

# XVIII. Die Speisevorrichtungen.<sup>1)</sup>

## 1. Allgemeines.

In Betracht kommen für die Kesselspeisung drei Arten von Pumpen:

1. Kolben(Plunger-)pumpen,
2. Zentrifugal(Kreisel-)pumpen und
3. Dampfstrahlpumpen (Injektoren).

Weitaus am meisten verbreitet ist die Kolbenpumpe in liegender oder stehender Ausführung, erst in neuerer Zeit gliedert sich ihr die Zentrifugalpumpe an. Der Antrieb der Kolbenpumpe erfolgt entweder

direkt durch die Betriebsmaschine — Maschinenpumpe —,  
durch Transmission,  
durch Dampf

- a) ohne Schwungrad — Simplex-, Duplexpumpe —,
- b) mit Schwungrad — Einzylinder-, Verbundpumpe —

oder durch Elektromotor

- a) mit direkter Kupplung,
- b) mittels Rädervorgelege oder Riemenübertragung.

Die Zentrifugalpumpen werden meist mit einem Elektromotor gekuppelt, in neuester Zeit aber auch direkt mittels Dampfturbine angetrieben.

Die Injektoren wirken in der Weise, daß durch die Geschwindigkeit des in ein Düsensystem strömenden Dampfes das Speisewasser angesaugt wird und daß nach erfolgter Kondensation des Dampfes in der Ausströmdüse ein Überdruck erzeugt wird, welcher die Reibungsstände des Wassers in der Speisedruckleitung und deren Ventile überwindet.

Da sich die Injektoren in ihrer Leistung nicht regeln lassen, in der Anschaffung aber billiger als Plunger- oder Kreiselpumpen sind, werden sie meist als zweite gesetzliche Speisevorrichtung angeordnet und nur in Betrieb gesetzt, wenn die andere Pumpe einmal versagt.

## 2. Die Kolbenpumpen.

Die früher vielfach bevorzugte Maschinenpumpe, eine von der Betriebsmaschine mittels Kurbel oder Exzenter direkt angetriebene Plungerpumpe, findet man in neueren Anlagen nur noch dort, wo der Dampfverbrauch der Anlage mit zu- oder abnehmender Tourenzahl der Maschine steigt oder fällt (z. B. bei Wasserpumpenmaschinen). Der Antrieb direkt von der Betriebsmaschine hat verschiedene Nachteile; die Pumpe kann nur beim Stillstand der Maschine nachgesehen bzw. repariert werden, und ihr Aufstellungsort befindet sich oft räumlich weit von der Kesselanlage entfernt. Praktischer ist es, die Speisepumpe in der Nähe des Heizerstandes unterzubringen und sie von ihrer Betriebs-

vorrichtung insoweit unabhängig zu machen, daß sie jederzeit nachgesehen bzw. repariert werden kann. Transmissionspumpen erhalten zu diesem Zweck Fest- und Losscheibe.

Da alle Speisevorrichtungen — mit Ausnahme der Maschinenpumpe, welche nur das  $1\frac{1}{2}$ -fache zu leisten hat — instand sein müssen, das Doppelte der, der normalen Verdampfungsfähigkeit<sup>1)</sup> entsprechenden Wassermenge zu liefern, werden bei der Anlage häufig die Dampfmaschinen und unter diesen besonders die schwungradlosen Pumpen bevorzugt. Die letzteren lassen sich in Betrieben besser dem jeweiligen Speisewasserbedarf anpassen, als dieses oft mit Schwungradpumpen oder mit Pumpen, deren Antriebsmittel konstante Touren machen, möglich ist. Infolgedessen arbeitet häufig die schwungradlose Dampfmaschine, wie aus nachstehendem Beispiel ersichtlich, in bezug auf Wärmeverbrauch noch günstiger als eine von der Hauptmaschine durch Transmission oder Elektromotor angetriebene Pumpe, da letztere selten durch Stufenscheiben usw. geregelt werden. Sie werden vielmehr in der Zeit, wo sie nicht gebraucht werden, ganz ausgeschaltet, oder aber, was dem Heizer am bequemsten ist, er öffnet, um eine ununterbrochene Speisung zu ermöglichen, das Umlaufventil und läßt das überflüssige geförderte Wasser in das Saugrohr zurückfließen. Dadurch bleibt der Kraftbedarf der Pumpe bei halber Leistung ungefähr der gleiche wie bei maximaler Leistung. Die schwungradlose Pumpe dagegen stellt sich durch Drosselung der Speiseventile leicht auf jede Hubzahl ein und paßt sich dadurch auch im Dampfverbrauch der jeweiligen Kesselbeanspruchung an, d. h. sie gebraucht bei halber Leistung auch nur annähernd die Hälfte Dampf.

