

XVIII. Die Speisevorrichtungen.¹⁾

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 — instande sein müssen, das Doppelte der, der normalen Verdampfungsfähigkeit¹⁾ 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 geringerer 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

¹⁾ 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.

¹⁾ Allg. pol. Best. f. Ldk. u. Schiffsk. § 4.

Rohrleitung, Ventilen und Vorwärmer sollen ~ 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° 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° 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 Dampfpumpe (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 Sattdampf 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 — Sattdampf 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° 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 ~ 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-Dampfpumpe 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-Dampfpumpe, 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 Sattdampf pro PSe und Stunde.

Je nach Saughöhe fördern Kolbenpumpen Wasser mit einer Temperatur bis 50 oder 60° 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 Dampfpumpe 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.

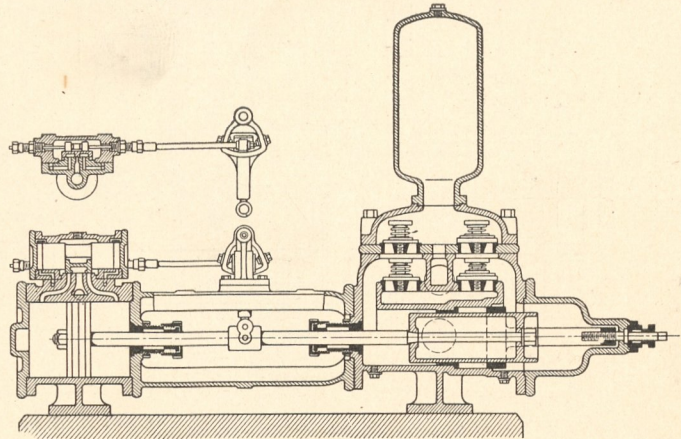


Fig. 579. Schwungradlose Dampfpumpe, Pat. Voit, mit doppeltwirkendem, innenliegendem Plungerkolben.

Ausführung: Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Zahlentafel Nr. 111

betr. liegende Dampfpumpen, Fig. 579.

Nummer der Pumpe	Dampfzylinderdurchmesser mm	Pumpenzylinderdurchmesser mm	Kolbenhub mm	Minutl.		Kesselheizfläche qm	Lichter Durchmesser				der Dampfpumpe	
				Maximalleistung bei 1 Doppel- ¹⁾ hüben	bei Doppel- ¹⁾ hüben		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 Drillingsschwungrad-Dampfpumpe 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.

