

Kreiselpumpen

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz
Stettin



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1922

Kreiselpumpen

**Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung
neuzeitlicher Kreisel- oder Zentrifugalpumpen**

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz
Stettin

Mit 109 Textabbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1922

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1922
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1922

ISBN 978-3-662-35710-1
DOI 10.1007/978-3-662-36540-3

ISBN 978-3-662-36540-3 (eBook)

Vorwort.

Der Kreiselpumpenbau hat in den letzten 15 Jahren eine ungeahnte Entwicklung genommen, um so mehr als heute die Hochdruck-Kreiselpumpe sowohl als Wasserhaltungsmaschine in Bergwerken, wie auch als Wasserwerks- und Kesselspeisepumpe Eingang gefunden hat und bei größeren Anlagen die Kolbenpumpe mehr und mehr verdrängt.

So dürfte wohl auch ein Bedürfnis vorliegen für ein kleineres Buch, in welchem das Wichtigste über das Wesen, die Berechnung und den Aufbau neuzeitlicher Kreiselpumpen zusammengefaßt wird und gleichzeitig Beispiele von derartigen Pumpenanlagen mit Angaben über die Wirtschaftlichkeit usw. gebracht werden.

Das Büchlein ist aus den Vorträgen des Verfassers an der Höheren Maschinenbauschule zu Stettin entstanden, wozu 'mir die bekanntesten Spezialfabriken in entgegenkommender Weise wertvolles Material zur Verfügung stellten, und soll eine gründliche Einführung in die obengenannten Gebiete auf elementarer Grundlage enthalten.

Es dürfte daher sowohl dem Studierenden als auch dem angehenden Konstrukteur und dem Leiter größerer Pumpwerke zur Einarbeitung und Übersicht von Nutzen sein.

Stettin, Januar 1922.

L. Quantz.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Teil. Allgemeines über Kreiselpumpen.		Seite
1. Wirkungsweise. — Vorteile und Nachteile		1
2. Einteilung der Kreiselpumpen		4
Zweiter Teil. Berechnung von Kreiselpumpen und Schaufel- konstruktion.		
3. Wasserbewegung in Kreiselpumpen		7
4. Hauptgleichung der Kreiselpumpe		8
5. Laufradschaufeln		13
A. Einfluß des Winkels β_2 auf die Wasserförderung		13
B. Form der Laufradschaufel		16
6. Leitrad-schaufeln		19
7. Allgemeine Berechnungsangaben		20
8. Berechnung von Kreiselpumpen		24
A. Berechnung einer Niederdruckpumpe ohne Leitrad		24
B. Berechnung einer vielstufigen Hochdruckpumpe		27
C. Berechnung einer zweistufigen Wasserwerkspumpe		31
Dritter Teil. Bau neuzeitlicher Kreiselpumpen und ihrer Einzelteile.		
9. Gewöhnliche Kreiselpumpen ohne Leitrad		36
10. Einstufige Leitrad-Kreiselpumpen oder Turbinenpumpen		43
11. Mehrstufige Turbinenpumpen		48
A. Allgemeiner Aufbau		48
B. Ausgleich des Axialschubes		50
C. Ausführung mehrstufiger Pumpen		54
D. Brunnen- und Abteufpumpen		65
12. Selbstansaugende Kreiselpumpen		68
Vierter Teil. Verhalten der Kreiselpumpen im Betriebe.		
13. Allgemeines Verhalten der Kreiselpumpen		71
14. Kennlinien		74
15. Regelung der Kreiselpumpen		80
Fünfter Teil. Ausführungsbeispiele von Kreiselpumpenanlagen.		
16. Wasserversorgungsanlagen		83
17. Bergwerkswasserhaltungen		92
18. Kesselspeise- und Preßwasseranlagen		100
19. Entwässerungsanlagen		105

Erster Teil.

Allgemeines über Kreiselpumpen.

1. Wirkungsweise. — Vorteile und Nachteile.

Im Gegensatz zur Kolbenpumpe, bei welcher die zum Heben des Wassers nötige Arbeit durch einen hin und her gehenden Kolben ausgeübt wird, tritt bei der Kreiselpumpe folgende Wirkungsweise auf: In einem Pumpengehäuse, z. B. nach Abb. 1, dreht sich ein Schaufelrad mit großer Umlaufzahl. Die im Rade befindliche Flüssigkeit wird durch die Schaufeln erfaßt, in Drehung versetzt und ihr hierbei eine Zentrifugalkraft erteilt. Diese Zentrifugalkraft bewirkt eine dauernde Bewegung der Flüssigkeit von innen nach außen, d. h. letztere wird in das äußere Gehäuse und nach der Druckleitung gepreßt, während weitere Flüssigkeit durch das Saugrohr angesaugt wird, so daß sich alsbald eine konstante Förderung herausstellt. Die zum Heben erforderliche Arbeit wird also der Flüssigkeit durch die Zentrifugalkraft erteilt, welche bei der Raddrehung dauernd auf dem Wege von Laufradeintritt bis Austritt wirkt. Eine Saugwirkung entsteht, wie bei der Kolbenpumpe, natürlich nur dadurch, daß der auf dem Brunnenwasser lastende Atmosphärendruck das Wasser durch die Saugleitung nachdrückt, sobald im Laufrad Räume frei zu werden beginnen. Da die Atmosphäre einer Wassersäule von 10,33 m das Gleichgewicht hält, so würde dies theoretisch die größtmögliche Saughöhe darstellen. Praktisch wird diese jedoch verringert um die hydraulischen Widerstände bei der Strömung durch die Saugleitung und beim Eintritt in das Laufrad, sowie zur Erzeugung der Geschwindigkeit in der Zuleitung. Während bei der Kolbenpumpe noch zu diesen Widerständen die Beschleunigung der Saugwassersäule bei jedem Kolbenhub und die Ventilwiderstände kommen, findet bei der Kreiselpumpe eine gleichmäßige Strömung statt und Ventile sind überhaupt nicht vorhanden. Die Saughöhe, welche praktisch durch Kreiselpumpen zu erreichen ist, ist also größer als bei Kolbenpumpen und beträgt bei kaltem Wasser und bei sorgfältiger Ausführung der Anlage bis zu: $H_s = 8 \text{ m}$. Erwähnt muß hier allerdings werden, daß die Kreiselpumpe in ihrer normalen Bauart nur dann ansaugt, wenn das Laufrad und die Saugleitung mit Wasser gefüllt sind. Ein sog. „trockenes Ansaugen“, d. h. Absaugen der Luft,

bis die Wasserförderung beginnt, was bei der Kolbenpumpe möglich ist, ist bei der Kreiselpumpe nicht durchführbar, da bei der geringen Masse der Luft und dadurch auch geringen Zentrifugalkraft eine Wasserförderung nicht eintreten kann. Ein „trockenes Ansaugen“ ist nur durch besondere Ausführungsformen möglich, die später behandelt werden. Die Druckhöhe, welche durch eine Kreiselpumpe

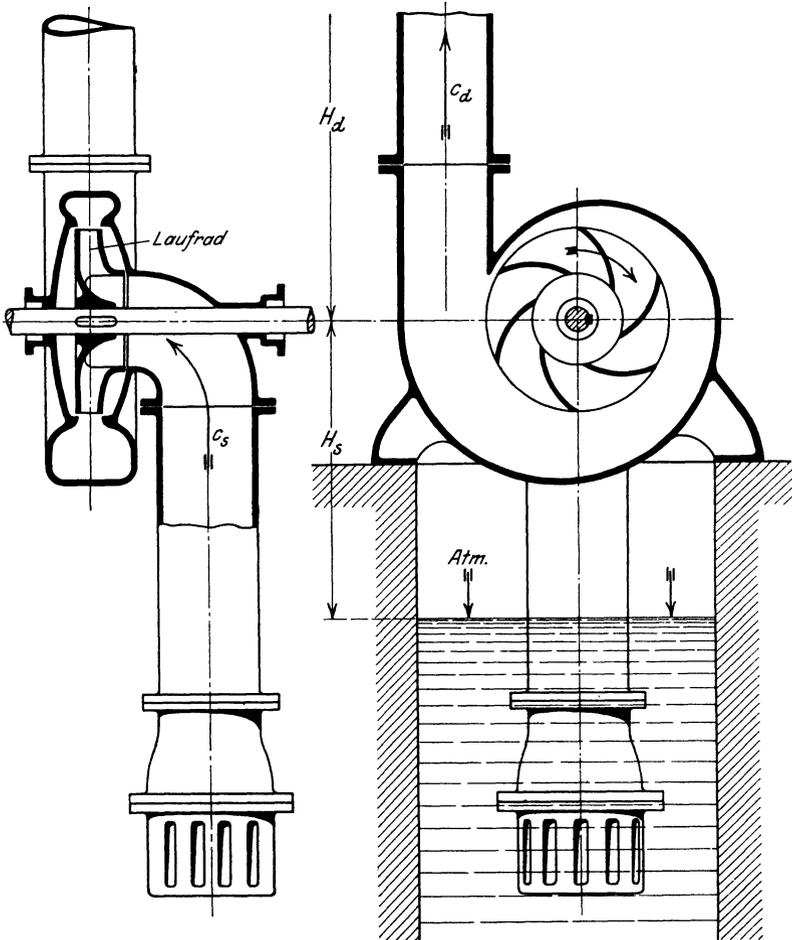


Abb. 1.

erreicht werden kann, ist sehr verschieden und hängt von der Schaufelform, dem Raddurchmesser und vor allem von der Umlaufszahl der Pumpe ab. Mit einem Rad kann man bis etwa $H_d = 100$ m erzielen. Praktisch ist es ferner möglich, durch Hintereinanderschaltung mehrerer Räder jede nur gewünschte Förderhöhe erreichen zu können, wie später bei Berechnung der Hochdruck-Kreiselpumpen gezeigt werden wird.

Was die Vorteile der Kreiselpumpen gegenüber den Kolbenpumpen anbelangt, so können diese wie folgt zusammengefaßt werden: 1. verschwindend geringer Raumbedarf, 2. geringere Anschaffungskosten, die bei größeren Abmessungen bis auf ein Drittel heruntergehen, 3. geringe Bedienungskosten, 4. keine Ventile, also empfindliche Teile vorhanden, 5. leichtes Fundament, 6. große Umlaufzahlen zum unmittelbaren Anschluß an Elektromotore oder Dampfturbinen, 7. einfache Regulierung der Wassermenge in weiten Grenzen, 8. Förderung auch von schlammigen, unreinen Flüssigkeiten ist möglich.

Diesen Vorteilen stehen als Nachteile gegenüber, daß der Wirkungsgrad um $10 \div 15\%$ geringer ist als bei der Kolbenpumpe, daß das Ansaugen schlecht ist und daß die Kreiselpumpe nicht ohne weiteres gegen jede Druckhöhe anfährt, sondern daß dies von Umlaufzahl und Wassermenge abhängt, wie später gezeigt wird. Erwähnt muß hier ferner werden, daß eine Kreiselpumpe einer Kolbenpumpe auch heute unterlegen ist, wenn kleine Wassermengen (etwa $5 \text{ l/sek} = 15 \text{ cbm/std}$ und weniger) auf größere Höhen zu fördern sind,

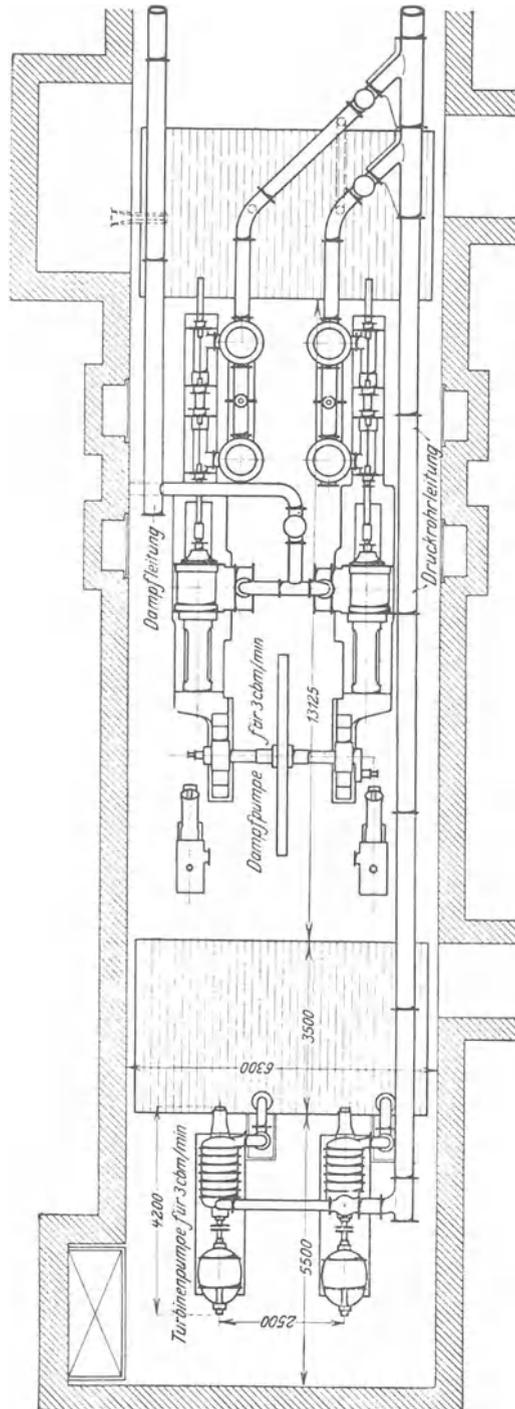


Abb. 2. Raumbedarf von Kolbenpumpen und Kreiselpumpen.

also z. B. bei kleineren Kesselspeisepumpen. In diesen Fällen wird der Herstellungspreis vielfach teurer als der einer Kolbenpumpe und der Wirkungsgrad sinkt bei den kleinen Abmessungen stark. Immerhin werden auch Turbo-Speisepumpen für 12 cbm/std und 15 at Druck verwendet, wobei dann der geringe Raumbedarf, der einfache Antrieb und die Betriebssicherheit ausschlaggebend sind.

Der Hauptvorteil der Kreiselpumpe gegenüber der Kolbenpumpe ist am besten aus der Gegenüberstellung zweier Anlagen für gleiche Leistung und Förderhöhe zu erkennen. So zeigt Abb. 2 eine Dampfkolbenpumpe als sog. Bergwerks-Wasserhaltungsmaschine für eine Fördermenge von 3 cbm in der Minute auf 400 m Höhe. Daneben stehen zwei Hochdruck-Kreiselpumpen, welche durch je einen raschlaufenden Elektromotor angetrieben werden und jede die gleiche Leistung wie die Dampfmaschine aufweisen. An Stelle der Dampfmaschinenanlage können etwa sechs Kreiselpumpensätze gleicher Leistung treten, wobei die großen Unterschiede in den Fundamenten noch ganz außer acht gelassen sind. Ist bei einer derartigen Anlage auch der Wirkungsgrad schlechter als bei einer solchen mit Kolbenpumpen, also einerseits der Strom- oder Kohlenverbrauch größer, so sind doch andererseits die geringeren Bedienungs- und Reparaturkosten und die Beträge für Verzinsung und Abschreibung des viel geringeren Anlagekapitals meist ausschlaggebend, so daß größere Anlagen tatsächlich wirtschaftlicher sind, wenn sie mit Kreiselpumpen ausgerüstet werden. Die Berichte über ausgeführte Anlagen mit neueren Kreiselpumpen bestätigen dies übereinstimmend! —

2. Einteilung der Kreiselpumpen.

Man unterscheidet nach der erreichbaren Förderhöhe: Niederdruckpumpen (bis etwa 15 m), Mitteldruckpumpen (bis etwa 40 m) und Hochdruckpumpen, wobei sich allerdings die gegenseitigen Grenzen nicht genau festlegen lassen, weil die Förderhöhe ganz von den Schaufeln, dem Raddurchmesser und der Umlaufzahl abhängt. Man unterscheidet ferner nach der Zahl der hintereinandergeschalteten Räder: einstufige und mehrstufige Pumpen, wobei letztere natürlich nur als Hochdruckpumpen ausgeführt werden. Auch eine Parallelschaltung von Rädern ist üblich, wenn es sich bei Niederdruck- oder Mitteldruckpumpen um die Bewältigung großer Wassermengen handelt. Schließlich findet man: Pumpen mit einseitigem und doppelseitigem Einlauf, Pumpen mit oder ohne Leitrad, Pumpen mit horizontaler und mit vertikaler Welle.

Bevor in die Theorie und die eigentliche Konstruktion der Kreiselpumpen eingegangen wird, soll an einigen schematischen Abbildungen die Einteilung der neuzeitlichen Kreiselpumpen gezeigt werden.

Die Niederdruck-Kreiselpumpe wird am besten mit zweiseitigem Einlauf, wie Abb. 3 zeigt, ausgeführt. Sie ist unmittelbar von einem spiralförmigen Gehäuse (auch Diffusor genannt) umgeben,

hat also kein Leitrad. Mitunter erhalten die Pumpen auch einseitigen Einlauf, wie später bei den Konstruktionen gezeigt wird und wie bei Abb. 1 zu erkennen war.

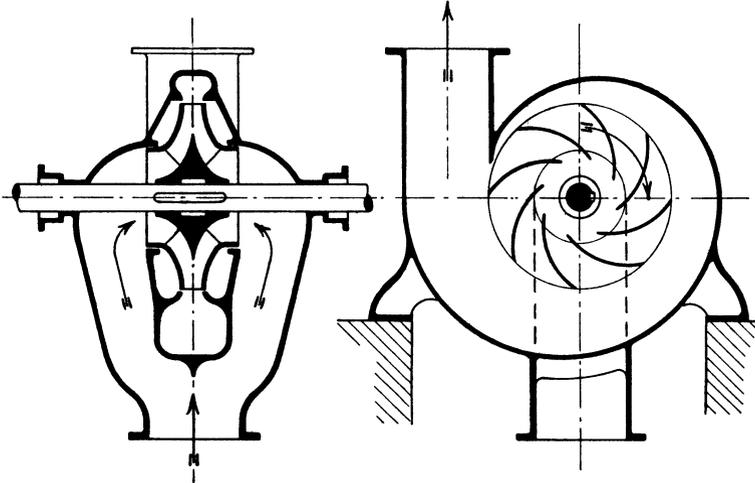


Abb. 3.

Die Mitteldruck-Kreiselpumpe wird heute, des besseren Wirkungsgrades wegen, in der Regel als Leitradpumpe (auch Turbinenpumpe genannt) ausgeführt, wie Abb. 4 zeigt. Auch hier wird fast ausnahmslos doppelseitiger Einlauf gewählt. Da es sich um eine einstufige Pumpe handelt, ist das umgebende Gehäuse wie bei der

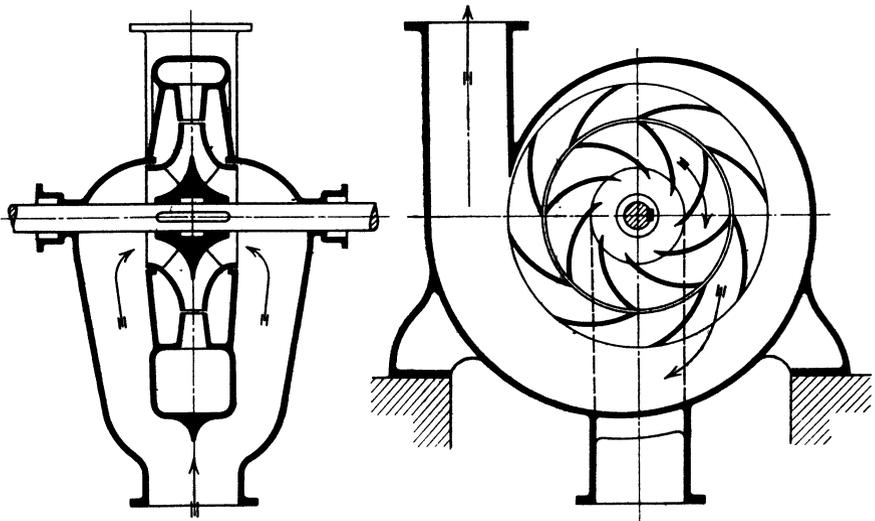


Abb. 4.

Niederdruckpumpe spiralförmig. Pumpen für große Wassermengen, wie man sie heute bei Wasserwerken beispielsweise findet, werden mit Parallelschaltung ausgeführt. So zeigt Abb. 5 eine derartige Zwillingspumpe in schematischer Anordnung.

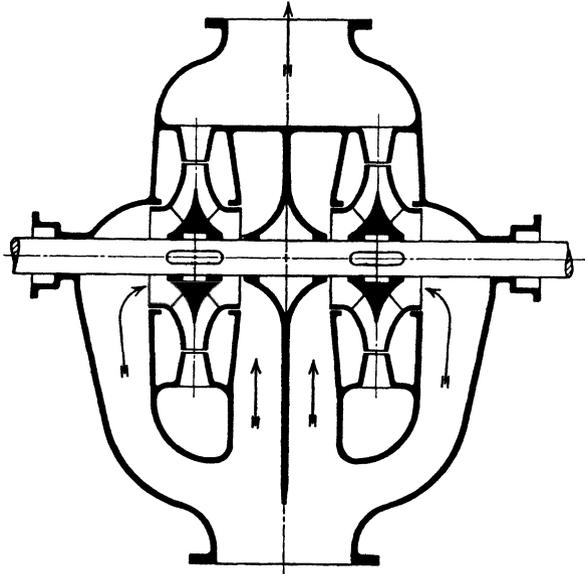


Abb. 5.

Die Hochdruck-Kreiselpumpe ist fast stets mehrstufig. Je nach der gewünschten Förderhöhe werden einzelne Laufräder mit einseitigem Einlauf hintereinandergeschaltet, bis zu zehn in

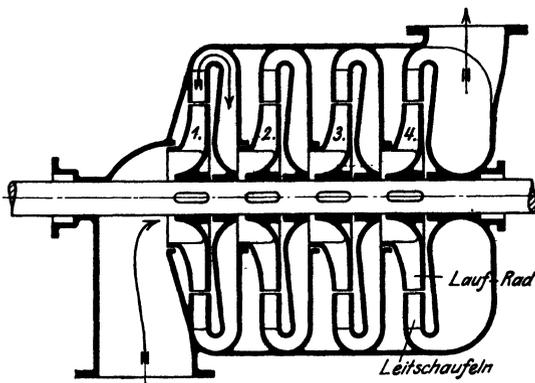


Abb. 6.

einer Pumpe. Wie Abb. 6 erkennen läßt, welche eine vierstufige Pumpe schematisch wiedergibt, sind alle Laufräder mit Leitradern umgeben, ein Umführungskanal bringt das Wasser jeweils zum nächsten Laufrad und schließlich wird das Wasser in einem wulstförmigen Gehäuse gesammelt, an welchem sich der Druckstutzen befindet.

Alle diese Pumpen werden, soweit irgendwie zugänglich, mit liegender Welle ausgeführt. Nur in besonderen Fällen findet man auch stehende Wellen,

z. B. bei Niederdruckpumpen als Dock-Entleerungspumpen sowie Hochdruckpumpen als Abteufpumpen in Bergwerken, wie später gezeigt wird.

Zweiter Teil.

Berechnung von Kreiselpumpen und Schaufelkonstruktion.

3. Wasserbewegung in Kreiselpumpen.

Die Kreiselpumpe ist die Umkehrung einer Wasserturbine, und zwar hat das Laufrad in der Regel die Gestalt eines sog. „Francis-Langsamläufers“. Bei Betrachtung der Wasserbewegung hat man also, wie bei der Turbine, zwischen absoluten Geschwindigkeiten (die der äußere Beobachter bei einem durchsichtigen Gehäuse erkennen würde) und Relativgeschwindigkeiten (die nur ein mit dem Laufrad fahrender Beobachter sehen würde) zu unterscheiden.

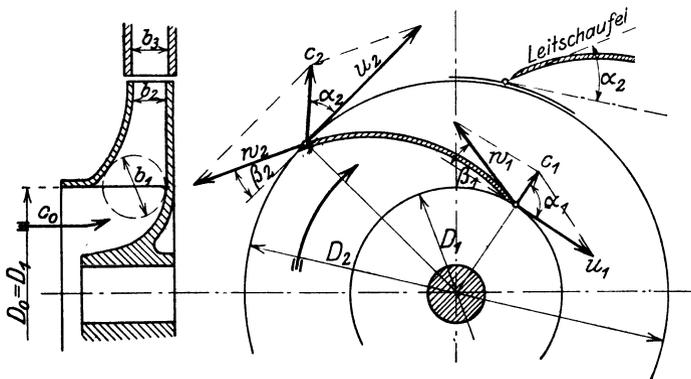


Abb. 7.

Setzt man den regelrechten Betrieb voraus, so strömt das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit c_0 aus dem Saugrohr axial in das Laufrad ein, welches hier den Durchmesser D_0 besitzt, wie Abb. 7 zeigt¹⁾. Bei der Einströmung findet zunächst eine Ablenkung des

¹⁾ Nach den heute gültigen Vereinbarungen bedeutet:

u = Umfangsgeschwindigkeit, w = Relativgeschwindigkeit, c = absolute Geschwindigkeit.

Das Beizeichen 0: eine Stelle vor dem Laufradeintritt

1: " " am " "

2: " " " Laufradaustritt

3: " " hinter dem Laufradaustritt.

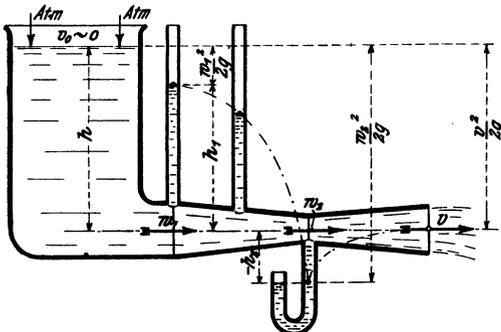
Die Winkel zwischen c und u heißen α , die Winkel von w mit der negativen u -Richtung heißen β .

Wasserstromes aus der axialen in die radiale Richtung statt und die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in den mit Schaufeln besetzten Laufradteil beträgt c_1 . Da sich nun das Laufrad hier mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 dreht, ist beim Eintritt die absolute Geschwindigkeit c_1 in zwei Komponenten zu zerlegen, deren eine w_1 ist und deren andere die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_1 sein muß, mit der das Wasser in das sich bewegende Schaufelrad einströmt. Soll der Strom ohne Stoß in die Schaufelkammern gelangen, so muß natürlich das Schaufelblech unter dem $\sphericalangle \beta_1$ stehen, welcher sich aus dem Geschwindigkeitsparallelogramm ergibt.

In dem Schaufelrade findet nun entsprechend den Querschnittsänderungen und entsprechend der Schaufelkrümmung eine Änderung der Relativgeschwindigkeit statt von w_1 auf w_2 . Am Laufradaustritt ergibt sich somit eine relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 , die unter dem $\sphericalangle \beta_2$ gerichtet ist, während das Wasser außerdem die Umfangsgeschwindigkeit u_2 des Laufrades besitzt. Aus diesen beiden erhält man durch Zusammensetzen zum Geschwindigkeitsparallelogramm die absolute Geschwindigkeit c_2 , mit welcher das Wasser in das Gehäuse tatsächlich austritt. Besitzt die Pumpe ein Leitrad, so müssen die Leitschaufeln unter dem $\sphericalangle \alpha_2$ der absoluten Geschwindigkeit geneigt sein, andernfalls sich beim Übertritt ins Leitrad ein Stoß und daher Verluste durch Wirbelungen bemerkbar machen würden.

4. Hauptgleichung der Kreiselpumpe.

Einleitend sei zur Wiederholung folgendes bemerkt: Wenn das Wasser durch ein Gefäß von beliebiger Gestalt, z. B. nach Abb. 8, fließt, so ergeben sich an bestimmten Durchflußpunkten die Gleichungen:



$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2 \quad \text{usw.}$$

Man nennt dabei $\frac{w_1^2}{2g}$,

$\frac{w_2^2}{2g}$ usw. „Geschwindig-

keitshöhen“, h_1, h_2 usw.

dagegen „hydraulische

Höhen“, und man hat

den Satz, daß an jeder

Abb. 8. (Fig. 54 aus: „Wasserkraftmaschinen“.)

Stelle des Durchflusses die statische Höhe (h) gleich der Summe aus Geschwindigkeits- und hydraulischer Höhe ist¹⁾. Da nun auch $h, h_1, \frac{w_1^2}{2g}$

¹⁾ Genauerer über diese Beziehungen vgl. z. B. des Verfassers „Wasserkraftmaschinen“ im gleichen Verlag, woraus Abb. 8 entnommen ist.

usw. das Arbeitsvermögen oder die Energie eines Kilogramm oder Liter Wassers bedeutet, so kann der oben genannte Satz auch geschrieben werden: An jeder Stelle des Durchflusses setzt sich das Arbeitsvermögen des Wassers, aus dem Arbeitsvermögen der Bewegung $\frac{w_1^2}{2g}$ usw. und dem noch vorhandenen Arbeitsvermögen der Ruhe h_1, h_2 usw. zusammen, wobei aber h_1, h_2 usw. auch einen negativen Wert haben kann. Diese Grundbegriffe sind für die folgenden Ableitungen wichtig! —

Die Hauptgleichung läßt sich nun aus folgenden Überlegungen heraus entwickeln:

Wie unter 1. bereits gesagt war, ergibt sich die Arbeitsleistung zum Heben des Wassers aus der Zentrifugalkraft, die dem Wasser durch das Schaufelrad zugeführt wird.

Die Zentrifugalkraft ist bekanntlich

$$C = m \cdot \omega^2 \cdot r,$$

wenn ω die Winkelgeschwindigkeit bedeutet. Bezogen auf die Gewichtseinheit, also 1 l = 1 kg Wasser, ist nun $m = \frac{1}{g}$, während der mittlere Radius, welcher für die Zentrifugalkraft in Frage kommt,

$$r = \frac{R_2 + R_1}{2}$$

beträgt, wenn in Abb. 7 $R_1 = \frac{D_1}{2}$ und $R_2 = \frac{D_2}{2}$ gesetzt wird. Man erhält demnach:

$$C = \frac{R_2 + R_1}{2} \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{g}.$$

Da sich nun das Wasser unter Einfluß der Zentrifugalkraft in dem Rade um die Strecke $R_2 - R_1$ fortbewegt, so wird dem Kilogramm Wasser eine Arbeit übermittelt:

$$A_1 = C \cdot (R_2 - R_1) = \frac{(R_2^2 - R_1^2) \cdot \omega^2}{2g} = \frac{(R_2 \cdot \omega)^2 - (R_1 \cdot \omega)^2}{2g}$$

oder

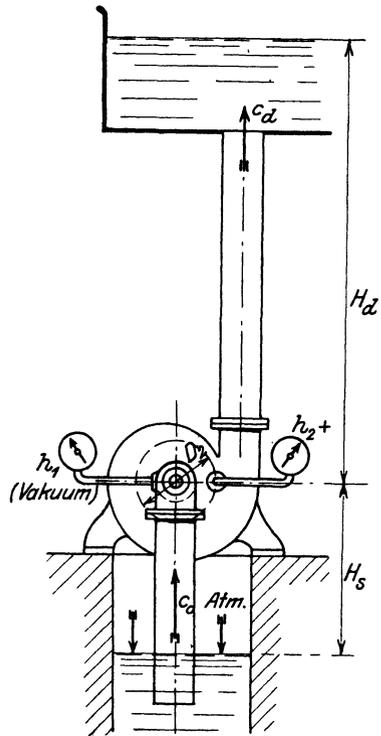


Abb. 9.

$$A_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad 1)$$

A_1 wird nun eines Teils dazu benutzt, das Arbeitsvermögen der Ruhe am Laufradeintritt h_1 , welches einen negativen Wert hat, auf einen positiven Wert h_2 am Laufradaustritt zu steigern. In Abb. 9 sind diese Werte als hydraulische Höhen in Manometern meßbar eingetragen. Ein anderer Teil von A_1 wird ferner verbraucht, um das Arbeitsvermögen der Bewegung (oder die Geschwindigkeitshöhen)

im Laufrade zu ändern von $\frac{w_1^2}{2g}$ auf $\frac{w_2^2}{2g}$. Man erhält somit:

$$(1) \quad \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Wie aus Abb. 9 entnommen werden kann, ist nun, verlustlos betrachtet: $h_1 = -\left(H_s + \frac{c_0^2}{2g}\right)$, weil das Wasser nicht allein um die Saughöhe H_s angesaugt werden muß, sondern ihm auch noch eine kinetische Energie $\frac{c_0^2}{2g}$ zu erteilen ist, so daß ein Vakuummeter am Laufradeintritt tatsächlich einen Unterdruck h_1 , also negativ, in genannter Größe anzeigen würde.

Am Laufradaustritt muß dagegen theoretisch sein:

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2g} = H_d,$$

weil das austretende Wasser mit seinem Arbeitsvermögen der Ruhe h_2 und dem der Bewegung $\frac{c_2^2}{2g}$ theoretisch gerade imstande sein muß, die Druckhöhe H_d zu überwinden, wobei dann $c_d = 0$ wäre. Setzt man die beiden Werte für h_1 und h_2 in Gl. 1 ein, so erhält man, da $c_0 \sim c_1$ ist:

$$(2) \quad H = H_d + H_s = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

In dieser Form ist nun die Arbeitsgleichung noch nicht zu benutzen, da sie lauter unbekannte Werte enthält. Unter Berücksichtigung der Eintritts- und Austrittsparallelogramme Abb. 10 u. 11 ergibt sich aber nach dem „Kosinussatz“:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cdot \cos \alpha_2$$

und

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cdot \cos \alpha_1.$$

1) Bei Anwendung der höheren Mathematik erhält man:

$$A_1 = \int_{r=R_1}^{r=R_2} m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot dr = \frac{1}{2} m \cdot \omega^2 (R_2^2 - R_1^2)$$

und bei $m = \frac{1}{g}$: $A_1 = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$ wie oben.

2) Daß dieser Wert praktisch auch Null oder negativ werden kann, sei hier erwähnt.

Setzt man beides in Gl. 2 ein, so erhält man die Form:

$$(3) \quad H = \frac{c_2 u_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}.$$

In dieser Gleichung stellt nun die linke Seite dar, auf welche Höhe 1 kg Wasser durch die Pumpe gehoben werden kann, während die rechte Seite in versteckter Form angibt, auf welche Weise theoretisch diese Arbeit in der Pumpe dem Wasser übermittelt wird.

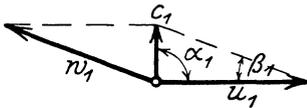


Abb. 10.

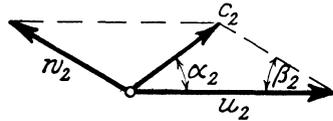


Abb. 11.

Um die Gleichung praktisch zu gebrauchen, muß nun noch folgendes betrachtet werden. Zunächst ist $\sphericalangle \alpha_1$ in der Regel 90° oder wenigstens wenig davon verschieden, so daß $\cos \alpha_1 = 0$ gesetzt werden kann und das zweite Glied in Gl. 3 herausfällt. Dann aber muß beachtet werden, daß wohl theoretisch nur die Förderhöhe H in Gl. 3 zu überwinden ist, daß aber praktisch ein größerer Aufwand an Arbeit nötig wird, weil noch die Widerstände zu überwinden sind, die insgesamt beim Lauf des Wassers vom Brunnen bis zum oberen Behälter auftreten. Diese Widerstände sind: Reibung in der Saug- und Druckleitung und Verluste in einem etwa vorhandenen Fußventil, die in m. W. S. ausgedrückt werden und mit h_w bezeichnet werden sollen.

Ferner: Reibung in den Schaufelkanälen, Verluste bei Querschnittsänderungen und besonders bei Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck im Leitapparat, also innere Widerstände in der Pumpe, welche h_i genannt seien. Schließlich besitzt aber das Wasser beim Ausströmen aus der Druckleitung mit der Geschwindigkeit c_d ein Arbeitsvermögen $\frac{c_d^2}{2g}$, welches in der Regel als Verlust anzurechnen ist. Unter Berücksichtigung aller dieser Widerstände und Verluste, sowie des Umstandes, daß $\cos \alpha_1 \sim 0$, erhält nun die Gl. 3 die Form:

$$(4) \quad H + h_w + h_i + \frac{c^2}{2g} = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

Auch in dieser Form ist sie praktisch noch nicht brauchbar. Es würde Schwierigkeiten machen, von vornherein die Verluste zu berechnen. Außerdem ist es üblich, die Berechnungen bei Kreiselpumpen nicht auf die geometrische oder geodätische Förderhöhe H , sondern auf die sog. manometrische Höhe: $H_{\text{man}} = H + h_w$ zu beziehen, also die Höhe, welche durch Manometer am Pumpenein- und Austritt festgestellt werden kann. Bei kurzen Leitungen ist H_{man} nur um einige Prozent größer als H . Bei langen Leitungen, insbesondere

solchen mit geringen Förderhöhen (z. B. Wasserwerken) kann dagegen h_w einen beträchtlichen Wert erhalten, also H_{man} bedeutend größer als H werden. Schließlich ist bei praktischen Rechnungen zu beachten, daß außer den angegebenen Verlusten noch geringe Wasserverluste durch Undichtigkeiten an den Übergängen entstehen (Spaltverluste), welche berücksichtigt werden müssen. Alle diese Verluste werden nun in der Regel zu einem sog. „hydraulischen Wirkungsgrad“ — η_h — zusammengefaßt und man erhält als praktisch brauchbare Hauptgleichung:

$$(5) \quad H_{(\text{man})} = \eta_h \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2^1}{g}.$$

Hierbei beträgt je nach Ausführung der Pumpe ungefähr:

$\eta_h = 0,5 \div 0,65$ bei gewöhnlichen Kreiselpumpen ohne Leitrad,

$\eta_h = 0,6 \div 0,75$ bei einstufigen Leitradpumpen,

$\eta_h = 0,7 \div 0,8$ bei neuzeitlichen Hochdruckpumpen.

Da hinsichtlich des „hydraulischen Wirkungsgrades“ in der Literatur die widersprechendsten Angaben gemacht werden, sei noch einmal ausdrücklich erwähnt, daß in Gl. 5 η_h auf die manometrische Förderhöhe bezogen ist, also nur die inneren Widerstände der Pumpe sowie die geringen Spaltverluste berücksichtigt sind, trotzdem letztere keine Verringerung von H , sondern von Q hervorrufen. In dieser Auslegung ist aber η_h für praktische Rechnungen brauchbar, wie die späteren Beispiele zeigen werden.

Erwähnt werde schließlich noch, daß der Gesamtwirkungsgrad einer Pumpe ebenfalls auf die manometrische Förderhöhe bezogen wird, daß aber hierbei natürlich noch die mechanischen Verluste in der Pumpe (Stopfbuchsen-, Lagerreibung usw.) berücksichtigt werden. Dieser Gesamtwirkungsgrad beträgt z. B. bei neuzeitlichen Hochdruckpumpen:

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{(\text{man})}}{75 \cdot N} = 0,74 \div 0,78,$$

wie die späteren Angaben zeigen werden.

Die manometrische Förderhöhe $H_{(\text{man})} = H + h_w$ läßt sich bei gegebener geometrischer Höhe H sowie bei bekannter Rohrlänge und Rohrweite nach den in jedem Taschenbuch zu findenden Widerstandsziffern berechnen, so daß hier darauf nicht weiter eingegangen werden soll.

¹⁾ In der Praxis wird diese Gleichung auch in anderer Form benutzt. Drückt man z. B. u_2 und $c_2 \cos \alpha_2$ durch n und D_2 aus, bringt man D_2 in Bezug zur Wassermenge Q und die Widerstände zu Q^2 (weil sie im Quadrat der Geschwindigkeiten wachsen), so erhält man eine Gleichung von der Form: $H = k_1 n^2 - k_2 n \cdot Q - k_3 \cdot Q^2$, wobei dann $k_{1 \div 3}$ bekannt sein müssen. Es würde aber hier zu weit führen, auf diese besonderen Gleichungen einzugehen. — (Vgl. z. B. Herbert, Z. f. d. ges. Turb.-Wesen 1913, S. 481.)

5. Laufradschaufeln.

A. Einfluß des Winkels β_2 auf die Wasserförderung.

Da die Wahl des Winkels β_2 und somit also auch die Schaufelform einen wesentlichen Einfluß auf die Durchflußgeschwindigkeit w_2 , auf die hydraulische Höhe h_2 und auf die zu erzielende Förderhöhe H hat, soll dies eingehend untersucht werden. Man macht dies, indem man für ein und dasselbe Rad unter Beibehaltung einer bestimmten Wassermenge und Umlaufzahl verschiedene β_2 annimmt und die jeweilige Höhe H feststellt. Es soll hierbei zur besseren Übersicht angenommen werden, daß die Radialkomponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit gleich der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit, also $c_{2\text{rad}} = c_1$ ist, was durch Wahl einer geeigneten Radbreite leicht möglich ist.

Nimmt man nun zunächst eine stark rückwärts gekrümmte Schaufel an, Abb. 12 bei A, so kann man mit dem β_2 soweit heruntergehen, daß c_2 radial gerichtet ist. Es wird alsdann $\alpha_2 = 90^\circ$, also $\cos \alpha_2 = 0$, und in der Hauptgleichung ergibt sich somit theoretisch:

$$H = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} = 0.$$

Würde $\alpha_2 > 90^\circ$, so würde sogar $H < 0$, was natürlich undenkbar ist.

Das Austrittsparallelogramm erhält nun die Form Abb. 13. Vergleicht man es (unter den vorhin gemachten Annahmen) mit dem Eintrittsparallelogramm, welches strichpunktiert eingezeichnet ist, so erhält man:

$$w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2$$

oder auch:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g},$$

d. h. die ganze Arbeit des Kreisels (vgl. Gl. 1, S. 10) ist zur Änderung der Relativgeschwindigkeit verbraucht und es entsteht keinerlei Überdruck $h_2 - h_1$. Das Wasser verläßt außerdem die Schaufel

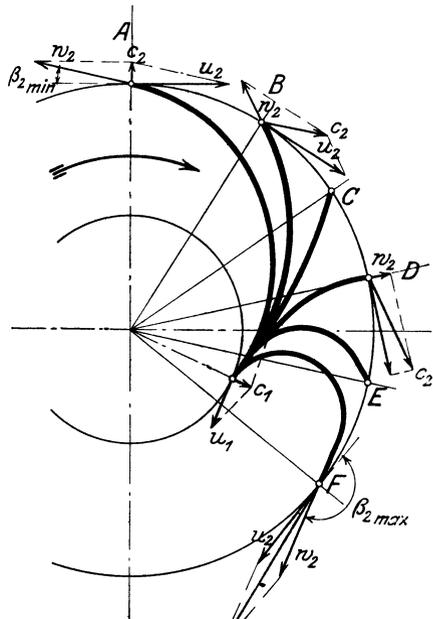


Abb. 12.