Schwungradpumpen arbeiten mit Expansion, oft auch in Verbundwirkung und daher sparsamer im Dampfverbrauch, sind aber in der Anschaffung viel teurer und, wie bereits erwähnt, oft nicht so leicht zu regeln wie schwungradlose Pumpen. Sie bleiben bei geringer Tourenzahl bzw. starker Drosselung des Speiseventils gern stehen und gehen umgekehrt leicht durch.

Beispiel 34: Gedacht ist eine Kesselanlage mit 12 at Betriebsdruck, die stündlich 5000 kg überhitzten Dampf für eine Betriebsmaschine mit 6 kg Dampfverbrauch pro PSe und Std. zu liefern hat. Die Speisepumpe muß daher den gesetzlichen Bestimmungen entsprechend 10 000 l Wasser pro Stunde liefern können, und zwar soll das Ablaufwasser der Kondensation, das nach Passieren einer Wasserreinigung und eines Speisewasserbassins noch 20° C hat, gespeist werden. Reibungsverluste in

<sup>1)</sup> Sofern bei Beschaffung der Kesselanlage keine höhere Normalleistung vereinbart wurde, können nach Jäger (S. 59) z. B. bei Ein- und Zweiflammrohrkesseln 18—20, bei Wasserrohrkesseln je nach der Beanspruchung 20—30 und bei Heizrohrkesseln, kombinierten und Feuerbuchkesseln etwa 16 kg pro qm Heizfläche und Stunde als „normale Verdampfungsfähigkeit“ angesehen werden.

<sup>1)</sup> Allg. pol. Best. f. Ldk. u. Schiffsk. § 4.

Rohrleitung, Ventilen und Vorwärmer sollen  $\sim 1$  at betragen, so daß die Pumpe gegen 13 at zu drücken hat. Angenommen ist eine ununterbrochene Speisung, d. h. das Speisewasser soll in den jeweilig erforderlichen Mengen dem Kessel fortwährend zugeführt und die ev. überflüssig geförderte Wassermenge durch ein Umlaufventil in das Saugerohr zurückgeleitet werden.

1. Transmissionspumpe (Riemenantrieb).

Da die Pumpe einen regelmäßigen, vollen Hub hat, kann der Wirkungsgrad bei Wasser von nur  $20^\circ$  mit 90 v. H. angenommen werden. Der Kraftbedarf ist demnach  $\frac{10\,000 \cdot 130}{0,9 \cdot 3600 \cdot 75} = \sim 5,4$  PS.

Hierzu kommen 20 v. H. für Riemenrutsch und Transmissionsverluste von der Hauptmaschine bis zum Aufstellungsort der Pumpe im Kesselhause, also zusammen  $5,4 \cdot 1,2 = 6,5$  PS. Bei  $350^\circ$  C Dampftemperatur am Überhitzer beträgt der Wärmeverbrauch für 1 kg Dampf von 12 at Überdruck  $669 + (350 - 190) \cdot 0,54 = 756$  WE; demnach — bei 6 kg pro PSe und Std. — für  $6,5$  PS =  $756 \cdot 6 \cdot 6,5 = \sim 29\,500$  WE an Dampfwärme.