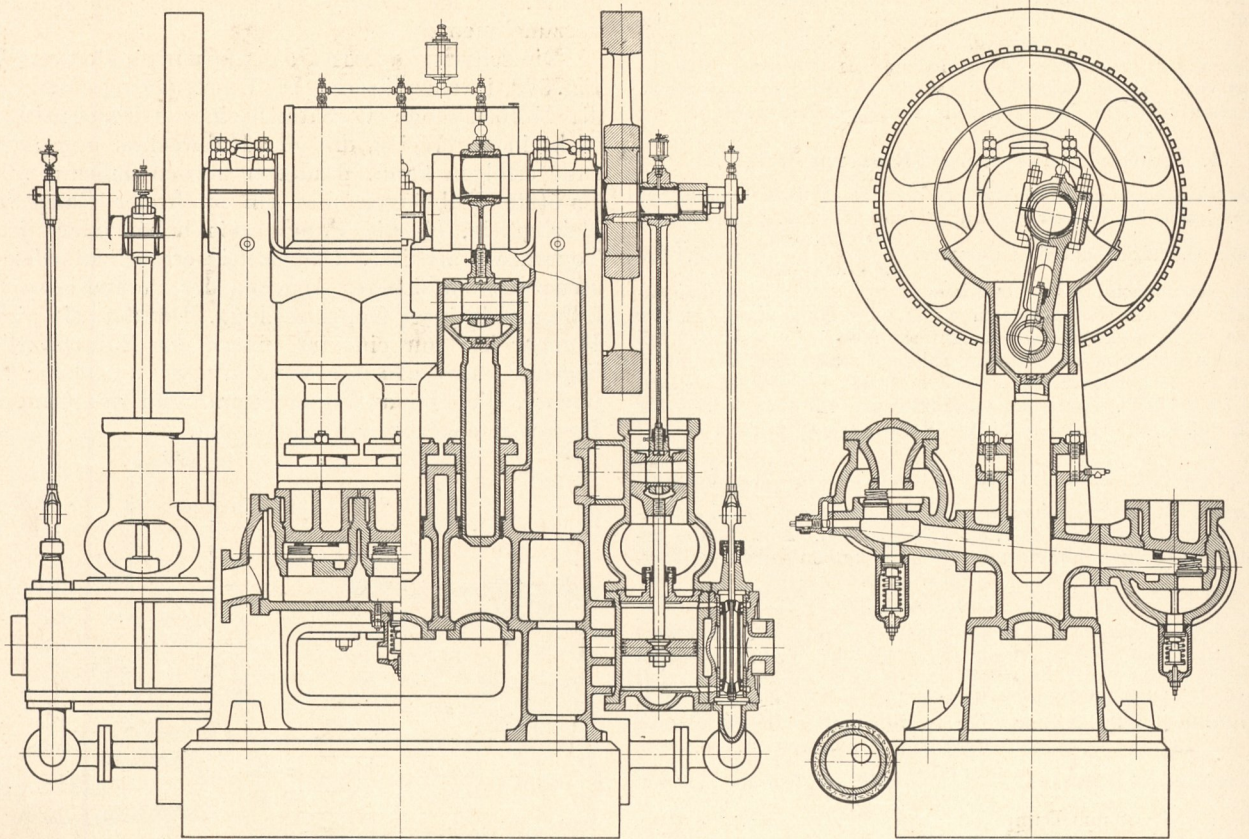


Fig. 580. Drillings-Verbunddampfpumpe.
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

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

Nr. der Pumpe	SP 7				SP 8				SP 9				SP 10			
Maximale Leistung in 1 Stunde . . cbm	9,3	8,2	7,1	6,1	12,8	11,5	9,4	7,7	17,3	15,5	12,3	10,0	22,0	20,0	16,3	12,9
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 ¹⁾ 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	35,0	32,5	27,4	22,7	51,5	48,0	38,4	32,5	75,5	66,3	54,5	43,9	96,5	86,7	68,7	56,5
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 ¹⁾ 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			

¹⁾ 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.

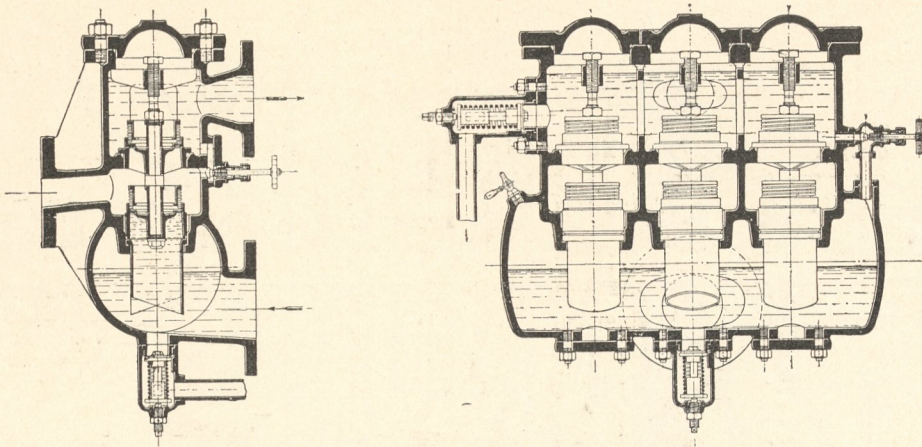


Fig. 581. Saug- und Druckventilkasten zur Drillingspumpe.
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