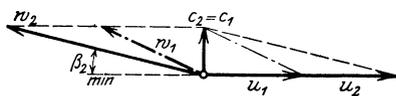


Abb. 13.

mit derselben Geschwindigkeit, mit der es eintrat. Die Schaufel *A* weist somit die unterste erreichbare Größe des $\sphericalangle \beta_2$ auf! Allerdings ist diese nicht in Graden meßbar auszudrücken, weil die absolute Größe des Winkels ja von den Geschwindigkeiten w_2 und u_2 , also von Umlaufzahl usw. abhängt.

Läßt man nun den Winkel β_2 wachsen, so kommt man über die Formen *B* und *C* zu der radial endigenden Schaufel *D*, welche als Rittingerschaufel bezeichnet wird. Hier entsteht das Parallelogramm Abb. 14 und man erhält: $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2$, somit theoretisch: $H = \frac{u_2^2}{g}$ in der Hauptgleichung. Ferner ergibt sich $c_2^2 - w_2^2$

$= u_2^2$, oder, da $w_2 = c_2 \text{ rad} = c_1$ sein soll, auch:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H}{2}.$$

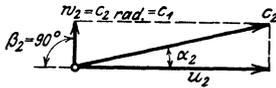


Abb. 14.

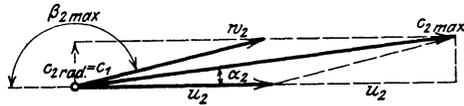


Abb. 15.

Aus der früheren Gl. 2, S. 10, ergibt sich nun in Verbindung mit Gl. 1 schließlich:

$$h_2 - h_1 = \frac{H}{2}.$$

Es ist also bei der radial endigenden Schaufel ein beträchtlicher Überdruck $h_2 - h_1$ vorhanden!

Bei weiterer Steigerung des $\sphericalangle \beta_2$ zu einem stumpfen erhält man vorwärts gekrümmte Schaufeln. Schließlich kommt man zu dem Grenzfall der Schaufel *F*, Abb. 12, wobei das Parallelogramm zu einem Rhombus Abb. 15 wird, in welchem gerade $w_2 = u_2$ ist. Auch hier ist $c_2 \text{ rad} = c_1$, wie angenommen war. Man erhält nun nach Abb. 15

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 2 \cdot u_2$$

und in der theoretischen Hauptgleichung: $H = 2 \cdot \frac{u_2^2}{g}$, d. h. die theoretische Förderhöhe ist auf das Doppelte gegenüber der Schaufel *D* gestiegen. Ferner ergibt sich aus dem Parallelogramm Abb. 15:

$$c_2^2 - c_1^2 = (2 \cdot u_2)^2,$$

also auch

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{4 \cdot u_2^2}{2g} = H,$$

d. h. die ganze Förderhöhe ergibt sich jetzt lediglich aus der Steigerung der absoluten Geschwindigkeitshöhen und eine Drucksteigerung kann nicht erfolgt sein. Somit ist der Überdruck $h_2 - h_1 = 0$. Darüber hinaus

den $\sphericalangle \beta_3$ zu erhöhen wäre also aus dem Grunde nicht möglich, daß innerhalb der Pumpe dann Saugwirkungen ($h_2 - h_1 < 0$) auftreten würden, wodurch der Wasserfaden abreißen müßte!

Trägt man nun alle Werte für $h_2 - h_1$, $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ und das theoretische H für die Schaufelformen A bis F graphisch in irgendwelchem Maßstabe auf, so erhält man Abb. 16. Es sind daraus in übersichtlicher Weise die Änderung des Überdruckes und der Geschwindigkeitshöhen, sowie die Grenzwerte von $H=0$ bis H_{\max} zu erkennen. Man sieht, daß bei den Schaufeln B bis E die Überdrücke nahezu konstant bleiben und sie, wie vorher abgeleitet, sowohl bei A wie bei F Null werden. Selbstverständlich kann man sich praktisch nicht diesen Grenzwerten nähern, denn bei kleinem $\sphericalangle \beta_2$ würde infolge des hydraulischen Wirkungsgrades die Erzeugung einer Höhe H bereits früher aufhören, bei zu großem $\sphericalangle \beta_2$ würde dagegen die Gefahr vorliegen, daß der Wasserfaden abreißt.

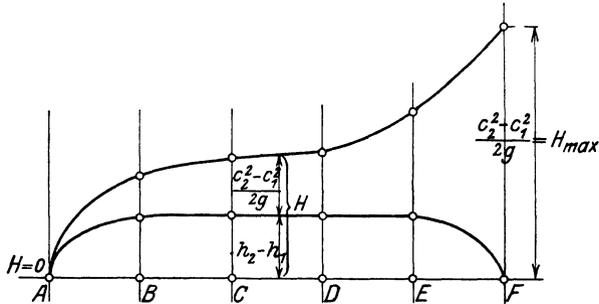


Abb. 16.

Als Folgerung aus diesen Betrachtungen ergibt sich nun, daß man bei derselben Pumpe und derselben Umlaufzahl eine größere Förderhöhe erzielt, wenn der Winkel β_2 größer gewählt wird. Hieraus könnte geschlossen werden, daß der größere Winkel β_2 auch der vorteilhaftere wäre. Die vorwärts gekrümmte Schaufel hat aber den Nachteil, daß das Wasser innerhalb des kurzen Weges vom Ein- zum Austritt eine starke Beschleunigung erfährt, was sich praktisch als unzutraglich erwiesen hat. Außerdem ergeben die hohen Geschwindigkeiten in den Leitschaufeln große Reibungsverluste und die Umsetzung der hohen Geschwindigkeit im Druck führt ebenfalls Verluste mit sich. Die vorwärts gekrümmte Schaufel hat daher einen verhältnismäßig schlechten Wirkungsgrad. Bei der rückwärts gekrümmten Schaufel wird dagegen keine so große Beschleunigung des Wassers im Rade erforderlich und das Wasser wird gewissermaßen auf einer schiefen Ebene hinaufgeschoben. Die Umsetzung der absoluten Geschwindigkeit c_2 in Druck macht keine besonderen Schwierigkeiten und die Reibungsverluste im Leitrade sind geringer. Dies hat dazu geführt, daß heute fast ausnahmslos die Rückwärtsschaufel mit $\beta_2 = 50^\circ \div 25^\circ$ ausgeführt wird.

B. Form der Laufradschaufel.

Was nun die Schaufelform selbst anbelangt, so ist es theoretisch einerlei, wie die Umleitung des Wassers vom Eintritt zum Austritt vollzogen wird, da die Hauptgleichung ja nur auf die Geschwindigkeiten und Winkel an den Ein- und Austrittspunkten Bezug nimmt. Es handelt sich also darum, die Schaufelenden den

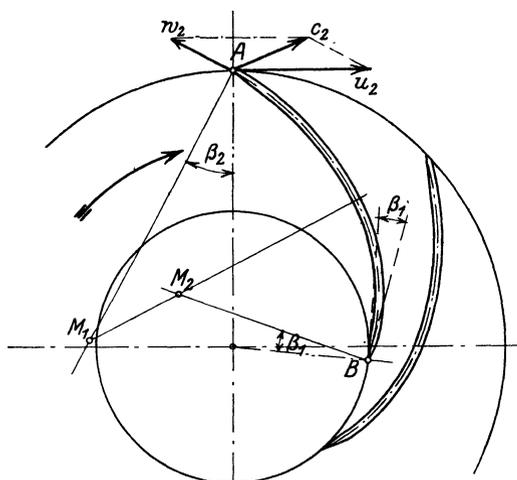


Abb. 17.

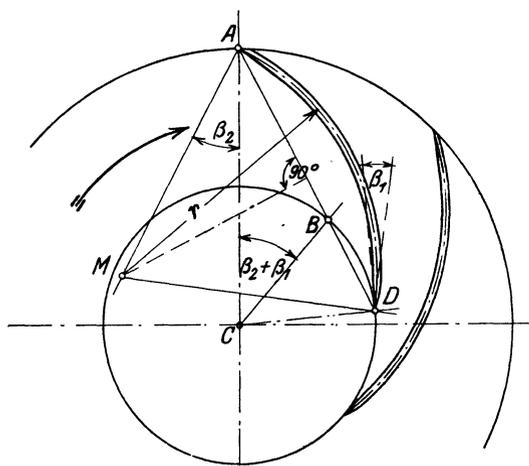


Abb. 18.

Winkeln entsprechend richtig auszuführen und das Wasser möglichst verlustlos umzulenken. Alle daraufhin angestellten Versuche haben gezeigt, daß die Schaufelform die beste ist, welche eine möglichst gleichmäßige Beschleunigung des Wassers in der Schaufelkammer hervorruft und einen kontinuierlichen Übergang in die Leitschaukel ermöglicht. (Vgl. später auch bei „Kennlinien“.) Dies ist vorläufig eine Schaufel, welche bei nicht zu starker Rückwärtskrümmung Kreisbogenform aufweist, und es mag hier erwähnt werden, daß heute fast alle einschlägigen Fabriken diese Form anwenden, wenn sie auch ihre Besonderheiten in der Formgebung vielfach als ihr Geheimnis hüten, da hierin gerade eine große Erfahrung stecken kann.

Man konstruiert die Kreisbogenschaufel, wie die Abb. 17 und 18 zeigen, indem man die Form entweder aus mehreren Kreisbögen zusammensetzt oder auch aus einem einzigen Bogen bildet.

Bei Abb. 17 ist nötig: Antragen des $\sphericalangle \beta_2$ von irgendeinem Punkt A des äußeren Laufraddurchmessers aus, Schlagen eines beliebigen aber ziemlich großen Kreisbogens um M_1 , Antragen des

$\sphericalangle \beta_1$ von einem beliebigen Punkte B aus und Aufsuchen eines Kreisbogens, der seinen Mittelpunkt M_2 auf dem Fahrstrahl durch B hat und in den zuerst gezogenen Kreisbogen einmündet. Natürlich sind mehrere Lösungen möglich, aber es ist diejenige zu wählen, bei welcher der zuerst geschlagene Kreisbogen den größeren Radius hat und wobei trotzdem die Schaufel nicht zu lang wird. Die Schaufel selbst wird zugespitzt, wie die Abbildung erkennen läßt.

Bei Abb. 18 ist die Konstruktion wie folgt: Antragen des $\sphericalangle \beta_2$ von irgendeinem Punkt A des äußeren Laufraddurchmessers aus, Antragen des $\sphericalangle \beta_1 + \beta_2$ von C aus, wodurch man Punkt B erhält. Alsdann: Ziehen der Linie AB , bis diese den inneren Laufraddurchmesser in D schneidet, Halbieren von AD und Errichten eines Lotes auf dem Halbierungspunkt, wodurch man den Mittelpunkt M des gesuchten Kreisbogens erhält. Der Winkel zwischen der Schaufel und dem inneren Radumfang ist dann der verlangte Winkel β_1 .

Die Schaufeln Abb. 17 und 18 haben über ihre ganze Breite b_1 und b_2 die gleiche Gestalt, da bei Pumpen in der Regel eine nennenswerte Schaufelkrümmung nach mehreren Ebenen nicht auftritt. (Sonst vgl. Abb. 21 später.)

Neumann¹⁾ hat vorgeschlagen, die Schaufelenden in Evolventenform auszubilden, wodurch man unter genauer Einhaltung der $\sphericalangle \beta_1$ und β_2 eine gute Führung des Wassers zwischen zwei parallelen Schaufelwänden erhält. Es stammt diese Konstruktion aus dem Wasserturbinenbau und hat sich dort bei den sehr breiten Schaufelkanälen bewährt. Die Aufzeichnung erfolgt, wie Abb. 19 angibt. Man bestimmt die Schaufelweiten a_2 und a_1 , wobei es üblich ist, die Durchmesser D_2 und D_1 auf „Mitte Austritt“ oder „Eintritt“ (also nicht auf die Schaufelendkante wie bei Abb. 18) zu beziehen, wodurch sich allerdings etwas kleinere Werte für H in der Hauptgleichung ergeben.

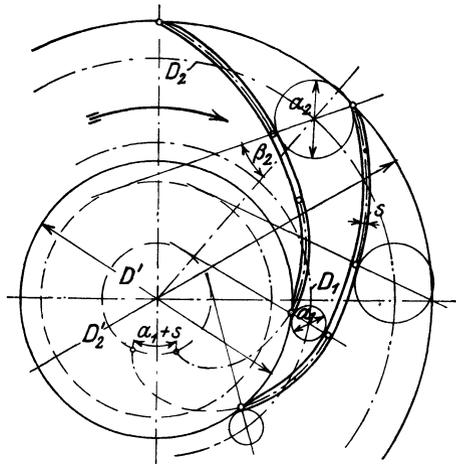


Abb. 19.

Die Evolventen sind nun zu bilden auf Grundkreisen, welche nach Abb. 19 die Durchmesser erhalten müssen: $\frac{(a_2 + s) \cdot z}{\pi}$ bzw. $\frac{(a_1 + s) \cdot z}{\pi}$, wenn s die Schaufelstärke, z die Schaufelzahl bedeutet.

¹⁾ Neumann, „Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung ihrer Schaufelschnitte“, Julius Springer, Berlin.

Nachdem die Schaufelenden als Evolventen gezeichnet sind, verbindet man diese durch Kreisbögen so, daß die Schaufelkanäle sich stetig erweitern. Die Neumann'sche Konstruktion hat meines Wissens wenig Anklang gefunden und der Wirkungsgrad der „Evolventenpumpen“ ist nicht höher als bei den Pumpen mit Kreisbogenschaukeln.

Auf einem ganz anderen Grundsatz sind Schaufelformen aufgebaut, welche nach den Vorschlägen von Wagenbach¹⁾ und gleichzeitig Lorenz²⁾ entworfen sind. Beide Forscher gehen von dem Grundsatz aus, daß mit Rücksicht auf absolut stoßfreien Eintritt und auf die Kontinuität der Strömung: „in den ersten und letzten Partien der Schaufel keine Arbeit geleistet wird“. Die Schaufeln erhalten die Form Abb. 20. und sind auf Grund von besonderen Rechnungen so gebaut, daß zwischen den Punkten *B* und *C* die gesamte Arbeit auf das Wasser übertragen wird und die Schaufelenden arbeitsfrei bleiben. Die Hauptglei-

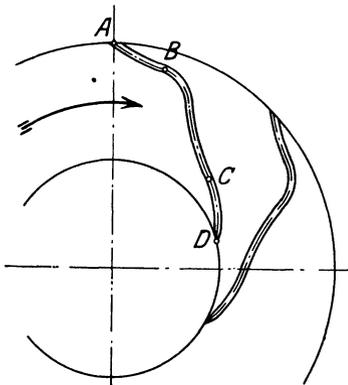


Abb. 20.

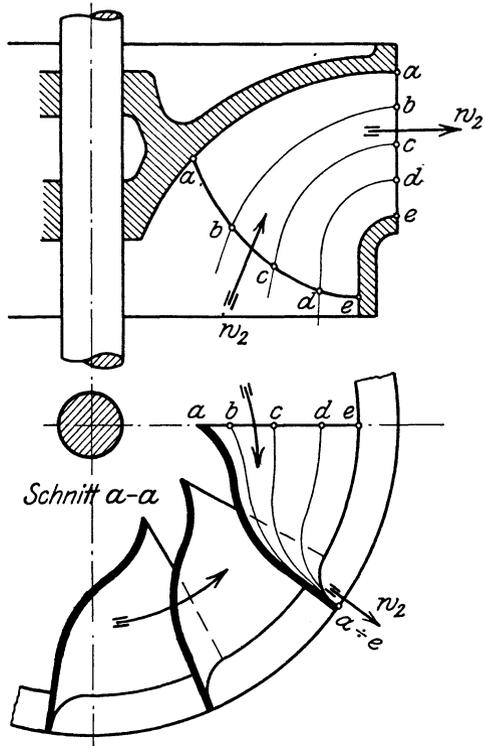


Abb. 21

chung gilt also für die Geschwindigkeiten und Winkel im Punkte *B*, vorausgesetzt, daß beim Eintritt bis zum Punkte *C* radiale Einströmung ($\alpha_1 = 90^\circ$) herrscht. Die Stücke *AB* und *CD* dienen dazu, das Wasser aus dem Saugrohr wirbelfrei aufzunehmen und ebenso an das Leitrad wieder abzugeben. Besondere Erfolge sind leider auch dieser Schaufel bisher nicht beschieden gewesen. Überhaupt dürfte es schwer sein, auf theoretischem Wege die richtige

¹⁾ Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1908, S. 261.

²⁾ Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1908, S. 277.

Schaufelform zu ermitteln, da es vorläufig nicht gelungen ist, für die Wasserbewegung in umlaufenden gekrümmten Kanälen einwandfreie Theorien aufzustellen.

Zu erwähnen ist noch eine besondere Schaufelkonstruktion, welche bei sehr großen Wassermengen und kleinen Förderhöhen vorkommt, wobei die Laufräder die Form einer normalen Francisturbine erhalten, z. B. wie Abb. 21 zeigt. Hier ist eine ausgesprochene Schaufelkrümmung nach den drei Ebenen des Raumes vorhanden, so daß die Schaufelkonstruktion mit sog. „Schichtlinien $a b c d e$ und Schaufelklotz wie bei Turbinen¹⁾ durchzuführen ist, worauf aber hier nicht näher eingegangen werden kann.

6. Leitradschaufeln.

Das Leitrad hat den Zweck, das Wasser, welches aus dem Laufrad mit der absoluten Geschwindigkeit c_3 strömt, stoß- und wirbelfrei aufzunehmen, es nach dem anschließenden Gehäuse umzulenken und hierbei die Geschwindigkeit c_3 zu verringern und in Druck umzuwandeln. Die Leitschaukel muß also unterm $\sphericalangle \alpha_3$ des Austrittsparallelogramms stehen und muß alsdann eine derartige Krümmung

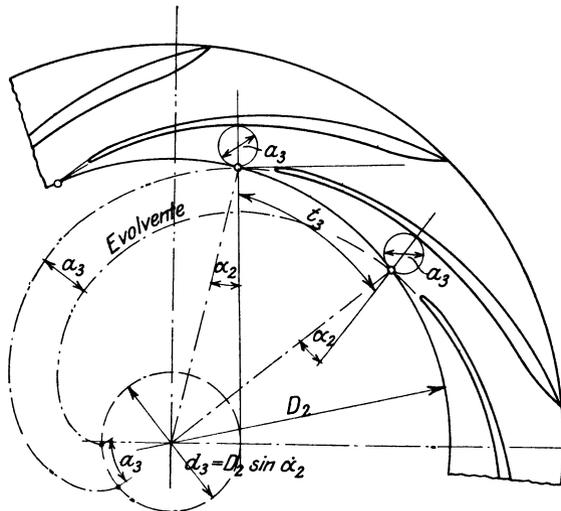


Abb. 22.

erhalten, daß der Übergang in das Gehäuse dem Sinn der weiteren Strömung im Gehäuse entspricht. Aus diesem Grunde erhalten die Schaufeln entweder sichelförmige Gestalt, Abb. 22, und zwar wenn das Gehäuse spiralförmig ist (vgl. Abb. 4 früher), oder aber sie erhalten doppelte Krümmung mit ungefähr radialem Austritt,

¹⁾ Vgl. z. B. des Verfassers „Wasserkraftmaschinen“ im gleichen Verlage.

Abb. 23, wenn das Gehäuse ringförmig ist, oder sich ein Überströmkanal zum nächsten Laufrad anschließt (vgl. Abb. 6 früher). Die Erweiterung der Schaufel zur Doppelschaukel, wie sie Abb. 23 zeigt, erweist sich wegen der besseren Wasserführung als vorteilhaft. Der Kanalquerschnitt erweitert sich düsenartig und derart, daß eine allmähliche Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck erfolgen kann.

Erwiesenermaßen treten hierbei nicht unbedeutliche Verluste auf, welche den Wirkungsgrad der Pumpe ungün-

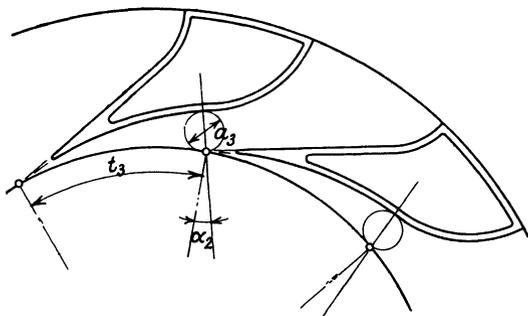


Abb. 23.

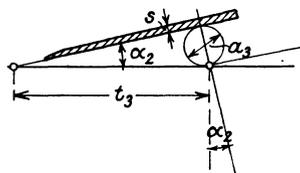


Abb. 24.

stig beeinflussen, und es wird hoffentlich bald gelingen, auf dem Versuchswege¹⁾ noch Klarheit über die Strömungsvorgänge zu erhalten, um Verbesserungen an den Leitschaufeln erzielen zu können.

Man konstruiert nun am besten folgendermaßen: Abtragen der Schaufelteilung t_3 nach der gewählten Schaufelzahl z_3 (siehe unter 7), woraus sich, wie Abb. 24 zeigt, bei gegebenem Winkel α_2 die Weite a_3 ergibt. Übertragen der Weite a_3 als Kreise in die Abb. 22 oder 23. Die Schaufelenden vom Eintritt bis zu den Kreisen werden entweder in Evolventenform (was unter Einhaltung des $\sphericalangle \alpha_2$ parallele Führung ergibt) oder in einem Kreisbogen aufgezeichnet. Der Grundkreis der Evolvente würde, wie bereits im Abschnitt 5 gezeigt wurde und wie sich auch aus Abb. 22 ergibt, den Durchmesser

$$d_3 = \frac{z_3 \cdot a_3}{\pi} = D_3 \cdot \sin \alpha_2$$
 erhalten, wenn die Schaufelstärke s wegen der

Zuschärfung der Schaufel vernachlässigt wird. An die Schaufelenden schließt sich nun ein beliebiger bogenförmiger Übergang je nach Art des sich anschließenden Gehäuses, wie oben erwähnt war. Zu beachten ist noch, daß die Leitschaukel niemals bis zum Durchmesser D_3 herangeführt wird, sondern mit Spielraum endigt, was sich als praktisch vorteilhaft erwiesen hat. Die Schaufeln werden am Ende stets zugeschärft.

7. Allgemeine Berechnungsangaben.

Die Berechnung des Eintrittsdurchmessers am Laufrad D_0 erfolgt unter Annahme einer bestimmten Geschwindigkeit $c_0 = 2 \div 3$ m/sek,

¹⁾ Vgl. Andres, „Versuche über die Umsetzung von Wassergeschwindigkeit in Druck“. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1910, S. 1585, sowie „Forschungsheft“ Nr. 76.

wobei die Verengung durch Welle und Nabe zu berücksichtigen ist. Für Entwurfsrechnungen kann man hierfür etwa $15 \div 25 \%$ der ganzen Fläche rechnen, also wird bei einseitigem Einlauf (vgl. Abb. 7 früher) z. B.:

$$\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot c_0 \cdot 0,85 = Q.$$

Näheres hierüber zeigen dann die Beispiele im Abschnitt 8. In der Regel erhält dann das Laufrad am Schaufeleintritt den gleichen Durchmesser, so daß also $D_1 = D_0$ wird.

Der Laufraddurchmesser D_2 wird nach dem Eintrittsdurchmesser D_0 gewählt, und zwar findet man bei Niederdruckpumpen: $D_2 = 1,5 \div 2 \cdot D_0$, bei Hochdruckpumpen: $D_2 = 1,5 \div 2,5 \cdot D_0$.

Die Umfangsgeschwindigkeit u_2 ergibt sich aus der Umlaufzahl der Pumpe, welche in der Regel durch den Antriebsmotor festgelegt ist, wenn nicht gerade Riemenantrieb gewählt wird. So werden z. B. die neueren Hochdruckpumpen vielfach durch Drehstrommotore angetrieben, und erhalten daher die üblichen Drehzahlen von etwa $n = 950, 1450$ oder $2900/\text{min}$. Bei Dampfturbinenantrieb findet man $n = 2000 \div 5000/\text{min}$ und mehr.

Aus u_2 und angenommenen Winkeln β_2 und α_2 ergibt sich sodann durch das Parallelogramm Abb. 11 die Geschwindigkeit c_2 und hierdurch die manometrische Förderhöhe des Rades aus der Hauptgleichung:

$$H_{(\text{man})} = \eta_h \cdot \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Hierbei wird gewählt: $\sphericalangle \beta_2 = 50^\circ \div 25^\circ$, wie unter 5. eingehend erläutert war, und $\sphericalangle \alpha_2 = 8^\circ \div 15^\circ$. Die Werte für den hydraulischen Wirkungsgrad finden sich unter 4. auf Seite 12.

In der Regel wird die Hauptgleichung auf den äußeren Rad-durchmesser D_2 , also die Schaufelendkante bezogen (vgl. Abb. 7, S. 7). Mitunter bezieht man aber auch die Gleichung auf „Mitte Austritt“, wovon bei der Neumann'schen Schaufelkonstruktion die Rede war. Beide Rechnungen sind richtig, je nachdem man den mittleren Wasserfaden zwischen den Schaufeln oder den Wasserfaden auf dem Schaufelrücken betrachtet. Zu bemerken ist aber, daß man bei Beziehung auf „Mitte Austritt“ größere Räder bei gleichem H erhält und daß man hierbei das letzte Stück des arbeitenden Schaufelrückens eigentlich vernachlässigt.

Zu beachten ist weiter, daß die Hauptgleichung in obiger Form nur gilt, wenn die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_1 radial gerichtet ist, also $\sphericalangle \alpha_1 = 0$ wird, wie dies auf S. 11 abgeleitet war. In Ausnahmefällen, und zwar wenn bei großen Rädern und großer Umfangsgeschwindigkeit sich zu enge Schaufelkanäle und zu große Relativgeschwindigkeiten ergeben, macht man auch wohl $\sphericalangle \alpha_1 < 90^\circ$ (vgl. hierzu das Beispiel C im Abschn. 8). Man hat dann natürlich die Hauptgleichung in ihrer allgemeinen Form, nämlich:

$$H_{(\text{man})} = \eta_h \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}$$

zu benutzen.

Der Schaufelwinkel β_1 am Eintritt ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsparallelogramm Abb. 10 zu $\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$, wobei in der Regel u_1 und c_1 bekannt sind.

Die lichten Radbreiten b_1 und b_2 ergeben sich wie folgt: Bestimmung der Breite b_1 unter Annahme einer absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_1 , die ähnlich c_0 gewählt wird. Hierbei können die Schaufelbleche, welche stark zugespitzt sind, in der Regel vernachlässigt werden. Man erhält also die Gleichung:

$$(D_1 \cdot \pi \cdot b_1) \cdot c_1 = Q,$$

vorausgesetzt natürlich, daß c_1 senkrecht zum Querschnitt, also radial gerichtet ist. Hierbei spielt es wieder keine Rolle, ob D_1 auf die Schaufelkante (vgl. Abb. 17/18) oder auf „Mitte Eintritt“ bezogen wird (vgl. Abb. 19). Beide Rechnungen sind richtig. Jedoch muß im letzteren Fall die Schaufelstärke berücksichtigt werden. Die Breite b_2 wird entweder ähnlich b_1 bestimmt, wobei man allerdings erst die radiale Komponente von c_2 ermitteln muß, oder aber aus der Leitradbreite $b_3 \sim b_2$ berechnet wie folgt: Wenn im Leitrade z_3 Schaufeln sind mit einer Weite a_3 (Bestimmung siehe unter 6.), so erhält man die Gleichung:

$$Q = z_3 \cdot a_3 \cdot b_2 \cdot c_2,$$

da c_2 die absolute Geschwindigkeit auch am Leitradanfang darstellt. Hieraus ist dann b_2 zu berechnen. Das Leitrad selbst, b_3 , macht man in der Regel 1 mm breiter, damit das Wasser mit Sicherheit stoßfrei in das Leitrad gelangt. Beim Übergang von b_1 auf b_2 muß mögliche Stetigkeit herrschen, damit plötzliche Querschnittsänderungen, die stets mit erheblichen Verlusten verknüpft sind, vermieden werden. Als Schaufelzahlen wählt man $6 \div 12$, je nach Radgröße, nimmt aber am besten im Lauf- und Leitrade verschiedene Zahlen an. Die Schaufelstärken richten sich nach dem Material. Gußeiserne Schaufeln erhalten $s = 4 \div 10$ mm, Bronzeschaufeln $s = 3 \div 6$ mm Stärke, je nach Radgröße.

Die erforderliche Antriebsleistung einer Pumpe, bezogen auf den hydraulischen Wirkungsgrad, würde betragen:

$$N = \frac{Q \cdot H_{(\text{man})}}{60 \cdot 75} \cdot \frac{1}{\eta_h},$$

falls Q in l/min angegeben ist. Um den Leistungsbedarf an der Riemenscheibe bzw. des Motors zu ermitteln, muß dann noch der mechanische Wirkungsgrad der Pumpe berücksichtigt werden, der zu etwa $\eta_m = 0,9$ geschätzt werden kann. Man erhält dann:

$$N_e = \frac{Q \cdot H_{(\text{man})}}{60 \cdot 75} \cdot \frac{1}{\eta_h \cdot \eta_m}.$$

Wie schon früher unter 4. angeführt wurde, erreicht man bei neuzeitlichen Leitradpumpen einen Gesamtwirkungsgrad von $0,74 \div 0,78$, bezogen auf die „manometrische Förderhöhe“. Für die „geometrische Förderhöhe“ würde η , je nach Länge und Ausführung der Rohrleitung, etwas niedriger sein.

Besondere Aufmerksamkeit ist der Berechnung der Wellen zu widmen, wenn es sich um hohe Umlaufszahlen und weite Lagerung handelt, wie dies bei mehrstufigen Hochdruckpumpen heute vielfach vorkommt. Die Wellen gewöhnlicher Kreiselpumpen, sowie auch der Hochdruckpumpen mit geringer Stufenzahl und nicht zu hoher Umlaufzahl können als sog. normale Transmissionswellen berechnet werden nach der bekannten Formel:

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}},$$

woraus sich der Durchmesser d in cm ergibt.

In den oben angeführten Fällen ist aber darauf Bedacht zu nehmen, daß die sog. „kritische Drehzahl“ genügend weit oberhalb der gewählten Umlaufzahl der Welle liegt. Befindet sich auf der langen und daher biegsamen Welle der Pumpe ein Rad, dessen Schwerpunkt nicht genau mit dem der Welle zusammenfällt, so wird bei der hohen Umlaufzahl die auftretende Zentrifugalkraft eine Durchbiegung hervorrufen, die unter Umständen zum Bruch der Welle führt. Es ist daher bei solchen Wellen Haupterfordernis, daß sie mit den aufgekeilten Laufrädern aufs sorgfältigste ausgewuchtet werden. Dies geschieht in der Regel im Ruhezustand; bei Spezialfabriken findet man aber sogar Einrichtungen, welche gestatten, eine etwaige Durchbiegung der Welle samt Laufrädern bei voller Umlaufzahl zu messen. Es findet also hier eine „dynamische Auswuchtung“ statt.

Betrachtet man nun die Durchbiegung der Welle infolge der Zentrifugalkraft C , so erhält man folgende Rechnung: Beträgt das Gewicht des exzentrisch sitzenden Rades G kg, die Exzentrizität e cm, so ist bei einer Durchbiegung von f cm, vgl. Abb. 25:

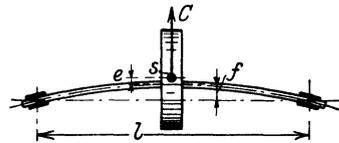


Abb. 25.

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot (e + f) \cdot \omega^2.$$

Führt man nun eine Kraft P ein, welche eine Durchbiegung der Welle um $f = 1$ cm hervorrufen würde, so erhält man auch $C = P \cdot f$, also:

$$P \cdot f = \frac{G}{g} \cdot (e + f) \cdot \omega^2 \quad \text{und hieraus:} \quad f = \frac{e}{\frac{P \cdot g}{G \cdot \omega^2} - 1}.$$

Wird nun $\frac{P \cdot g}{G \cdot \omega^2} = 1$, so wird $f = \infty$, die Welle muß brechen. Es ist dann auch:

$$\omega^2 = \frac{P \cdot g}{G} \quad \text{oder} \quad \omega = \sqrt{\frac{P \cdot g}{G}},$$

was man als „kritische Winkelgeschwindigkeit“ bezeichnet.

Setzt man schließlich für $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ und $g = 981 \text{ cm/sek}^2$, so erhält man als „kritische Drehzahl“:

$$n_k = 300 \cdot \sqrt{\frac{P}{G}}.$$

Für praktische Rechnungen kann man nun folgendermaßen vorgehen: Man nimmt die Wellenstärke nach überschläglicher Berechnung auf Verdrehung an (vgl. Beispiele unter 8., B und C), bestimmt die Kraft P , welche eine Durchbiegung $f = 1 \text{ cm}$ hervorrufen würde, sowie das Gewicht G der umlaufenden Teile und sodann die kritische Drehzahl n_k . Die gewählte Umlaufzahl n muß alsdann weit unter der kritischen Drehzahl n_k liegen (in der Regel mindestens um 50%), damit auch bei geringer Exzentrizität der Massen, trotz Auswuchtung, eine unzulässige Durchbiegung nicht auftreten kann.

Weiteres über die Berechnungen bei Kreiselpumpen zeigen alsdann die Beispiele im folgenden Abschnitt. Berechnungsangaben über Gehäuse und Entlastungsvorrichtungen finden sich ferner in den Abschnitten 9 bis 11.

8. Berechnung von Kreiselpumpen.

Die Berechnung soll der Übersichtlichkeit wegen an Hand von einigen praktischen Beispielen für verschiedene Verwendungszwecke und Ausführungsarten der Pumpen durchgeführt werden.

A. Berechnung einer Niederdruckpumpe ohne Leitrad.

Mittels einer gewöhnlichen Kreiselpumpe sollen $Q = 12 \text{ cbm/min}$ auf etwa $H = 10 \text{ m}$ gefördert werden. Das Rad soll doppelseitigen Einlauf nach Abb. 3 erhalten und spiralförmiges Druckgehäuse.

a) **Leistungsbedarf.** Bei einem hydraulischen Wirkungsgrad $\eta_h = 0,6$ und einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0,9$ ergibt sich gemäß Abschnitt 7:

$$N = \frac{1200 \cdot 10}{60 \cdot 75} \cdot \frac{1}{0,6 \cdot 0,9}$$

und hieraus:

$$N \cong 50 \text{ PS}$$

an der Antriebsscheibe:

b) **Laufraddurchmesser D_0, D_1, D_2 .** Bei zweiseitigem Einlauf und einer Geschwindigkeit $c_0 = 2,0 \text{ m/sek}$ ergibt sich unter Berücksichtigung

sichtigung der Verengung durch Welle und Nabe mit etwa 15% (Kontrollrechnung vgl. unter f):

$$0,85 \cdot \frac{D_0^3 \cdot \pi}{4} \cdot c_0 = \frac{Q}{2} \text{ cbm/sek}$$

$$\frac{D_0^3 \cdot \pi}{4} = \frac{12}{60 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,85} = 0,059 \text{ m}^3 = 590 \text{ cm}^3$$

$$D_0 = 275 \text{ } \phi.$$

Gewählt aus konstruktiven Gründen (vgl. die spätere Abb. 28):

$$D_1 = 255 \text{ } \phi$$

$$D_2 = 540 \text{ } \phi.$$

c) Geschwindigkeiten am Laufradaustritt und Umlaufzahl. Es ist nach der Hauptgleichung:

$$H_{(\text{man})} = \eta_h \cdot \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

Hierin ist bekannt: $H = 10 \text{ m}$, $\eta_h = 0,6$, während die übrigen Größen, welche vom Geschwindigkeitsparallelogramm abhängen, erst zu bestimmen sind. Gewählt werde z. B. $\alpha_2 = 10^\circ$ und $\beta_2 = 30^\circ$. Dann ist nach Abb. 26:

$$\frac{c_2}{u_2} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin (180^\circ - 40^\circ)} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin 40^\circ}$$

oder:

$$c_2 = u_2 \cdot \frac{\sin 30^\circ}{\sin 40^\circ} = 0,78 \cdot u_2.$$

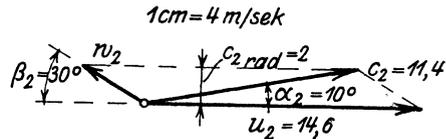


Abb. 26.

Die Hauptgleichung erhält somit die Form:

$$10 = 0,6 \cdot \frac{u_2^2 \cdot 0,78 \cdot \cos 10^\circ}{9,81}$$

und hieraus ergibt sich:

$$u_2 = \sqrt{\frac{10 \cdot 9,81}{0,6 \cdot 0,78 \cdot 0,985}} = \sqrt{213} = 14,6 \text{ m/sek.}$$

Ferner wird:

$$c_2 = 0,78 \cdot u_2 = 11,4 \text{ m/sek}$$

und:

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{D_2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 14,6}{0,54 \cdot \pi}$$

$$n = 516/\text{min} \text{ als Umlaufzahl der Pumpe.}$$

Wünscht man beispielsweise eine Umlaufzahl von genau $n = 500/\text{min}$ zu erhalten, so läßt sich dies leicht erreichen, indem man die Winkel β_2 und α_2 um geringes ändert.

d) Laufradbreiten b_1 und b_2 . Am Schaufeleintritt besteht nach Abschnitt 7, und weil hier zwei Einläufe vorhanden sind, die Gleichung:

$$\frac{Q}{2} \text{ cbm/sek} = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot c_1$$

ohne Berücksichtigung der stark zugespitzten Schaufeln. Wählt man nun $c_1 = c_0 = 2 \text{ m/sek}$, so erhält man, da $D_1 = 255 \phi$ hat:

$$b_1 = \frac{12}{2 \cdot 60 \cdot 0,255 \cdot \pi \cdot 2} = 0,063 \text{ m.}$$

Gewählt hiernach: $b_1 = 64 \text{ mm}$.

Am Laufradaustritt tritt die Gleichung auf:

$$Q \simeq D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_{2 \text{ rad}},$$

falls die Verengung durch die Schaufelbleche ebenfalls unberücksichtigt bleibt. Aus dem Parallelogramm Abb. 26 ergibt sich nun: $c_{2 \text{ rad}} = 2 \text{ m/sek}$, somit erhält man:

$$b_2 = \frac{12}{60 \cdot 0,54 \cdot \pi \cdot 2} = 0,059 \text{ m.}$$

Gewählt werde: $b_2 = 60 \text{ mm}$.

e) Geschwindigkeiten und Winkel am Eintritt. Am Schaufeleintritt sind gegeben: $c_1 = 2,0 \text{ m/sek}$, ferner ist bekannt:

$$u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} = 14,6 \frac{255}{540} = 6,9 \text{ m/sek.}$$

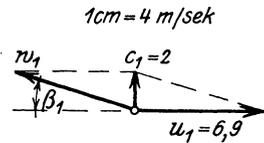


Abb. 27.

Hieraus kann das Parallelogramm Abb. 27 gezeichnet werden, da $c_2 \perp u_2$ stehen soll, wie im Abschnitt 4 gezeigt war. Man erhält aus Abb. 27 graphisch oder rechnerisch den Schaufelwinkel:

$$\sphericalangle \beta_1 = 18^\circ.$$

f) Welle. Da es sich hier um keine große Umlaufszahl handelt und die freie Länge der Welle nicht sonderlich groß wird, kann die Berechnung als „normale Transmissionswelle“ durchgeführt werden nach der bekannten Formel:

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{50}{516}} = 6,46 \text{ cm.}$$

Gewählt werde: $d = 65 \text{ mm } \phi$.

Wird dementsprechend die Nabe mit einem Anfangsdurchmesser von 100 mm ausgeführt, wie Abb. 28 zeigt, so entspricht dies einer Fläche von $78 \text{ cm}^2 \simeq 130/0$ des Eintrittsquerschnittes $\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4}$,

so daß die ursprüngliche Annahme von etwa 15⁰/₀ Querschnittsverengung angebracht war.

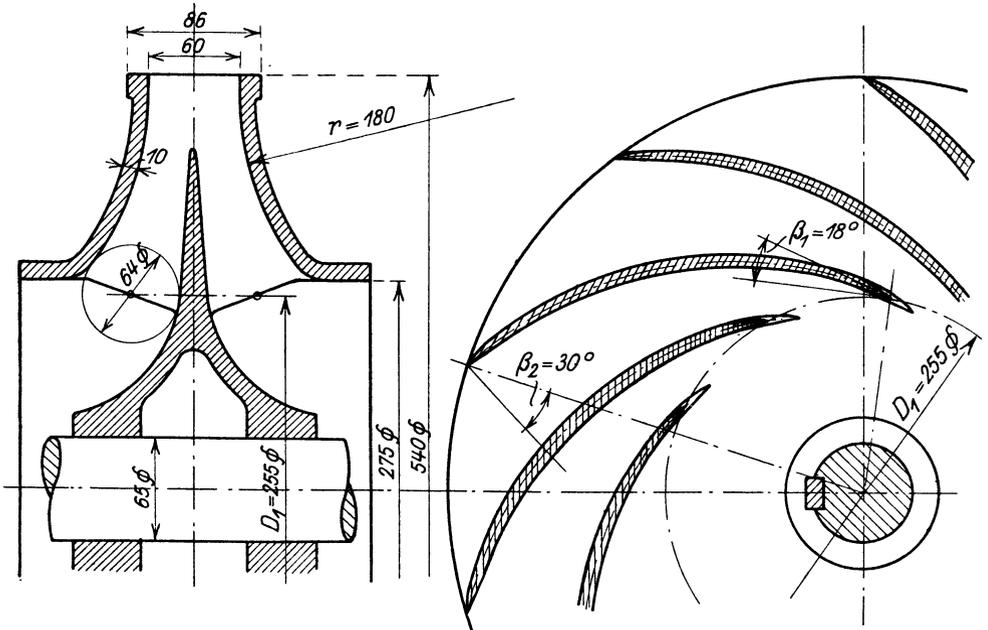


Abb. 28.

g) Entwurf des Rades. Der Entwurf des Laufrades ist in Abb. 28 maßstäblich 1:5 der Natur durchgeführt. Als Wandstärke des gußeisernen Rades ist normal 10 mm mit einer Verstärkung am Kranze, als Schaufelstärke $s=4$ mm, in der Mitte auf 8 mm ansteigend, gewählt worden. Die Schaufelzahl ist mit 10 angenommen. Die Schaufeln haben zusammengesetzte Kreisbogenform nach der früher an Hand der Abb. 17 beschriebenen Konstruktion, und zwar trotz etwas schrägsteher Eintrittskante gleiche Form über die ganze Breite, was hier zulässig ist. Die Verjüngung des Rades vom Schaufeleintritt b_1 zum Austritt b_2 erfolgt in Form eines flachen Kreisbogens. Die Nabe ist mit dem mittleren Steg ziemlich hoch hinaufgeführt, damit der Zusammenhang des äußeren Kranzes mit der Nabe durch die zehn Schaufeln ausreichend ist.