2. Schwungradlose Dampfmaschine (Simplexpumpe).

Der Wirkungsgrad einer solchen Pumpe mit 10 000 l stündlicher Leistung sei mit 85 v. H. angenommen. Die Pumpe arbeitet aber für gewöhnlich nur mit ihrer halben Leistungsfähigkeit und erfordert demnach  $\frac{5000 \cdot 130}{0,85 \cdot 3600 \cdot 75} = 2,8$  PS. Da derartige kleine Pumpen am besten mit Satttdampf und praktisch ohne Expansion arbeiten, kann der ungefähre Dampfverbrauch in der Voraussetzung, daß voll ausgenutzte Hublängen erzielt werden, nach dem Dampfzylindervolumen berechnet werden. Nach Zahlentafel 111 müßte für vorliegenden Fall die Pumpe 4 D mit 13 500 l Stundenleistung genommen werden. Dieselbe wird bei 5000 l Förderung  $\frac{75 \cdot 5000}{13\,500} = 28$  Doppelhübe pro Min.

machen. Bei 150 mm Dampfzylinderdurchmesser, 220 mm Hub, gleich 0,0039 cbm Zylindervolumen und bei 28 Doppelhüben pro Minute beträgt der Dampfverbrauch in der Stunde  $0,0039 \cdot 2 \cdot 28 \cdot 60 = 13,2$  cbm. Bei 12 at Überdruck wiegt 1 cbm Dampf = 6,42 kg, demnach verbraucht die Pumpe pro Stunde =  $6,42 \cdot 13,2 = \sim 85$  kg Dampf oder  $\frac{85}{2,8} = 30$  kg pro PSe und Std.

Der Gesamtwärmeverbrauch der Pumpe ist bei 5000 l stündlicher Förderung — Satttdampf von 669 WE vorausgesetzt — =  $669 \cdot 85 = \sim 57\,000$  WE. Da ein geringer Teil der in dem Dampfzylinder eingeschlossenen Dampfmenge infolge Kondensation verloren geht, wird sich der wirkliche Wärmeverbrauch stets einige Prozent höher stellen.

Der Abdampf der Speisepumpen soll nun wieder zur Vorwärmung des Speisewassers von  $20^\circ$  C Verwendung finden. Bei 10 v. H. Wärmeverlust in der Pumpe und der Zuleitung zum Vorwärmer und 80 v. H. Wirkungsgrad des Vorwärmers selbst werden von obigen 57 000 WE demnach dem Speisewasser wieder  $\sim 70$  v. H. zugeführt. Durch die schwungradlose Pumpe mit hintergeschaltetem Vorwärmer werden also eigentlich nur  $57\,000 \cdot 0,30 = \sim 17\,000$  WE, gegenüber 29 500 WE bei der Transmissionspumpe, verbraucht.

Die Speisewassererwärmung beträgt in diesem Falle:

$$\frac{57\,000 - 17\,000}{5000} = 8^\circ \text{ C.}$$

Während, wie aus obigem Beispiel ersichtlich, die schwungradlose Einzylinder-Dampfmaschine etwa 30 kg Dampf pro PSe und Stunde verbraucht — unter der Voraussetzung, daß der Hubwechsel nur am Hubende erfolgt, sonst entsprechend mehr, und zwar etwa 40 bis 50 kg — benötigt die Schwungrad-Dampfmaschine, die mit fester Expansion arbeitet, je nach Größe:

- a) bei einem Dampfzylinder 20 bis 25 kg und
- b) bei Verbundmaschinen nur 14 bis 16 kg Satttdampf pro PSe und Stunde.

Je nach Saughöhe fördern Kolbenpumpen Wasser mit einer Temperatur bis  $50$  oder  $60^\circ$  C.; Wasser von höherer Temperatur muß der Pumpe zufließen. Um einen ruhigen Gang zu erzielen, soll die Pumpe bei heißem Wasser nur ungefähr halb so schnell arbeiten als bei der Förderung von kaltem Wasser. Wird Wasser von verschiedener Temperatur gespeist, so ist es zweck-

mäßig, die Mischung vor dem Eintritt in die Pumpe vorzunehmen.

Die schwungradlose Dampfmaschine Patent Voit, Fig. 579, ist einzylindrig. Die Umsteuerung erfolgt durch die Kolbenstange vermittels eines Hilfsschiebers und wirkt in der Weise, daß der Hubwechsel nur am Hubende erfolgen kann. Dadurch werden nahezu voll ausgenutzte Hublängen und ein stoßfreier Gang erzielt, gleichgültig, ob die Pumpe mit hoher oder niedriger Tourenzahl arbeitet. Gleichzeitig ermöglicht diese Umsteuerung ein sicheres Angehen der Pumpe ohne Nachhilfe und in jeder Kolbenstellung. Der doppelt wirkende Plunger hat nur eine im Innern des Pumpenzylinders liegende, also allseitig vom Wasser umgebene Stopfbüchse, die von außen auch während des Ganges der Pumpe nachgezogen werden kann.