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-

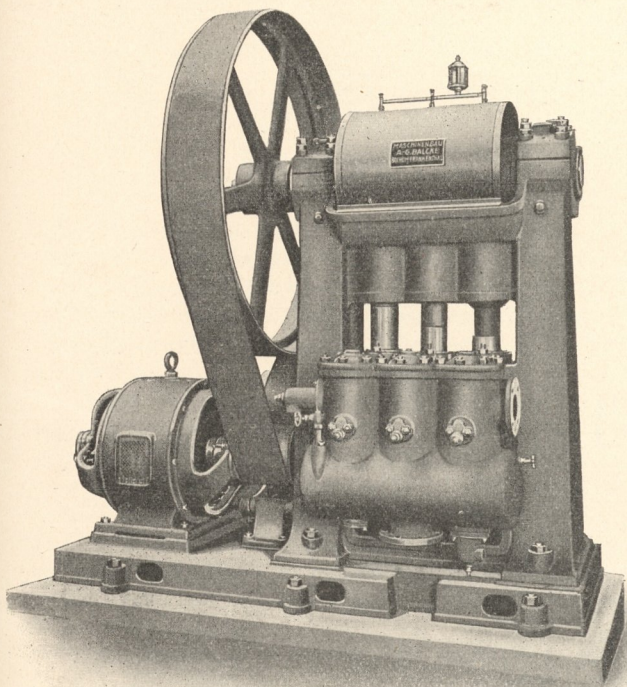


Fig. 582. Dreiplunger-Speisepumpe mit elektrischem Antrieb und Spannrolle.
Ausführung: Maschinenbau-Akt.-Ges. Balcke, Frankenthal i. Pfalz.

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

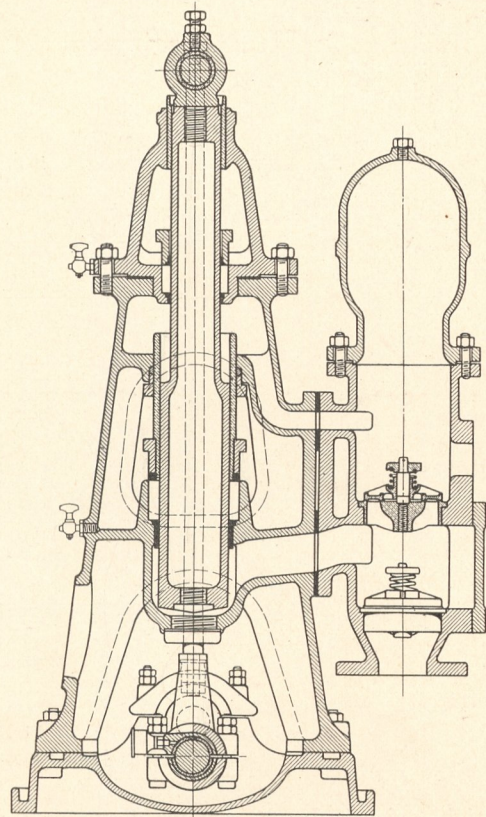


Fig. 583. „Revo“-Pumpe für Riemenantrieb.
Ausführung: Bobb & Reuther, Mannheim-Waldhof.

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.