B. Berechnung einer vielstufigen Hochdruckkreiselpumpe.

In einem großen Dampfkraftwerk sollen zur Kesselspeisung verschiedene Hochdruckkreiselpumpen aufgestellt werden. Die Kesselspannung betrage 13 at. Die Lieferungsmenge jeder Pumpe ist auf $Q=1500$ l/min bemessen, entsprechend einer Heizfläche von etwa 1800 m². Der Antrieb der Pumpe soll durch einen Drehstrommotor erfolgen, der bei 50 Perioden/sek $n=1450$ /min hat.

a) **Leistungsbedarf des Motors.** Rechnet man mit $\eta_h = 0,75$ und $\eta_m = 0,9$ sowie der Kesselspannung von 13 at entsprechend, zur Sicherheit mit einer manometrischen Förderhöhe $H \sim 140$ m, so wird ein Motor erforderlich von:

$$N = \frac{1500 \cdot 140}{60 \cdot 75} \cdot \frac{1}{0,75 \cdot 0,9}$$

$$N = 70 \text{ PS.}$$

b) **Laufreddurchmesser D_0, D_1, D_2 .** Bei einseitigem Einlauf und $c_0 = 2,5$ m/sek ergibt sich unter Berücksichtigung von etwa 25% Querschnittsverengung durch Welle und Nabe (Kontrollrechnung vgl. unter f):

$$Q \text{ cbm/sek} = 0,75 \frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot c_0$$

$$\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} = \frac{1,5}{60 \cdot 0,75 \cdot 2,5} = 0,0133 \text{ m}^2 = 133 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Hiernach: } D_0 = 130 \text{ mm.}$$

$$\text{Ferner sei gewählt: } D_1 = 130 \text{ mm.}$$

$$D_2 = 260 \text{ mm.}$$

c) **Geschwindigkeiten am Laufradaustritt, H_1 pro Stufe und Stufenzahl.** Nach der Hauptgleichung ist:

$$H_{(\text{man})} = \eta_h \cdot \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

Hierin ist bekannt: $\eta_h = 0,75$ und $u_2 = \frac{0,26 \cdot \pi \cdot 1450}{60} = 19,8$ m/sek.

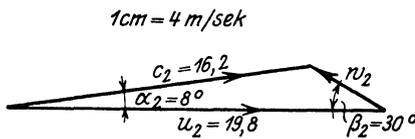


Abb. 29.

Gewählt werde nun $\sphericalangle \alpha_2 = 8^\circ$, $\sphericalangle \beta_2 = 30^\circ$, so daß das Geschwindigkeitsparallelogramm oder das Geschwindigkeitsdreieck gezeichnet werden kann, wie dies in Abb. 29 geschehen ist. Man ermittelt daraus:

$$c_3 = 16,2 \text{ m/sek,}$$

und es wird somit:

$$H_1 = \frac{0,75 \cdot 16,2 \cdot 19,8 \cdot 0,99}{9,81} = 24,3 \text{ m}$$

für jedes Laufrad oder jede Stufe der zu berechnenden Pumpe. Die erforderliche Stufenzahl wird demnach:

$$n = \frac{140}{24,3} = 5,7,$$

so daß natürlich sechs Stufen auszuführen sind. — (Sollte $H = 6 \cdot 24,3 \sim 146$ m zu hoch erscheinen, so wären D_2 oder β_2 etwas zu verkleinern.)

d) Radbreiten b_1 , b_2 , b_3 . Am Schaufeleintritt besteht nach Abschnitt 7 die Gleichung:

$$Q \text{ cbm/sek} = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot c_1.$$

Wird $c_1 = c_0 = 2,5 \text{ m/sek}$ gewählt, so ist:

$$b_1 = \frac{1,5}{60 \cdot 0,13 \cdot \pi \cdot 2,5} = 0,0246 \text{ m.}$$

Ausgeführt werde: $b_1 = 25 \text{ mm.}$

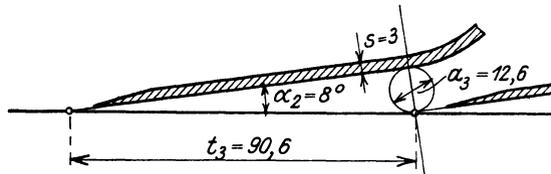


Abb. 30.

Die Austrittsbreite b_3 wird hier am besten nach dem Leitrade bestimmt. Wählt man $z_3 = 9$ Leitschaufeln, dann ergibt sich beim maßstäblichen Aufzeichnen der Schaufelenden nach Abb. 30 (oder auch rechnerisch aus $a_3 = t_3 \cdot \sin \alpha_3$) eine Weite $a_3 = 12,6 \text{ mm}$, da die Teilung $t_3 = \frac{260 \cdot \pi}{9} = 90,6 \text{ mm}$ beträgt. Die Breite b_2 ergibt sich dann aus der Gleichung:

$$Q \text{ cbm/sek} = z_3 \cdot a_3 \cdot b_2 \cdot c_2$$

$$b_2 = \frac{1,5}{60 \cdot 9 \cdot 0,0126 \cdot 16,2} = 0,0114 \text{ m.}$$

Gewählt werde daher: $b_2 = 12 \text{ mm}$,

und am Leitrade: $b_3 = 13 \text{ mm.}$

e) Geschwindigkeiten und Winkel am Eintritt. Gegeben ist $c_1 = 2,5 \text{ m/sek}$ und $u_1 = u_2 \frac{D_2}{D_1} = 19,8 \cdot \frac{1}{2} = 9,9 \text{ m/sek}$. Da $c_1 \perp u_1$, ergibt sich graphisch aus dem Geschwindigkeitsdreieck Abb. 31 oder auch rechnerisch aus $\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$ der Schaufelwinkel:

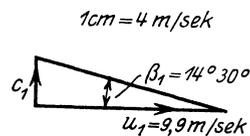


Abb. 31.

$$\beta_1 = 14^{\circ} 30'.$$

f) Welle. Die Berechnung soll zunächst überschläglich auf Verdrehung mit $k_f = 200 \text{ kg/cm}^2$ erfolgen. Nach Entwurf der Pumpe soll aber geprüft werden, ob die Umlaufzahl genügend weit unter der „kritischen Drehzahl“ liegt

Überschläglich ist also:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_d = 71620 \cdot \frac{N}{n},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71620 \cdot 70}{1450 \cdot 200}} = \sqrt[3]{87} = 4,43 \text{ cm},$$

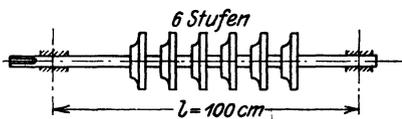


Abb. 32.

so daß zunächst $d = 4,5 \phi$ angenommen werden kann. Entsprechend ähnlichen Ausführungen von sechsstufigen Pumpen sei nun die Lagerentfernung zu $l = 1000 \text{ mm}$ geschätzt, vgl.

Abb. 32, das Gewicht der Welle

zu rund 15 kg und das eines Laufrades zu etwa 6 kg angenommen, so daß das Gesamtgewicht der umlaufenden Teile etwa $G = 51 \text{ kg}$ beträgt.

In der Gleichung für die kritische Drehzahl $n_k = \sqrt{\frac{P}{G}} \cdot 300$ ist nun noch P zu bestimmen, welches eine Durchbiegung der Welle um 1 cm hervorrufen würde. Nimmt man gleichmäßig verteilte Belastung über die Länge l an, was nach Abb. 32 wohl berechtigt sein dürfte, so ist bekanntlich:

$$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{5 l^3}{384}.$$

Hierin ist einzusetzen $f = 1,0 \text{ cm}$, $l = 100 \text{ cm}$, $E = 2200000$ (Stahl) und $J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 4,5^4}{64} = 20,1 \text{ cm}^4$ als Trägheitsmoment der Welle.

Man erhält:

$$P = \frac{2200000 \cdot 20,1 \cdot 384}{5 \cdot 100^3} = 3400 \text{ kg}.$$

Demnach wird:

$$n_k = 300 \cdot \sqrt{\frac{3400}{51}} = 300 \cdot \sqrt{67} = 2450/\text{min}.$$

Da die Umlaufszahl der Pumpe mit $n = 1450$ angesetzt ist, liegt also n_k weit über n wie verlangt war. Die Welle kann also, sorgfältige Auswuchtung vorausgesetzt, ausgeführt werden:

$$d = 4,5 \phi,$$

wie schon überschläglich berechnet war. Erhält dementsprechend die Nabe einen Anfangsdurchmesser von 65 mm , so entspricht dies einer Fläche von $33 \text{ cm}^2 = 25\%_0$ des Eintrittsquerschnittes $\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4}$, so daß die Annahme der Querschnittsverengung bei b richtig war.

g) **Entwurf des Lauf- und des Leitrades.** Der Entwurf ist in Abb. 33 im Maßstab 1:5 durchgeführt. Beide Räder sollen in Bronze hergestellt werden. Die normalen Wandstärken betragen 4 mm, die Schaufelstärken $s = 3$ mm. Die Laufradschaufeln haben Kreisbogenform der in Abschnitt 5 angegebenen Konstruktion. Die Leit-schau-feln sind nach Abschnitt 6 ausgeführt, und zwar mit radialem

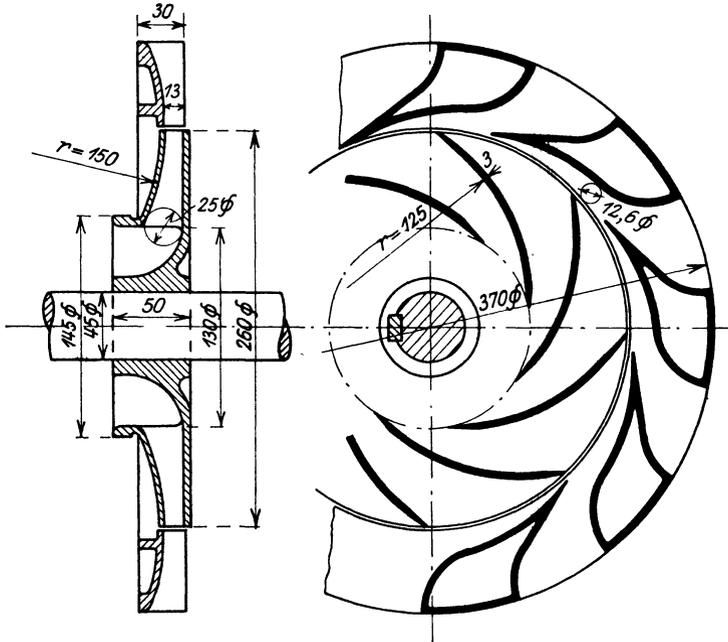


Abb. 33. Entwurf im Maßstab 1:5.

Austritt mit Rücksicht auf den anschließenden Überströmkanal zum nächsten Laufrad. Die Verjüngung des Laufrades von der Eintrittsbreite b_1 zur Breite b_2 erfolgt in Form eines flachen Kreisbogens. Das Leitrad ist in ähnlicher Weise nach außen schwach erweitert, und zwar so, wie es der Überströmkanal erfordert, was aus den späteren Konstruktionsbeispielen im Abschnitt 11 ersichtlich wird. Die Schaufeln sind meist nur auf einer Seite angegossen und werden auf der anderen Seite durch das Gehäuse gehalten, welches hier auch die Wasserführung übernimmt.

C. Berechnung einer zweistufigen Wasserwerkspumpe.

In einem städtischen Wasserwerk soll zur Erweiterung der vorhandenen Anlage eine Kreiselpumpe aufgestellt werden, deren Antrieb durch einen Drehstrommotor von 50 Perioden und $n = 950/\text{min}$ erfolgen soll. Die Lieferungsmenge soll $Q = 8 \text{ cbm}/\text{min} = 480 \text{ cbm}/\text{std}$ betragen. Als Förderhöhe ist mit Rücksicht auf den etwas entfernt

liegenden Hochbehälter etwa $H=80$ m anzunehmen, wovon ungefähr 7 m auf die Saughöhe entfallen.

a) Leistungsbedarf des Motors. Rechnet man mit $\eta_h=0,75$ und $\eta_m=0,9$, so ergibt sich

$$N = \frac{8000 \cdot 80}{60 \cdot 75} \cdot \frac{1}{0,75 \cdot 0,9}$$

$$N = 210 \text{ PS.}$$

b) Laufraddurchmesser D_0 , D_1 , D_2 . Bei einseitigem Einlauf werde hier mit Rücksicht auf die voraussichtlich größeren Abmessungen und Geschwindigkeiten gewählt: $c_0=3$ m/sek. Es ergibt sich somit bei einer schätzungsweise Querschnittverengung durch Welle und Nabe zu etwa 20% (Nachprüfung vgl. unter f):

$$Q \text{ cbm/sk} = 0,8 \cdot \frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot c_0,$$

$$\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} = \frac{8}{60 \cdot 0,8 \cdot 3} = 0,056 \text{ m}^2 = 560 \text{ cm}^2.$$

Hiernach sei gewählt:

$$D_0 = 270 \text{ mm.}$$

Es sei ferner angenommen:

$$D_1 = 270 \text{ mm}$$

und als Außendurchmesser:

$$D_2 = 550 \text{ mm.}$$

c) Geschwindigkeiten und Winkel am Laufradaustritt. Es ist die Hauptgleichung zu erfüllen:

$$H_{(\text{man})} = \eta_h \cdot \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

Hierin ist nun bekannt: $\eta_h=0,75$ wie bei a) angenommen war, $u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,55 \cdot \pi \cdot 950}{60} = 27,3$ m/sek und ferner $H_1 = 40$ m für

$$1 \text{ cm} = 4 \text{ m/sek}$$

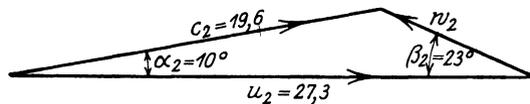


Abb. 34.

ein Laufrad, da 2 Stufen angenommen waren. Wählt man nun noch: $\sphericalangle \alpha_2 = 10^\circ$, so erhält man:

$$40 = 0,75 \frac{c_2 \cdot 27,3 \cdot 0,985}{9,81},$$

$$c = \frac{40 \cdot 9,81}{0,75 \cdot 27,3 \cdot 0,985} = 19,6 \text{ m/sek.}$$

Es kann somit das Geschwindigkeitsdreieck Abb. 34 aufgezeichnet werden, woraus man ermittelt

$$\sphericalangle \beta_2 = 23^\circ,$$

d. h. also eine stark rückwärts gekrümmte Schaufel.

Anmerk. 1. Manche Fabriken vermeiden die stark rückwärts gekrümmten Schaufeln, weil sie oftmals ungünstig verlaufende Kennlinien (vgl. Abschnitt 14) ergeben, und gehen daher nicht unter $\sphericalangle \beta_3 = 30^\circ$ herunter. Soll hier im Beispiel β_3 größer werden, so läßt sich dies leicht erreichen, indem man D_3 etwas kleiner macht. Wählt man z. B. $D_2 = 520 \phi$, so wird $u_2 = 25,8$ m/sek, $c_2 = 20,7$ m/sek und man erhält aus dem aufzuzeichnenden neuen Geschwindigkeitsdreieck, bei $\sphericalangle \alpha_2 = 10^\circ$ wie oben: $\sphericalangle \beta_2 \cong 30^\circ$ wie verlangt war.

d) Radbreiten b_1, b_2, b_3 . Am Schaufeleintritt besteht, unter Vernachlässigung der geringen Verengung durch die zugespitzten Schaufeln, die Gleichung:

$$Q \text{ cbm/sek} = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot c_1.$$

Nimmt man an: $c_1 = c_0 = 3$ m/sek und radialen Eintritt, so ist:

$$b_1 = \frac{8}{60 \cdot \pi \cdot 0,27 \cdot 3} = 0,0525 \text{ m.}$$

Gewählt werde:

$$b_1 = 54 \text{ mm.}$$

Die Austrittsbreite b_2 wird wieder nach dem Leitrad bestimmt. Wählt man $z_3 = 12$ Leitschaufeln, dann ergibt sich eine Teilung, bezogen auf den Durchmesser D_2 von $t_3 = \frac{550 \cdot \pi}{12} = 144$ mm. Ferner wird gemäß der früheren Abb. 30: $a_3 = t_3 \cdot \sin \alpha_3 = 144 \cdot 0,174 = 25$ mm. Die Breite b_2 ergibt sich dann aus der Gleichung:

$$Q \text{ cbm/sek} = z_3 \cdot a_3 \cdot b_2 \cdot c_2,$$

$$b_2 = \frac{8}{60 \cdot 12 \cdot 0,025 \cdot 19,6} = 0,0226 \text{ m.}$$

Gewählt werde daher am Laufrad:

$$b_2 = 23 \text{ mm,}$$

und am Leitrad:

$$b_3 = 24 \text{ mm.}$$

e) Geschwindigkeiten und Winkel am Laufradeintritt. Gegeben ist $c_1 = 3$ m/sek, radial gerichtet, d. h. senkrecht zu u_1 stehend, ferner $u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} = 27,3 \frac{0,27}{0,55} = 13,4$ m/sek. Aus dem Geschwindigkeitsdreieck Abb. 35, oder auch rechnerisch aus $\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{3}{13,4} = 0,224$, erhält man somit:

$$\sphericalangle \beta_1 = 12^\circ 40'.$$

Anmerk. 2. Wie im Abschnitt 7 erwähnt war, wird bei Hochdruckrädern mit größeren Abmessungen mitunter c_1 schräg in Richtung der Raddrehung gestellt, also $\sphericalangle \alpha_1$ verkleinert, damit die Relativgeschwindigkeit w_1 kleiner wird, wodurch die Schaufelquerschnitte etwas größer und die Reibungsverluste etwas verringert werden müssen. Allerdings entstehen jetzt vor dem Schaufel Eintritt durch das schräg stehende c_1 Wirbelströmungen und außerdem muß man hier feststehende Leitschaufeln anbringen, wenn man dem Wasser mit Sicherheit die schräge absolute Eintrittsgeschwindigkeit geben will. Verringert man nun beispielsweise $\sphericalangle \alpha_1$ auf 45° , wie in Abb. 35 gestrichelt eingezeichnet ist, so erhält man jetzt $w_1' = 10,8$ m/sek (statt $w_1 = 13,7$ früher) und somit, da auch gleichzeitig $\beta_1' = 17^\circ$ geworden ist, eine größere Schaufelweite.

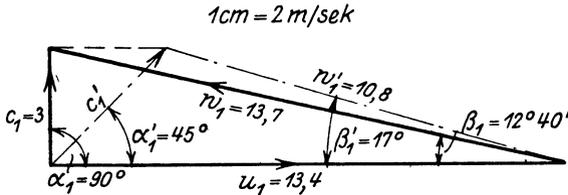


Abb. 35.

Verringert man aber $\sphericalangle \alpha_1$, so hat man, wie S. 22 gesagt war, die allgemeine Hauptgleichung zu benutzen in der Form:

$$H = \eta_h \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}$$

Die Werte, welche hier c_1' , u_1' , α_1' lauten, sind der Abb. 35 zu entnehmen und man erhält bei Verwendung der unter c) benutzten Werte:

$$H_1 = 40 - 0,75 \frac{4,3 \cdot 13,4 \cdot \cos 45^\circ}{9,81} = 40 - 3,1 = 36,9 \text{ m.}$$

Die Förderhöhe ist also infolge des kleineren Eintrittswinkels geringer geworden. Da dies praktisch unmöglich ist, auch die Umlaufzahl nicht gesteigert werden kann, müßte also nun der äußere Raddurchmesser D_2 bzw. der Winkel β_2 um soviel vergrößert werden, daß wiederum die geforderte Höhe $H_1 = 40$ m in jedem Rade erzielt wird.

f) Welle. Wie beim vorigen Beispiel soll die Welle auf Verdrehung überschläglich berechnet und alsdann die kritische Drehzahl nachgeprüft werden. Mit $k_d = 200$ kg/qcm gerechnet erhält man:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71\,620 \cdot N}{n \cdot 200}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71\,620 \cdot 210}{950 \cdot 200}} = \sqrt[3]{398} = 7,35 \text{ cm.}$$

Gewählt werde vorläufig:

$$d = 75 \text{ } \phi.$$

Die Formel für die kritische Drehzahl lautet nun

$$n_k = 300 \sqrt{\frac{P}{G}}$$

Das Gewicht der Welle wird etwa 60 kg, das jedes Rades etwa

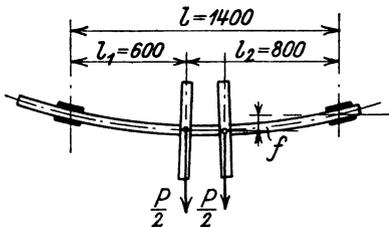


Abb. 36.

30 kg, so daß das Gesamtgewicht der umlaufenden Teile ungefähr $G = 120$ kg betragen wird. Zur Ermittlung der Kraft P , welche eine Durchbiegung der Welle um 1 cm hervorruft, sei der ungünstigste Fall angenommen, daß nach Abb. 36 diese Kraft zu je $\frac{P}{2}$ in Mitte der beiden Räder angreift und die Durchbiegung 1 cm bereits in Radmitte auftreten soll. Man erhält hierfür die Formel für die Durchbiegung:

$$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l_1^2 \cdot l_2^2}{3l}$$

Hierin ist einzusetzen: $f = 1$ cm, $E = 2\,200\,000$ (Stahl), $l = 140$ cm, $l_1 = 60$ cm, $l_2 = 80$ cm und $J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 7,5^4}{64} = 155,3$ cm⁴.

Man erhält:

$$P = \frac{2\,200\,000 \cdot 155,3 \cdot 3 \cdot 140}{60^2 \cdot 80^2} = 6230 \text{ kg.}$$

Somit wird:

$$n_k = 300 \cdot \sqrt{\frac{6230}{120}} = 300 \cdot \sqrt{52} = 2160/\text{min.}$$

Die gewählte Umlaufzahl der Pumpe $n = 950$ liegt also weit unter der kritischen Drehzahl, demnach kann die Welle, wie überschläglich berechnet war, ausgeführt werden mit:

$$d = 75 \text{ } \phi.$$

Macht man hiernach die Nabe am Anfang 110 mm stark, so wird die Fläche, welche den Eintritts-Querschnitt verengt, $\frac{11,0^2 \cdot \pi}{4} = 95$ cm², was etwa 17% des $\frac{D_0^2 \cdot \pi}{4}$ bedeutet, so daß die Annahme mit ungefähr 20% Querschnittverengung zulässig war.

g) Entwurf von Lauf- und Leitrad. Beide Räder sollen aus Bronze ausgeführt werden mit einer Wandstärke von 6 mm und einer Schaufelstärke von 4 mm. Als Schaufelzahlen sind gewählt: für das Laufrad $z_1 = 10$,

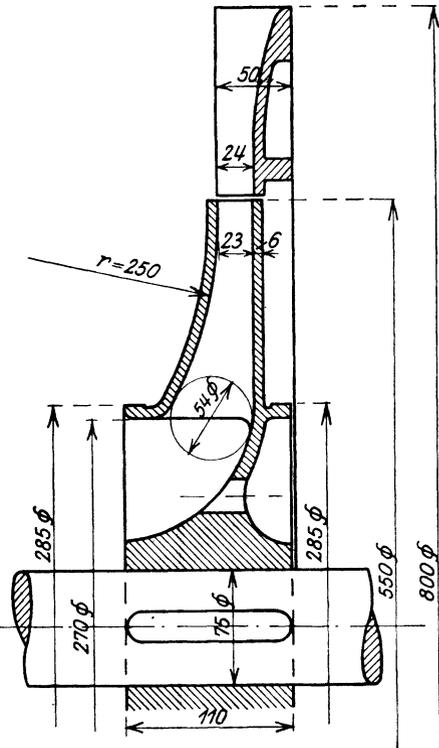


Abb. 37. Entwurf im Maßstab 1 : 5.

für das Leitrad $z_3 = 12$. Lauf- und Leitrad sind im Maßstab 1:5 in Abb. 37 entworfen. Um einen Ausgleich des Achsendruckes am Laufrad selbst zu erreichen, ist das Laufrad mit Bohrungen dicht über der Nabe und mit einem Schleifrand (rechts) von demselben Durchmesser wie auf der Eintrittsseite ausgebildet. (Vgl. hierüber Abschnitt 11.) Das Laufrad zeigt die übliche Verjüngung von der Eintrittsbreite b_1 auf die Austrittsbreite b_2 . Das Leitrad ist nach außen schwach erweitert, wie es dem sich anschließenden Überströmkanal entsprechen würde. Der Seitenriß beider Räder mit der Schaufelkonstruktion ist hier weggelassen, weil er gegenüber den Rädern Abb. 33 im vorigen Beispiel nichts Neues bieten würde.

Dritter Teil.

Bau neuzeitlicher Kreiselpumpen und ihrer Einzelteile.

Bei der Einteilung im Abschnitt 3 wurden die Kreiselpumpen in der Hauptsache unterschieden in Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckpumpen. Da bei den konstruktiven Ausführungen diese Unterschiede sich verwischen, insofern als z. B. eine einstufige Pumpe gewöhnlicher Bauart für kleinste Förderhöhe, bei sehr großer Umlaufzahl aber auch als Hochdruck-Kreiselpumpe Verwendung finden kann (Kesselspeisung, vgl. Abschnitt 18), so soll bei Besprechung der Konstruktionen lediglich nach der Bauart unterschieden werden zwischen: gewöhnlichen Kreiselpumpen, einstufigen Leitradkreiselpumpen oder Turbinenpumpen und mehrstufigen Turbinenpumpen.

9. Gewöhnliche Kreiselpumpen ohne Leitrad.

Die Ausführung erfolgt je nach der zu fördernden Wassermenge oder nach der gewünschten Aufstellung mit einseitigem oder doppel-seitigem Einlauf. Anwendung finden die gewöhnlichen Kreiselpumpen in der Regel bei geringen Förderhöhen.

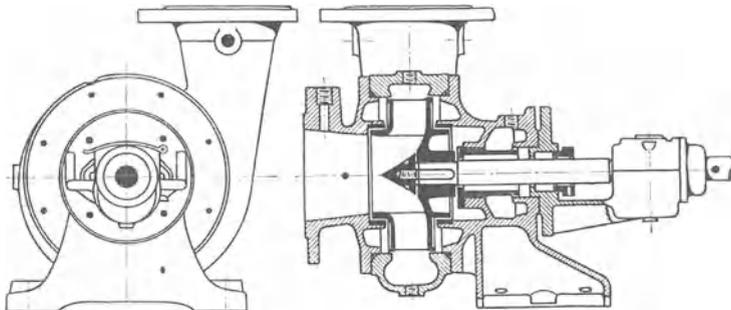


Abb. 38. A. Borsig, Berlin.

Die Abb. 38 zeigt eine Niederdruckpumpe mit einseitigem Einlauf von A. Borsig, Berlin, welche für $Q = 50$ l/min und $H = 5$ m bis herauf auf 20 cbm/min und $H = 40$ m gebaut wird. In letzterem Fall hat das Saugrohr eine lichte Weite von 500 mm und die Umlaufszahl beträgt $n = 235$ /min. Der Eintritt des Wassers erfolgt wagerecht durch den Gehäusedeckel. Der Druckstutzen sitzt an dem spiralförmigen Mittelgehäuse, in welchem die Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck erfolgt. Der infolge des einseitigen Wassereintritts mögliche axiale Schub wird durch Bohrungen im Laufrade (vgl. Abb. 37) und Schleifrad auf der Laufradaußenseite beseitigt. Bei größeren Pumpen tritt hierzu noch eine besondere Leitung, welche den Raum vor dem Schau felrade mit dem hinter ihm in Verbindung setzt. Die Abdichtung des Saugraumes gegen den Druckraum erfolgt durch auswechselbare bronzene Dichtungsringe. Das freifliegend auf der Welle angeordnete Laufrad ist zweimal gelagert, und zwar innerhalb der Pumpe in Pockholzschalen dicht hinter dem Laufrad und außerhalb der Pumpe in einem Ringschmierlager. Das Pockholzlager erhält durch ein besonderes Umföhrungsrohr Schmierung durch Druckwasser, welches gleichzeitig verhindert, daß durch die Stopfbuchse Luft eingesaugt wird.

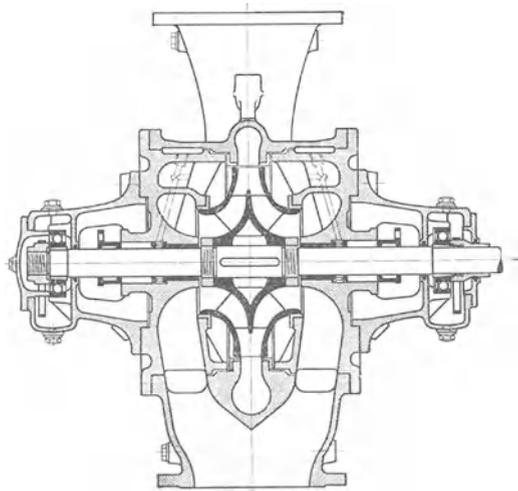


Abb. 39. Weise Söhne, Halle a. S.

Bei größeren Wassermengen ist der doppel seitige Einlauf vorzuziehen, weil dann der Raddurchmesser kleiner ausfällt, der Axialdruck vollkommen beseitigt ist und eine Lagerung in zwei normalen zugänglichen Lagern möglich wird. Allerdings hat man den Nachteil, daß die Welle in der Regel durch zwei Saugstopfbuchsen abzudichten ist und das Gehäuse seine einfache Form verliert. Abb. 39 stellt eine solche Pumpe der Firma Weise Söhne, Halle, dar für $Q = 2$ cbm/min und $H = 6$ m bei $n = 600$ /min bis zu $Q = 35$ cbm/min und $H = 30$ m bei $n = 750$. Die Pumpe ist vollkommen symmetrisch gebaut. Das Wasser tritt durch den Saugstutzen unten ein, teilt sich und strömt durch ringförmige Hohlräume in das Laufrad. Das Druckgehäuse ist auch hier spiralförmig. Zum Aus- und Einbringen des Laufrades sind beiderseits tief eindringende Deckel angebracht, welche auch die genannten Hohlräume besitzen. An die Deckel

sind die Lager angeschraubt, und zwar hier Kugellager normaler Bauart mit Klemmhülse. Das Laufrad ist an beiden Einlaufseiten durch Schleifränder aus Bronze gut gedichtet. Die beiden Stopfbuchsen haben Druckwasseranschluß, um Eintritt von Saugluft zu verhindern.

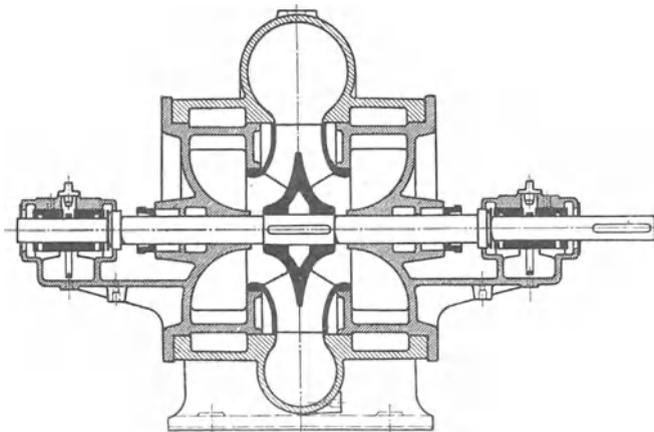


Abb. 40. Maffei-Schwartzkopff-Werke.

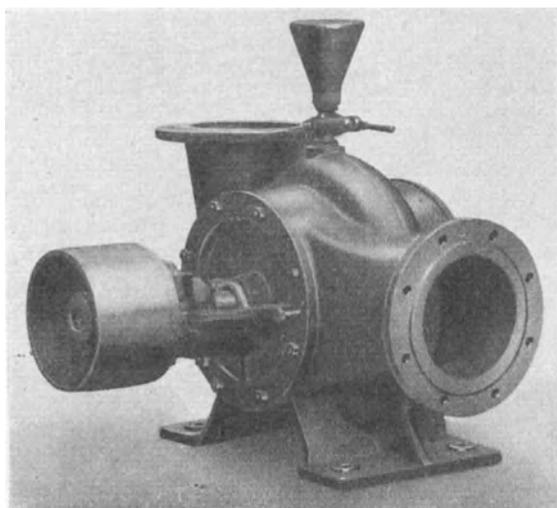


Abb. 41. Maffei-Schwartzkopff-Werke.

Die Abb. 40 und 41 zeigen eine ähnliche Pumpe der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin. Auch hier sind spiralförmige Druckgehäuse und tief eingreifende Deckel mit den Hohlräumen zur Wasserführung vorhanden, woran konsolartig die Lager angesetzt

sind und zwar Ringschmierlager. Hier läuft beiderseits ein Stelling an, der die Welle gegen seitliche Verschiebung sichert. Die Stopfbuchsen müssen wiederum Druckwasseranschluß erhalten, der in der Abbildung allerdings nicht dargestellt ist. Die äußere Ansicht der Pumpe (Abb. 41) läßt erkennen, daß der Saugstutzen wagerecht liegt und in welcher Form dieser Stutzen das spiralförmige Gehäuse umgreift. Deutlich ist auch der kräftige breite Fuß zur Lagerung der Pumpe zu sehen.

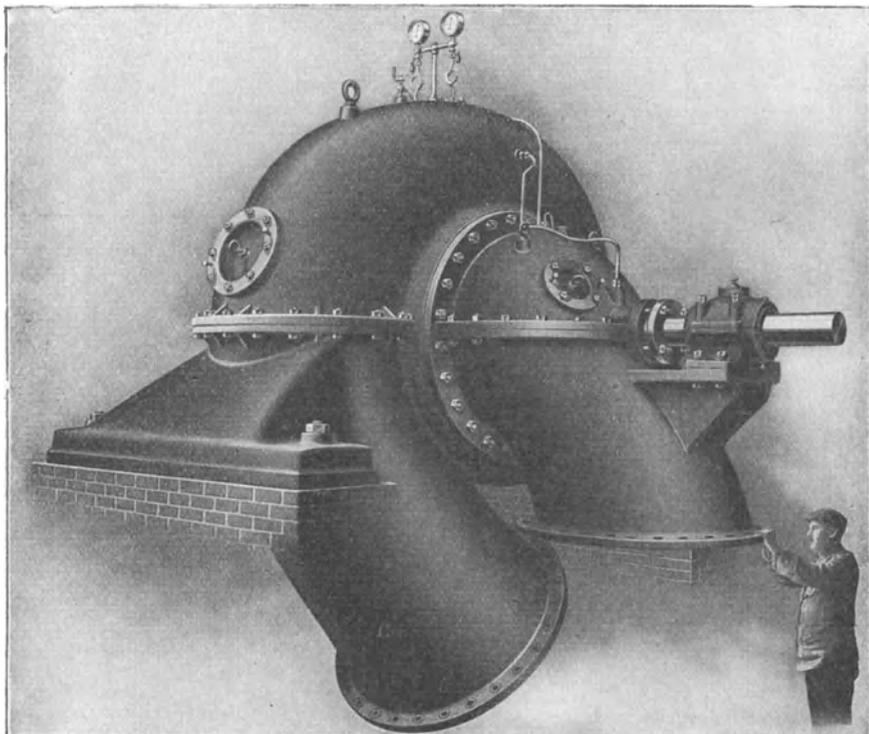


Abb. 42. R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Die vorgenannten Pumpen werden mitunter bis zu außerordentlicher Größe gebaut. So zeigt z. B. Abb. 42 eine Kreiselpumpe mit doppelseitigem Einlauf für $Q = 240 \text{ cbm/min}$ für eine Entwässerungsanlage, welche von R. Wolf, Magdeburg-Buckau (Werk Aschersleben) ausgeführt wurde. Es sind hier zwei Saugrohre von je 1000 mm Durchmesser und ein Druckrohr von 1200 mm l. W. vorhanden. Wegen der großen Abmessungen und Gewichte sind alle Gehäuse usw. mehrteilig ausgeführt.

Bei großen Abmessungen ist es wegen der Unterbringung der Pumpe mitunter erwünscht, eine lotrechte Wellenanordnung zu wählen.

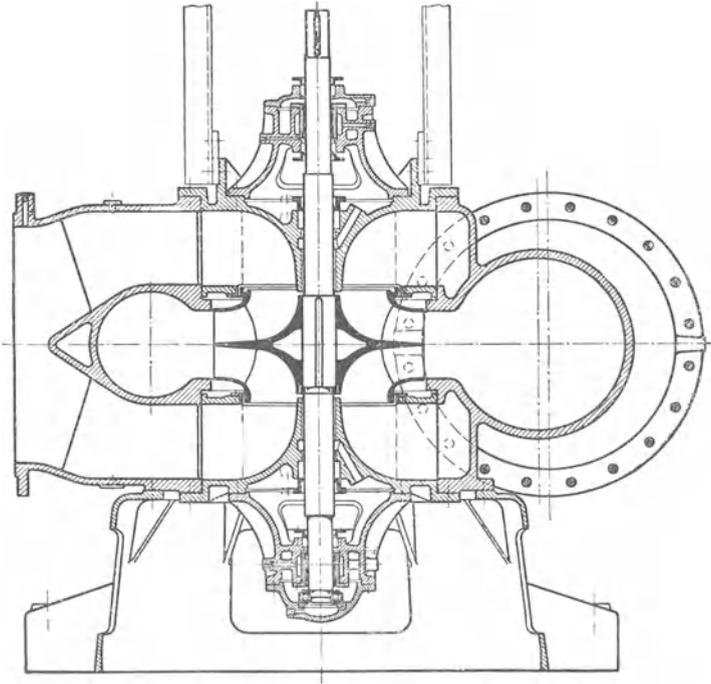


Abb. 43. Maffei-Schwartzkopff-Werke.

Eine solche lotrechte Pumpe für $Q = 60 \text{ cbm/min}$ und $H = 11 \text{ m}$ bei $n = 490/\text{min}$ ist in Abb. 43 dargestellt. Sie wurde ausgeführt von den Maffei-Schwartzkopffwerken, Berlin, für das Rheinisch-Westfälische Elektrizitätswerk in Essen und dient als Kühlwasserpumpe. Sowohl Druck- wie Saugstutzen liegen wagerecht und haben 1500 mm l. W. Der Aufbau ist ganz ähnlich wie bei den vorher betrachteten liegenden Pumpen mit tief eingreifenden Deckeln, welche die Wasserführung übernehmen und Stopfbuchsen mit Druckwasser-Anschluß. Die gesamte Wellenbelastung durch die beträchtlichen Eigengewichte der rotierenden Teile wird dadurch aufgehoben, daß der Schleifrand am Laufradeintritt oben einen größeren Durchmesser hat als unten, so daß ein genügender Druckunterschied entsteht, der der Belastung entgegenwirkt. Das Kugelspurlager am unteren Wellenende ist also nur zur Sicherheit vorhanden, wird aber normalerweise nicht belastet. Die Pumpe ruht auf einem kräftigen hohlen Rahmen, welcher durch große seitliche Öffnungen die Beobachtung der unteren Lager gestattet.

Eine Pumpe ähnlicher Bauart ist schließlich in Abb. 44 wiedergegeben. Diese Pumpe ist von der Amag Hilpert, Nürnberg, als Dockpumpe für $Q = 180 \text{ cbm/min}$ gebaut worden. Die Rohre haben je 1000 mm l. W. Zum Unterschied von der zuletzt be-

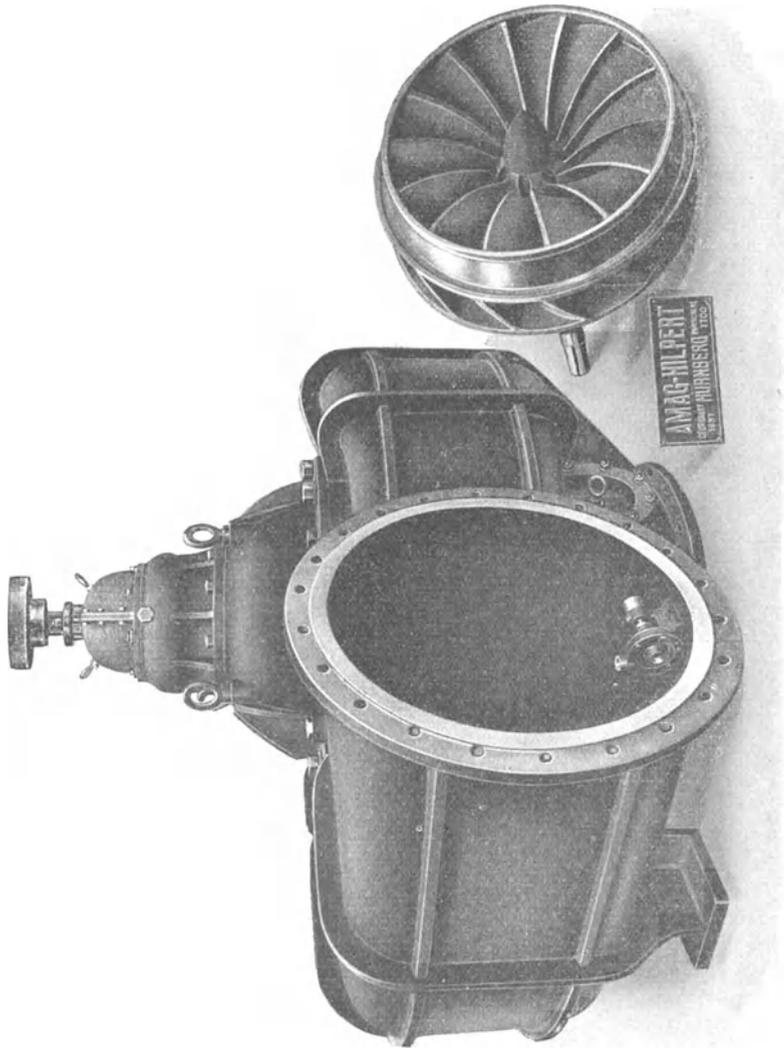


Abb. 44. Amag Hilpert, Nürnberg.

sprochenen Pumpe hat die Hilpertsche Dockpumpe einseitigen Einlauf und der Saugstutzen liegt unten. Das Laufrad, welches auf der Abbildung neben dem Gehäuse liegt, hat der geringen Förderhöhe und großen Wassermenge entsprechend die Form wie bei der sog. Francisturbine, also Schaufeln, welche in mehreren Ebenen gekrümmt sind, worauf bei Abb. 21 hingewiesen wurde. Der Laufrad-Außendurchmesser ist nur unwesentlich größer als der Saugrohrdurchmesser. Zur Aufnahme des Axialdruckes ist ein Ringspurzapfen verwendet, welcher in der Haube über dem Spiralgehäuse untergebracht ist.

