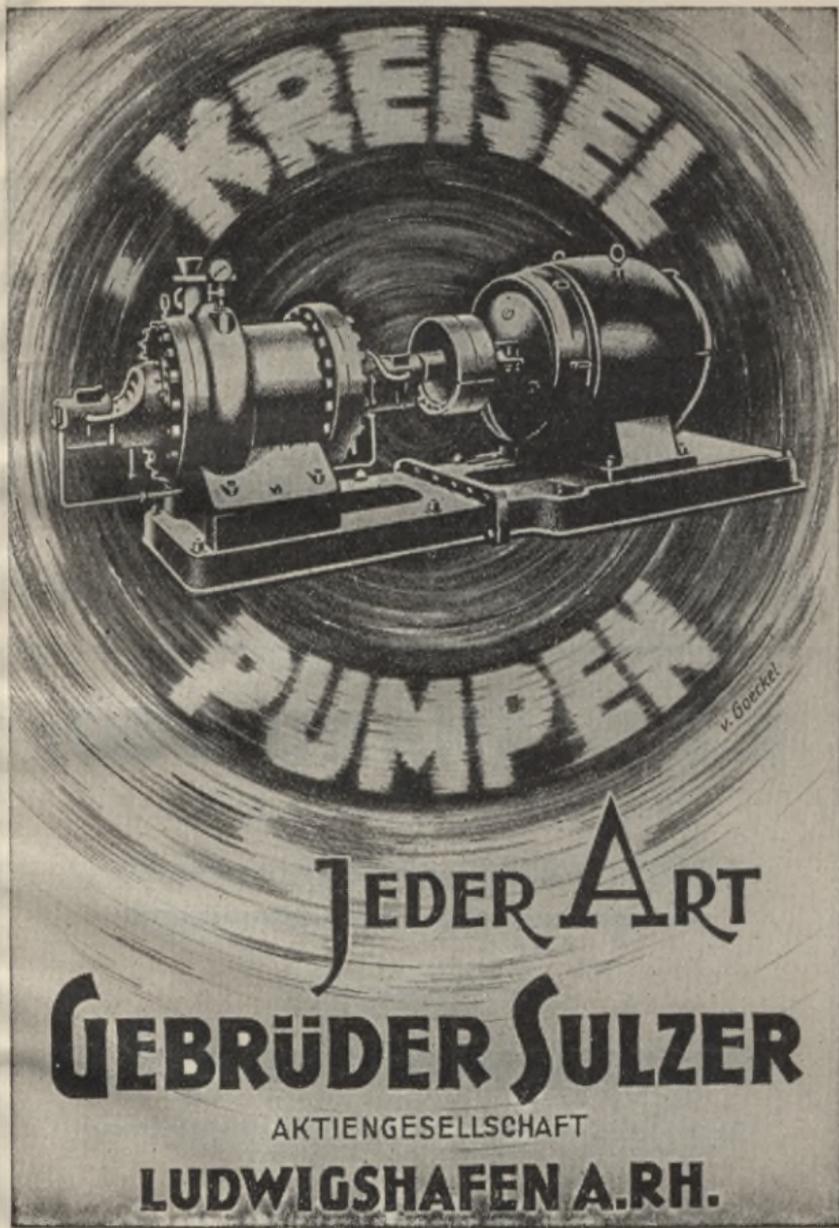
Simplex und Duplex — stehend oder liegend
Höchstdruck-Dampfpumpen
Marine-Dampfpumpen — Feuerlöschpumpen

Kraftpumpen

für Riemen- und Motorantrieb
Simplex-Duplex-Triplex — stehend oder liegend
Tiefbrunnenpumpen — Wasserhaltungsmaschinen

Kreiselpumpen

für Riemen- oder Motorantrieb
Vert. Tiefbrunnenpumpen (Bauart: Axiflo und Coniflo)
Kesselspeisepumpen
Hauswasser-Versorgungsanlagen
Naßluftpumpen — Strahlluftpumpen
Ortsfeste und fahrbare Kompressoren
ein- und mehrstufig — Simplex und Duplex — stehend oder liegend
Einspritz- und Oberflächen-Kondensationsanlagen
Speisewasser-Vorwärmer
für Lokomotiven und ortsfeste Anlagen
Wasserstandsregler D. R. P.
Eiserne Kühltürme — Kerndrahtrichtmaschinen



JEDER ART
GEBRÜDER SULZER
AKTIENGESELLSCHAFT
LUDWIGSHAFEN A.R.H.



**ZENTRIFUGALPUMPEN
KOLBENPUMPEN**

FÜR ALLE ZWECKE IN
DER WASSERVERSORGUNG

KLEIN, SCHANZLIN & BECKER

A.-G., FRANKENTHAL (PFALZ)

E. BOSSHARD & CO.

INGENIEURBUREAU

Zürich 2 (Schweiz), Bleicherweg 10

Fabrikation von

Wasserhebe-Maschinen,

Widderanlagen, Hochdruckturbinen,

Pumpenanlagen

2,00



ZENTRIFUGALPUMPEN
KOLBENPUMPEN

VERFAHREN
FÜR DIE
LÖSUNG VON
SCHWIERIGEN
FÄLLEN

E. ROSSNARD & CO.
INGENIEURBUREAU
ZÜRICH

S-98



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



I-301383



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000295836