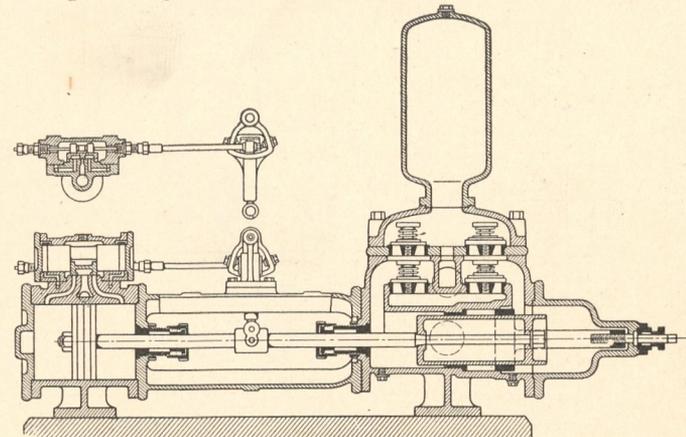


Fig. 579. Schwungradlose Dampfmaschine, Pat. Voit, mit doppeltwirkendem, innenliegendem Plungerkolben.  
Ausführung: Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Zahlentafel Nr. 111  
betr. liegende Dampfmaschinen, Fig. 579.

Nummer der Pumpe	Dampfzylinderdurchmesser mm	Pumpenzylinderdurchmesser mm	Kolbenhub mm	Minutl. Maximalleistung bei Doppelhüben		Kesselheizfläche qm	Lichter Durchmesser				der Dampfmaschine	
				l	Doppelhüben		Dampfeintritt mm	Dampfaustritt mm	Saugrohr mm	Druckrohr mm	Länge mm	Breite mm
00	65	40	50	14	150	12	10	13	20	20	800	130
0	65	36	90	22	150	20	10	13	25	20	850	150
1 A	90	52	116	45	110	40	13	13	32	25	980	200
2 B	110	65	160	75	90	70	13	20	45	38	1200	230
2 C	130	80	160	120	90	120	13	20	50	40	1200	250
3 C	130	80	220	140	75	150	20	25	65	50	1600	300
4 D	150	100	220	225	75	240	20	25	75	65	1650	340
5 E	170	115	220	300	75	300	25	32	80	70	1650	400
6 F	200	130	220	380	75	400	25	32	90	80	1700	425
7 G	240	150	300	580	60	650	40	45	125	100	2200	530
8 H	275	175	300	780	60	1000	45	50	150	125	2300	580
9 J	300	200	300	1000	60	1200	45	50	150	125	2400	630
10 K	350	240	300	1200	50	1500	60	70	150	125	2600	1000
11 L	400	280	300	1500	45	2000	60	70	175	150	2700	1200

Fig. 580 zeigt eine stehende Drillingschwungrad-Dampfmaschine in Verbundanordnung. Diese Pumpen arbeiten mit Kolbenschiebersteuerung und sind daher auch zum Betriebe mit überhitztem Dampf geeignet. Die Dampfzylinder sind entgegen der sonst meist üblichen Bauart nicht oben, sondern unten am Gestell angeordnet. In neuerer Zeit wird für diese Pumpe ein kombinierter

1) Bei heißem Wasser ist die Hubzahl zu verringern.