Die Welle wird, wie im Turbinenbau üblich, auch nur oben gelagert und endigt, wie die Abbildung zeigt, dicht unter der Laufradnabe.

Was die Ausbildung der spiralförmigen Druckgehäuse oder Diffusoren anbelangt, in welchen ja die Umsetzung der

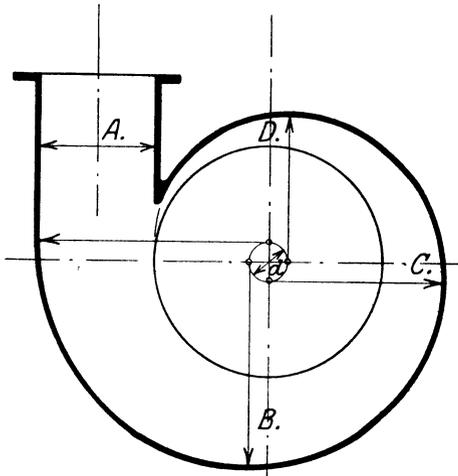


Abb. 45.

Geschwindigkeit im Druck erfolgen muß, so ist darauf zu achten, daß eine allmähliche und stetige Querschnittserweiterung stattfindet. Behält der Querschnitt eine konstante Breite, so ergibt sich die Konstruktion der Gehäuseform in einfacher Weise nach Abb. 45 als Evolvente. Man bestimmt für eine Gehäusebreite b die größte Weite A aus Wassermenge und einer angemessenen Geschwindigkeit $c_d = 2 \div 4$ m/sek. Alsdann zeichnet man einen Grundkreis vom Durchmesser $d = \frac{A}{\pi}$.

Konstruiert man nunmehr die Evolvente, so erhält man eine Gehäuseform, welche stetig von der größten Weite A bis auf Null abnimmt, wenn die Grundkreis-Tangente einmal auf dem Umfang des Grundkreises abgerollt ist. Vielfach wird sich allerdings eine konstante Gehäusebreite b nicht einhalten lassen, wie z. B. auch aus den Abb. 39 und 40 hervorgeht. Man muß dann sinngemäß die Formgebung derart vornehmen, daß bei A der volle Querschnitt, bei B drei Viertel, bei C die Hälfte und bei D nur noch ein Viertel desselben vorhanden ist.

Bezüglich des zur Konstruktion verwendeten Baustoffes ist zu sagen, daß Gehäuseteile aus Gußeisen ausgeführt werden, solange nicht mit Rücksicht auf Säure oder Salzgehalt des Wassers anderes Material verwendet werden muß. Die Laufräder werden bei Niederdruckpumpen und kleinen Umlaufszahlen ebenfalls vielfach aus Gußeisen ausgeführt. Bei größeren Umlaufszahlen nimmt man jedoch für das Laufrad Bronze, ebenso für die Dichtungsringe zwischen Saug- und Druckraum. Als Dichtungsmaterial für die Stopfbuchse hat sich der mit Talg getränkte rechteckige Hanf- oder Baumwollzopf am besten bewährt. Da bei allen neueren Kreiselpumpen die Stopfbuchsen in der Regel nur sehr geringen Drücken unterworfen sind, so erübrigt sich eine Berechnung der Schrauben und es muß nur auf eine leichte gleichmäßige Nachpressung der Packung gesehen werden. Die Lager erhalten normale Bauweise und bestehen in der Regel aus Gußeisen mit Weißmetall-Gleitflächen.

10. Einstufige Leitrad-Kreiselpumpen oder Turbinenpumpen.

Umgibt man das Laufrad mit einem feststehenden Leitrad, in welchem das Wasser allmählich zum Druckraum umgelenkt und seine Geschwindigkeit in Druck umgewandelt wird, so erhöht sich der Wirkungsgrad im allgemeinen um $5 \div 10\%$. Es ist daher üblich, Kreiselpumpen für größere Leistungen und insbesondere für

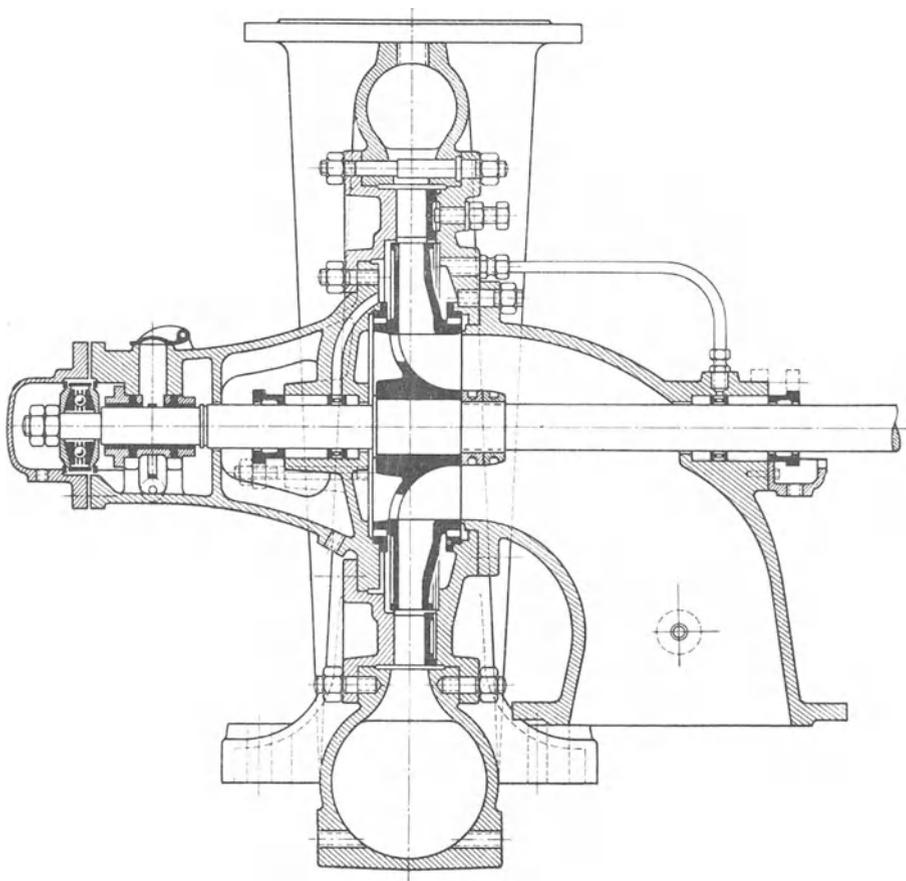


Abb. 46. Amag Hilpert, Nürnberg.

größere Förderhöhen als Leitrad-Kreiselpumpen auszuführen, so daß auch die Bezeichnung **Mitteldruckpumpe** hierfür vielfach üblich ist. Der Wassereintritt erfolgt wie bei den gewöhnlichen Kreiselpumpen entweder einseitig oder doppelseitig, wobei dieselben Unterschiede wie dort hervortreten, nämlich im ersten Fall: einfachere Bauart und bessere Zugänglichkeit; im zweiten Fall: kleinere Rad-durchmesser, bessere Lagerung und absoluter Druckausgleich.

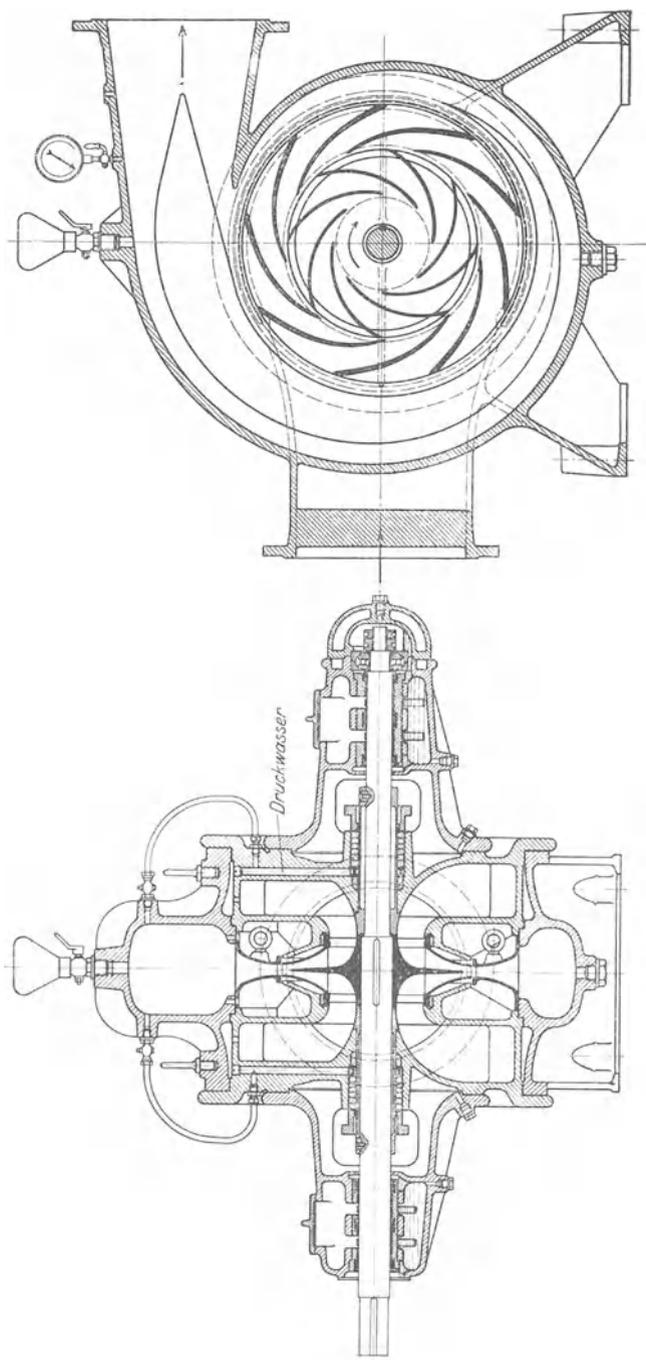


Abb. 47. R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Eine Turbinenpumpe mit einseitigem Einlauf zeigt Abb. 46. Sie wird von der Amag Hilpert, Nürnberg, für $Q = 360 \text{ l/min}$ und $H = 10 \text{ m}$ bei $n = 1150 \text{ /min}$ bis herauf zu $Q = 12000 \text{ l/min}$ und $H = 50 \text{ m}$ bei $n = 1550$ gebaut. Der Saugrohrdurchmesser beträgt dabei $50 \div 250 \text{ mm l. W.}$ und die Pumpe erreicht einen Wirkungsgrad bis zu 78% . Der Wassereintritt erfolgt durch einen Saugrohrkrümmer, welcher die verschiedenartigsten Lagen einnehmen kann. Das Druckgehäuse ist spiralförmig und der Druckstutzen läßt sich tangential durch Drehen des Gehäuses in verschiedenen Richtungen anordnen. Das Leitrad ist aus Bronze und ist besonders eingesetzt, was ein seitlicher abnehmbarer Deckelring bequem ermöglicht. Die Lagerung der Welle erfolgt einmal in einem außerhalb der Pumpe sitzenden normalen Ringschmierlager, ein zweites Mal in einem am Gehäusedeckel angegossenen Lager, welches ebenfalls Ringschmierung hat. Der Ausgleich des Axialschubes in der Welle erfolgt durch Bohrungen im Laufrad und Schleifränder, wie bei den Pumpen des vorigen Abschnittes. Der etwa noch überschüssige Seitendruck wird bei größeren Pumpen durch ein leichtes Kugelspurlager am Wellenende abgefangen, wodurch gleichzeitig die Welle in ihrer Lage festgelegt wird. Bei kleineren Pumpen besorgen dies dagegen zwei Stellringe am äußeren Lager. Den beiden Stopfbuchsen wird Druckwasser aus dem Raum oberhalb der Schleifränder zugeführt, wodurch das Einsaugen von Luft vermieden wird.

Sind die Wassermengen größer, so zieht man den doppelseitigen Einlauf vor. Eine solche Pumpe ist in Abb. 47 dargestellt, welche von R. Wolf, Magdeburg-Buckau, ausgeführt wird und zwar von $Q = 2000 \text{ l/min}$ und $H = 10 \text{ m}$ bis zu $Q = 14000 \text{ l/min}$ und $H = 20 \text{ m}$ bei einem Saugrohrdurchmesser von $150 \div 350 \text{ mm l. W.}$ Auch diese Pumpe erreicht bis $\eta = 0,78$. Der Aufbau ist wie bei den gewöhnlichen doppelseitigen Pumpen vollkommen symmetrisch. Das Saugrohr, welches entweder lotrecht oder wagerecht angebracht wird, gabelt sich. Die von rechts und links tief eingreifenden Gehäusedeckel übernehmen die weitere Wasserführung nach dem Laufradeintritt hin. Das Leitrad ist aus Bronze und besonders eingesetzt. Das Druckgehäuse ist spiralförmig wie seither. Die Lagerung der Welle erfolgt in zwei normalen Ringschmierlagern. Die Stopfbuchsen haben beide zur Verhinderung des Lufteinsaugens Druckwasseranschluß. Ein Axial Schub tritt zwar theoretisch nicht auf, es wird aber trotzdem ein leichtes Kugelspurlager zur Festlegung der Welle verwendet.

Sind sehr große Wassermengen zu bewältigen, wie dies z. B. bei Wasserwerken der Fall ist, so führt dies zu einer Parallelschaltung der Laufräder. Eine solche Pumpe in Zwillinganordnung, dargestellt in Abb. 48, wurde von den Maffei-Schwartzkopff-Werken, Berlin, für das städtische Wasserwerk in Essen ausgeführt, wobei eine Förderung von $Q = 30 \text{ cbm/min} = 1800 \text{ cbm/std}$ auf $H = 120 \text{ m}$ erreicht wird. Der Antrieb erfolgt unmittelbar durch eine Dampfturbine mit $n = 2500 \text{ /min}$. Die Pumpe ist wie folgt

aufgebaut: Ein äußerer Mantel trägt Saug- und Druckstutzen sowie den Druckraum. Letzterer ist hier nicht mehr spiralförmig, sondern zylindrisch und besteht an der Einmündung des Saugrohres aus

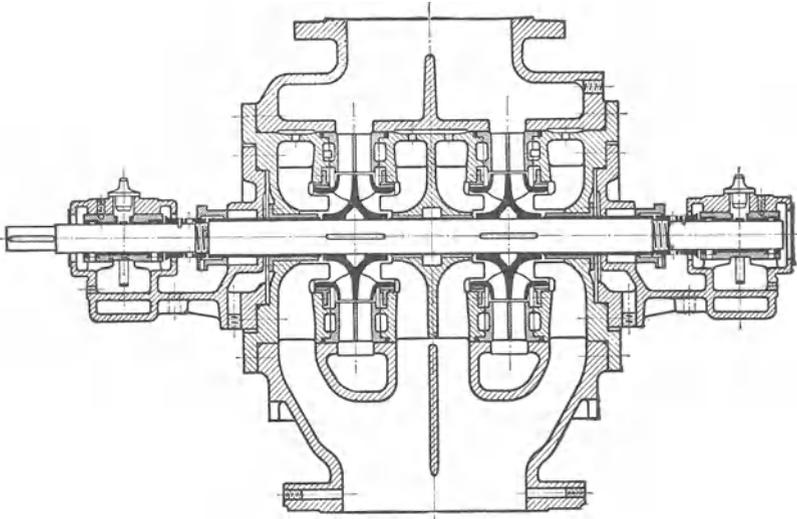


Abb. 48. Maffei-Schwartzkopf-Werke.

zwei getrennten Hohlräumen, läuft aber sonst als breiter und flacher Raum bis zum Druckstutzen herum. In diesen Mantel sind rechts und links die beiden tief eingreifenden Gehäusedeckel sowie ein

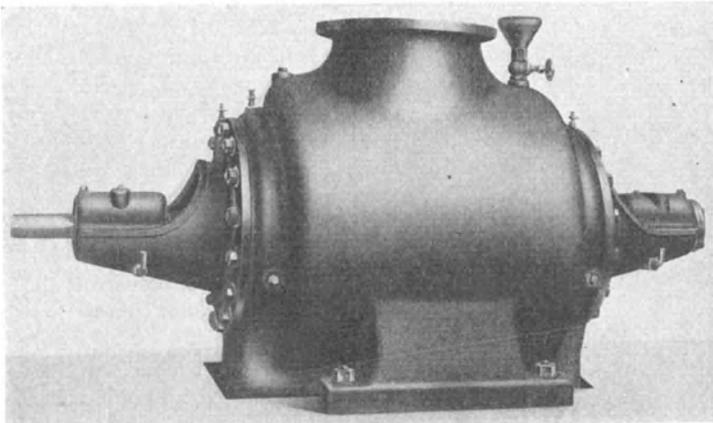


Abb. 49. A. Borsig, Berlin.

Mittelstück eingesetzt, worin die Wasserführung vom Saugraum zu den Laufrädern stattfindet. Die Leiträder aus Bronze sitzen zwischen diesen drei Teilen. Damit die Stopfbuchsen keine Luft einsaugen,

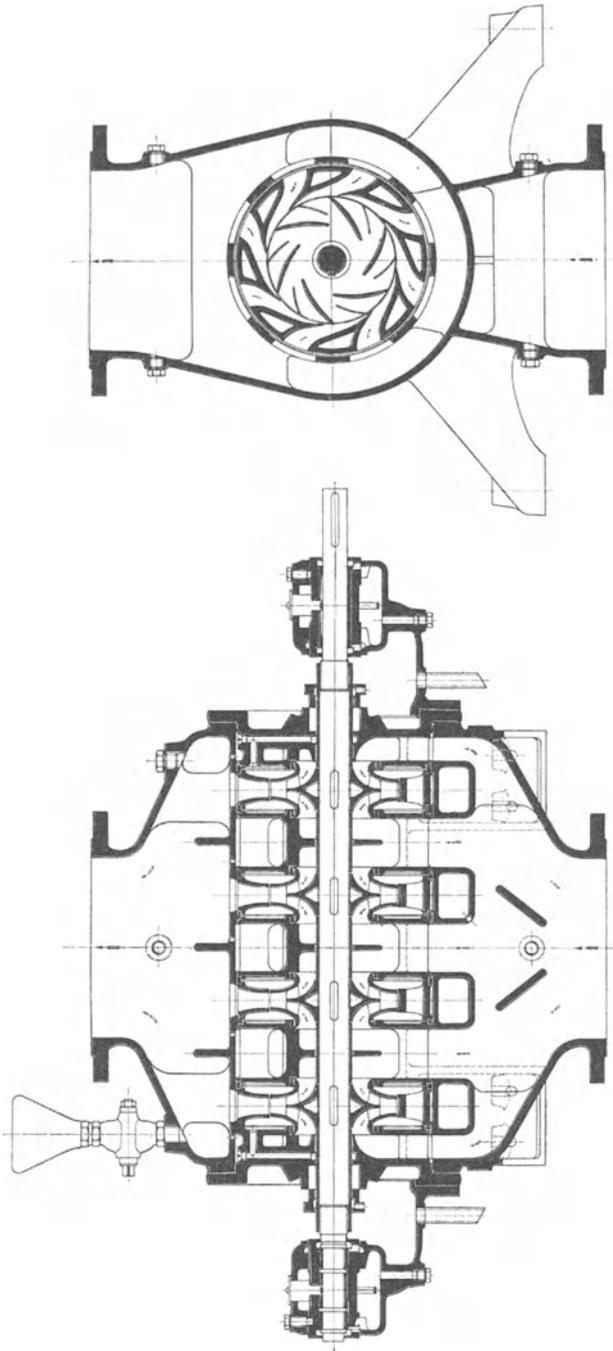


Abb. 50. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

ist zwischen Stopfbuchse und Saugraum ein besonderer schmaler Hohlraum gelegt, in welchen Druckwasser eingeführt wird. Durch eine lange, gut dichtende Buchse wird der Wasserverbrauch auf ein Minimum beschränkt. Die Welle läuft in zwei normalen Ringschmierlagern, welche konsolartig beiderseits angebaut und mit Wasserkühlung versehen sind. Die gesamte Pumpe sitzt mit zwei kräftigen, in der Abbildung nicht zu erkennenden Füßen auf dem Fundament.

Eine ganz ähnlich gebaute Zwilling-Turbinenpumpe, ausgeführt von A. Borsig, Berlin-Tegel, zeigt die Abb. 49. Es ist hieraus besonders die äußerst einfache Formgebung dieser Pumpenart zu erkennen. Auch ist die Lagerung des Gehäuses auf dem Fundament zu ersehen, während das Saugrohr darin verschwindet.

Abb. 50 gibt schließlich eine Turbinenpumpe mit vier parallel geschalteten Laufrädern von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal, wieder. Im Aufbau stellt diese Pumpe nur eine Erweiterung des bei Abb. 48 Gesagten dar, indem z. B. an Stelle des einen eingesetzten Mittelstückes nunmehr drei solche treten. Eine Lagerung der Welle außer in den beiden äußeren Lagern findet nicht statt, auch eine Abdichtung der Welle ist innerhalb der Pumpe nirgends erforderlich, weil überall der gleiche Unterdruck herrscht. Die vorliegende Pumpe ist im Jahre 1910 für eine Lieferungs menge von nur 7 cbm/min bei $H=24$ m gebaut worden, eine Leistung, welche heute bereits von einem einzigen Laufrade erreicht werden kann, so daß die Bauart Abb. 50 wegen ihrer großen Kosten heute wohl kaum mehr in Frage kommt.

Bezüglich der Ausführung der Spiralgehäuse sowie bezüglich der Wahl des Baustoffes für die Gehäuseteile und für die Lauf- und Leiträder gilt das im Abschnitt 9 Gesagte.

11. Mehrstufige Turbinenpumpen.

A. Allgemeiner Aufbau.

Während man zur Förderung großer Wassermengen mehrere Laufräder parallel schaltet, wie das im vorigen Abschnitt betrachtet war, so muß zur Erreichung großer Förderhöhen eine Hintereinanderschaltung der Räder in einzelnen Druckstufen ausgeführt werden. Man bezeichnet diese Pumpen wegen ihres Verwendungsgebietes allgemein als Hochdruck-Kreiselpumpen. Man kann heute mit 20 Stufen und bei $n=3000$ /min bis zu $H=2000$ m oder einen Druck von 200 at erzeugen und erreicht dabei Wirkungsgrade bis zu 80%.

Der Aufbau der neuzeitlichen Hochdruckpumpen strebt immer mehr einer einheitlichen Form zu, wie zunächst an Hand der Abb. 51 und 52, Ausführungen der Firma C. H. Jaeger & Co., Leipzig, erläutert werden soll. Die Pumpe setzt sich aus einzelnen Stufen zusammen, welche aus Laufrad, Leitrad und einem ringförmigen Ge-

häuseteil bestehen, der den Umführungskanal zum nächsten Lauf-
rad aufnimmt. Diese einzelnen Stufen werden heute in der Regel
aneinandergesetzt, wie Abb. 51 zeigt, und durch kräftige durchgehende

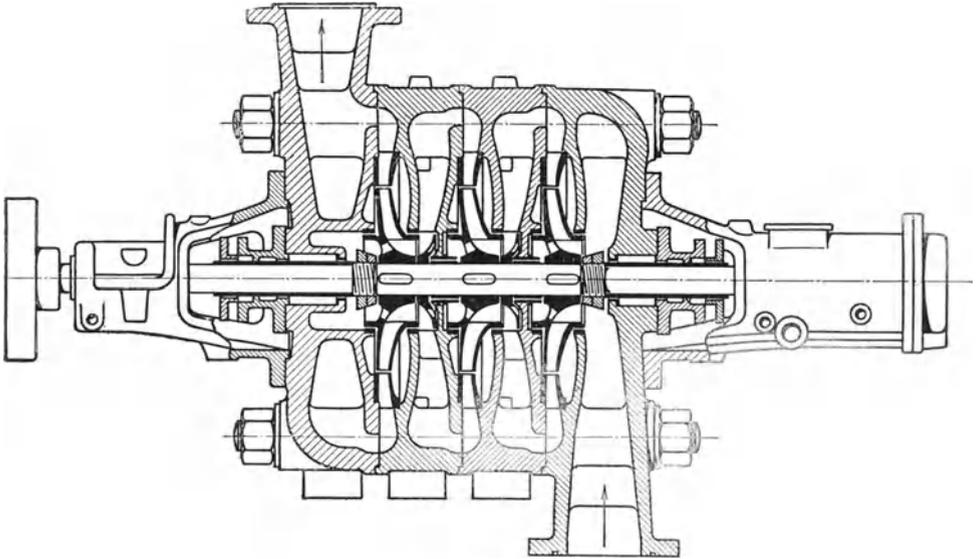


Abb. 51.

Schraubenbolzen zusammengehalten. In einzelnen Fällen findet man
es noch, daß die Stufen auch in ein Mantelgehäuse eingeschoben
werden. An den Stirnseiten endigt die Pumpe mit wulstförmigen
Gehäusen, in welche der Saug- oder Druckstutzen einmündet. An
diese Gehäuse sind wiederum mit Flanschen die Ringschmierlager
und etwaige Spurlager angesetzt. Außerdem befinden sich hier die
Stopfbuchsen, und zwar erhält diejenige an der Saugseite stets Druck-
wasseranschluß (s. später), damit hier keine Luft eingesaugt wird.
Als Packungsmaterial wird der rechteckige, mit Talg getränkte Hanf-
oder Baumwollzopf verwendet, der in der Regel nur leicht ange-
zogen werden braucht. Alle Gehäuseteile sind in der Regel aus
Gußeisen, da die kräftigen durchgehenden Schrauben einen großen
Teil der Beanspruchung aufnehmen. Die Wellen werden aus gutem
Stahl, mitunter Nickelstahl gefertigt und sind innerhalb der Pumpe
meist gänzlich mit leichten Bronzebuchsen überzogen. Lauf- und
Leiträder werden aus zäher Bronze hergestellt und sind heute in
der Regel in Serien gearbeitet, was dann nicht nur billiger wird,
sondern auch eine große Genauigkeit der Bearbeitung gewährleistet.
Die Wellen samt den aufgekeilten Laufrädern werden stets auf das
genaueste ausgewuchtet, worauf schon bei der Berechnung im Ab-
schnitt 7 hingewiesen wurde. Die äußere Form der Pumpe läßt,
wie Abb. 52 zeigt, gedrungene kurze Bauart ohne vorspringende

Teile erkennen, wie sie heute für Hochdruckpumpen charakteristisch ist und von den meisten Fabriken angestrebt wird.

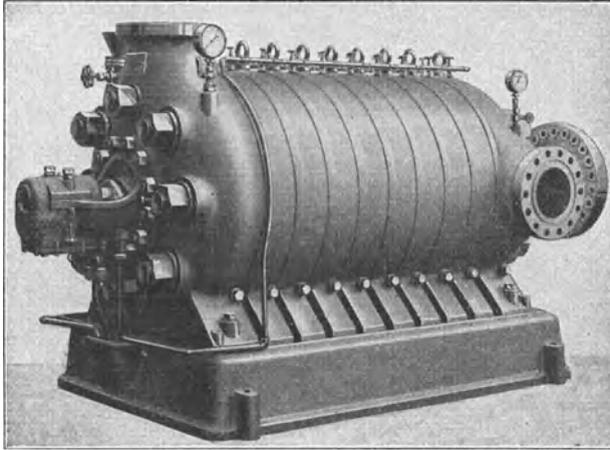


Abb. 52. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

B. Ausgleich des Axialschubes.

Besonderes Augenmerk ist nun bei Hochdruckpumpen auf den Ausgleich des Axialschubes zu richten, zu welchem Zweck heute die verschiedenartigsten Entlastungsvorrichtungen benutzt werden. Wegen ihrer Wichtigkeit soll vor dem Eingehen auf weitere Pumpenkonstruktionen bei diesen Vorrichtungen zunächst verweilt werden.

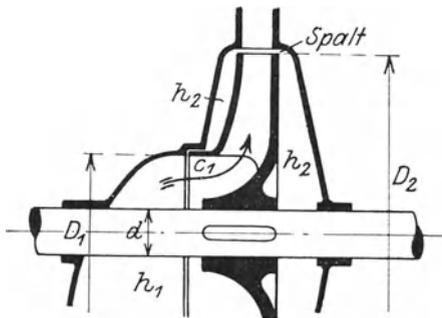


Abb. 53.

den.) Auf das Laufrad entfällt nun durch den Überdruck allein eine Belastung in Kilogramm:

$$P_1 \cong 1000 \left(\frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot (h_2 - h_1)$$

von rechts nach links wirkend, wobei D_1 und d in m einzusetzen sind.

Natürlich gilt diese Betrachtung nur unter der Annahme, daß der dynamische Druck h_3 , wie Abb. 53 zeigt, sich in beiden Hohlräumen rechts und links einstellt und am Laufradeintritt eine vollkommene Dichtung vorhanden ist. Außerdem ist zu berücksichtigen, daß das Wasser in den Hohlräumen infolge der Reibung am Laufrad wieder mehr oder weniger in Rotation versetzt wird, wodurch sich h_2 ändert. Die Gleichung für P_1 kann also nur für Überschlagsrechnungen gelten.

Außer dieser statischen Belastung durch den Überdruck ist aber ein dynamischer Druck vorhanden, welcher den Axialschub in der Welle beeinflusst. Dieser rührt her von der Ablenkung des Wassers aus der axialen Eintrittsrichtung in die radiale Richtung. Wird eine Masse m , welche die wagerechte Geschwindigkeit c besitzt, um 90° so abgelenkt, daß sie nichts an Geschwindigkeit einbüßt, so ergibt sich nach dem Satz vom „Antrieb“ und der „Bewegungsgröße“ ein Druck auf die Ablenkungsfläche:

$$P = \frac{m(c - o)}{t}$$

in wagerechter Richtung. Hierbei ist t die Zeit, welche die Geschwindigkeitsänderung erfordert.

Auf vorliegenden Fall der Abb. 53 angewandt, wo es sich um die dauernde Ablenkung der Wassermenge Q l/sek mit c_1 von der axialen in die radiale Richtung handelt, ergibt sich somit:

$$P_2 = \frac{Q \cdot c_1}{g}, \text{ kg}$$

als axial gerichteter Ablenkungsdruck gegen die Radnabe. Letzterer ist dem P_1 entgegengerichtet, somit würde sich theoretisch ein gesamt Axialschub ergeben von:

$$P_1 - P_2 = \frac{1000 \cdot \pi}{4} (D_1^2 - d^2) \cdot (h_2 - h_1) - \frac{Q \cdot c_1}{g} \text{ kg.}$$

Praktisch sind diese Berechnungen aus den angeführten Gründen nur für überschlägliche Rechnungen brauchbar und zur genauen Bemessung der Ausgleichsvorrichtung muß der Versuch und die praktische Erfahrung zu Hilfe genommen werden.

Die Entlastungsvorrichtungen werden nun wie folgt ausgeführt:

a) **Schleifränder, Abb. 54**, an den Laufrädern und Bohrungen. Der Schleifrand erhält denselben Durchmesser wie das Laufrad auf der Eintrittsseite und läuft in dem Dichtungsring a . Hierdurch erfolgt ein ziemlich guter Ausgleich des statischen Überdruckes. Trotzdem ist aber noch ein Kugelspurlager nötig zur Festlegung der Welle und zum Ausgleich restlicher Überdrücke.

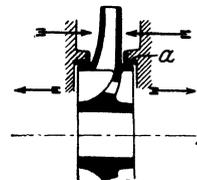


Abb. 54.

b) **Gewölbte Gegenseiben, Abb. 55**, außer Schleifrand und Bohrungen. Die Gegenseibe f , welche mit der Welle umläuft, soll durch Ablenkung des Wassers einen Druck erzeugen, welcher den oben berechneten Ablenkungsdruck P_2 aufhebt. (System Jaeger & Co.) Auch hier hat sich noch ein leichtes Spurlager als nötig erwiesen.

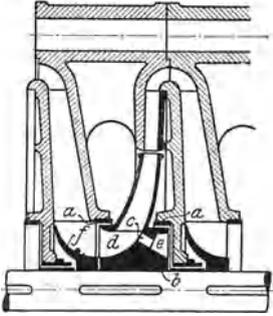


Abb. 55.

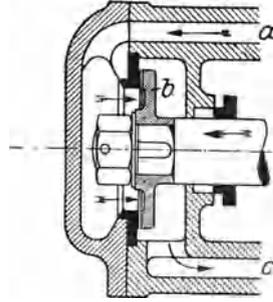


Abb. 56.

c) **Entlastungsteller, Abb. 56**, außerhalb des Lagers. Durch eine besondere Umführungsleitung a wird Druckwasser gegen einen Teller b geleitet, welcher auf dem Wellenende aufgekeilt ist. Durch den Wasserdruck wird der nach links wirkende Axialschub in der Welle aufgehoben. Das durch den Spalt fließende Wasser wird bei c abgeleitet. Die Vorrichtung findet aber nur in Verbindung mit der Ausgleichsvorrichtung, Abb. 54, also nur zum Ersatz des Spurlagers Verwendung.

d) **Entlastungsscheibe, Abb. 57**, hinter der letzten Druckstufe. Durch den Spalt bei a wird Druckwasser gegen eine Scheibe b geleitet, welche auf der Welle hinter dem letzten Laufrad aufgekeilt ist. Der Wasserdruck gegen die Scheibe wirkt dem nach links wirkenden Axialschub in der Welle entgegen. Die Scheibe läuft in der Regel zwischen zwei Dichtungsringen aus Bronze. Die an diesen Stellen hindurchtretende geringe Wassermenge wird bei c abgeleitet. Die Vorrichtung erspart jede weitere Festlegung der Welle und in der Regel jedes weitere Spurlager.

e) **Entlastungskolben, Abb. 58**, hinter der letzten Druckstufe. Die Vorrichtung findet in der Regel Anwendung in Verbindung mit einer kleinen Scheibe b , die mit dem Kolben d zusammen auf der Welle aufgekeilt ist. Das Wasser strömt durch den Spalt a_1 und den Spalt neben der Scheibe a_2 gegen den Kolben, diesen nach rechts schiebend zur Aufhebung des axialen Wellenschubes. Das zwischen Kolben und Dichtungsbuchse durchdringende Wasser wird bei c abgeleitet. Die Vorrichtung erspart jedes weitere Spurlager und ist außerdem insofern selbsttätig, als bei Vergrößerung des Axialschubes der Spalt a_2 größer wird und dadurch mehr Druckwasser hindurchläßt, wodurch sich auch der Druck gegen den Kolben erhöht.

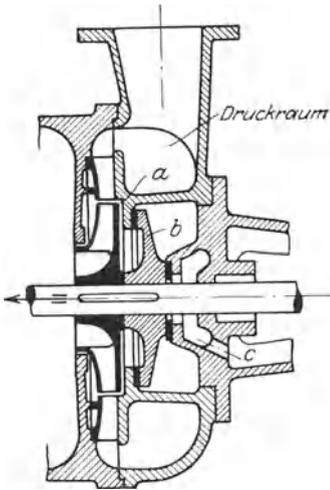


Abb. 57.

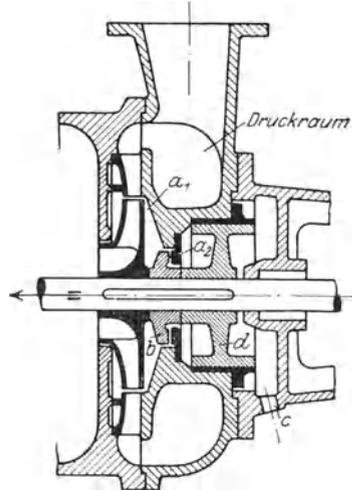


Abb. 58.

f) **Besondere Stellung der Laufräder, Abb. 59,** derart, daß die Hälfte der Laufräder linksseitigen, die andere Hälfte rechtsseitigen Einlauf erhalten, wodurch ein Ausgleich des Axialschubes vorhanden ist. Trotzdem wird noch ein leichtes Kugelspurlager nötig zur Festlegung der Welle und zum Ausgleich restlicher Überdrücke. Wegen der teuren Herstellung des Pumpengehäuses, welches Umföhrungskanäle erhalten muß, wird diese Entlastungsart heute nur noch selten angewandt.

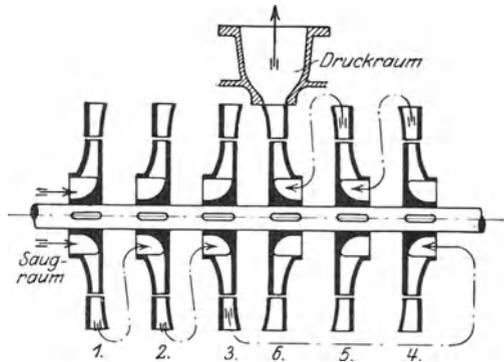


Abb. 59.

Vergleicht man die sämtlichen Entlastungsvorrichtungen miteinander, so ergibt sich, daß die erste natürlich die einfachste sein wird. Man verwendet sie daher bei kleineren Pumpen sehr häufig, führt aber auch noch größere Pumpen bis zu etwa drei Stufen mit Schleifrandentlastung (Abb. 54) aus, wobei dann aber ein kräftigeres doppelseitiges Kugelspurlager verwendet wird. Die gewölbten Scheiben (Abb. 55) werden heute kaum mehr verwendet, weil die Ausführung teuer wird und sich eine große Baulänge der Pumpe ergibt. Ebenso wird der Entlaststeller (Abb. 56) heute nur noch selten angewandt, da er besser durch ein Kugelspurlager ersetzt wird. Bei größeren Pumpen empfiehlt sich vor allem die Ent-

lastungsscheibe (Abb. 57). Sie besitzt neben der einfachen Bauart und durchaus sicheren Wirkung den besonderen Vorzug, daß die Stopfbuchse auf der Hochdruckseite vollkommen entlastet wird, da sie nur von dem Abwasser aus dem Scheibenspalt umspült wird, welches drucklos ist. Es ist daher erklärlich, daß heute fast alle einschlägigen Fabriken diese Entlastungsvorrichtung verwenden. Erwähnt seien hier von bekannten Firmen: C. H. Jaeger & Co., R. Wolf (Abt. Aschersleben), C. Kulmiz (Gebauerwerk), Klein Schanzlin & Becker, Amag Hilpert sowie Weise Söhne (letztere in einer besonderen patentierten Ausführung). Neben der Entlastungsscheibe wird auch der Entlastungskolben (Abb. 58) zur Ausführung gebracht, und zwar besonders bei großen Pumpen und für große Förderhöhe. Auch hier hat man den Vorteil, daß die Stopfbuchse druckfrei bleibt und dadurch leicht dicht zu halten ist.

C. Ausführungen mehrstufiger Pumpen.

In folgendem sollen nun einige Ausführungen neuerer Hochdruckkreiselpumpen mit vorstehend beschriebenen Entlastungsvorrichtungen betrachtet werden.

Abb. 60 stellt eine 5stufige Pumpe von C. Kulmiz (Abteilung Gebauer) Ida- und Marienhütte, O.-S., dar. Der Zusammenbau erfolgt in der üblichen Weise aus den einzelnen Stufen und den Endgehäusen mit Saug- und Druckstutzen. Zum Unterschied von der früheren Bauart, Abb. 51, liegen die durchgehenden Schrauben außerhalb der Umföhrungskanäle, was etwas größere Gehäusedurchmesser ergibt, aber auch eine Verengung der Kanäle vermeidet. Die Entlastung erfolgt hier durch Schleifränder und Bohrungen. Dazu tritt ein kräftiges, doppelseitig wirkendes Kugelspurlager. (Für größere Förderhöhen führt die Firma auch Entlastungsscheibe aus.) Die Stopfbuchse an der Saugseite hat den üblichen Druckwasseranschluß. Diejenige auf der Druckseite, welche hier dem vollen Druck unterworfen ist, muß besonders lang ausgeführt werden. Als Lager sind normale Ringschmierlager verwendet, welche beiderseits in gleicher Weise mit Flanschen angesetzt sind. Die verschiedenen Leitungen zur Entlüftung, Entwässerung, für Druckwasser usw. sind in der Abbildung angedeutet.

Abb. 61 zeigt eine 3stufige Pumpe der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin. Auch diese Pumpe ist aus den einzelnen Zwischenstufen und den beiden Endgehäusen zusammengesetzt. Die Schraubenbolzen liegen ebenfalls außerhalb der Umföhrungskanäle wie bei der vorherigen Ausführung. Die Entlastung geschieht durch Kolben und dahinterliegende feststehende Anlaufscheibe. Die Welle ist innerhalb der Pumpe gänzlich mit Bronze umkleidet. Die Stopfbuchsen sitzen in dem Flansch der beiden Ringschmierlager. Diejenige auf der Druckseite ist kurz, weil sie entlastet ist, der auf der Saugseite ist eine besondere Kammér vorgeschaltet, welcher Druckwasser zugeführt wird.

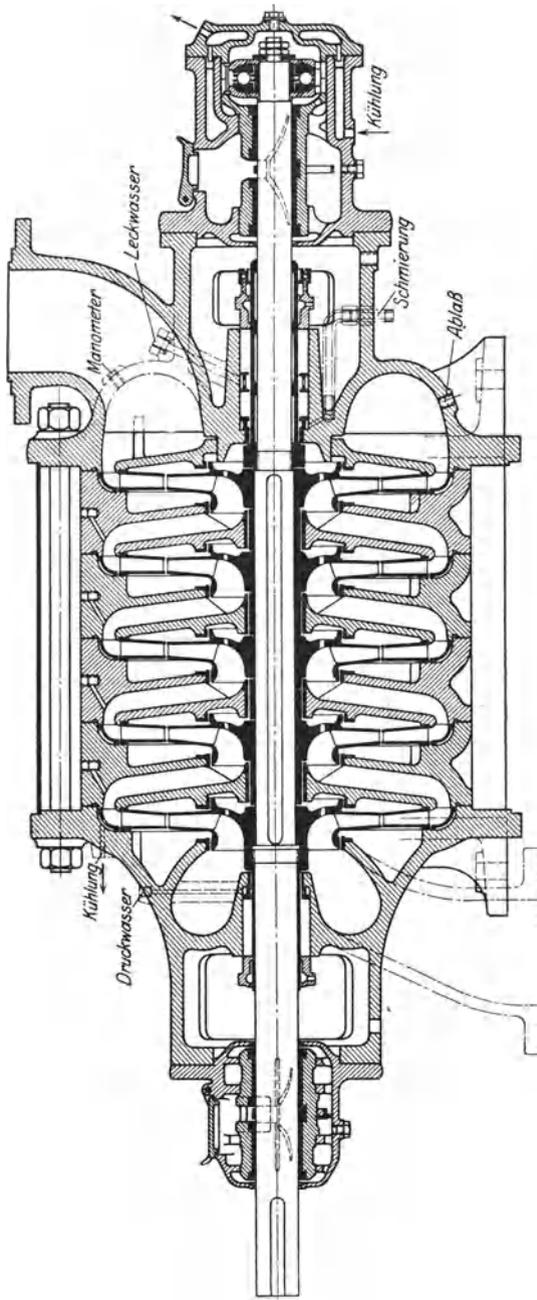


Abb. 60. C. Kulmitz (Gebauerwerk), Ida- und Marienhütte.

Abb. 62 gibt eine 6stufige Pumpe derselben Firma wieder. Zum Unterschiede gegenüber den vorher betrachteten Bauarten sind hier die einzelnen Druckstufen in ein Mantelgehäuse eingeschoben, wodurch natürlich die durchgehenden Schraubenbolzen

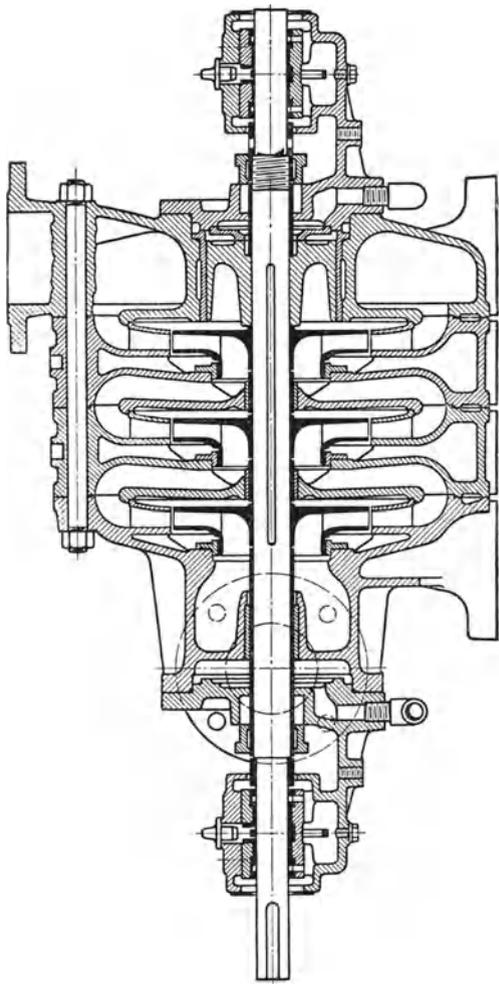


Abb. 61. Maffei-Schwartzkopf-Werke.

in Wegfall kommen, der Mantel selbst aber recht kräftig ausgeführt werden muß, da er beträchtliche Zugspannungen aufzunehmen hat. Dieser Umstand, sowie derjenige, daß nun für jede Stufenzahl ein besonderes Gehäuse geschaffen werden muß, haben dazu geführt, daß diese Pumpen nur noch selten gebaut werden. Die Entlastung geschieht durch Scheibe und Kolben in gleicher Weise, wie dies bei Abb. 58 erläutert war. Die Saugstopfbuchse erhält Wasserzufuhr,

was aus dem durchbohrten Ring im Packungsraum zu erkennen ist. Die Druckstopfbuchse ist entlastet und ist daher kurz gehalten.

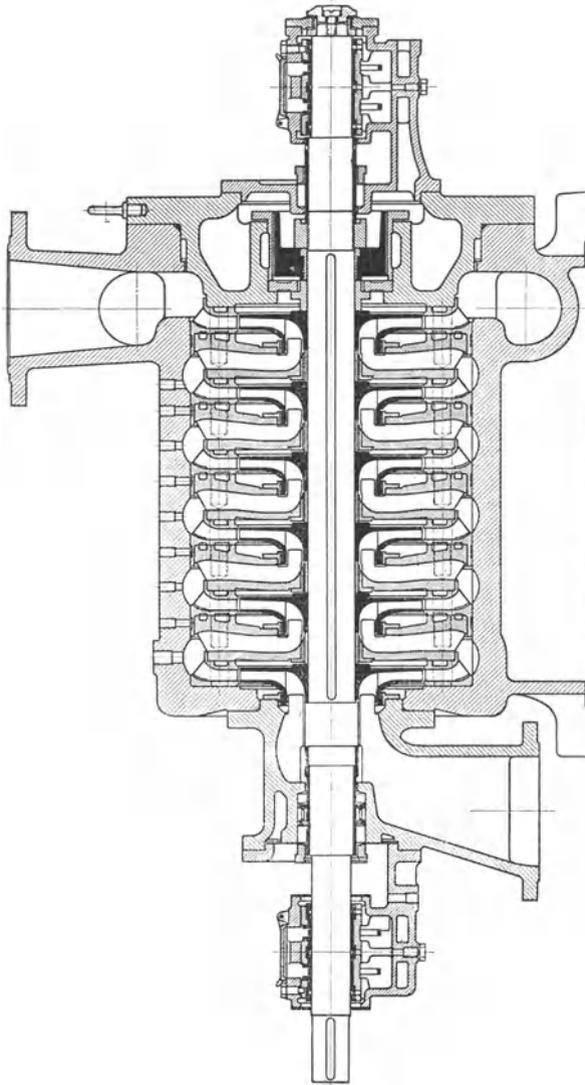


Abb. 62. Maffei-Schwartzkopffwerke.

Abb. 63 zeigt eine 4stufige Pumpe von R. Wolf, Magdeburg-Buckau (Abteilung Aschersleben), im gesamten Aufbau, während in den Abb. 64 und 65 einzelne wichtige Teile in vergrößertem Maßstabe herausgezeichnet sind. Die Firma wählt heute ausnahmslos die einzeln angebauten Druckstufen mit wulstförmigen Endgehäusen

und durchgehenden Schrauben sowie eine Entlastung durch eine Scheibe hinter dem letzten Laufrade. Die konstruktive Durchbildung des Gehäuses auf der Saugseite ergibt sich aus Abb. 64. An dem

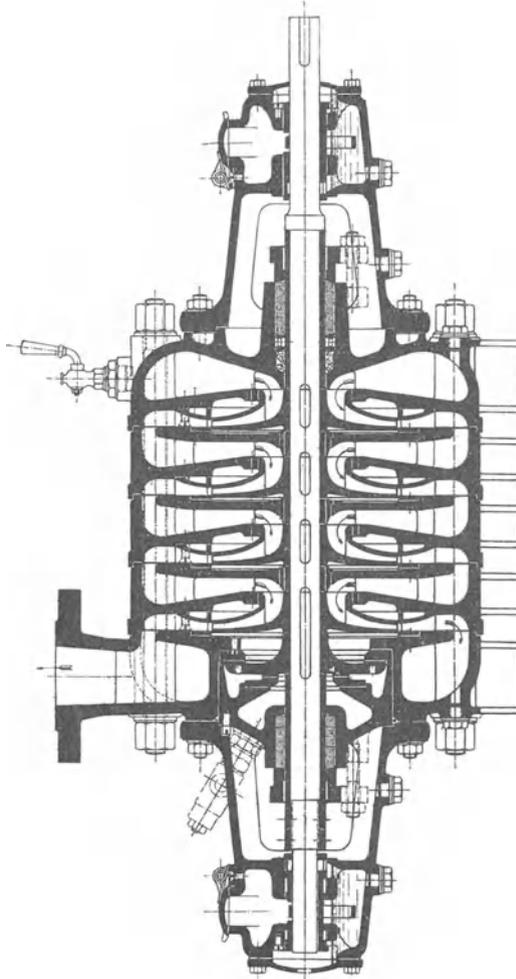


Abb. 63. R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Rotationskörper sind wagerecht der Saugstutzen und lotrecht der Fuß der Pumpe angesetzt. Auch das Lager ist, soweit möglich, als Rotationskörper ausgebildet. Die Stopfbuchse hat im Packungsraum einen durchbohrten Bronzering, über welchem die Zuleitung des Druckwassers erfolgt. Die Zwischenstufe mit Lauf- und Leitrad ist in Abb. 65 im Aufriß und Seitenriß dargestellt, und zwar sei auf die außerordentlich kurze Bauart und den vollkommen lotrecht verlaufenden Umführungskanal besonders hingewiesen. Durch diese

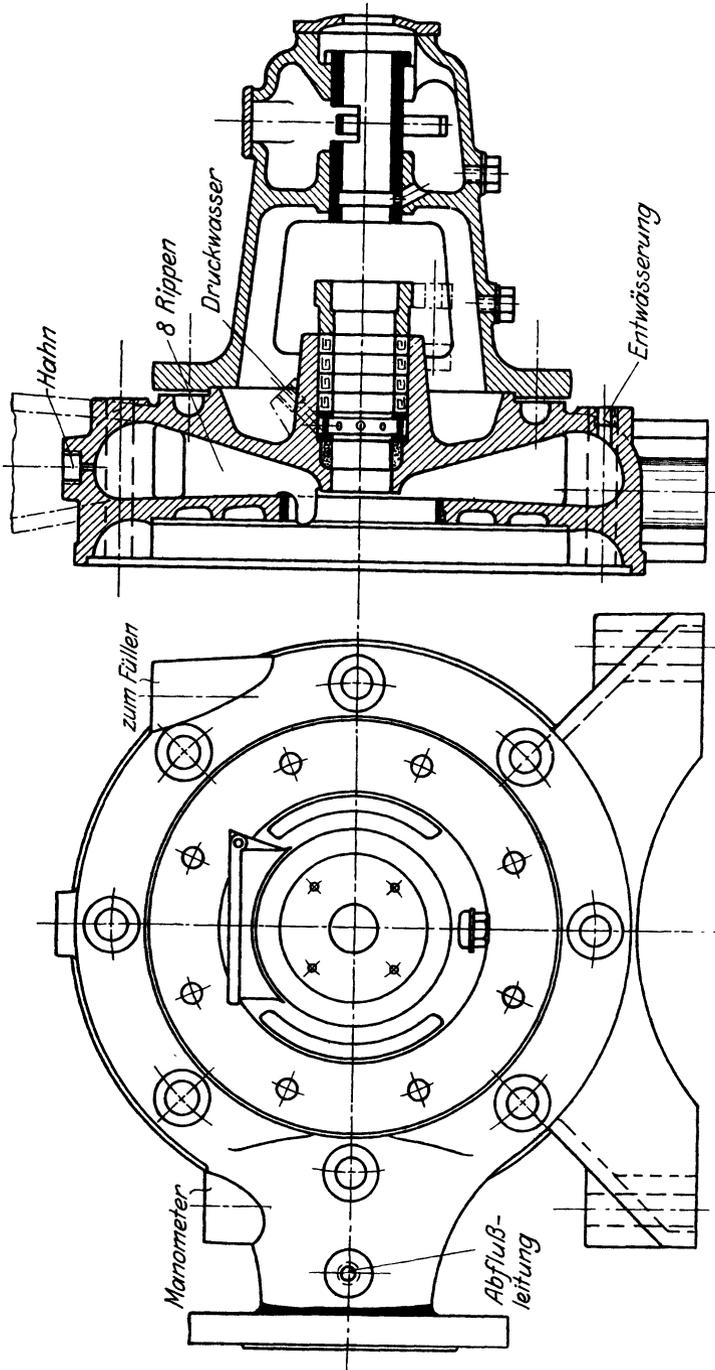


Abb. 64. Saugseite und Lager.

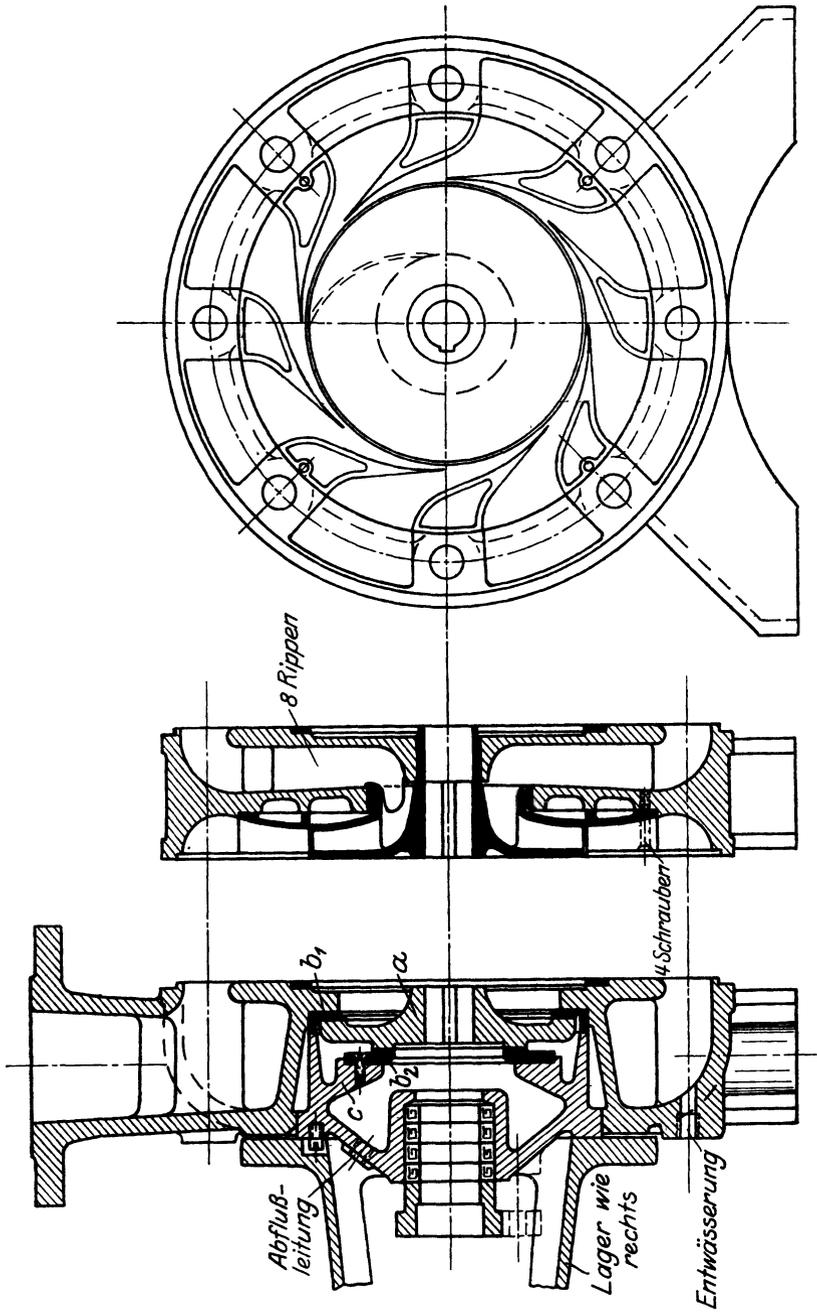


Abb. 65. Druckseite, Entlastung und Zwischenstufe.

Kürze erhält die ganze Pumpe eine gedrungene vorteilhafte Form. Im Seitenriß ist zu erkennen, daß acht durchgehende Schrauben gewählt sind und infolgedessen auch acht Leitschaufeln, weil die Führungsaugen für die Schrauben in den toten Räumen zwischen den Schaufelkanälen liegen müssen. Die acht Rippen im Umführungskanal reichen bis in das Laufrad hinein und geben dadurch, daß sie radial stehen, dem Wasser gute Führung für den Laufradeintritt. Abb. 65 zeigt außerdem links die Entlastungsscheibe a zwischen zwei Bronzeringen b_1 und b_2 , die durch einen besonderen Einsatz c gehalten werden.

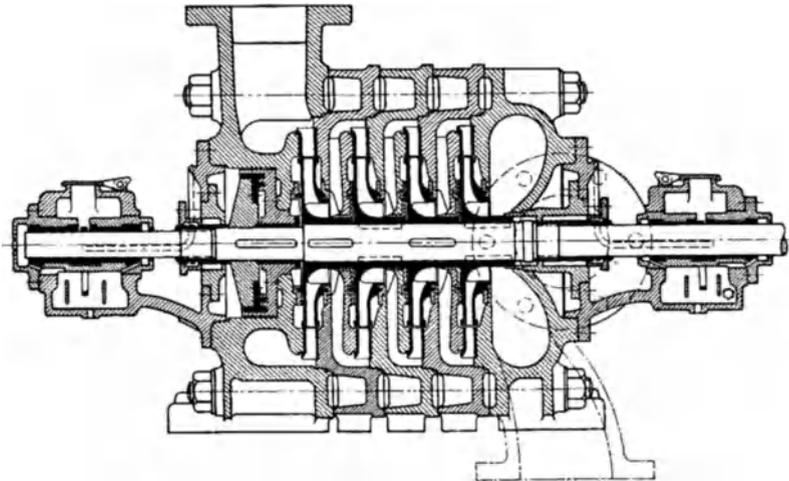


Abb. 66. Weise Söhne, Halle a. S.

Die Abb. 66 und 67 zeigen eine 4stufige Pumpe von Weise Söhne, Halle a. S. Auch diese Firma verwendet neuerdings mehr und mehr die Stufenbauart mit durchgehenden Schrauben. Die einzelnen Zwischenstufen sind schmal gebaut. Auffallend ist die außerordentlich sorgfältige Dichtung der Laufräder an beiden Seiten durch gezahnte Dichtungsringe. Zwischenstufen, Endgehäuse und Lager sind wieder soweit als möglich als Rotationskörper ausgebildet. Als Entlastungsvorrichtung wird eine besondere, durch D. R.-Patent geschützte Scheibe verwendet, welche ähnlich wie die Laufräder durch gezahnte Dichtungsringe sorgfältig abgedichtet ist. Die Firma erzielt dadurch einen sicheren Schubausgleich und einen außerordentlich geringen Wasserverbrauch. Das Druckwasser wird aus der letzten Druckstufe entnommen, fließt durch den Spalt a der Dichtungsbuchse und drückt gegen die auf der Welle befestigte Scheibe b , welche einen besonderen gezahnten Dichtungsring c trägt. Die Scheibe ist durch zwei Muttern m_1 und m_2 sowie durch eine Feder auf der Welle gut befestigt. Die Welle ist infolge der langen Laufradnaben vollkommen mit Bronze umkleidet. Alle Teile sitzen auf Federn und

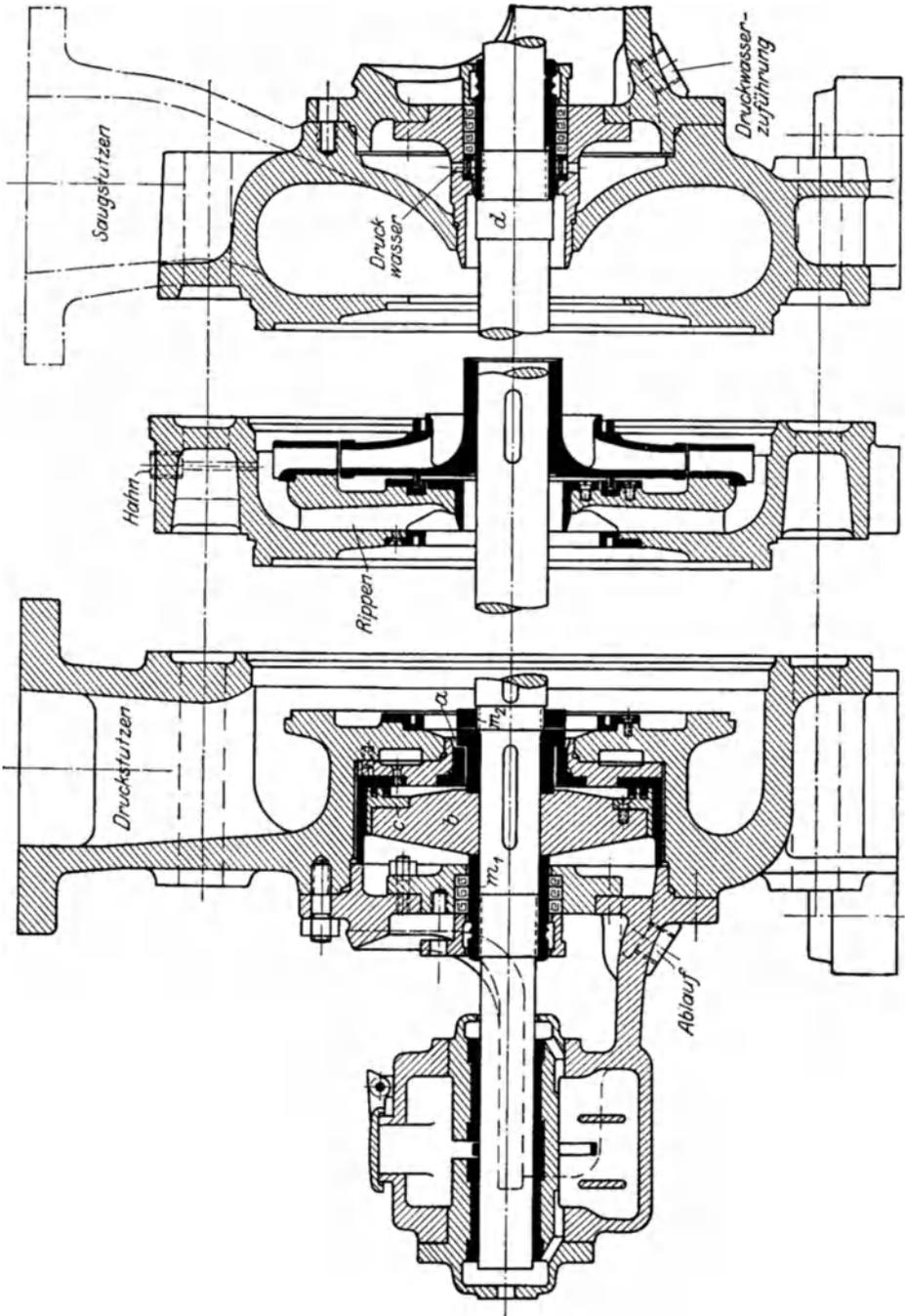


Abb. 67. Druckseite, Entlastung und Zwischenstufe, sowie Saugseite.

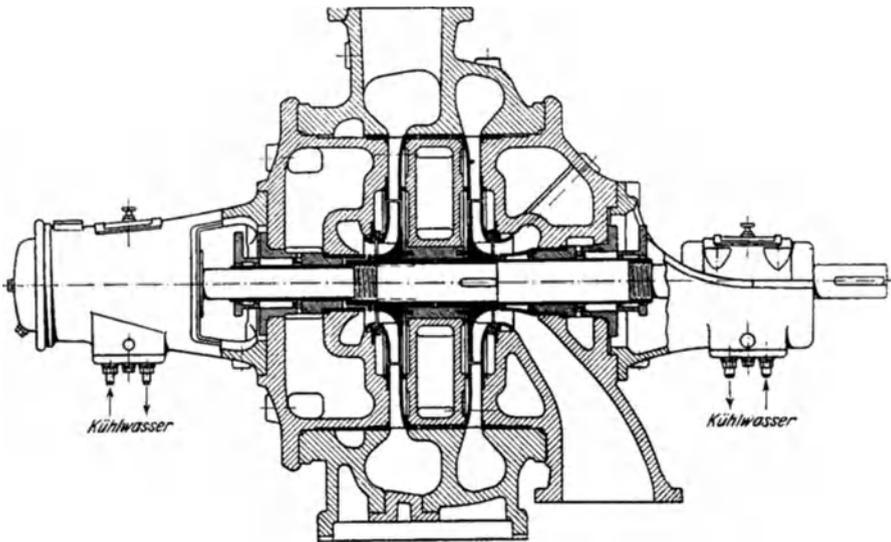


Abb. 68. Weise Söhne, Halle a. S.

werden durch die Mutter m_2 und den Bund d zusammengehalten. Die Stopfbuchsen sitzen in besonderen Einsätzen. Diejenige auf der Saugseite hat den üblichen Druckwasseranschluß.

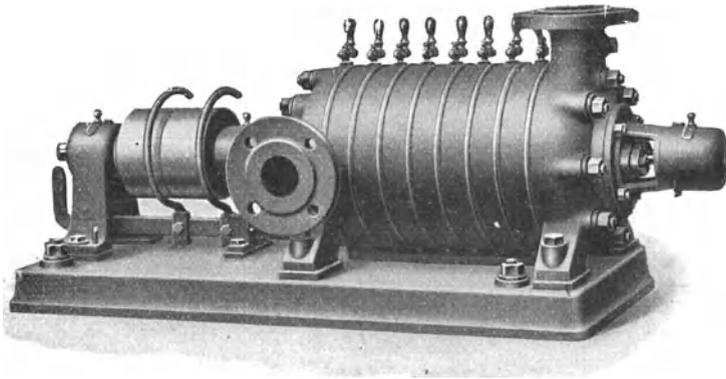


Abb. 69. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

Abb. 68 stellt eine ältere Pumpe derselben Firma dar, wie sie heute nur noch bei sandhaltigem Wasser verwendet wird, weil hierbei der Verschleiß der Dichtungsringe an den Entlastungs-scheiben ein großer ist. Die dargestellte Pumpe zeigt die an Abb. 59 besprochene Gegenstellung der Laufräder, allerdings in nur zwei-stufiger Ausführung. Das Mantelgehäuse muß einen Umföhrungs-kanal besitzen, durch welchen das Wasser vom ersten Druckraum rechts dem zweiten Laufrad links zugeföhrt werden kann. Der Druck-

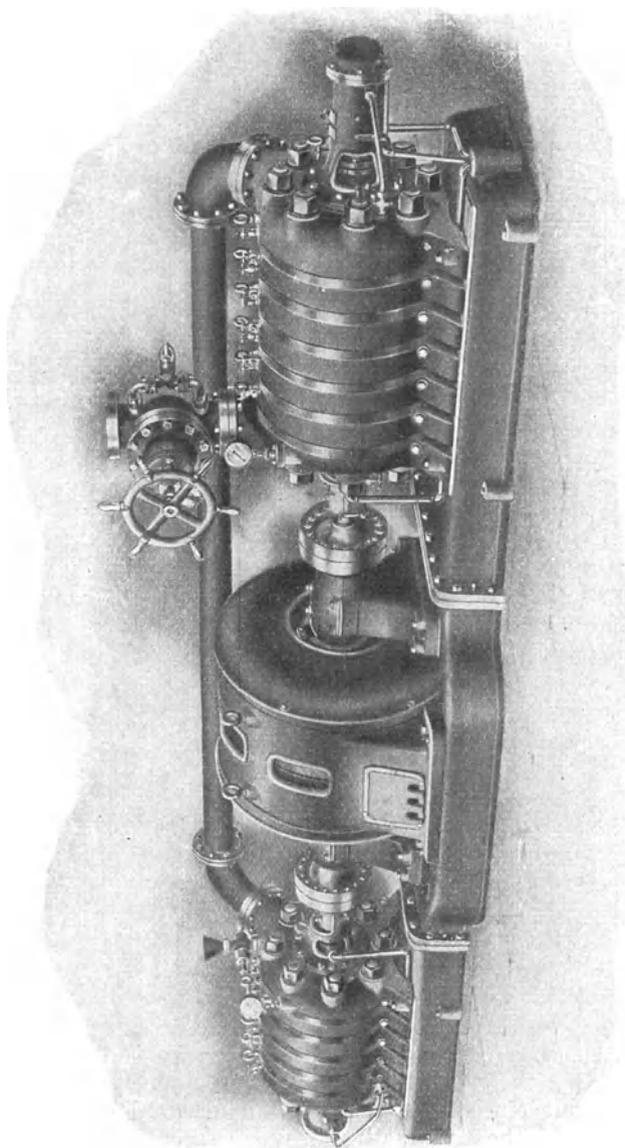


Abb. 70. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

stutzen kommt etwa in die Mitte der Pumpe. Da der Schubausgleich nicht vollständig wirkt, befindet sich in dem Lager links noch ein leichtes doppelwirkendes Kugelspurlager, durch welches die Welle gleichzeitig festgelegt wird.

Abb. 69 zeigt die äußere Ansicht einer 8stufigen Pumpe von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal, für Riemenantrieb. Der Aufbau ist ganz ähnlich wie derjenige der Firma Wolf, Abb. 63, auch mit einer ähnlichen Entlastungsscheibe. Die Pumpe sitzt, zusammen mit dem besonderen Lager links, auf einer gußeisernen Fundamentplatte.

Abb. 70 gibt schließlich die äußere Form einer 12stufigen Hochdruckpumpe von C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagwitz, wieder, mit welcher bei $n = 1480/\text{min}$ eine Wassermenge $Q = 3,5 \text{ cbm}/\text{min}$ auf eine manometrische Förderhöhe $H = 780 \text{ m}$ gepumpt wird. In der Regel vermeidet man es, mehr wie acht Stufen hintereinander zu bauen, weil sonst die Lagerentfernung zu groß wird. Die abgebildete zwölfstufige Pumpe besteht also aus einem Niederdruck- und einem Hochdruckteil von je sechs Stufen. Der Saugstutzen liegt ganz am hinteren Ende der Pumpe. Vom Druckstutzen der Niederdruckpumpe geht eine Rohrleitung zum Saugstutzen der Hochdruckpumpe. Der Antrieb beider Pumpenteile erfolgt durch einen dazwischenliegenden Elektromotor mittels elastischer Kupplungen. Alle drei Teile sitzen auf einer großen dreiteiligen Fundamentplatte. Als Entlastungsvorrichtung verwendet die Fabrik entweder Schleifränder und Kugelspurlager oder neuerdings die Entlastungsscheibe Abb. 57.

D. Brunnen- und Abteufpumpen.

Besondere Ausführungsformen nehmen unter den Hochdruckpumpen die Brunnen- und Abteufpumpen an, da sie wegen ihres besonderen Verwendungszweckes lotrechte Wellenanordnung erhalten. In der Regel werden sie unmittelbar durch Elektromotore angetrieben. Die Abteufpumpen sind außerdem beweglich angeordnet, damit sie je nach dem

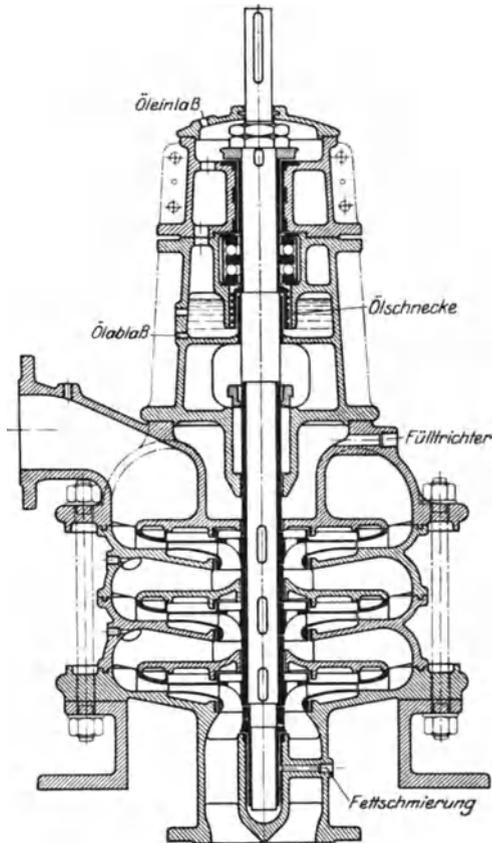


Abb. 71. R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Wasserstand in den abzuteufenden Bergwerksschächten leicht gehoben und gesenkt werden können.

Die Abb. 71 und 72 zeigen eine 3stufige Brunnenpumpe von R. Wolf, Magdeburg-Buckau (Abteilung Aschersleben). Der Aufbau erfolgt wie bei den normalen Hochdruckpumpen aus einzelnen

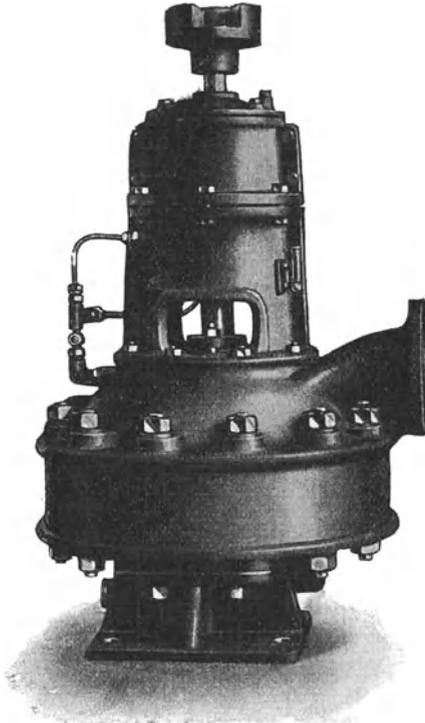


Abb. 72. R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Stufen, die mit den Endgehäusen durch kräftige Schraubenbolzen zusammengehalten sind. Der Saugstutzen befindet sich unten, woselbst auch die Welle durch eine Buchse geführt ist. Der Druckstutzen befindet sich an der obersten Stufe und hat wagerechte Richtung. Die ganze Pumpe ruht auf einem zweiteiligen gußeisernen Fuß, der in dem Brunnenschacht auf Profilleisen befestigt wird. Der Ausgleich des Axialschubes erfolgt durch Schleifränder und Bohrungen der Laufräder. Zur Aufnahme des Eigengewichtes der umlaufenden Teile ist ein kräftiges Kugelspurlager verwendet, welches oberhalb der eigentlichen Pumpe an zugänglicher Stelle angeordnet ist. Da von dem richtigen Arbeiten dieses Lagers der ganze Pumpenbetrieb abhängt, ist eine besondere Schmiervorrichtung durch Ölschnecke üblich, welche (als flacher Schraubengang ausgebildet) das Öl

stets nach oben pumpt und gleichzeitig das Spurlager und auch das Gleitlager dort reichlich schmiert.

Die Abb. 73 und 74 stellen eine Abteufpumpe von C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagwitz, dar. Der Aufbau ist ganz ähnlich der vorher beschriebenen **Brunnenpumpe**, nur mit dem Unterschiede, daß das Saugrohr unten zweiteilig einmündet und ebenfalls zwei Druckstutzen vorhanden sind. Die Aufhängung der Welle geschieht wieder in einem kräftigen Kugelspurlager mit Ölschneckenschmierung. Der Ölstrom kann durch das angebrachte Schauglas beobachtet werden. Die äußere Ansicht der Pumpe, Abb. 74, zeigt die Lagerung in einem Rahmen aus \square -Eisen, der an einem Flaschenzug beweglich aufgehängt ist und nur während des Arbeitens der Pumpe im Schacht verkeilt wird. Man erkennt die beiden Druckrohre, die sich oben unter dem Absperrschieber vereinigen, darunter die Rolle für das Aufhängeseil. Außerdem ist der Antriebsmotor zu sehen, welcher

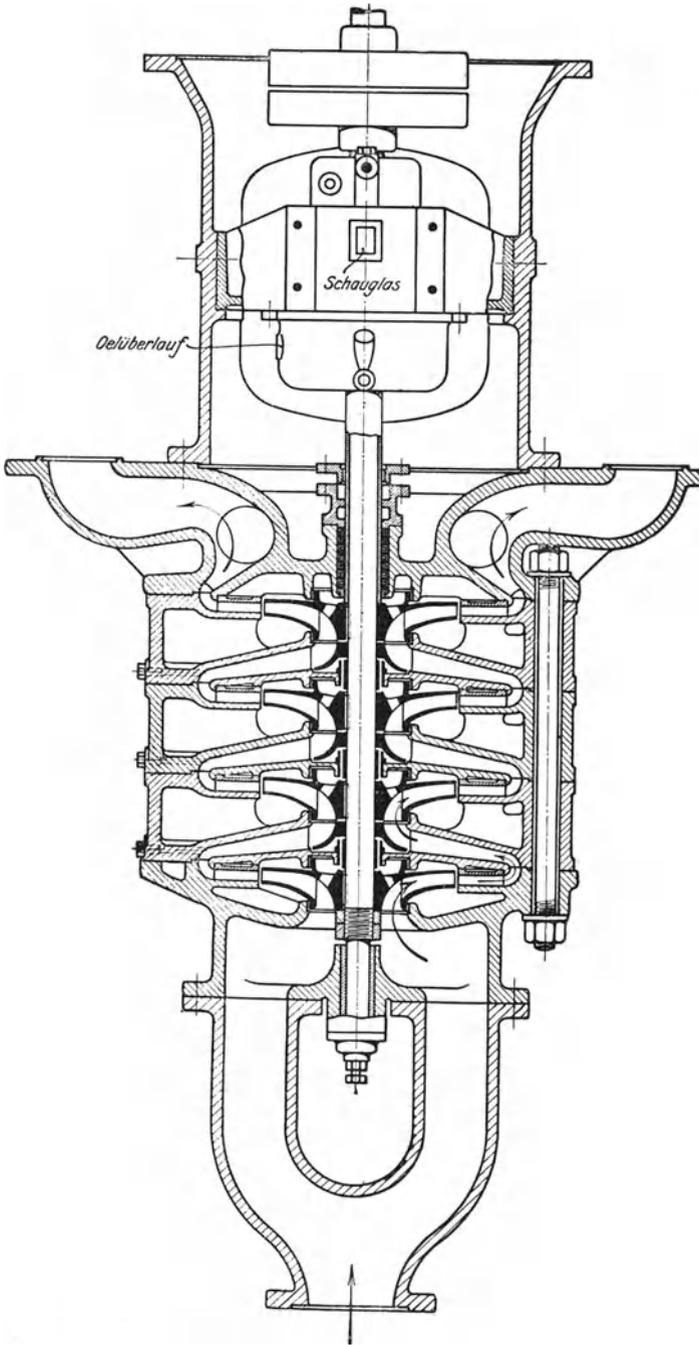


Abb. 73. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

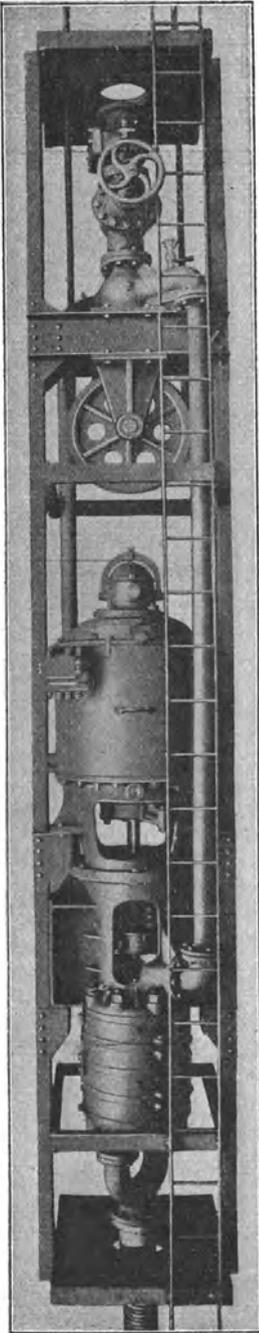


Abb. 74. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

vollkommen spritzwasserdicht gekapselt sein muß. Die an der Seite angebrachte eiserne Leiter gibt einen Begriff von den Abmessungen des Ganzen.

12. Selbstansaugende Kreiselpumpen.

Bei der Einleitung im Abschnitt 1 wurde darauf hingewiesen, daß die Kreiselpumpen den Nachteil besitzen, nicht „trocken ansaugen“ zu können, was gegenüber den Kolbenpumpen in vielen Fällen als ein großer Mangel empfunden wird. Es muß bei der normalen Kreiselpumpe entweder stets die Pumpe nebst Saugleitung vor dem Anlassen mit Wasser gefüllt werden, wobei ein Fußventil nötig ist, oder aber es wird bei größeren Anlagen eine besondere Luftpumpe angeordnet, die vor dem Anlassen die Luft aus der Leitung absaugt. Allerdings hat man hierbei wieder den Nachteil, daß diese Luftpumpe abgeschaltet werden muß, sobald die Wasserförderung eintritt.

Es soll nun in Nachstehendem auf die besonderen Kreiselpumpen hingewiesen werden, welche sowohl Luft als auch Wasser fördern, welche also als „selbstansaugende Kreiselpumpen“ bezeichnet werden. Sie werden heute in kleinerer Ausführung als Hauswasserpumpen, als Kondensatpumpe und als Hilfspumpe bei größeren Wasserwerken verwendet und können das Wasser bei leerem Saugrohr ohne Fußventil aus über 7 m Tiefe sicher ansaugen.