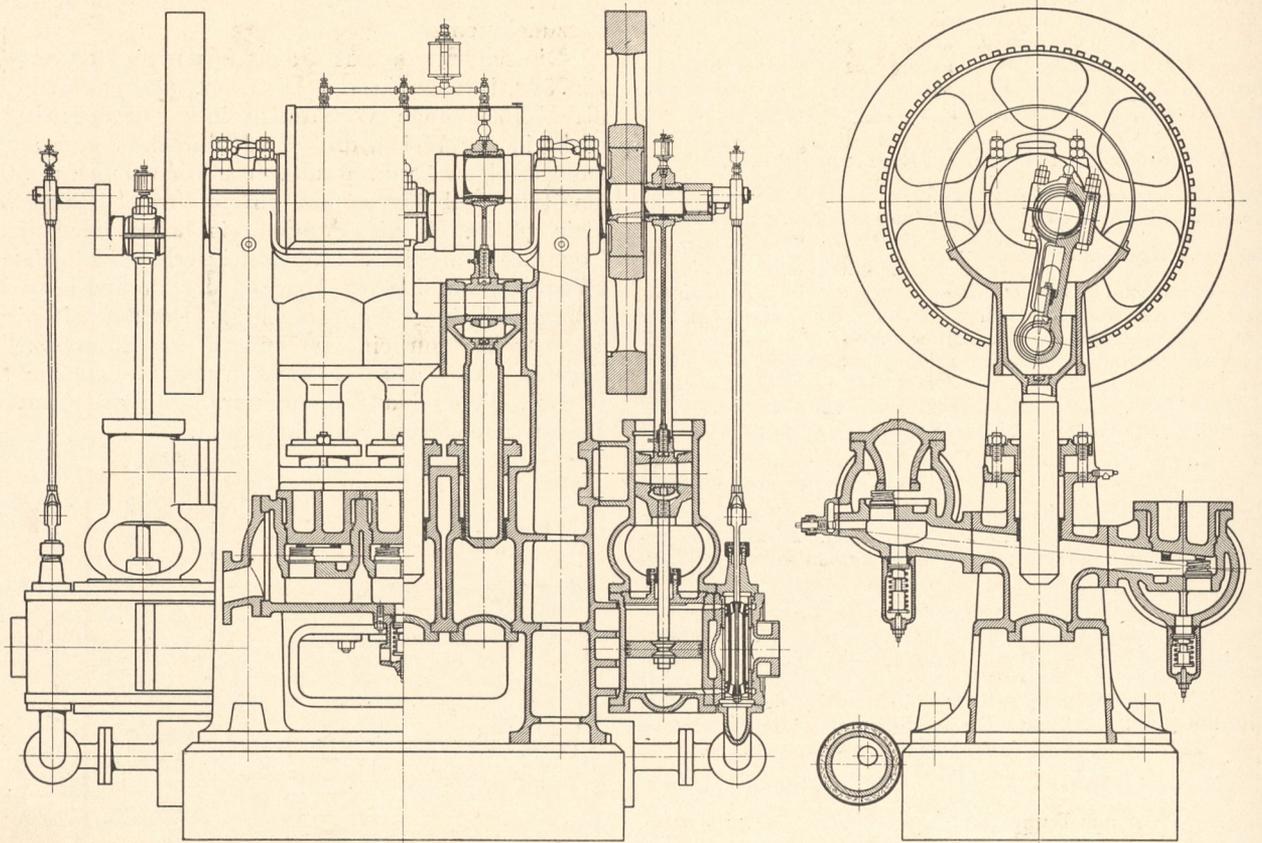


Fig. 580. Drillings-Verbunddampfmaschine.  
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

Zahlentafel Nr. 112  
betr. Dreiplungerspeisepumpe, Fig. 580.

Nr. der Pumpe . . . . .	SP 7				SP 8				SP 9				SP 10			
Maximale Leistung in 1 Stunde . . . cbm	<b>9,3</b>	<b>8,2</b>	<b>7,1</b>	<b>6,1</b>	<b>12,8</b>	<b>11,5</b>	<b>9,4</b>	<b>7,7</b>	<b>17,3</b>	<b>15,5</b>	<b>12,3</b>	<b>10,0</b>	<b>22,0</b>	<b>20,0</b>	<b>16,3</b>	<b>12,9</b>
Entsprechende Umdrehungszahl in 1 Min.	185				175				165				155			
Leistung bei 1 Umdrehung . . . . . l	0,84	0,74	0,64	0,55	1,22	1,1	0,9	0,73	1,75	1,56	1,24	1,01	2,36	2,15	1,75	1,39
Ausrüstung für Kesselheizfläche ca. qm	300	275	250	200	425	375	300	250	575	525	400	350	725	650	550	450
Manometrischer Förderhub <sup>1)</sup> . . . . . at	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14
Plungerdurchmesser . . . . . mm	75	70	65	60	85	80	72	65	95	90	80	72	105	100	90	80
Hublänge . . . . . mm	70				80				90				100			
Saug- und Druckrohranschluß . . . . . mm	80/60				80/60				100/80				100/80			
Kraftbedarf . . . . . ca. PS	4,8				6,0				7,8				10,6			