Abb. 75 zeigt die sog. „Sihi-Pumpe“ der Firma Siemen & Hirsch, St. Margarethen (Holstein), im Schnitt. Ihre Ausführung ist patentamtlich geschützt. Die Pumpe bleibt stets mit Wasser gefüllt, zu welchem Zwecke die beiden Stutzen nach oben

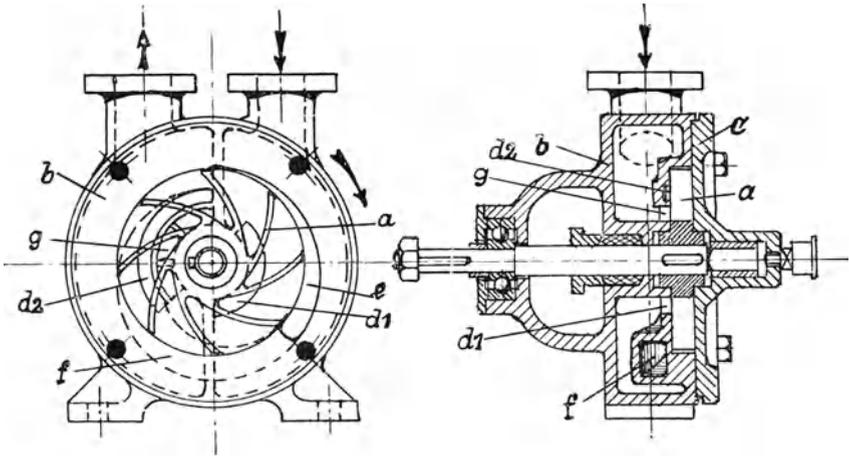


Abb. 75. Siemen & Hirsch, St. Margarethen.

geführt sind. Das Schaufelrad *a* dreht sich zwischen den glatten Stirnwänden des Gehäuses *b* und des Deckels *c*. Das Wasser aus den Radzellen wird zunächst in die Spirale *e* geschleudert, und gleichzeitig füllen sich die Zellen durch die Öffnung *d*₁ mit Luft. Durch den Kanal oder Diffusor *f* gelangt nun das auf Druck gebrachte Wasser ein zweites Mal in die Schaufelzellen, und zwar durch die Öffnungen *d*₂. Die in den Zellen befindliche Luft wird dadurch komprimiert und

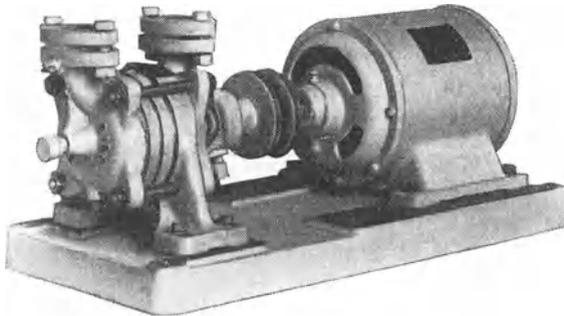


Abb. 76. Siemen & Hirsch, St. Margarethen.

restlos durch die Drucköffnung *g* verdrängt. Die Zellen kehren somit stets mit Wasser gefüllt an die erste Stufe zurück, und das Spiel wiederholt sich kontinuierlich. Ist die Luft vollkommen abgesaugt, so tritt Wasserförderung in derselben Weise ein. Da aber die Drucköffnungen *g* radial weit nach innen zu liegen, erfolgt ein zwangsweiser Wasseraustritt und der Wirkungsgrad kann nicht hoch sein. Tatsächlich wird daher nur etwa $\eta = 0,2$ erreicht, so daß die Pumpe als selbständige größere Förderpumpe natürlich nicht geeignet ist. Ihr Vorzug liegt in der unbedingt sicheren Saugwirkung, wodurch

sie insbesondere als Hilfspumpe bei großen Kreiselpumpenanlagen unter Parallelschaltung mit den Hauptpumpen Verwendung findet. Sie wird für $Q=10 \div 150$ l/min bei $n=1400 \div 2200$ /min gebaut. Die erreichbare Förderhöhe bzw. der erreichbare Kompressionsdruck hängt lediglich von der Zentrifugalkraft des Wassers, also von der Größe und Umlaufzahl des Rades ab. Bei der Pumpe nach Abb. 75 wird z. B. $H=14$ m bei $n=2200$ /min erreicht. Schaltet man hinter die Saugstufe dagegen noch einzelne Druckstufen in der Art, wie sie bei normalen Kreiselpumpen üblich sind, so werden auch größere Förderhöhen erzielt bei etwas günstigerem Wirkungsgrad. So wird z. B. von der zweistufigen Pumpe Abb. 76, welche den Gesamtaufbau mit Motor und Grundplatte erkennen läßt, eine Druckhöhe bis zu 60 m überwunden und der Wirkungsgrad soll bis auf 30% steigen.

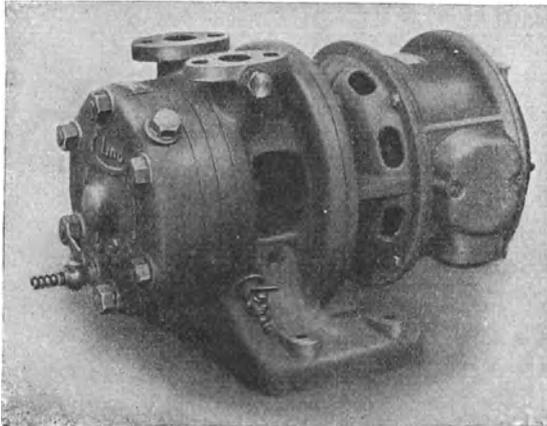


Abb. 77. Siemens-Schuckertwerke, Berlin.

Eine Pumpe für den gleichen Zweck ist der sog. Elmo-Selbstsauger der Siemens-Schuckertwerke, Berlin, welcher in Abb. 77 dargestellt ist. (Ein Schnittbild war leider nicht erhältlich.) Die Pumpe ist nach dem System der Wasserringpumpen¹⁾ gebaut, welche ursprünglich nur als Luftpumpen ausgeführt wurden. Sie wird wie die Sihi-Pumpe als Hauswasserpumpe und als Hilfspumpe für größere Anlagen ausgeführt für eine Lieferungsmenge von $20 \div 80$ l/min bei einer normalen Umlaufzahl von 2850/min. Als Wirkungsgrad werden auch hier nur etwa 20% erreicht. Die Abbildung läßt den gedrängten Aufbau mit dem angeflanschten Motor erkennen, auf dessen verlängertem Wellenstumpf die Laufräder ohne Kuppelung aufgekelt werden.

¹⁾ Vgl. z. B.: Z. V. d. I. 1920, Heft Nr. 2: Wasserringpumpen als Staubsauger.

Vierter Teil.

Verhalten der Kreiselpumpen im Betriebe.

13. Allgemeines Verhalten der Kreiselpumpen.

Kreiselpumpen können, wie die Betrachtungen in den vorhergehenden Abschnitten zeigten, sowohl für die verschiedensten Wassermengen, wie auch für kleinste und größte Förderhöhen ausgeführt werden, so daß ihr Verwendungsgebiet außerordentlich groß ist und sie von Kolbenpumpen nur wegen des besseren Wirkungsgrades und dann übertroffen werden, wenn es sich um die Förderung kleiner Wassermengen auf große Höhen handelt.

Betrachtet man nun das allgemeine Verhalten einer ausgeführten Kreiselpumpe, so gilt hierüber folgendes: Die Pumpe ist gebaut für eine bestimmte Wassermenge Q und eine bestimmte Förderhöhe H bei einer bestimmten Umlaufzahl n /min, und sie wird, wenn die Konstruktion richtig war, bei diesen Angaben auch ihren besten Wirkungsgrad η haben. Jede Pumpe läßt sich aber auch anderen Betriebsverhältnissen unterwerfen. Ändert man die Umlaufzahl n , so steigt die Förderhöhe H im Quadrat der Umlaufzahl, da in der Pumpenhauptgleichung sowohl u_2 wie c_2 mit n steigen müssen. Bezeichnet man die neue Umlaufzahl mit n_1 , so ergibt sich also die Proportion:

$$\frac{H_1}{H} = \frac{n_1^2}{n^2}$$

und somit die neue Förderhöhe aus:

$$H_1 = H \frac{n_1^2}{n^2}.$$

Die Wassermenge Q steigt im einfachen Verhältnis der Umlaufzahl, da bei gleichbleibenden Durchflußquerschnitten Q sich nur mit der Vergrößerung der Relativgeschwindigkeit w ändern kann. Man erhält also hier:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n}$$

oder:

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n}.$$

Die Antriebsleistung N muß sich hierbei natürlich dem neuen Q_1 und H_1 entsprechend vergrößern. Es wird sich also, wenn man zunächst einen gleichbleibenden Wirkungsgrad η voraussetzt, die Proportion ergeben:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H},$$

oder unter Einsetzen der obigen Werte:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q \cdot H \cdot n_1 \cdot n_1^2}{Q \cdot H \cdot n \cdot n^2} = \frac{n_1^3}{n^3},$$

d. h. die Antriebsleistung ändert sich mit der dritten Potenz der Umlaufszahl. Nun bleibt aber der Wirkungsgrad erfahrungsgemäß nicht konstant, da nur bei ganz bestimmten Querschnitten, Geschwindigkeiten und Drücken die Reibungs- und Leckverluste in der Pumpe ein Minimum annehmen. Der Wirkungsgrad η wird also sowohl bei kleinerem wie auch bei größerem n etwas abfallen. Bezeichnet man den neuen Wirkungsgrad mit η_1 , so wird sich also ergeben:

$$N_1 = \frac{\eta}{\eta_1} \cdot N \cdot \frac{n_1^3}{n^3}.$$

(η_1 muß in den Nenner, weil N_1 größer werden muß.)

Vorstehende Gleichungen berücksichtigen natürlich nur die theoretischen Vorgänge. Um das Verhalten ausgeführter Pumpen im praktischen Betriebe näher zu erläutern, sind in Abb. 78 die Werte für Q , H , N und η bei verschiedenen n/min für eine Leitradkreiselpumpe der Amag Hilpert graphisch aufgetragen. Die Pumpe hat die Bauart Abb. 46 bei einem Saugrohrdurchmesser

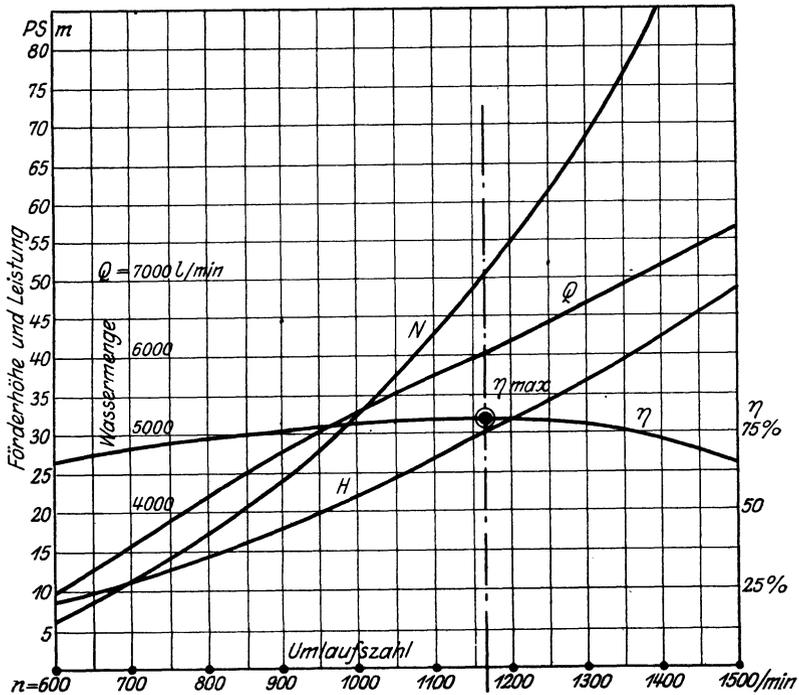


Abb. 78. Q , H , n bei verschiedener Umlaufzahl.

von 200 l. W. Man sieht eine ganz gute Übereinstimmung mit den aufgestellten theoretischen Betrachtungen. Q steigt etwa auf das Doppelte bei einer Steigerung von $n=700$ auf 1400/min, während hierbei H auf das Vierfache anwächst. Der höchste Wirkungsgrad $\eta=0,78$ ergibt sich bei einer Förderhöhe von etwa $H=30$ m und einem $n=1170$ /min. Es wird dabei eine Wassermenge $Q=6000$ l/min erzielt. Der Wirkungsgrad schwankt von 0,64 über 0,78 auf 0,63 bei den verschiedenen Umlaufszahlen aus den vorher erörterten Gründen. Das Diagramm Abb. 78 gibt also einen ganz guten Überblick über das Verwendungsgebiet einer bestimmten Pumpe, was für den Pumpenbauer von Wichtigkeit ist.

Für die praktische Verwendung einer Kreiselpumpe ist es ferner wichtig, das Verhalten zu kennen bei Änderung der Umlaufzahl und bei gleichbleibender Förderhöhe. Tritt dieser Fall ein, so erhält man z. B. das Diagramm Abb. 79, welches für die gleiche

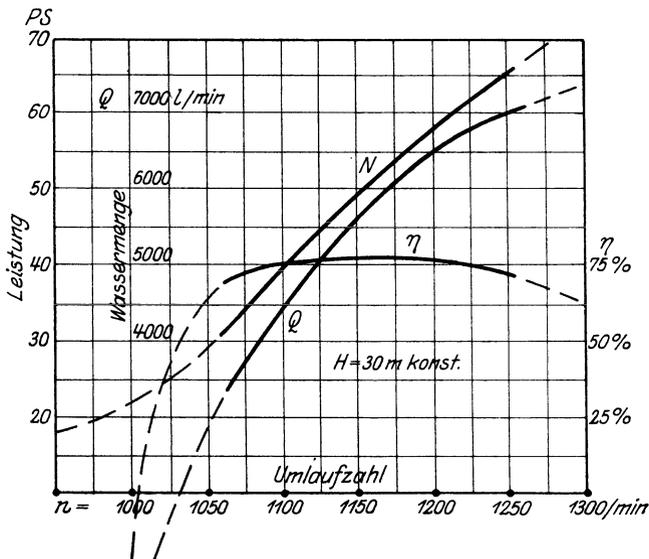


Abb. 79. Q und N bei verschiedener Umlaufzahl und konstantem H .

Pumpe wie vorher für $H=30$ m konstant gezeichnet ist. Q ändert sich nun nicht mehr proportional der Umlaufzahl, sondern, da H konstant ist, tritt eine ganz bedeutend stärkere Steigerung von Q auf, sobald n größer wird. So ergibt sich z. B., daß an bestimmten Stellen mit 1% n -Steigerung bereits 8% Q -Steigerung erzielt wird. Der Wirkungsgrad ist auch hier nicht konstant, sondern er hat bei bestimmten Verhältnissen sein Maximum und fällt nach beiden Seiten hin ab. Geht n unter ein gewisses Maß herunter, so ist die Pumpe nicht mehr imstande, Wasser überhaupt zu fördern. Es dreht sich alsdann das Laufrad im „toten Wasser“, wobei ein gewisser Druck infolge der Zentrifugalkraft erzeugt wird, aber das Wasser lediglich

Fördermenge in Liter/min		3500	4250	5000	6000	7000	
Manom. Förderhöhe in Meter	10	n	690	725	740		
		N	10,5	12,6	15		
		η	74	75	74		
	15	n	795	825	860	900	
		N	15,8	18,6	22,3	28,2	
		η	74	76	75	71	
	20	n	900	930	950	1000	1110
		N	21,3	25	29,3	35,6	46,5
		η	73	76	76	75	67
	25	n	990	1010	1040	1080	1190
N		26,7	31,2	37,6	43,3	55,5	
η		73	76	76	77	70	
30	n	1070	1090	1125	1170	1250	
	N	32,4	38	44	51,4	65,7	
	η	72	75	76	78	71	
35	n	1150	1175	1220	1250	1310	
	N	39	44	51,2	60	74,5	
	η	70	75	76	78	73	
40	n	1240	1260	1300	1320	1370	
	N	45	51	58,5	69,3	85,2	
	η	69	74	76	77	73	

pumpe von 200 mm Saugrohrdurchmesser in übersichtlicher Weise überblicken.

14. Kennlinien.

Im vorigen Abschnitt wurde gezeigt, wie sich eine Kreiselpumpe verhält, wenn sie mit verschiedenen Umlaufzahlen angetrieben wird. Man ist also in der Lage, bei einer vorhandenen Pumpe die Verwendungsmöglichkeit für verschiedene Wassermengen und Gefällhöhen im voraus zu bestimmen. Im praktischen Betrieb liegt nachher der Fall meist so, daß die Förderhöhe, vor allem aber die Umlaufzahl als konstante Größe gegeben ist und die Pumpe so gebaut werden muß, daß sie gegen den vollen Druck anläuft, das Wasser dann mit möglichst hohem Wirkungsgrad fördert und dabei in gewissen Grenzen auch eine Regelung der Wassermenge zuläßt. Um dies zu untersuchen, werden heute die meisten Pumpen vor dem Hinausgehen aus der Fabrik auf dem Prüfstande untersucht und hierbei die sogen. „Kennlinien“ aufgestellt. Sie geben H , N und η der jeweiligen Wassermenge Q entsprechend an, zeigen, gegen welche Förderhöhe die Pumpe bei geschlossenem Schieber anzuspringen imstande ist, und vor allem auch, in welchen Grenzen die Wassermenge vermittelt des Schiebers durch Drosselung geregelt werden kann, ohne daß der Wirkungsgrad zu stark herunter-

mit dem Rade kreist, ohne sich weiter zu bewegen. Infolge der Reibung des kreisenden Wassers an dem nahezu feststehenden Wasserring im Leitrade tritt dann eine Erwärmung auf, so daß dieser Zustand im allgemeinen nur vorübergehend zulässig ist. Wird die Umlaufzahl wieder über dies Minimum gesteigert, so tritt sofort eine erneute Wasserförderung ein.

Die Werte der Diagramme Abb. 78 und 79 sind schließlich in nebenstehender Tabelle zusammengefaßt, woraus sich auch die weiteren Schwankungen von Q , N und η bei verschiedenen anderen konstanten Höhen $H=10, 15, 20$ usw. bis 40 m und schwankender Umlaufzahl n entnehmen lassen. Diese Werte sind auf dem Prüfstande der oben erwähnten Fabrik aufgenommen und lassen das gesamte Verwendungsgebiet der Leitrad-

geht. Auf dem Prüfstande sind also folgende Beobachtungen bzw. Feststellungen nötig:

a) Wassermenge Q l/min, welche durch geeichte Meßbehälter oder durch Überfälle oder Meßdüsen festgestellt wird.

b) Förderhöhe H , wobei die Saughöhe in der Regel durch Quecksilbermanometer, die Druckhöhe dagegen durch Federmanometer unter dem Absperrschieber bestimmt wird. H ist also die manometrische Höhe.

c) Antriebsleistung N , entweder durch Messen von Spannung und Stromstärke des antreibenden Motors unter Berücksichtigung von dessen Wirkungsgrad oder durch Dynamometer.

d) Umlaufzahl n , durch Umlaufzähler irgendwelcher Art.

e) Wirkungsgrad η , welcher zu berechnen ist aus der Gleichung:

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{60 \cdot 75 \cdot N}$$

(vgl. S. 12, aber Q in l/min). Alle Werte werden in rechtwinkligen Koordinaten aufgetragen und zwar Q als Abszissen H , N , η für einen bestimmten Wert von n als Ordinaten. Das entstehende Kurvenbild wird daher auch als Q - H -Diagramm bezeichnet.

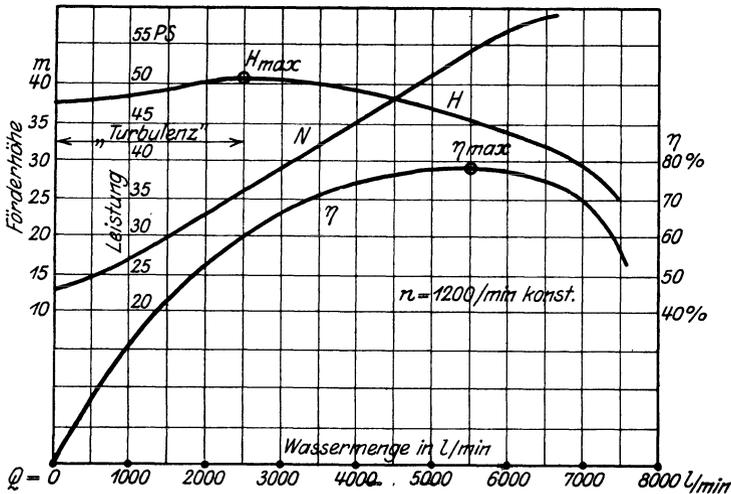


Abb. 80. Kennlinien einer einstufigen Turbinenpumpe.

So zeigt zunächst Abb. 80 die auf dem Prüfstande der Amag Hilpert, Nürnberg, aufgestellten Kennlinien der bereits erwähnten einstufigen Leitradkreiselpumpe mit den Abmessungen, wie sie der Tabelle des vorigen Abschnittes und den Diagrammen Abb. 78 und 79 zugrunde lagen, und zwar geltend für $n = 1200$ /min konstant. Man ersieht daraus folgendes:

Bleibt der Absperrschieber zunächst geschlossen und bringt man die Pumpe auf die volle Umlaufzahl $n = 1200$ /min, so ist natürlich keine

Wasserförderung möglich ($Q = 0$), es stellt sich aber an dem Manometer unter dem Schieber eine Druckhöhe ein, die hier (einschl. einer geringen Saughöhe) etwa 37 m beträgt. Das Laufrad arbeitet also im „toten Wasser“. Der Antriebsmotor verbraucht zum Drehen des Laufrades und zur Erzeugung der angegebenen Druckhöhe ungefähr 23 PS, eine Leistung, die sich alsbald in einer Erwärmung des Wassers bemerkbar macht, so daß dieser Zustand in der Regel auf nicht zu lange Zeit ausgedehnt werden kann. Öffnet man nun den Schieber allmählich, so beginnt die Wasserförderung und es macht sich zunächst ein Ansteigen der H -Linie bis zu einem gewissen Maximum bemerkbar. Der Grund, weshalb die H -Linie nach links abfällt, liegt darin, daß sich in der Pumpe erst allmählich ein gleichmäßiger Strömungszustand einstellt, daß also bei zu kleiner Wassermenge innerhalb der Pumpe Wirbelungen auftreten, welche die Erzeugung der vollen Druckhöhe verhindern. Man nennt daher auch das Stück der H -Linie vom Anfang links bis zum Scheitel: „Turbulenzzone“. N und η steigen mit zunehmender Wassermenge stetig an. Wird nun der Absperrschieber weiter geöffnet, so muß natürlich der Drosselwiderstand sinken, d. h. es muß nunmehr H heruntergehen, während Q , η und N weiter steigen. Ein Maximum von η ergibt sich bei den Werten von Q und H , für welche die Pumpe gebaut war, also hier bei etwa $Q = 5000$ l/min und $H = 37$ m, wobei $\eta_{max} = 0,78$ beträgt. Geht man noch weiter bis zur vollen Öffnung des Schiebers, so sinken H und η stark herunter bei weiterer Steigerung von Q . Diese Kennlinien, welche also auf dem Prüffelde der Fabrik nur mit Hilfe der Drosselung durch den Schieber aufgestellt sind, stimmen, obwohl dies früher bestritten wurde, merkwürdigerweise gut mit dem Verhalten der Pumpe im Betrieb überein, einerlei ob die Pumpe später als Wasserwerkspumpe oder als Wasserhaltungsmaschine in Bergwerken Verwendung findet. Zahlreiche Nachprüfungen der Kennlinien haben dies bestätigt. Man ist also in der Lage, in verhältnismäßig einfacher Weise das Verhalten der Pumpe im Betrieb mit Hilfe der Kennlinien voraussagen zu können. Soll beispielsweise die Leitradpumpe mit den Kennlinien, Abb. 80, als Wasserwerkspumpe Verwendung finden und in einen Behälter speisen, dessen Wasserspiegel nahezu konstant bleibt, so wird die manometrische Förderhöhe im allgemeinen nur etwa $H = 37$ m sein dürfen, damit die Pumpe beim Anlassen gegen das Gewicht der Wassersäule, also die geodätische Höhe mit Sicherheit anspringt und die Wassersäule langsam in Bewegung setzt. Im Notfall kann man sich durch ein Umlaufventil helfen, durch welches zunächst etwas Wasser innerhalb der Pumpe in Umlauf gesetzt wird, bis der Druck auf den verlangten Betriebsdruck gestiegen ist. Dann wird das Umlaufventil geschlossen unter gleichzeitiger allmählicher Öffnung des Hauptschiebers. Man erkennt dann weiter aus dem Diagramm, daß die Wassermenge Q in ziemlich weiten Grenzen, z. B. von 3000 auf 5000 l/min, mit Hilfe des Schiebers geregelt werden kann, wobei $H = 37$ m dauernd mindestens erreicht wird und der Wirkungs-

grad nicht zu sehr sinkt. Zu beachten ist schließlich noch die eigenartige Tatsache, daß die Antriebsleistung der Pumpe heruntergeht, sobald man den Schieber schließt, und daß sie bei gänzlich geschlossenem Schieber nur etwa $\frac{1}{3}$ der normalen Antriebsleistung benötigt.

Was nun den Verlauf der H -Linie anbelangt, so muß diejenige Pumpe am günstigsten sein, bei welcher diese Linie einen möglichst flachen Verlauf besitzt, bei welcher vor allem der Anfangsdruck nicht zu weit unter dem Scheitelpunkt liegt und dieser Scheitelpunkt möglichst weit nach links liegt, die „Turbulenzzone“ also kurz ist. Versuche, die darüber mit den verschiedensten Pumpen- und Schaufelformen angestellt wurden, haben übereinstimmend gezeigt, daß dies vorläufig nur zu erzielen ist mit rückwärts gekrümmten Schaufeln, wie sie den früheren Berechnungen (Abschnitt 7 und 8) zugrunde gelegt wurden.

Es sind wiederholt Versuche unternommen worden, die Kennlinien einer Pumpe rechnerisch im voraus zu bestimmen, was aber bisher nicht einwandfrei gelungen ist. Hält es schon schwer, für normale Betriebsverhältnisse die Widerstände und Leckverluste genau zu berechnen, so wird dies noch viel schwieriger, wenn H und Q nicht mehr mit der Umlaufzahl n übereinstimmen, wenn

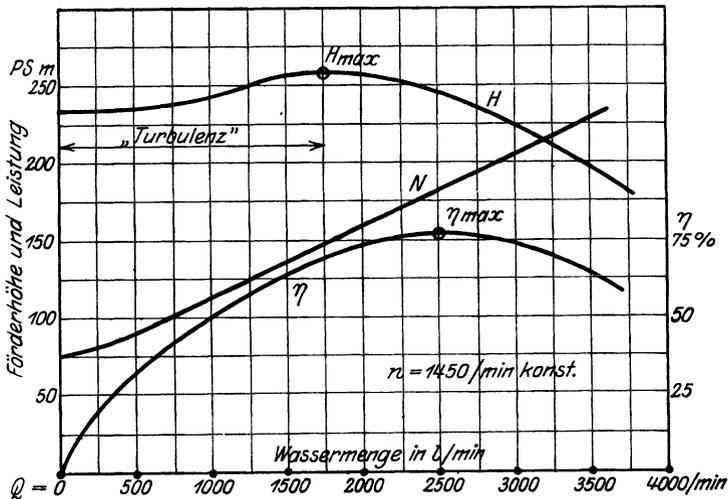


Abb. 81. Kennlinien einer 4stufigen Turbinenpumpe.

also anormale Geschwindigkeiten, daher Wirbelungen, Stoßverlust usw. auftreten. Bei den Berechnungen, welche in der Literatur zu finden sind, wird hierbei von vornherein der Fehler begangen, daß die Stoßverluste nach der veralteten Zeunerschen Anschauung von der verlorenen Geschwindigkeitskomponente berechnet werden, eine Anschauung, die längst als unrichtig erkannt und durch Veröffent-

lichungen¹⁾ widerlegt ist. Um so mehr muß es wundernehmen, daß auch noch in der neuesten Literatur auf die veraltete falsche Theorie immer wieder zurückgegriffen wird.

Neben den Kennlinien der einstufigen Leitradpumpe sollen nun noch zwei weitere gezeigt werden, die bei Hochdruckpumpen aufgenommen wurden. So zeigt Abb. 81 die Kennlinien einer vier-

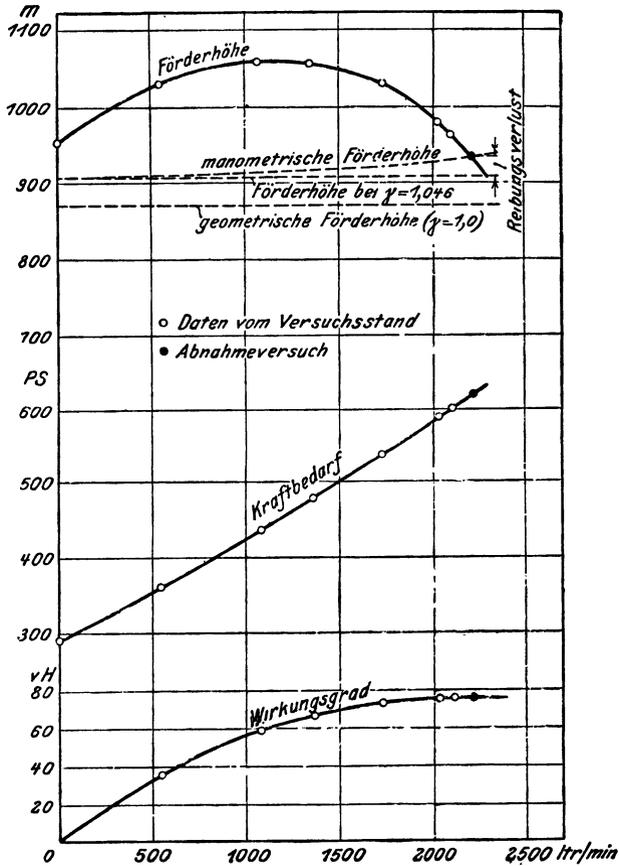


Abb. 82. Kennlinien einer 12stufigen Turbinenpumpe.

stufigen Pumpe von 400 mm Laufraddurchmesser der Firma Weise Söhne in Halle bei einer konstanten Umlaufzahl $n = 1450$ /min. Der Wirkungsgrad geht bis auf etwa 76% herauf bei $Q = 2400$ l/min und $H = 250$ m, wobei die Pumpe zum Antrieb $N = 165$ PS verbraucht. Als normale Höhe wird man im allgemeinen nicht über 230 m nehmen können, wenn die Pumpe bei geschlossenem Schieber

¹⁾ Vgl. z. B.: Quantz, Z. „Die Turbine“ 1909, S. 453 u. f. — Banki, Z. V. d. I. 1909, S. 1490 u. f. — Camerer, Z. V. d. I. 1911, S. 1022 u. f.

dagegen anspringen soll. Die Regelung der Wassermenge kann etwa in den Grenzen $1500 \div 3000$ l/min erfolgen, wobei η nicht zu stark abfällt. Die Turbulenzzone ist im Diagramm Abb. 81 etwas länger als bei Abb. 80, im übrigen aber zeigt sich ein ähnlicher Verlauf der H -Linie, so daß sich eine erneute Besprechung der einzelnen Vorgänge erübrigt.

Beachtenswert sind ferner die Kennlinien Abb. 82, welche bei einer Wasserhaltungsanlage der Gelsenkirchener Bergwerks A. G. aufgestellt sind. Die Pumpe wurde von C. H. Jaeger & Co. gebaut. Sie ist zwölfstufig und fördert normal $Q = 2000$ l/min auf rund 900 m Höhe bei einer Umlaufszahl von $n = 2950$ /min konstant. Die Kennlinien wurden zunächst auf dem Prüfstande in der Fabrik aufgenommen und nachher im Bergwerke nachgeprüft, wobei sich eine gute Übereinstimmung ergab. Man sieht aus der Abbildung, daß die Pumpe beim Anlassen ($Q = 0$) mit Leichtigkeit gegen die manometrische Druckhöhe anfahren kann, daß bei $Q = 2000$ l/min etwa $\eta = 0,78$ erreicht wird und daß auch bei Drosselung auf $Q = 1000$ immerhin noch etwa $\eta = 0,6$ erzielt werden kann. Beim Anfahren beträgt die Leistung nur $N = 290$ PS gegenüber 580 PS bei normaler Fördermenge. In der Abbildung sind ferner eingetragen: die gleichbleibende geometrische Förderhöhe von 870 m und die manometrische Höhe, welche mit etwa 910 m bei kleiner Wassergeschwindigkeit beginnt und bis auf 930 m bei vollem Betriebe anwächst. Die gesamten Rohrreibungsverluste betragen also $40 \div 60$ m oder $5 \div 7\%$ der geometrischen Förderhöhe.

Die Kennlinien neuzeitlicher Kreiselpumpen ähneln sich sehr, so daß man heute auf Grund langer praktischer Erfahrungen auch in der Lage ist, auf das Verhalten ähnlicher Pumpen mit gleichen Schaufelformen zu schließen, wenn nur die Kennlinien einer solchen Pumpe vorliegen. Eine Berechnung ist also, weil doch nur ungenau, nicht erforderlich. Trägt man nun solche ähnlich verlaufenden Kennlinien für verschiedene Umlaufszahlen auf, so erhält man das Diagramm Abb. 83¹⁾. Es sind hier zu den verschiedenen H und Q bei Veränderung von n auch die Wirkungsgrade η aufgetragen, welche geschlossene Kurven ergeben. Die Pumpe hat den besten Wirkungsgrad η_1 bei der normalen Wassermenge Q_1 , der normalen Förderhöhe H_1 und bei der Umlaufzeit n_1 /min. Wird sie benutzt bei einer Steigerung auf beispielsweise $1,2 \cdot n_1$, so entsteht die neue H -Linie und es kann nun dieselbe Wassermenge Q_1 auf etwa $H = 1,6 H_1$ gehoben werden, wobei allerdings der Wirkungsgrad auf etwa $0,85 \eta_1$ heruntergeht (Punkt a des Diagramms). Wird die Umlaufzahl dagegen auf $0,9 n_1$ herabgesetzt, so würde z. B. $0,4 Q_1$ auf nur etwa $0,9 H_1$ noch gefördert werden (Punkt b). Die Linie II stellt den Verlauf des besten Wirkungsgrades dar. Die jeweilige Antriebsleistung N läßt sich aus Q , H und η leicht berechnen, sie kann aber ebenfalls noch in Kurven in das Diagramm eingezeichnet

¹⁾ Nach Janßen, Z. V. d. I. 1912, S. 1895 u. f.

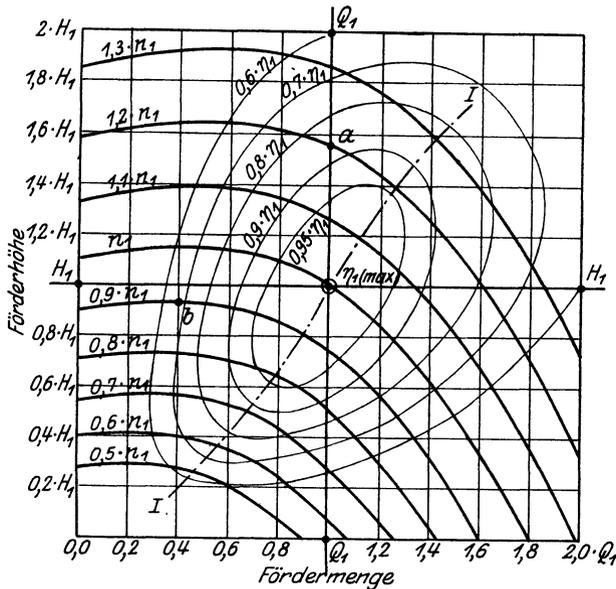


Abb. 83. Allgemeine Kennlinien.

werden, was hier weggelassen wurde, um das Bild nicht in seiner Anschaulichkeit zu beeinträchtigen. Jedenfalls liegt aber die Möglichkeit vor, mit Hilfe der sämtlichen Kennlinien bei veränderter Umlaufzahl das gesamte Verwendungsgebiet einer bestimmten Pumpe oder Pumpengattung zu veranschaulichen.

15. Regelung der Kreiselpumpen.

Aus den Betrachtungen der vorhergehenden beiden Abschnitte 13 und 14 ergab sich: a) Ändert sich n und gleichzeitig H , so steigt und fällt die Wassermenge Q ungefähr mit der steigenden oder fallenden Umlaufzahl n (Diagramm Abb. 78).

b) Ändert sich n und bleibt dabei H konstant, so ist die Veränderung von Q recht bedeutend und es entspricht 1% n -Steigerung je nach der Pumpenbauart $3 \div 10\%$ Q -Steigerung (Diagramm Abb. 79).

c) Wird schließlich n konstant gehalten, so tritt eine durch die „Kennlinien“ festgelegte Abhängigkeit zwischen H und Q auf, wie dies an den Diagrammen Abb. 80 \div 82 gezeigt war.

Hiermit ist die Regelung der Pumpe und zwar die Regelung der Wassermenge, um welche es sich fast ausschließlich handelt, auch vollkommen erschöpft, denn andere Regelungsverfahren, als durch Änderung der Umlaufzahl oder durch einfache Drosselung, werden bei Kreiselpumpen nicht verwendet. In den weitaus meisten Fällen werden, wie schon früher erwähnt wurde, sowohl n wie H annähernd konstant sein, so daß man auf eine reine Drosselregelung angewiesen ist. Dies trifft z. B. zu bei Wasserhaltungs-

anlagen in Bergwerken, bei Preßwasseranlagen, sowie auch bei solchen Kesselspeisepumpen, die durch normale Elektromotore angetrieben werden. In welcher Weise hierbei die Änderung der Wassermenge vor sich geht, ist im vorigen Abschnitt an Hand der Kennlinien ausführlich beschrieben worden. Hier muß nun noch darauf hingewiesen werden, daß bei der Drosselregelung im allgemeinen der Einbau einer Hilfsvorrichtung nötig wird, damit eine Erwärmung der Pumpe nicht eintritt, falls $Q = 0$ ist, also das Laufrad vorübergehend im „toten Wasser“ arbeitet.

Eine solche Hilfsvorrichtung zeigt Abb. 84, schematisch darstellend ein selbsttätiges Umlaufventil von Weise Söhne in Halle. In die Druckleitung ist unterhalb des Absperrschiebers eine kräftige Rückschlagklappe eingebaut, welche sich schließt, sobald die Wasserströmung nachläßt, sobald also der Wasserverbrauch an der Entnahmestelle geringer oder der Absperrschieber geschlossen wird. Senkt sich die Klappe aber, so wird hierbei das Ventil v geöffnet und eine geringe Wassermenge strömt durch den Freilauf nach dem Saugrohr zurück. Es bleibt daher ein geringer Kreislauf innerhalb der Pumpe bestehen, auch bei vollständig geschlossenem Schieber der Druckleitung, so daß eine Erwärmung des Wassers nicht eintreten kann. Öffnet sich die Rückschlagklappe weit durch einen starken Wasserstrom, so wird das Hilfsventil durch die Feder geschlossen.

Eine weitere Vorrichtung, einen Steuerschieber, ausgeführt von derselben Firma, stellt Abb. 85 dar. Er wird benutzt bei größeren Preßwasseranlagen in Hüttenwerken und zwar in Verbindung mit dem Preßwasserakkumulator, welcher die Steuerung des Schiebers zu bewirken hat. Geht der Akkumulatorkolben in die Höhe, ist also ausreichend Wasser vorhanden so wird an einer bestimmten Stelle der Schieber durch ein Steuergestänge geschlossen. Wie der Grundriß der Abbildung zeigt, wird dabei eine kleine Öffnung links freigegeben, durch welche nun eine geringe Wassermenge zwischen Pumpe und Saugbehälter kreist, so daß eine Erwärmung des Wassers nicht eintreten kann, auch wenn längere Zeit kein Wasser gefördert wird und dabei die Pumpe mit normaler Umlaufzahl weiterläuft. Beim Hinuntergehen des Akkumulatorkolbens wird durch das Steuergestänge der Schieber wieder geöffnet.

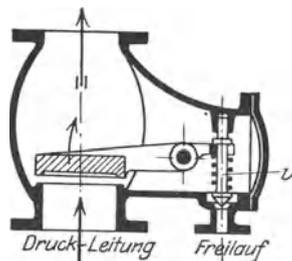


Abb. 84.

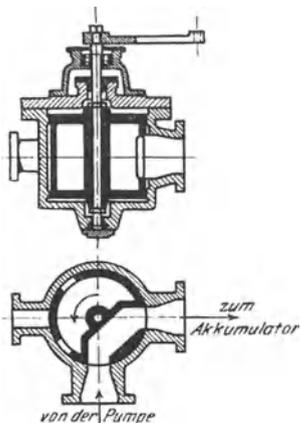


Abb. 85.

Besondere Vorrichtungen erfordern schließlich solche Kreiselpumpen, bei welchen die Regelung der Wassermenge durch Änderung der Umlaufszahl bewirkt wird. Bei Elektromotorantrieb verwendet man beispielsweise Gleichstrommotore mit sog. Wendepolen, welche eine Änderung der Umlaufszahl durch Feldregelung zulassen, die in der Regel von Hand bewirkt wird. Auch bei Kesselspeisepumpen mit unmittelbarem Dampfturbinenantrieb ist eine Regelung durch geringe Änderung der Umlaufszahl üblich. Hierbei wird stets ein selbsttätiger Regler verwendet, und zwar in den meisten Fällen der Hannemann-Regler, Abb. 86. Er ist nach dem Grundsatz gebaut, daß in der Druckleitung der Pumpe stets derselbe Druck herrschen soll, wie er zur Kesselspeisung eben notwendig ist, ein Druck, der etwa $1 \div 1,5$ at über der Kesselspannung liegt. Der Regler wird infolgedessen auch als Druckregler bezeichnet. Ein kleiner Hohlraum unter der Membran steht mit der Druckleitung der Pumpe in Verbindung. Auf der anderen Seite der Membran herrscht dagegen der Druck der Dampfleitung

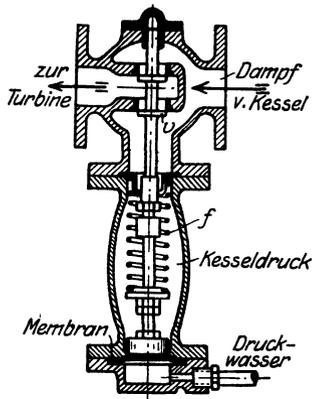


Abb. 86.

vom Kessel nach der Turbine. Die Feder f wird nun so eingestellt, daß das entlastete Doppelventil v sich öffnet, wenn der Wasserdruck unter den normalen Wert heruntergeht. Es wird dann der Dampfturbine Dampf zugeführt und zwar um so mehr, je weiter der Wasserdruck gesunken ist. Die Turbine läuft rascher, die Pumpe fördert mehr Wasser und der Druck steigt infolgedessen wieder. Umgekehrt wird die Dampfzufuhr zur Turbine vollständig abgestellt, wenn der Wasserdruck zu sehr ansteigt, wenn also nur wenig Wasser gebraucht wird. Es findet also durch den Hannemann-Regler eine gleichzeitige Druck- und Wassermengenregelung statt. An Stelle der Membran kann auch ein kleiner Kolben verwendet werden, wie dies z. B. die A. E.-G., Berlin, ausführt, wobei aber eine gute Abdichtung nötig wird.

Fünfter Teil.

Ausführungsbeispiele von Kreiselpumpen-Anlagen.

In folgendem sollen noch einige Beispiele ausgeführter Kreiselpumpenanlagen betrachtet werden, welche über das große Verwendungsgebiet der neuzeitlichen Kreiselpumpe noch deutlicher Aufschluß geben. Es sind dabei nur bemerkenswerte größere Anlagen betrachtet worden, da die weitverzweigte Anwendung kleinerer Pumpen als allgemein bekannt vorausgesetzt werden muß, oder solche Anlagen, die Besonderheiten aufweisen, wie z. B. solche zur Kesselspeisung. Die gebrachten Beispiele sollen gleichzeitig über die Wirtschaftlichkeit einigen Aufschluß geben, soweit hierüber Angaben zu erhalten waren.

16. Wasserversorgungsanlagen.

Größere Wasserwerke werden heute in der Regel mit Kreiselpumpen ausgeführt, weil neben dem geringen Raumbedarf die Ein-

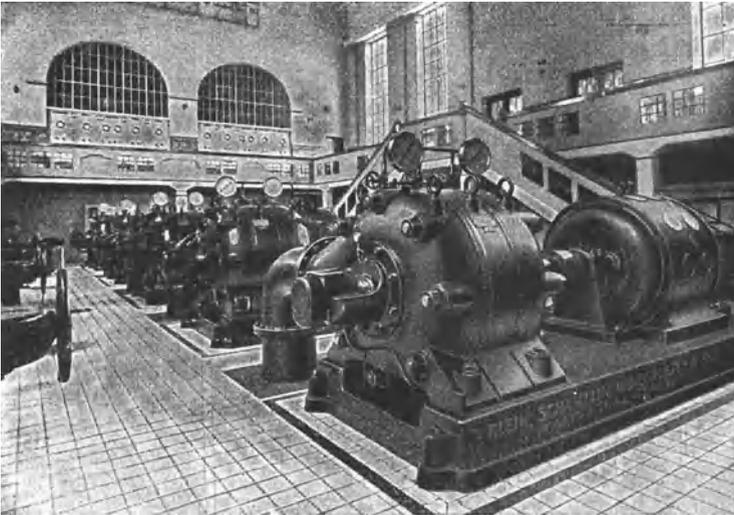


Abb. 87. Wasserversorgungsanlage Niederstotzingen. Klein, Schanzlin & Becker.
(5 Pumpen von zusammen 144 cbm/min.)

fachheit der Anlage vielfach eine entscheidende Rolle spielt. Dabei sind trotz des schlechteren Wirkungsgrades gegenüber Kolbenpumpen die Kreiselpumpen heute wirtschaftlicher, weil die Anlage- und Be-

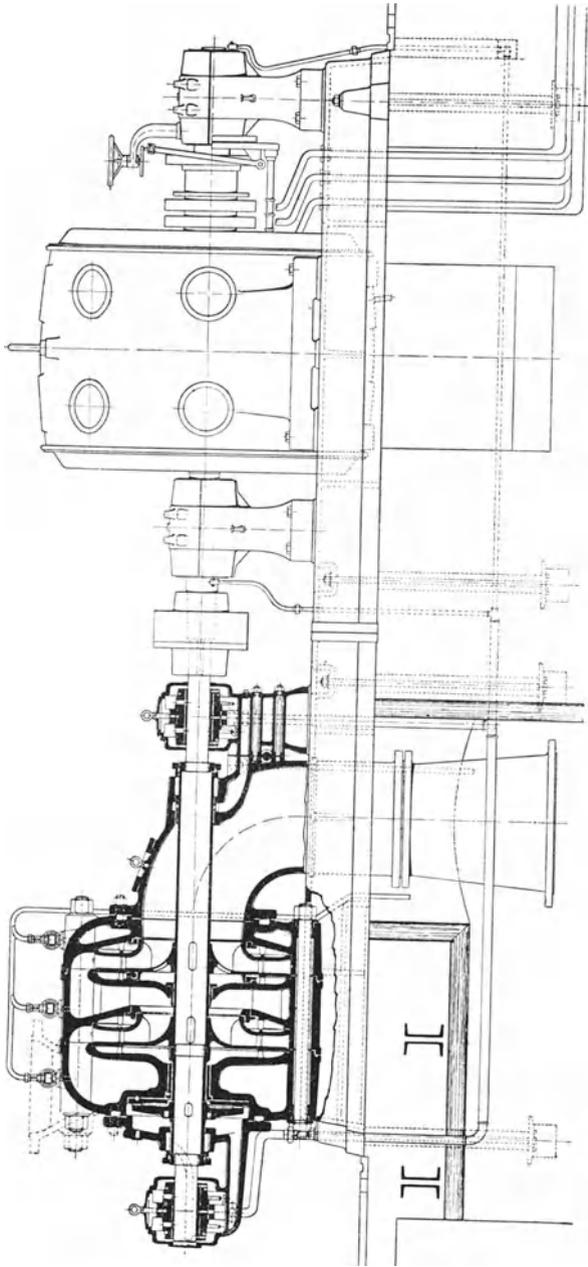


Abb. 88. Ein Pumpensatz des Wasserwerks Niederstotzingen.

dienungskosten geringer ausfallen. Man findet nun bei diesen Wasserwerken sowohl elektrischen Antrieb als auch Antrieb durch Dampfturbinen. Beide Arten sollen in einigen Beispielen betrachtet werden.

Eine große Wasserversorgungsanlage mit elektrischem Antrieb ist in den Abb. 87 und 88 dargestellt. Sie gehört zur württembergischen Landeswasserversorgung und befindet sich in Niederstotzingen bei Ulm. Die Pumpen wurden von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal, geliefert, während der elektrische Teil von den Siemens-Schuckert-Werken stammt. Aufgestellt sind in einem großen übersichtlichen Raum, Abb. 87, fünf Pumpensätze für eine Gesamtleistung von 144 cbm/min, also stündlich 8640 cbm. Die einzelnen Pumpen haben dabei folgende Leistungen:

Pumpe	I:	$Q = 1150$ cbm/std,	$H = 108$ m,	$N = 600$ PS.
"	II:	" = 1550	" = 120 "	" = 1020 "
"	III:	" = 1650	" = 121 "	" = 1010 "
"	IV:	" = 1970	" = 130 "	" = 1280 "
"	V:	" = 2300	" = 137 "	" = 1500 "

Die Umlaufzahl aller Pumpen ist 980/min, da sie durch normale Drehstrommotore von 50 Perioden und 3000 Volt angetrieben werden. Wie Abb. 88 im Schnitt zeigt, sind die Pumpen als zwei-stufige Turbinenpumpen ausgeführt; jede Stufe ergibt also eine Druckhöhe von $55 \div 70$ m. Lauf- und Leiträder sind nach dem Grundsatz gebaut, daß durch gute wirbelfreie Führung, durch geringe Geschwindigkeiten und durch saubere Bearbeitung die hydraulischen Verluste verringert werden können. Es sind daher reichliche Querschnitte und stark abgerundete Kanäle ausgeführt worden. Als Entlastungsvorrichtung ist der früher eingehend besprochene Entlastungsteller hinter der zweiten Stufe gewählt, welcher sich auch bei den großen Abmessungen sehr gut bewährt. Die Welle ist in zwei kräftigen Ringschmierlagern mit Wasserkühlung gelagert. Die Stopfbuchsen werden, da sie entlastet bzw. mit Druckwasserverschluß versehen sind, nur ganz leicht angezogen, so daß der mechanische Wirkungsgrad ebenfalls sehr günstig ist. Als Gesamtwirkungsgrad des Pumpensatzes wurde daher bei den Abnahmeversuchen fast 80% erzielt.

Was die Verwendung der fünf Pumpensätze anbelangt, so gilt darüber folgendes: Jeder Satz soll für sich allein verwendet werden können, die Pumpen II und IV, oder II und V müssen aber zu Zeiten größeren Wasserbedarfs auch parallel arbeiten. Gemäß dieser Bedingung wurden die Pumpen I, III, IV und V derart gebaut, daß jede ihre Höchstleistung mit dem besten Wirkungsgrad hergibt, Pumpe II dagegen arbeitet nicht bei ihrer Höchstleistung mit ihrem besten Wirkungsgrad, sondern bei einer etwas kleineren Leistung, die dem Parallelbetrieb mit Pumpe IV oder V entspricht. Die Förderhöhen setzen sich zusammen aus der vakuummertischen Saughöhe, die je nach Fördermenge und Grundwasserstand zwischen 2 und 7 m schwankt, und der manometrischen Druckhöhe. Die geodätische

Druckhöhe ist konstant 91,3 m. Die Widerstandshöhen wechseln aber entsprechend den Fördermengen, da die Druckleitung die außerordentlich große Länge von 36 km aufweist. Bei solchen langen Leitungen mit großen Lichtweiten besitzen die gebräuchlichen Widerstandsformeln keine genügende Sicherheit. Bei Inbetriebnahme der Pumpen zeigte sich denn auch, daß die errechneten Widerstandshöhen viel zu groß waren gegenüber den tatsächlichen. Wegen dieser anfänglichen Schwierigkeit war nach der ersten Inbetriebnahme der Pumpen ein Umbau nötig, nach dessen Beendigung die Abnahmeversuche die Leistungen ergaben, welche in der Aufzählung zusammengestellt waren.

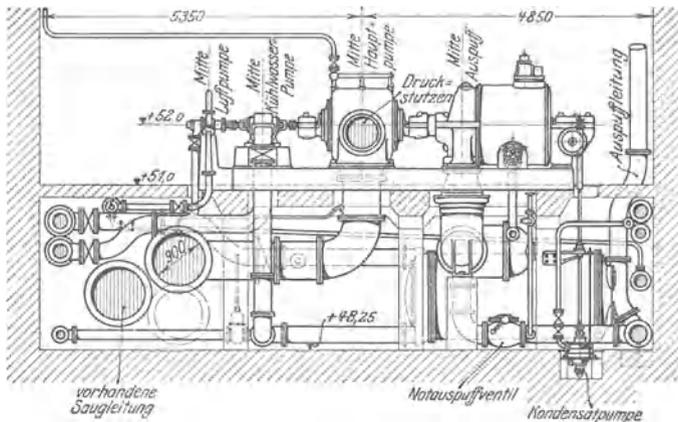


Abb. 89. Wasserwerk Essen a. Ruhr. (2 Pumpensätze von je 30 cbm/min.)

Ein größeres Wasserwerk mit Dampfturbinenantrieb zeigen die Abb. 89 und 90. Es wurde von den Maffei-Schwartzkopff-Werken, Berlin, für die Stadt Essen a. Ruhr errichtet. In einem Maschinenhaus von etwa 10 m Länge und 11 m Breite wurden zwei Kreiselpumpensätze für je 1800 cbm/std Wassermenge und 120 m manometrische Förderhöhe aufgestellt. Die Pumpen sind als einstufige Zwillingspumpen mit Leitrad ausgeführt und waren selbst in der früheren Abb. 48 dargestellt und dort besprochen. Zum Antrieb sind normale Dampfturbinen, Bauart Melms und Pfenninger, von 1000 PS-Leistung benutzt, welche mit Geschwindigkeitsregelung von Hand für 2200–2500 Umläufe/min ausgeführt sind. Sie arbeiten mit Oberflächenkondensation; die zugehörigen Kondensatoren liegen unter Flur und werden mit Ruhrwasser gekühlt, welches durch eine besondere Kreiselpumpe zugeführt wird. Diese Pumpe sitzt auf der verlängerten Hauptwelle, auf der dann noch am Ende eine Schleuderluftpumpe aufgekeilt ist (vgl. Abb. 89). Sämtliche Rohrleitungen sind, um den Maschinenraum nicht zu verengen, unter Flur verlegt. Hier sitzt auch noch die Kondensatpumpe, welche durch eine stehende Welle vermittelt Schneckengetriebe vom Hauptwellen-

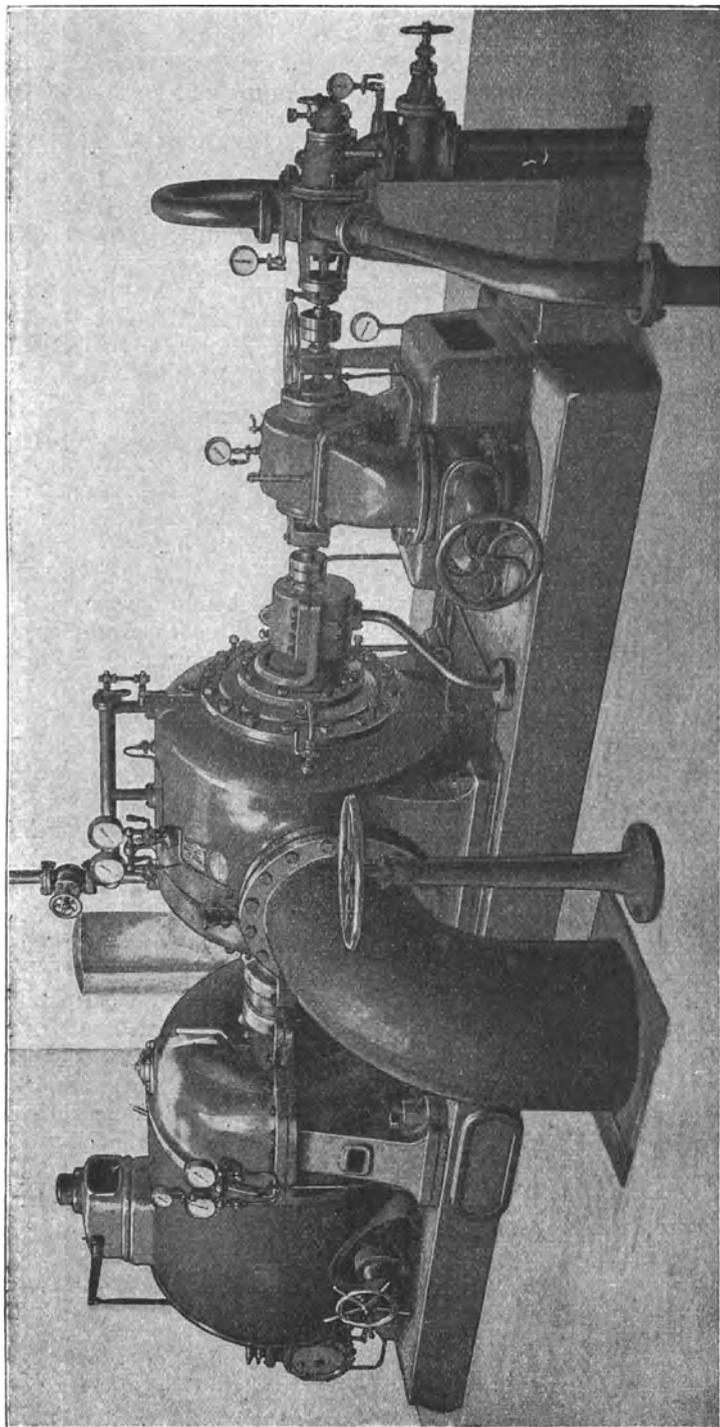


Abb. 90. Ein Pumpensatz des Wasserwerks Essen.

ende aus angetrieben wird. Damit die Hauptpumpen dauernd angefüllt sind, also mit Sicherheit saugen, sind sie ständig an einen Vakuumkessel angeschlossen, in welchem durch eine besondere Kolbenluftpumpe ein bestimmtes Vakuum erhalten wird. An Stelle dieser etwas umständlichen Einrichtung könnte heute mit Vorteil eine parallel geschaltete Sihi-Pumpe, Abb. 75, treten.

Die aufgestellten Pumpen haben sich gut bewährt und ihr Wirkungsgrad ist 76% bezogen auf die manometrische Förderhöhe. Als Dampfverbrauch hat sich bei den Abnahmeversuchen rund 5 kg pro PS-Stunde für die Dampfturbine ergeben, was auf die „Wasserpferdestunde“ umgerechnet $5 : 0,76 = 6,7$ kg bedeutet¹⁾. Beachtenswert ist noch, daß der gesamte Pumpensatz einschließlich Rohrleitungen bei der Aufstellung im Jahre 1912 80000 Mk. kostete, gegenüber 280000 Mk. einer Dampfkolbenpumpe gleicher Leistung, welche in demselben Wasserwerk aufgestellt ist. Die Anschaffungskosten betragen also etwa nur $\frac{1}{4}$ und die Anlage arbeitet daher tatsächlich wirtschaftlicher als die frühere Kolbenpumpenanlage.

Eine sehr beachtenswerte Wasserversorgungsanlage ist ferner diejenige der Stadt Charlottenburg in Beelitzhof. Sie wurde von den Maffei-Schwartzkopff-Werken in Verbindung mit der A. E. G. Berlin, errichtet und hat sich wie die vorstehende Anlage als außerordentlich wirtschaftlich erwiesen. Auch hier ist Dampfturbinenantrieb gewählt worden; die Anlage zerfällt aber in zwei getrennte Teile wie folgt:

Anlage Beelitzhof II ist in der Abb. 91 dargestellt. Es sind vier Pumpensätze vorhanden für eine Wassermenge von $40 \div 45$ cbm/min und rund 100 m Förderhöhe. Die Pumpen sind einstufige Leitradkreiselpumpen mit drei parallel geschalteten Laufträgern, also einer Bauart, welche zwischen den früheren Abb. 48 und 50 liegen würde, aber im Aufbau diesen durchaus gleich ist.

Die Dampfturbinen haben die bekannte Bauart der A. E. G. mit Hochdruck-Geschwindigkeitsstufen und mehreren Druckstufen im Niederdruckteil. Sie machen $1850 \div 2200$ Umläufe/min und werden durch Zusatzdüsen von Hand geregelt, falls eine Mehrbelastung auftritt. Wie Abb. 91 zeigt, sind Turbine und Pumpe eng gekuppelt und sitzen auf einer gemeinsamen Grundplatte auf dem Flur des Maschinenhauses. Die Kondensationsanlage ist dagegen mit allen Hilfsmaschinen unter Flur aufgestellt, wobei bemerkenswert ist, daß letztere sämtlich Turbo-Maschinen sind. Eine besondere Dampfturbine, welche in Abb. 91 rechts unten zu sehen ist, treibt die auf gemeinsamer Welle sitzende Kühlwasserpumpe in der Mitte und die Schleuderluftpumpe links. Der Oberflächenkondensator sitzt mit der Rohrachse quer zu den Maschinen und besitzt 300 qm Kühlfläche.

Die Anlage hat einen Dampfverbrauch von 6,8 kg pro Wasserpferd und Stunde, einschließlich Kondensationsarbeit, und zwar ungefähr gleichbleibend bei den schwankenden Leistungen

¹⁾ Vgl. Brumann, Z. V. d. I. 1913, S. 1903.

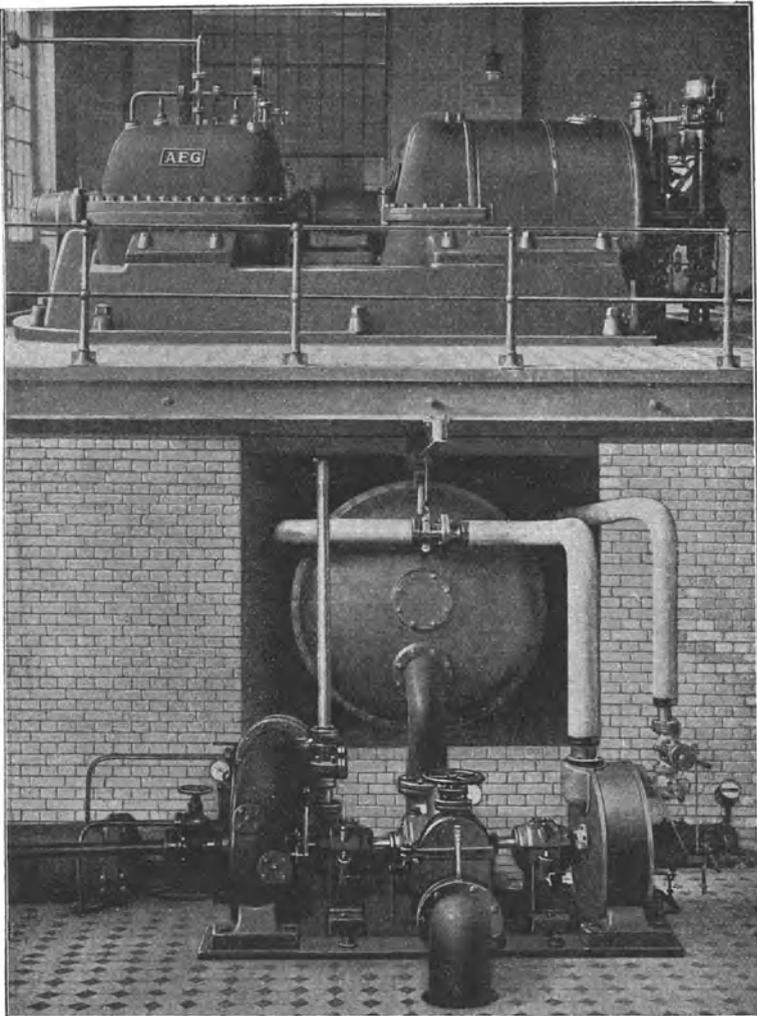


Abb. 91. Wasserwerk Beelitzhof II. (4 Pumpen für je 40 cbm/min auf $H=100$ m.)

von $Q=40$ cbm/min und $H=76$ m bis zu $Q=45$ cbm/min und $H=104$ m. Die Pumpen sind außerdem bis zu 25% überlastbar, wobei der spezifische Dampfverbrauch nur wenig steigt. Nach Berichten vor dem Kriege kostete der vollkommene Pumpensatz mit Hilfsmaschinen 140 000 Mk. gegenüber 220 000 Mk. für die früher aufgestellten Dampfkolbenpumpen gleicher Leistung. Da der Dampfverbrauch bei letzteren nur etwa 1 kg pro PS-Stunde geringer war, so ergab sich eine geringe jährliche Betriebsersparnis bei den neu aufgestellten Kreiselpumpen neben den anderen Vorzügen.

Anlage Beelitzhof I, welche in den Abb. 92 und 93 wieder gegeben ist, wurde ausgebaut, nachdem die oben beschriebene Anlage so überaus günstige Resultate ergeben hatte. Es sind hier zwei Pumpensätze von ganz ähnlicher Leistung aufgestellt, d. h. für

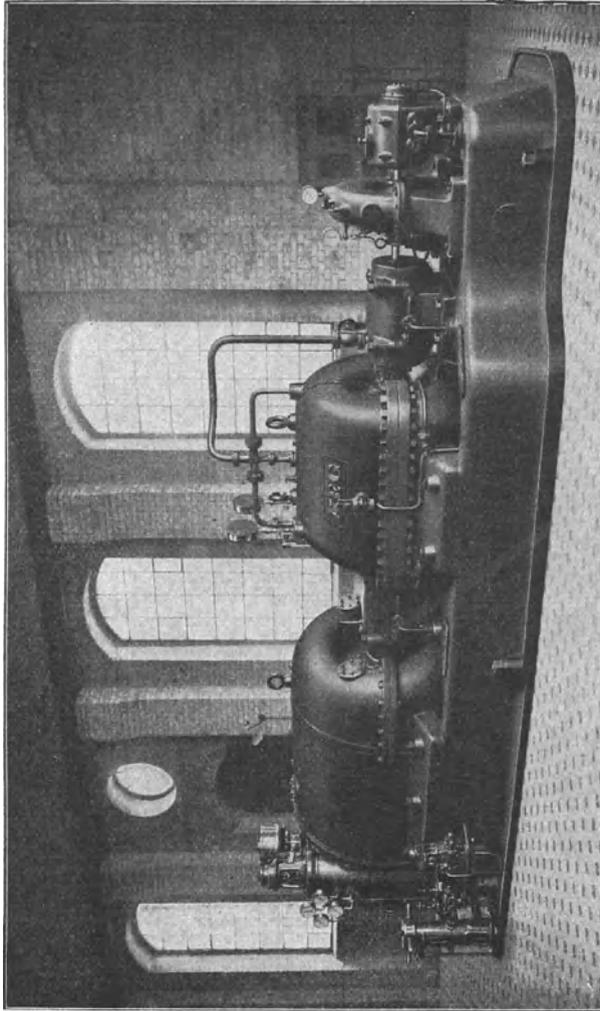


Abb. 92. Anlage Beelitzhof I. (2 Pumpen von je 40 cbm/min auf $H = 100$ m.

$Q = 40$ cbm/min und eine Förderhöhe von 65 bis 105 m. Pumpen und Dampfturbinen weisen die gleiche Bauart auf wie vorher.

Bemerkenswert ist aber die anders gestaltete Kondensationsanlage, die aus Abb. 93 zu entnehmen ist. Der Kondensator liegt unter der Pumpe parallel zu ihrer Achse und wird durch das geförderte Wasser gekühlt, welches in seiner ganzen Menge durch den

Kondensator gesaugt wird. Die besondere Kühlwasserpumpe fällt also weg, wodurch die Anlage bedeutend einfacher wird als diejenige von Beelitzhof II. Die Erwärmung des geförderten Wassers ist nicht nennenswert und beträgt höchstens 1° C. Zur Erzeugung des Vakuums im Kondensator dient eine Schleuderluftpumpe, welche auf

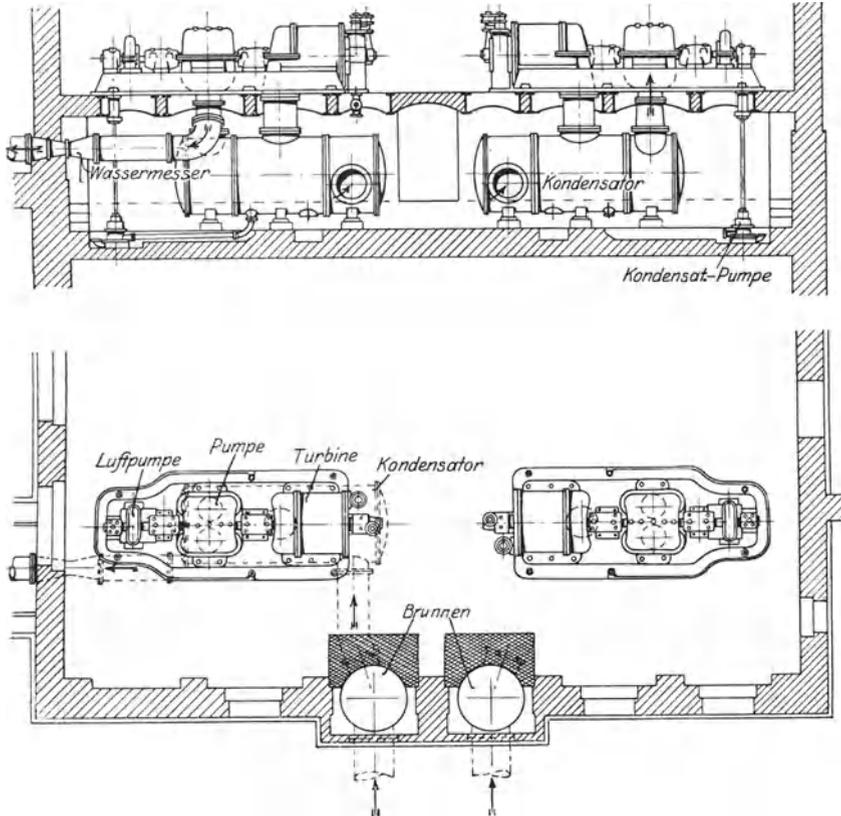


Abb. 93. Wasserwerk Beelitzhof I. — Gesamtanordnung.
(2 Pumpensätze von je 40 cbm/min auf $H = 100$ m.)

der verlängerten Hauptwelle sitzt. Das Kondensat wird durch eine Kreiselpumpe mit senkrechter Welle abgepumpt, die mittels eines Schneckengetriebes vom Wellenende aus angetrieben wird. Durch den Wegfall der besonderen Kühlwasseranlage und die vorzügliche Kondensation infolge der großen Wassermenge erniedrigt sich der Dampfverbrauch auf durchschnittlich 6,3 kg pro Wasserpferdestunde.

17. Bergwerkswasserhaltungen.

Die Forderungen einer möglichst großen Betriebssicherheit, einer einfachen Bedienung und eines kleinen Raumbedarfes, welche im Bergbau noch in viel höherem Maße als sonst aufgestellt werden, haben dazu geführt, daß dort Hochdruck-Kreiselpumpen in scharfen Wettbewerb mit Kolbenpumpen getreten sind. Wie sehr die Raumfrage zugunsten der Kreiselpumpe gelöst wird, zeigte bereits die Gegenüberstellung in der früheren Abb. 2, woselbst an die Stelle einer Dampfkolbenpumpe etwa 5 Hochdruckkreiselpumpen gleicher Leistung treten können. In manchen Bergwerken liegt zwar die Möglichkeit vor, widerstandsfähige Kammern zur Unterbringung größerer Maschinen zu schaffen; in anderen, wie z. B. Braunkohlengruben, macht es dagegen außerordentliche Schwierigkeiten, auch selbst kleine Maschinenkammern unter Tag aus dem wenig festen Gebirge „auszuschießen“. Was die Betriebssicherheit anbelangt, so ist besonders auf die sichere Zuleitung der Energie zur Antriebsmaschine Rücksicht zu nehmen, was natürlich stets zugunsten des elektrischen Antriebes mit raschlaufendem Motor spricht. Schließlich ist die Wirtschaftlichkeit auch im Bergwerksbetriebe ausschlaggebend und es haben die neueren Anlagen in vielen Fällen gezeigt, daß eine Kreiselpumpe wirtschaftlicher als alle anderen Wasserhaltungsmaschinen arbeiten kann, wie folgender Vergleich zeigen möge. Die unterirdische Dampfkolbenpumpe, welcher durch eine Rohrleitung der Dampf von der über Tag stehenden Kesselanlage zugeführt werden muß, hat einen Dampfverbrauch von $10 \div 12$ kg pro Wasserpferd und Stunde. An Stelle dieser älteren sog. Dampfwaterhaltung, welche einen sehr großen Platzbedarf hat, riesige Fundamente erfordert und in der Anlage sehr teuer wird, trat vor etwa 20 Jahren die elektrisch betriebene Kolbenpumpe, welche auch heute noch in großer Zahl im Bergbau zu finden ist. Sie erreicht einen Gesamtwirkungsgrad von 81 bis 86 ‰. Rechnet man mit dem sehr günstigen Dampfverbrauch eines größeren Kraftwerkes von 5,0 kg für die abgegebene elektrische PS-Stunde, so ergibt sich unter Berücksichtigung eines geringen Leitungsverlustes ein Dampfverbrauch von 6,5 bis 6,1 kg für die Wasserpferdestunde. Die neueren Hochdruckkreiselpumpen haben, wie die nachstehenden Beispiele zeigen werden, einen Gesamtwirkungsgrad von 72 bis 78 ‰, was unter Zugrundelegung derselben Werte wie vorhin einem Verbrauch von 7,3 bis 6,7 kg Dampf pro Wasser-PS-Stunde entsprechen würde. Diesem Mehrverbrauch an Dampf im Vergleich zur elektrisch betriebenen Kolbenpumpe stehen aber nun die wesentlich geringeren Anschaffungskosten der Pumpenanlage und Herstellungskosten der Maschinenkammer gegenüber, die bei größeren Anlagen bis auf $\frac{1}{3}$ heruntergehen. Ferner die geringeren Ausgaben für Bedienung, Schmiermaterial und Reparaturen, wodurch Kreiselpumpenanlagen neben ihren anderen Vorzügen, sich auch wirtschaftlich überlegen gezeigt haben. Die elektrisch be-

triebene Kolbenpumpe tritt nur da noch in Wettbewerb, wo verhältnismäßig geringe Wassermengen aus sehr großen Tiefen zu fördern sind, oder wo es sich um Förderung von Lauge in Kali-bergwerken usw. handelt.

Eine neuere Bergwerkswasserhaltungs-Anlage ist in den Abb. 94 und 95 dargestellt. Sie wurde von C. H. Jaeger & Co. in Leipzig

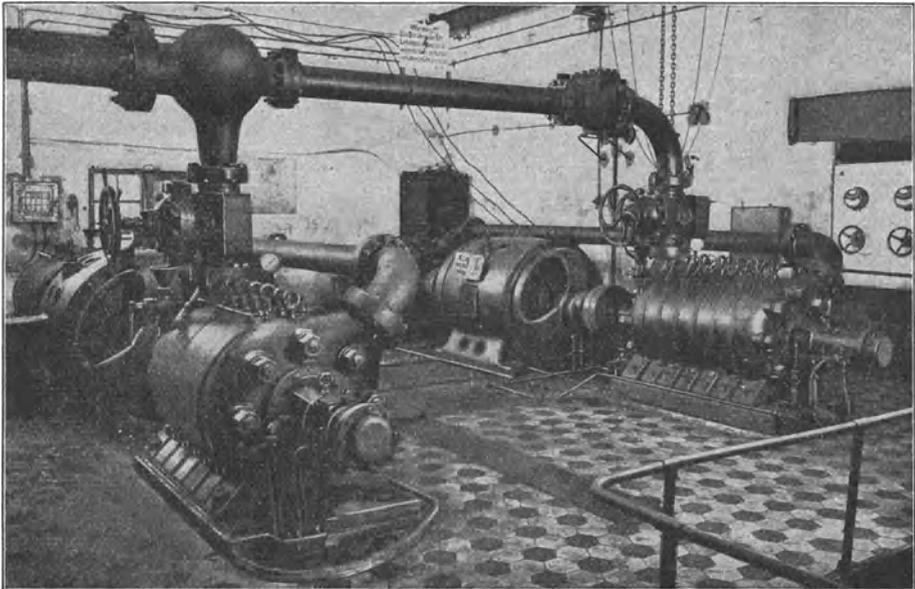


Abb. 94. Wasserhaltungsanlage der Zeche „Augusta Viktoria“.
(2 Pumpensätze von je 3,5 cbm/min auf $H = 780$ m.)

für die Zeche Augusta Viktoria in Hüls bei Recklinghausen i. W. geliefert. Es sind in einem Raume von nur 8,5 m Breite zwei zwölfstufige Pumpen aufgestellt, welche je 3,5 cbm/min aus 780 m manometrischer Teufe fördern. Die Pumpen selbst haben die Bauart der früheren Abb. 70, d. h. sie bestehen aus einem Niederdruck- und einem Hochdruckteil von je 6 Stufen. Der Antrieb erfolgt durch einen, zwischen beiden Stufen liegenden Drehstrommotor, welcher 1470 Umläufe macht und 850 PS leistet. Als Kuppelung zwischen Motor und Pumpe wird in der Regel eine elastische Bolzen- oder Lamellenkuppelung genommen, welche sich bei hoher Umlaufzahl gut bewährt hat. Zwischen Pumpe und Druckleitung sitzt ein Absperrschieber mit einer Umlaufleitung zum Anlassen. Die Druckleitung selbst ist noch durch eine Rückschlagklappe gesichert. Da die Maschinenkammer vor Verstaubung geschützt liegt, sind normale Drehstrommotore offener Bauart benutzt worden (vgl. hierzu die spätere Abb. 101). Die Kammer ist mit einem einfachen Handlauf-

kran ausgerüstet zum Ein- und Ansbau einzelner Teile und zeigt an der einen Wand die elektrische Schaltanlage. Abnahmeversuche durch den Essener Dampfkesselüberwachungs-Verein ergaben einen Wirkungsgrad der Pumpen allein von 78⁰/₀ und einen Gesamtwirkungsgrad der Anlage von 73⁰/₀ bezogen auf die manometrische Förderhöhe.

Die Abb. 96 und 97 zeigen eine bereits im Jahre 1910 gebaute Anlage von Weise Söhne in Halle, welche auf Zeche Osterfeld

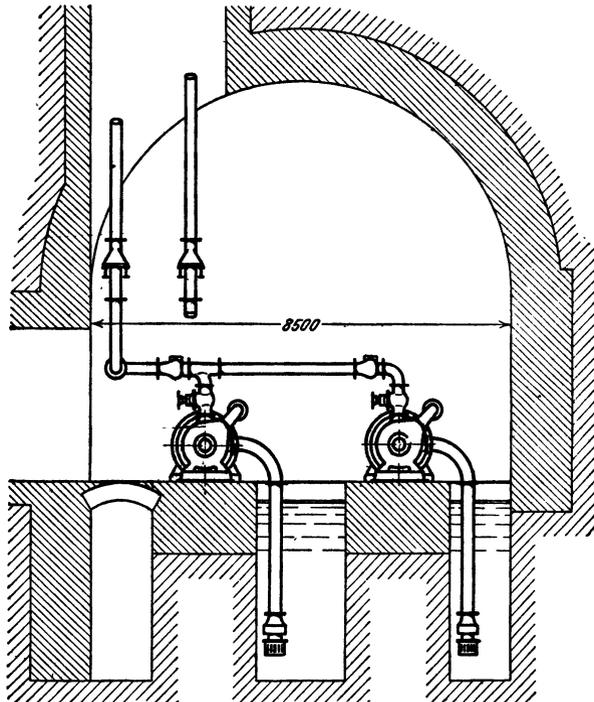


Abb. 95. Aufstellung der Pumpen in Zeche „Augusta Viktoria“.

der Gutehoffnungs-Hütte aufgestellt ist und 5 cbm/min auf 585 m zu heben hat. Die manometrische Förderhöhe beträgt laut Abnahmeversuch 627 m, so daß also 43 m, das sind rund 7⁰/₀, auf die Widerstandshöhe entfallen. Die Pumpe ist achtstufig und ist in zwei vierstufige Teile zerlegt, welche noch die ältere Bauart mit gegenseitig gekehrten Laufrädern aufweisen gemäß der früheren Abb. 68. Der Motor, und zwar ein Drehstrommotor der Siemens-Schuckert-Werke steht auch hier zwischen den beiden Pumpenteilen und ist durch elastische Kuppelung mit diesen verbunden. Er leistet bei 3000 Volt Spannung und 1490 Umläufen rund 900 kW = 1225 PS. Die Rohranschlüsse sind, wie der Grundriß erkennen läßt, unter Flur verlegt, um den nur 5¹/₂ m breiten Raum der Maschinenkammer

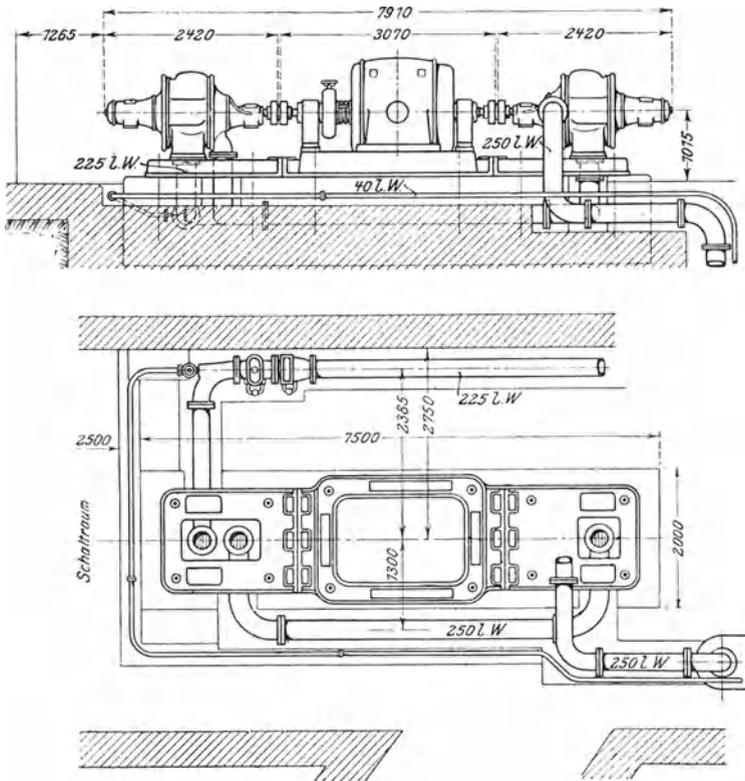


Abb. 96 und 97. Wasserhaltungsanlage der Zeche „Osterfeld“.
(5 cbm/min auf $H = 627$ m.)

nach Möglichkeit frei zu halten. Das Verbindungsrohr von dem einen Pumpenteil zum andern ist seitlich von Pumpe und Motor in einem Kanal untergebracht. Die Druckleitung ist wieder durch Absperrschieber und Rückschlagklappe abschließbar. Eingehende Abnahmeversuche nach mehrmonatlichem Betriebe seitens des Dortmunder Kesselüberwachungs-Vereins haben einen Gesamtwirkungsgrad der Anlage von durchschnittlich 74⁰/₁₀₀, bezogen auf die manometrische Höhe, ergeben. Die Wassermengen wurden über Tage durch einen Überfall gemessen und hierbei die Freseschen Ziffern zugrunde gelegt. Die Pumpe allein ergab 78 ÷ 79⁰/₁₀₀ Wirkungsgrad; bei Regulierung der Wassermenge durch Drosselung am Absperrschieber sank derselbe bei 3,6 cbm/min nur auf 71⁰/₁₀₀. Das Grubenwasser ist durch chemische und mechanische Beimengungen ziemlich stark verunreinigt, so daß der gute Wirkungsgrad um so bemerkenswerter ist.