Nr. der Pumpe . . . . .	SP 12				SP 14				SP 16				SP 18			
Maximale Leistung in 1 Stunde . . . cbm	<b>35,0</b>	<b>32,5</b>	<b>27,4</b>	<b>22,7</b>	<b>51,5</b>	<b>48,0</b>	<b>38,4</b>	<b>32,5</b>	<b>75,5</b>	<b>66,3</b>	<b>54,5</b>	<b>43,9</b>	<b>96,5</b>	<b>86,7</b>	<b>68,7</b>	<b>56,5</b>
Entsprechende Umdrehungszahl in 1 Min.	145				135				125				115			
Leistung bei 1 Umdrehung . . . . . l	4,02	3,74	3,14	2,63	6,35	5,9	4,75	4,0	10	8,85	7,25	5,84	13,8	12,5	9,9	8,2
Ausrüstung für Kesselheizfläche ca. qm	1200	1100	900	750	1700	1600	1300	1100	2500	2250	1800	1450	3200	2900	2300	1900
Manometrischer Förderhub <sup>1)</sup> . . . . . at	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14
Plungerdurchmesser . . . . . mm	125	120	110	100	145	140	125	115	170	160	145	130	190	180	160	145
Hublänge . . . . . mm	120				140				160				180			
Saug- und Druckrohranschluß . . . . . mm	150/110				150/110				200/150				200/150			
Kraftbedarf . . . . . ca. PS	16,4				23				32				40			

<sup>1)</sup> Bei noch höheren Drücken, als oben angegeben, ist nur der Plungerdurchmesser und die Leistung entsprechend zu verkleinern, so daß das Produkt aus Plungerfläche und Druck konstant bleibt.

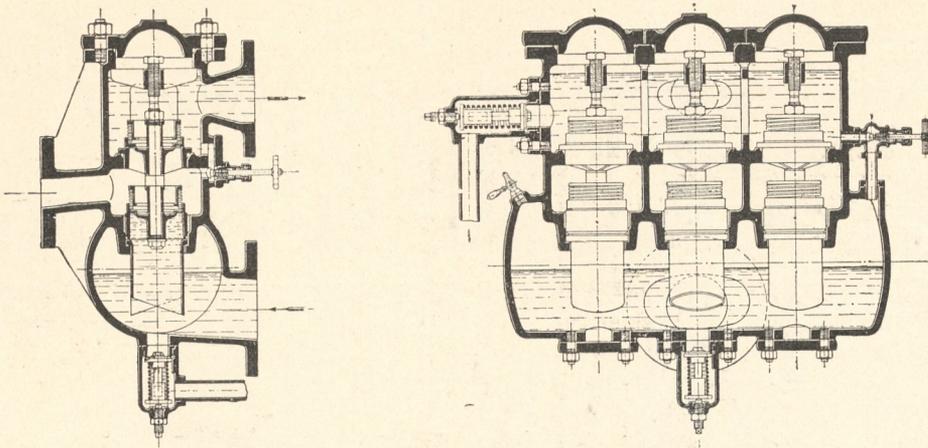


Fig. 581. Saug- und Druckventilkasten zur Drillingspumpe.  
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

Saug- und Druckventilkasten, Fig. 581, angewendet, in dem das zusammengehörige Saug- und Druckventil jeder Seite auf gemeinsamer Spindel befestigt und rasch herausnehmbar angeordnet ist. Saug- und Druckwindkessel sind in zweckmäßiger Weise unmittelbar unter bzw. über den Ventilen angeordnet, wodurch, unterstützt durch die dreifache Wirkung der Plunger, ein stoßfreies, sanftes Arbeiten erzielt wird. Ein entsprechend

Beanspruchung der Säule auf Biegung durch den Riemenzug zu vermeiden. Saug- und Druckventile sind bei dieser Bauart in einem seitlich an das Gestell angeschraubten, leicht abnehmbaren Ventilkasten untergebracht, welcher oben eine als Druckwindkessel aus-