Die Abb. 98 bis 100 stellen eine von C. H. Jaeger & Co. gemeinsam mit der A. E.-G. errichtete Wasserhaltungsanlage der Zeche

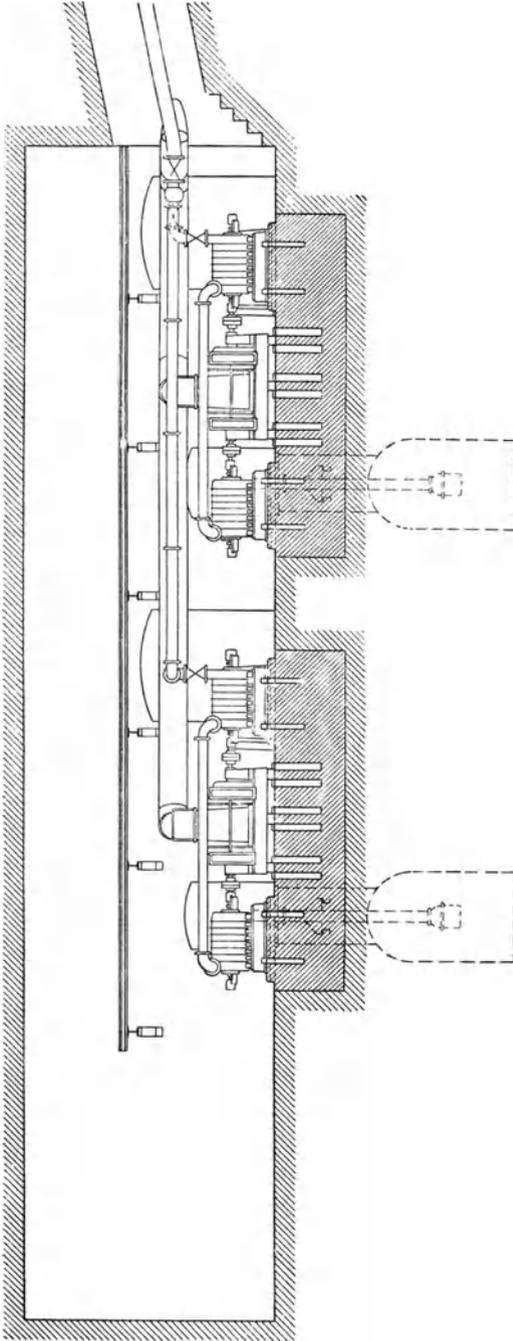


Abb. 98. Wasserhaltungsanlage der Zeche „Graf Bismarck“.

(2 Pumpensätze von je 5 cbm/min auf $H = 850$ m.)

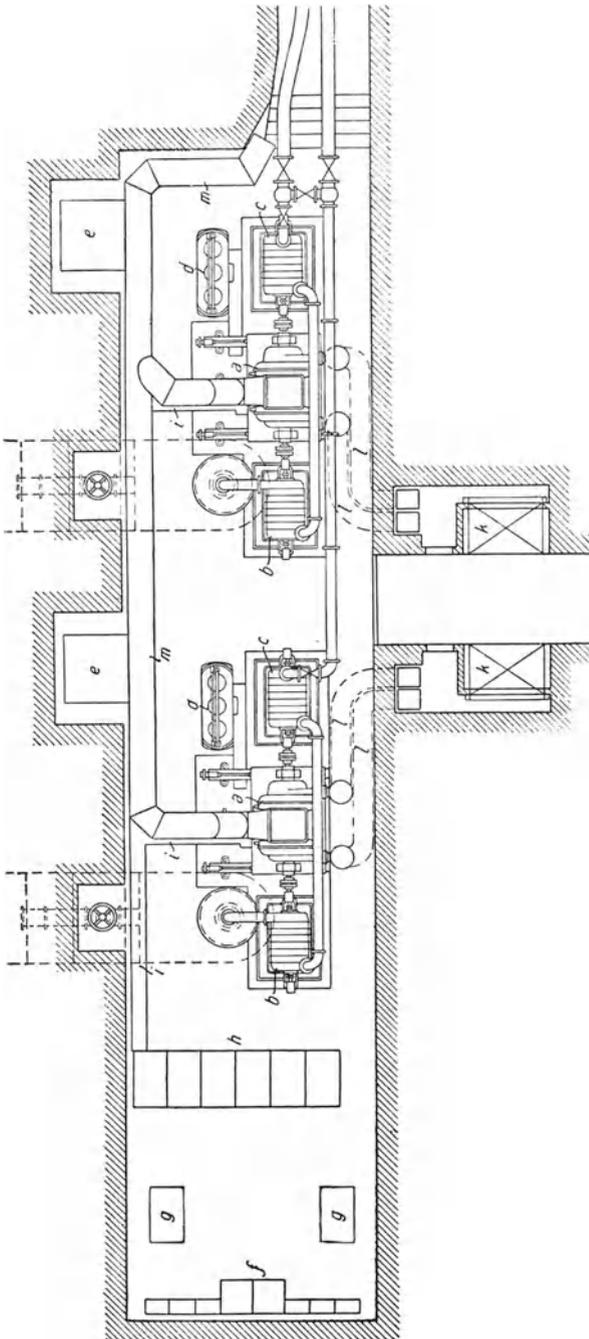


Abb. 99. Grundriß der Anlage.

- | | | |
|--|------------------------------------|---------------------------|
| <i>a</i> Motor | <i>e</i> Schaltschrank | <i>i</i> Kabelkanal |
| <i>b</i> Nieder- } druckteil der Pumpe | <i>f</i> Niederspannungsverteilung | <i>k</i> Luftfilterkanal. |
| <i>c</i> Hoch- } Flüssigkeitsanlasser | <i>g</i> Transformator | <i>l</i> Frischluftkanal |
| <i>d</i> | <i>h</i> Hochspannungsverteilung | <i>m</i> Abluftlutte. |

Graf Bismarck dar. Die Anlage befindet sich auf der 7. Sohle in 801,44 m Tiefe und hat eine Förderleistung von 10 cbm/min. Es sind zwei vierzehnstufige Pumpensätze aufgestellt, die wieder aus je zwei siebenstufigen Teilen zusammengesetzt sind, zwischen denen der Antriebsmotor sitzt. Um mit einer möglichst schmalen Kammer

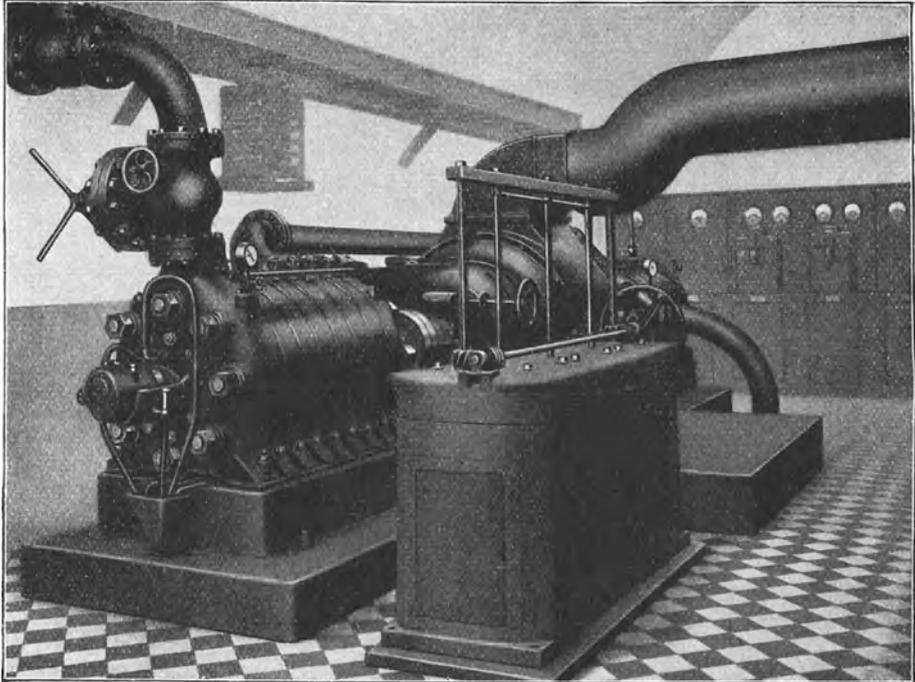


Abb. 100. Ein Pumpensatz der Anlage in Zeche „Graf Bismarck“.

auszukommen, sind die Pumpen hintereinander aufgestellt worden. Hierdurch ist bei nur 5,5 m Kammerbreite reichlich Platz vorhanden, um so mehr, als die Schaltschränke und die Schieber, welche die Pumpensümpfe mit der sog. Sumpfstrecke verbinden, in Nischen angeordnet sind. Jeder Pumpensatz hat seine besondere Druckleitung, welche durch einen Stollen nach dem Förderschacht und durch diesen hindurch zutage geführt ist. Am Ende der Kammer sind, wie der Grundriß Abb. 99 zeigt, drei Absperrschieber angebracht, mit deren Hilfe jede Pumpe bei Außerbetriebsetzung einer Steigleitung in die andere drücken kann. Jede Pumpe ist außerdem durch einen besonderen Absperrschieber mit Umlaufleitung zum Anlassen und durch eine Rückschlagklappe gesichert. Der erste Pumpensatz arbeitet seit Juli 1919, der zweite seit Februar 1920 fast ununterbrochen und es haben sich keine nennenswerten Anstände bisher gezeigt. Abnahmeversuche ergaben einen Gesamtwirkungs-

grad der Anlage von rund $72\frac{0}{0}$, bezogen auf die manometrische Förderhöhe von etwa 850 m.

Besondere Beachtung verdient noch der Antriebsmotor dieser Anlage. Es ist ein Drehstrommotor für 5000 Volt und 50 Perioden, der bei 1480 Umläufen/min eine Leistung von $1000 \text{ kW} = 1360 \text{ PS}$ aufweist. Der Motor ist von der A. E.-G., Berlin, nach den sog. Essener Normalien gebaut, d. h. er ist vollkommen staub- und spritz-

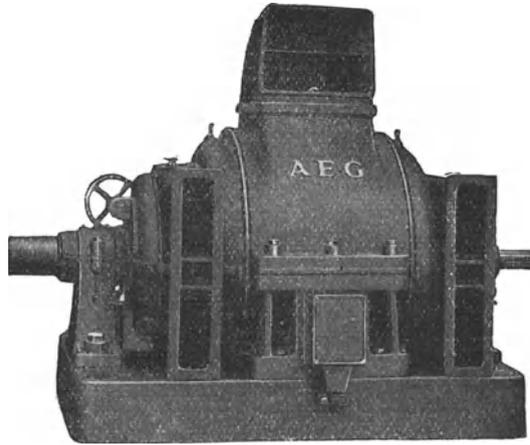


Abb. 101. Drehstrommotor von 1000 KW mit Luftkühlung.

wasserdicht ausgeführt, aber mit einer guten Luftkühlung versehen, wodurch unzulässige Erwärmungen vermieden werden. Den Motor selbst zeigt Abb. 101, aus welcher die Eintrittsöffnungen für die Kühlluft an der Vorderseite und die oben aufgesetzte Haube für den Luftaustritt zu erkennen sind. Das Gehäuse wurde, um eine Einbringung in die Maschinenkammer zu ermöglichen, dreiteilig ausgeführt, und zwar mit einem zweiteiligen Gehäusemantel und einem besonderen Einsatzring mit der Wicklung. Wie der Grundriß der Anlage erkennen läßt, wird die Kühlluft aus einer Filterkammer *k* im Wetterschacht entnommen und gelangt durch getrennt liegende Kanäle unter Flur zu den Saugstutzen des Motors. Die aus dem Motor austretende erwärmte Luft geht von der Haube aus durch eine sog. Lutte *m*, welche an der Decke aufgehängt ist, nach dem Stollen und von da nach dem Förderschacht. Da bei der vorliegenden Anlage etwa 200 cbm Kühlluft in der Minute gebraucht werden, so würde sich eine unzuträgliche Erwärmung der Maschinenkammer ergeben, falls die Kühlluft in die Kammer eintreten würde. Durch die beschriebene Luftleitung kommt hier die Kühlluft dagegen überhaupt nicht mit der Maschinenkammer in Berührung. Abb. 100, welche die hintere Pumpe in ihrem äußeren Aufbau wiedergibt, läßt vorn den Anlasser, oben die Lutte und hinten die Schalt-

tafel erkennen. Die übrigen Einzelteile der Anlage ergeben sich aus den Unterschriften bei Abb. 99.

Zum Schluß sei noch darauf hingewiesen, daß in der früheren Abb. 82 die Kennlinien einer neueren Wasserhaltungsanlage für 900 m Förderhöhe wiedergegeben waren, welche einen Gesamtwirkungsgrad bis zu 78% bei einer Lieferungs menge von 2 cbm/min ergaben und welche den Einfluß der Drosselregulierung durch den Absperrschieber auf Förderhöhe, Wassermenge und Wirkungsgrad erkennen ließen.

18. Kesselspeise- und Preßwasseranlagen.

Auf dem Gebiet, welches bis vor kurzem den Kolbenpumpen allein vorbehalten war, nämlich der Förderung verhältnismäßig kleiner Wassermengen gegen hohe Drücke, wie bei Kesselspeise- und Preßpumpen, ist jetzt ebenfalls die Kreiselpumpe in Wettbewerb getreten und sie hat auch hier in bestimmten Fällen die Kolbenpumpe an Wirtschaftlichkeit überholt. Als Antriebsmaschine wird entweder der raschlaufende Elektromotor oder die Dampfturbine gewählt. Wird die Pumpe elektrisch angetrieben, so muß sie stets mehrstufig ausgeführt werden, damit die gewünschten hohen Drücke erzielt werden. Man stellt dann ein oder mehrere Pumpensätze der früheren normalen Bauarten auf, bei Preßwasseranlagen für 50 at Druck z. B. zwölfstufige Pumpen mit 1480 Uml./min und regelt die Wassermenge durch Drosselung mittelst des Absperrschiebers oder überhaupt nicht. In diesem Fall ist ein Umlaufventil oder ein Regelschieber (Abb. 84 und 85 früher) einzuschalten, damit die Pumpe nicht im „toten Wasser“ arbeitet, falls der Wasserverbrauch aufhört. Man hat den Vorteil gegenüber den Kolbenpumpen, daß die Wartung außerordentlich einfach ist, da die Pumpe ohne Beaufsichtigung dauernd laufen kann. In derselben Weise würde die Pumpenanlage auszubilden sein bei elektrisch angetriebenen Kesselspeisepumpen.

Neben dem Elektromotor wird aber für Kesselspeiseanlagen heute sehr häufig die Dampfturbine zum Antrieb verwendet, da der Dampf das gegebene Antriebsmittel bei Kesselspeisung ist. Die Pumpen hierzu werden, da die Dampfturbinen sehr hohe Umlaufzahlen erreichen, entweder nur mit geringer Stufenzahl oder sogar einstufig ausgeführt, wie die folgenden Beispiele zeigen werden.

Die Abb. 102 und 103 zeigen eine Kesselspeisepumpe der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin, angetrieben durch eine Dampfturbine, welche eine Umlaufzahl von etwa 4000/min hat. Die Pumpe ist zweistufig, ist normal gebaut und mit Entlastungskolben versehen. Die Welle läuft in zwei Ringschmierlagern, welche am Pumpengehäuse konsolartig angebaut sind, und ist durch eine elastische Bolzenkupplung mit der Dampfturbinenwelle gekuppelt. Die Dampfturbine hat nur ein Gleichdruckrad mit Geschwindigkeitsstufen und wird durch einen Hanneemannschen Druckregler, dessen Wirkungsweise an Hand der früheren Abb. 86 erläutert war, geregelt.

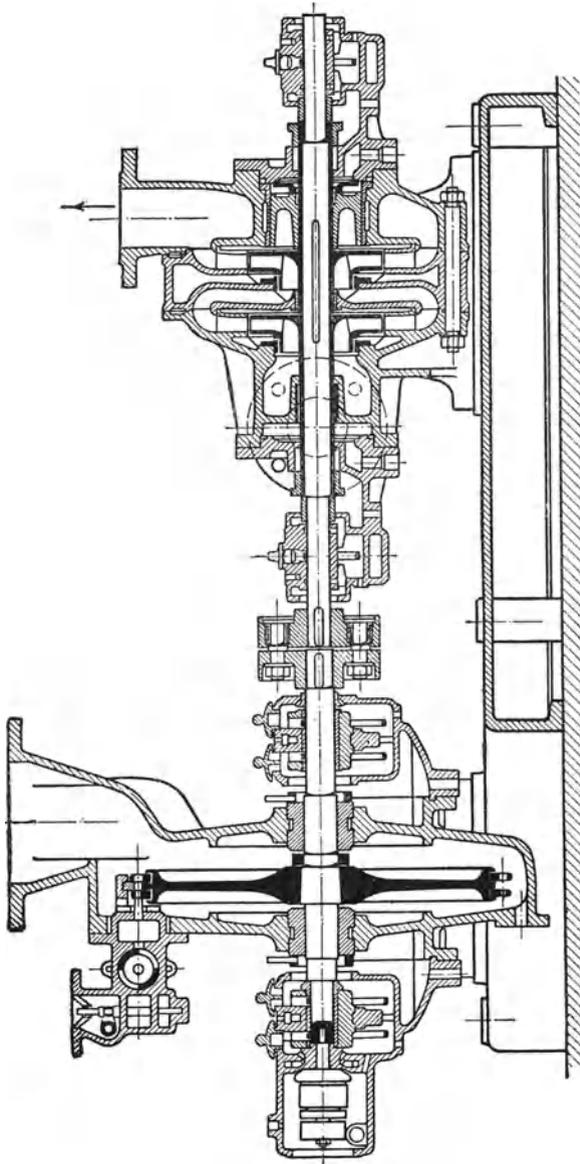


Abb. 102. Turbo-Speisepumpe der Maffei-Schwartzkopf-Werke, Berlin.

Es findet also hier die Regelung der Wassermenge nicht durch Drosselung, sondern dadurch statt, daß durch Einstellung eines Dampfventiles die Umlaufzahl von Dampfturbine und Pumpe verändert wird. Turbine und Pumpe sitzen, wie die Abbildungen zeigen, eng gekuppelt auf einer gemeinsamen kräftigen Grundplatte. Da die Um-

laufszahl sehr hoch ist, nimmt die ganze Anlage nur außerordentlich wenig Raum ein. Die Bedienung ist einfach und eine Wartung ist infolge der selbsttätigen Regelung kaum erforderlich.

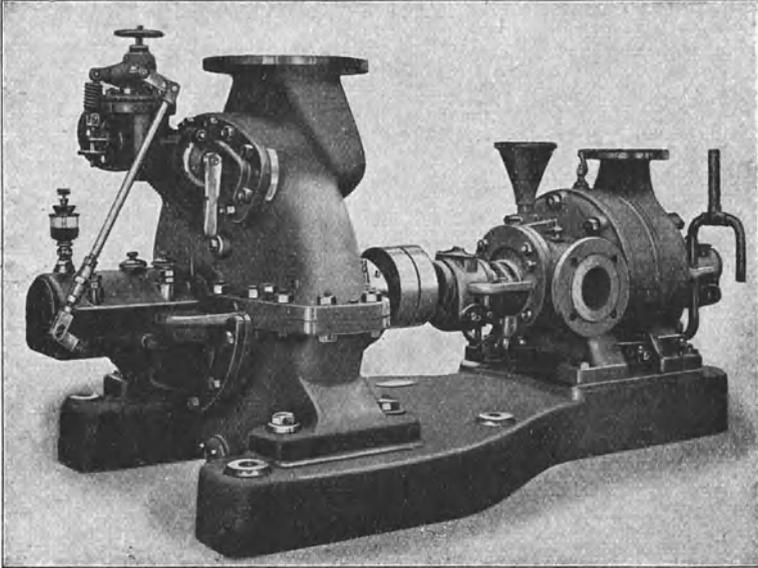


Abb. 103. Turbo-Speisepumpe der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin.

Die Abb. 104 und 105 stellen die normale Turbospeisepumpe der A. E.-G., Berlin, dar. Die Pumpe ist einstufig und ohne Leitrad ausgeführt, kann aber infolge der hohen Umlaufszahlen von 5000 \div 8000/min Drücke bis zu 25 at überwinden. Das Laufrad der Pumpe sitzt fliegend auf der verlängerten Turbinenwelle, besteht aus Bronze und ist durch eine besondere Druckausgleichvorrichtung vollkommen axial entlastet. Dies ist bewirkt durch einen besonderen Schleifring auf der Rückseite des Rades, wodurch verschieden große Räume 2 und 3 entstehen, welche zunächst einen Schub nach der Turbinenseite bewirken. Diesem Schub entgegen wirkt aber der Druck in der „Entlastungskammer“ 4, welcher sich selbsttätig einstellt, denn ein Verschieben des Rades nach links würde den Ablaufquerschnitt bei *a* verringern, den Zulauf bei *b* vergrößern und somit auch den Druck in der Entlastungskammer. Das hindurchtretende Wasser läuft bei 5 ab. Die Stopfbuchse ist vollkommen entlastet. Als Turbine ist eine einstufige, partiell beaufschlagte Gleichdruckturbine mit drei Geschwindigkeitsstufen ausgeführt, deren Welle in zwei Ringschmierlagern läuft, welche mit großen Ölkammern versehen sind. Zweiteilige Ringe *B* am inneren Lager sichern die Welle gegen Verschiebung. Im inneren Lager sitzt noch ein Sicherheitsregler, der durch Fliehkraft in Tätigkeit tritt, falls die zulässige Höchst-

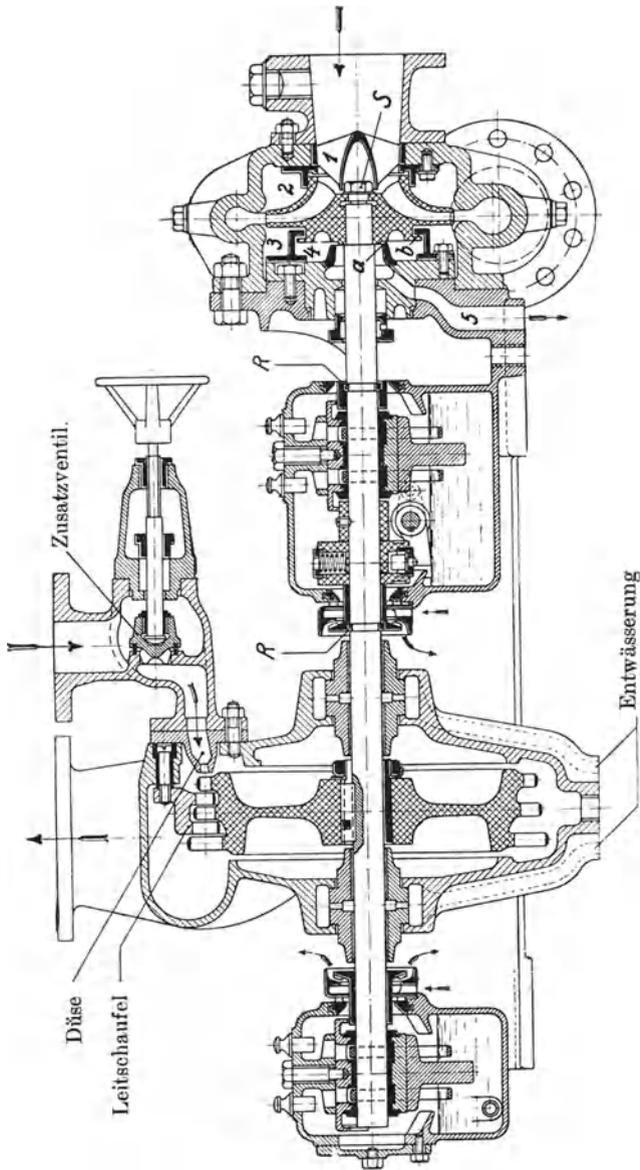


Abb. 104. Turbo-Speisepumpe der A.-E.-G., Berlin.

umlaufszahl um 10 bis 15% überschritten wird. Ein Schwinggewicht betätigt dann mittels einer Zugstange ein am Dampfeintritt sitzendes Schnellschlußventil. Die Regelung der Turbopumpe erfolgt, wie die Maffeische, durch einen Hannemannschen Regler. Bei außergewöhnlichen Kraftleistungen der Pumpe kann durch ein Zusatzventil noch von Hand die Dampfzufuhr verstärkt werden.

Die Hauptvorteile der Turbospeisepumpen sind: geringer Raumbedarf, Betriebssicherheit, einfache Wartung, verhältnismäßig niedrige Anschaffungskosten, ölfreies Kondensat. Da sie heute in der Regel mit Abdampfverwertung ausgeführt werden, sind sie auch außerordentlich wirtschaftlich. Der Abdampf kann hierbei verwendet werden zur Vorwärmung des Speisewassers oder zu Heiz-

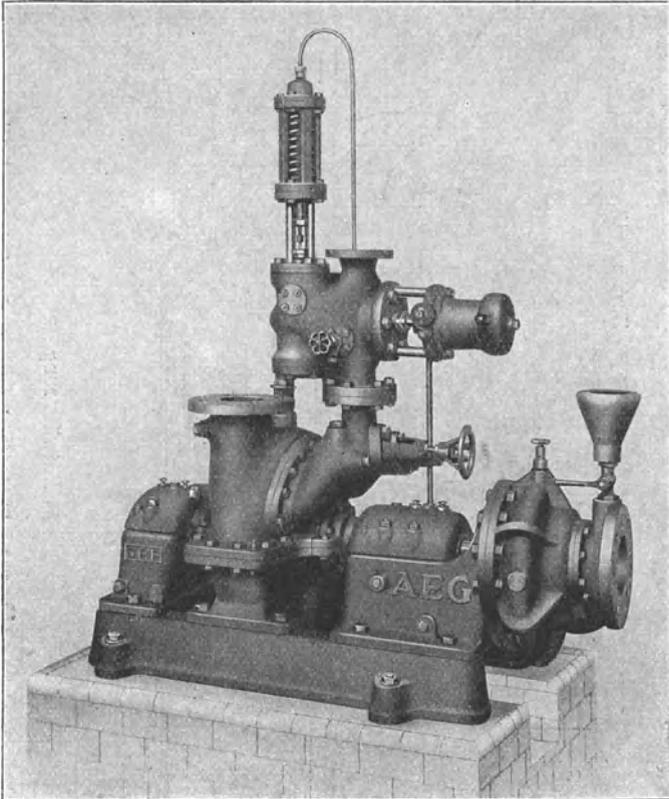


Abb. 105. Turbo-Speisepumpe der A.-E.-G., Berlin.

zwecken oder aber als Zusatzdampf in den Niederdruckteil einer Hauptturbine. Versuche über die Wirtschaftlichkeit der Turbospeisepumpen, welche vom Oberschlesischen Überwachungsverein ausgeführt wurden, haben ergeben, daß die Dampfwärme zu 95% ausgenutzt wurde, wenn der Abdampf zur Speisewasservorwärmung und das Kondensat ebenfalls zur Speisung verwendet wurde. Demgegenüber würde beim elektrischen Antrieb die Ausnutzung nur 14 bis 15% betragen, wenn der elektrische Strom einem größeren Kraftwerk entnommen wird.

19. Entwässerungsanlagen.

Zum Schlusse sollen noch zwei größere Niederdruckanlagen, welche zur Entwässerung dienen, betrachtet werden. Zu diesem Zwecke haben die Kreiselpumpen schon seit ihrem ersten Vorkommen weitverzweigte Anwendung gefunden, da es sich hier in der Regel um Bewältigung großer Wassermengen bei geringen Förderhöhen handelt, wobei Kolbenpumpen gänzlich ungeeignet sein würden.

Die Abb. 106 zeigt eine derartige Entwässerungsanlage

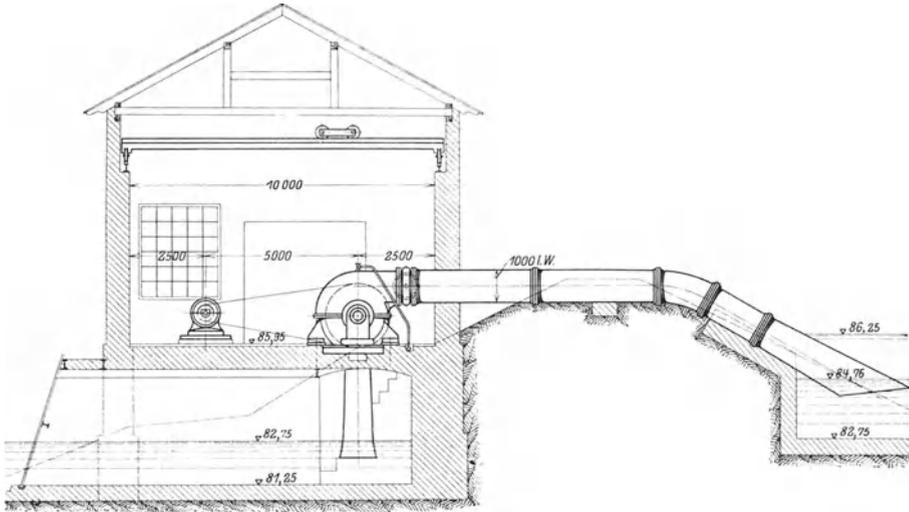


Abb. 106. Entwässerungsanlage des Schwarzbachgebietes.
(4 Pumpen für zusammen 540 cbm/min.)

des Schwarzbachgebietes bei Bischofsheim a. Rh., ausgeführt von der Amag Hilpert, Nürnberg, für eine Wassermenge von $360 \div 540$ cbm/min¹⁾. Die Verhältnisse liegen hier so, daß bei eintretendem Hochwasser des Rheins das Wasser von dem anliegenden Gelände durch eine Schleuse ferngehalten wird. Durch diese Schleuse fließt bei normalem Wasserstande des Rheins die Schwarzbach. Wird nun die Schleuse wegen Hochwassergefahr geschlossen, so wird die Schwarzbach in Staubecken zunächst aufgestaut und muß dann, wenn die aufgespeicherte Wassermenge zu groß wird, durch die ausgeführte Entwässerungsanlage fortgeschafft werden. Es sind zu diesem Zwecke vier Niederdruckkreiselpumpen mit doppelseitigem Einlauf aufgestellt, welche in der Bauart der früheren Abb. 42 sehr ähneln, nur mit dem Unterschied, daß der Druckstutzen jetzt oben liegt. Zwei Pumpen haben eine Normalleistung von 120 cbm, zwei kleinere eine solche von 60 cbm pro Minute. Diese Normalleistung gilt für eine Förderhöhe von 4 m. Sinkt die Höhe auf 2 m herunter, was häufig der

¹⁾ Nach Neumann, Die Zentrifugalpumpen, Verl. Julius Springer, Berlin.

Fall ist, so steigt die geförderte Wassermenge um etwa 50⁰/₀, so daß dann die oben angegebene Maximalleistung zustande kommt.

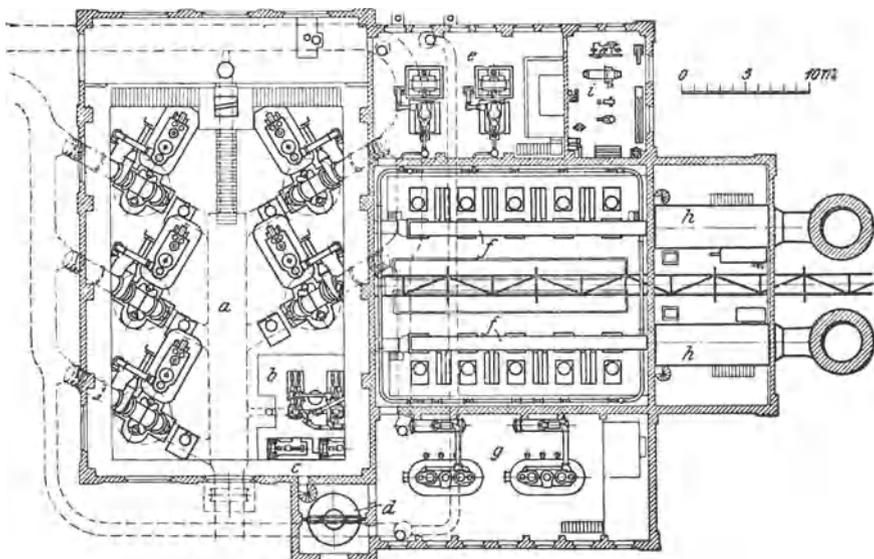


Abb. 107. Entwässerungsanlage für ein Trockendock.

- | | | |
|------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| <i>a</i> Haupt-Pumpmaschinen | <i>d</i> Akkumulator | <i>g</i> Hydraulisches Kraftwerk |
| <i>b</i> Lenzpumpen | <i>e</i> Elektrisches Kraftwerk | <i>h</i> Vorwärmer |
| <i>c</i> Kondensationspumpen | <i>f</i> Dampfkessel | <i>i</i> Werkstatt. |

Die Pumpen werden mittels Riemenübertragung von Elektromotoren angetrieben. Die Zulaufkanäle zu den Saugrohren sind durch den links dargestellten Rechen gesichert, wodurch die größten Unreinigkeiten ferngehalten werden. Die Druckrohre sind über den Damm geführt und münden in einen gemeinsamen Abzugskanal. Beim Anlassen werden die Spiralgehäuse der Pumpen an eine Luftpumpe angeschlossen, welche (bei geschlossenem Absperrschieber der Druckrohre) das erstmalige Ansaugen des Wassers aus dem Zulaufkanal bewirkt.

Die Abb. 107 und 108 stellen eine große Entwässerungsanlage für ein Trockendock dar, welche von Haniel & Lueg, Düsseldorf, für einen argentinischen Kriegshafen geliefert wurde¹⁾. Das Dockbecken hat einen Inhalt von 120 000 cbm und soll bedingungsgemäß in 100 Minuten bei einer mittleren Förderhöhe von 8 m entleert werden. Zu diesem Zwecke sind fünf Pumpensätze aufgestellt, von welchen aber einer nur zur Aushilfe dient. Jede Pumpe fördert durchschnittlich 5 cbm/sek = 300 cbm/min bei 165 Umläufen und der mittleren Förderhöhe.

Wie der Grundriß der Pumpenanlage zeigt, sind die Pumpensätze zur Raumersparnis schräg aufgestellt. Jede Pumpe wird durch

¹⁾ Vgl. Wiegleb, Z. V. d. I. 1921, S. 89.

eine stehende Zwillingsverbundmaschine von normal 1000 PS indizierter Leistung unmittelbar angetrieben. Der Dampf wird in der neben dem Maschinenhaus befindlichen Kesselanlage erzeugt. In demselben Gebäude sind ferner, wie die Unterschriften erkennen lassen, ein elektrisches Kraftwerk für Beleuchtung und Hilfsmaschinen

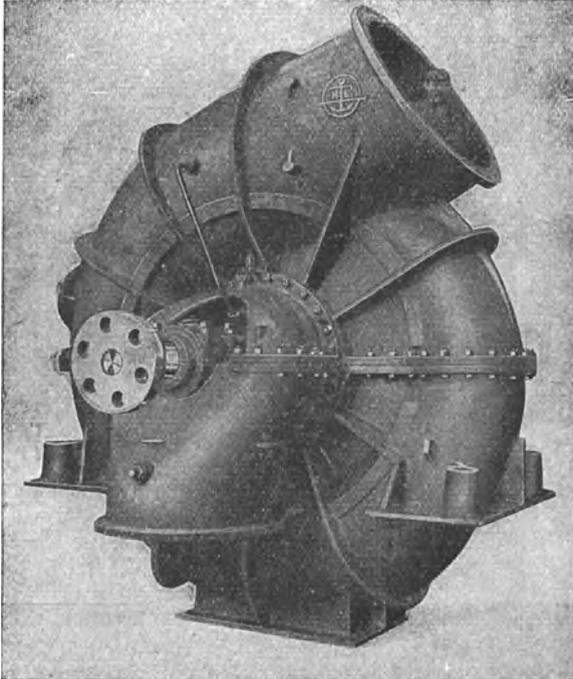


Abb. 108. Dock-Pumpe für 300 cbm/min.

beim Dock, eine hydraulische Kraftanlage zur Bedienung der Schieber, der Krane und Spills und eine Lenzpumpenanlage zum endgültigen Leerpumpen des Docks untergebracht. Die Hauptpumpen selbst sind in Abb. 108 dargestellt. Es sind leitradlose Niederdruckkreiselpumpen mit zweiseitigem Einlauf, einem Laufrad von 2,3 m und zwei Saugrohren von je 1 m Durchmesser. Das spiralförmige Gehäuse ist zum Einbringen von Laufrad und Welle in der wagerechten Mittellinie geteilt. Die Welle ist in zwei kräftigen Ringschmierlagern gelagert und die beiden Stopfbuchsen sind mit dem üblichen Wasserverschluß versehen. Wegen der Schwere der Gehäuse sind sie an drei Stellen auf dem Fundamente gelagert, indem zu den beiden Füßen mit den Schraubenlöchern noch eine dritte Stützfläche unten am Spiralgehäuse hinzutritt. Beim Anlassen werden die Pumpen durch Dampfstrahlsauger entlüftet.

Abnahmeversuche haben ergeben, daß die vier Pumpen im-

stande sind das Dock in rund 90 Minuten zu entleeren, so daß also die vertragmäßige Zeit um 10 Minuten unterschritten wurde. Von besonderer Beachtung ist aber noch die Abhängigkeit der Fördermenge, Leistung usw. von den jeweiligen Wasserständen, welche ebenfalls durch die Versuche festgestellt wurde und in Abb. 109

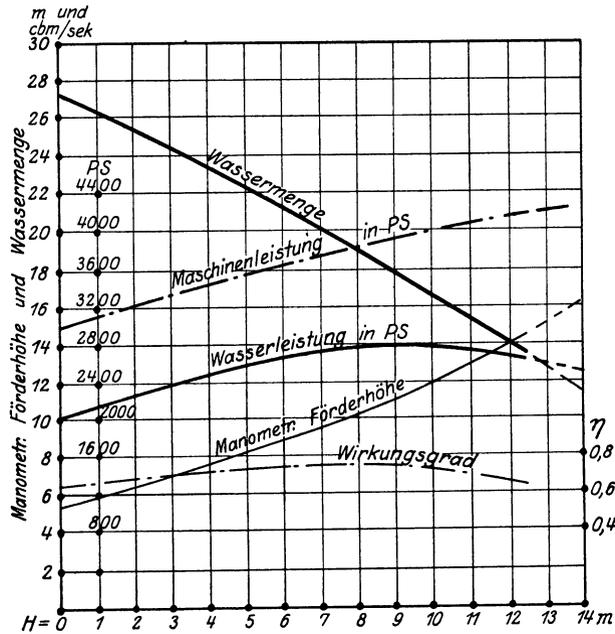


Abb. 109. Leistungsschwankungen bei der Dockpumpe.

graphisch dargestellt ist. Die geodätische Förderhöhe H steigt während des Sinkens des Wasserspiegels im Dock von 0 auf 12,5 m, was in dem Diagramm wagerecht aufgetragen ist. Während dieses Ansteigens nimmt die manometrische Förderhöhe zu von 5,5 m auf 14,5, so daß also die Widerstandshöhe von 5,5 auf nur 2 m bei größter Förderhöhe heruntergeht. In ähnlichem Verhältnis wie die manometrische Höhe ansteigt, fällt die Wassermenge Q . Während sie bei den vier Pumpen anfänglich etwa 27 cbm/sek beträgt, sind es bei der größten Förderhöhe nur noch 13,5 cbm/sek . Die gesamte Pumpenleistung, und zwar in Wasser-PS auf die manometrische Höhe bezogen, schwankt verhältnismäßig wenig, und zwar von $N=2000$ auf 2650 PS. Da die indizierte Leistung hierbei in ähnlichem Verhältnis von $N_i=3000$ bis auf 4200 PS ansteigt, beträgt der durchschnittliche Wirkungsgrad der Anlage ungefähr $\eta = \frac{N}{N_i} = 0,68$. Von einer hohen Wirtschaftlichkeit kann also bei solchen Niederdruckanlagen keine Rede sein, jedoch wird dies auch hierbei nicht verlangt, da die Vorteile der Raumersparnis ausschlaggebend sind.

Wasserkraftmaschinen.

Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung neuzeitlicher Wasserkraftmaschinen und -Anlagen.

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz,

Studienrat an der Höheren Maschinenbauschule in Stettin.

Vierte, erweiterte und verbesserte Auflage.

Mit 179 Textabbildungen. 1922.

Preis M. 34,—.

Aus den zahlreichen Besprechungen der früheren Auflagen:

Dieses Buch, zur Einführung in den Bau von Wasserkraftmaschinen bestimmt, bringt das Wesentliche auf diesem Gebiete unter elementarer Behandlung der Turbinentheorie. Die Abfassung ist eine so überaus klare, als es sich für Belehrung Suchende nur wünschen läßt. Der Stoff ist in 6 Hauptstücken eingeteilt: Wasserkraftanlagen, Allgemeines über Turbinen, Francis-Turbinen, Tangentialräder, Verwendungsgebiet der Turbinen und „spezifische Größen“, Wasserräder. Sehr schön und in einfachster Weise sind die Grundlagen der Turbinentheorie im zweiten Hauptstücke unter Benützung der Stromfadentheorie entwickelt, um in der Unterscheidung der Wirkungsweise der Überdruck- und Strahlurbinen zu gipfeln, als deren bedeutendste Vertreter die Francis-Turbinen und das Tangentialrad in den folgenden Hauptstücken näher behandelt und in verschiedenen ausgeführten Anlagen an Hand sehr übersichtlicher Abbildungen vorgeführt werden. Die Normal- und Schnellläufer der Francis-Turbinen, die Schaufelkonstruktionen und die Regulierung der Turbinen finden hierbei ihre Besprechung und bildliche Darstellung. Die „spezifischen Größen“ geben dem Leser einen klaren Einblick in die engen Beziehungen zwischen den maßgebenden Bestimmungsstücken bei Berechnung und Bau von Turbinen. Das Buch, für dessen Wert schon das Erscheinen in dritter Auflage spricht, ist bestens zu empfehlen.

Zentralblatt der Bauverwaltung. Nr. 38, 1921.

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufel-schnitte. Von Dipl.-Ing. Fritz Neumann. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 221 Textfiguren und 7 lithogr. Tafeln. Zweiter, unveränderter Neudruck. 1921. Gebunden Preis M. 60,—.

Die Kolbenpumpen einschließlich der Flügel- und Rotationspumpen. Von Prof. H. Berg, Stuttgart. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 536 Textfiguren und 13 Tafeln. 1921. Gebunden Preis M. 98,—.

Dynamik der Leistungsregelung von Kolbenkompressoren und -pumpen (einschließlich Selbstregelung und Parallelbetrieb). Von Dr.-Ing. Leo Walther, Nürnberg. Mit 44 Textabbildungen, 23 Diagrammen und 85 Zahlenbeispielen. 1921. Preis M. 24,—; gebunden M. 30,—.

Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Prof. E. Reichel und unter Benutzung seines Berichtes „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris 1900“, bearbeitet von Konstruktions-Ing. W. Wagenbach, Charlottenburg. Mit 48 Textfiguren und 54 Tafeln. 1905. Gebunden Preis M. 15,—.

Zur Theorie der Francis-Turbinen. Mit Versuchen an einer 300pferdigen Turbine. Von Oberingenieur Dr.-Ing. Fritz Oesterlen. Mit 31 Figuren und 19 lithographischen Tafeln. 1908. Preis M. 7,—.

Hierzu Teuerungszuschläge