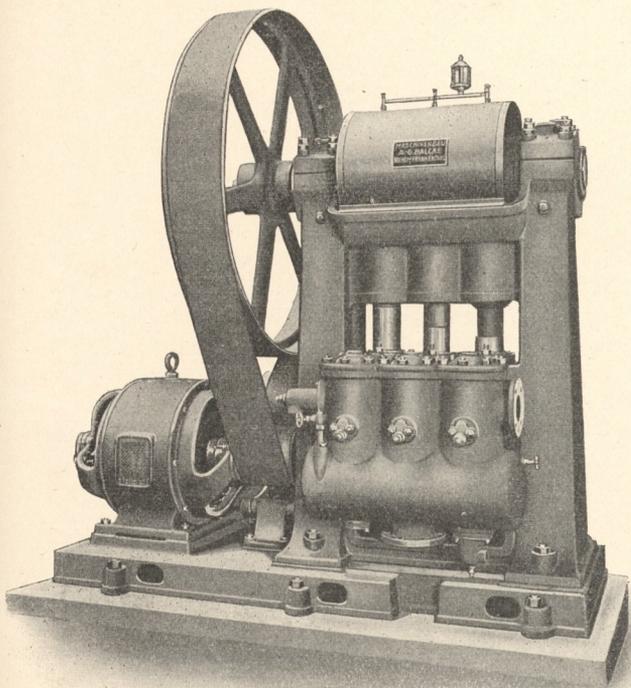


Fig. 582. Dreiplunger-Speisepumpe mit elektrischem Antrieb und Spannrolle.  
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

schweres Schwungrad ermöglicht die Einstellung auf geringe Hubzahlen.

Fig. 582 veranschaulicht eine Drillingspumpe mit Antrieb durch Elektromotor mittels Riemen. Letzterer ist mit Spannrollentrieb mit selbsttätiger Gewichtsnachspannung versehen und in dieser Ausführung dem Antrieb mittels Rädervorgelege, das mehr Geräusch und Kraftverlust verursacht, vorzuziehen.

Der Antrieb der „Revo“-Pumpe, Fig. 583, ist ebenfalls nach unten an das Fundament verlegt, um eine

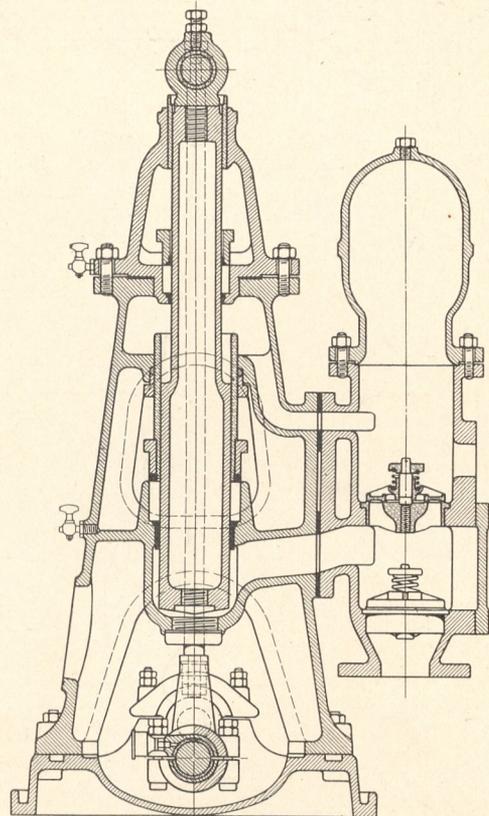


Fig. 583. „Revo“-Pumpe für Riemenantrieb.  
Ausführung: Bobb & Reuther, Mannheim-Waldhof.

gebildete Haube trägt. Die Abdichtung des doppeltwirkenden Kolbens erfolgt mittels nur einer von außen zugänglichen Stopfbüchse.

### 3. Die Zentrifugalpumpen.

Eine als Kesselspeisepumpe ausgebildete Zentrifugalpumpe zeigt Fig. 584. Je nach dem zu überwindenden Druck werden eine Anzahl Stufen hintereinander geschaltet; die gezeichnete Pumpe ist 6 stufig.