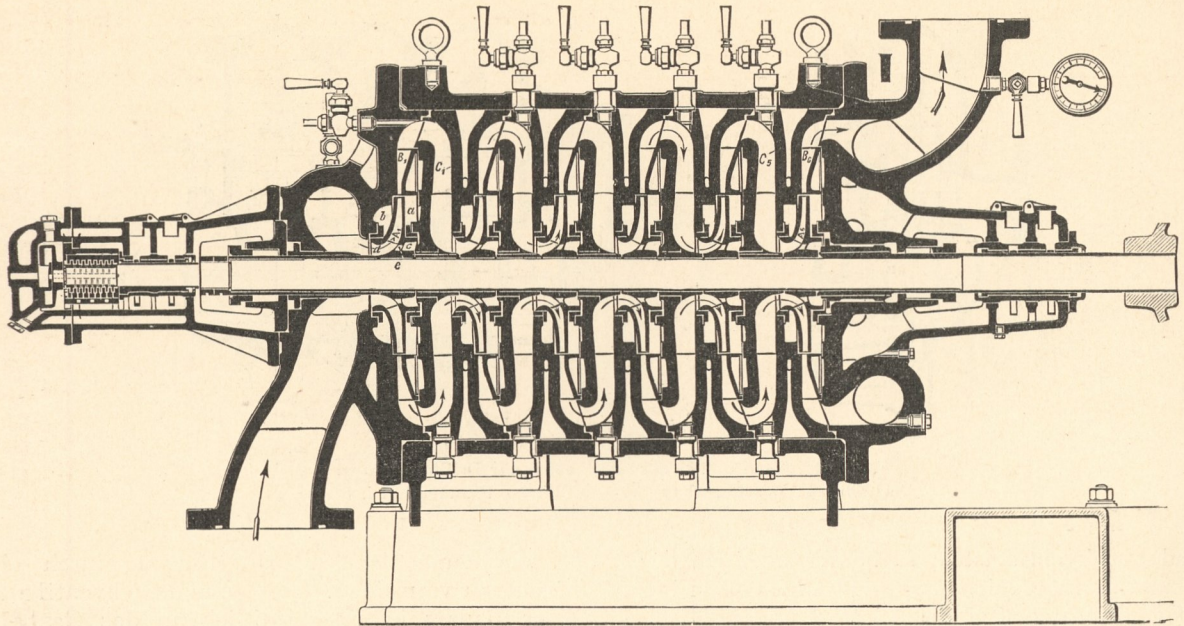


Fig. 584. Kesselspeisepumpe.
Ausführung: Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

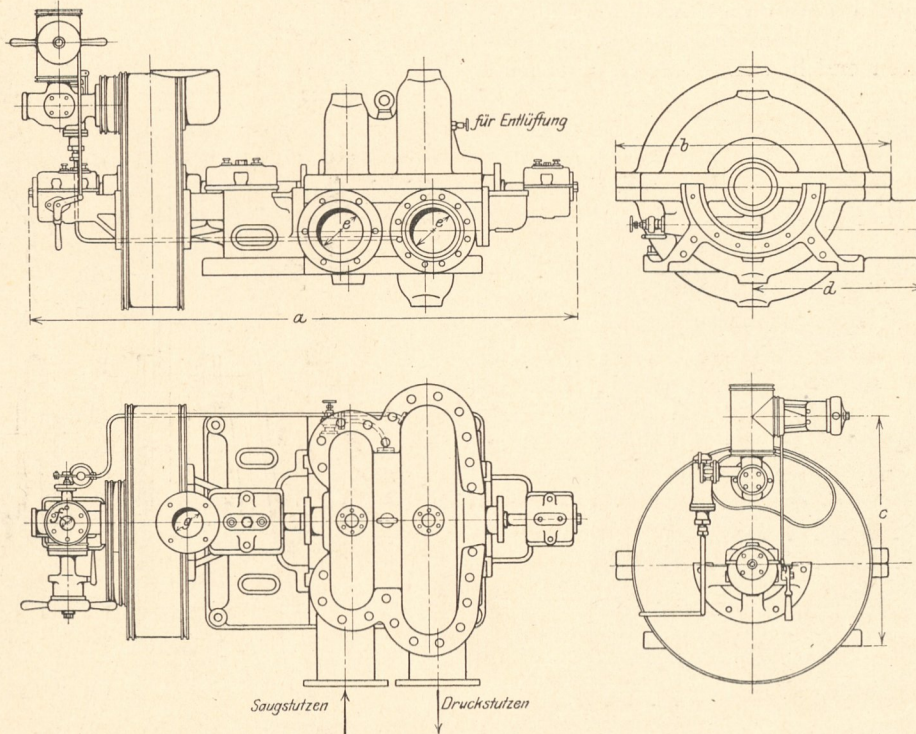


Fig. 585. Turbo-Speisepumpe.
Ausführung: Allgemeine Elektr.-Ges., Berlin.

Der Antrieb erfolgt durch direkte Kupplung mittels Elektromotor, wobei Veränderungen in der Fördermenge bei Kupplung mit einem Gleichstrommotor durch Geschwindigkeitsregelung, d. h. Veränderung der Tourenzahl, bei Drehstrommotoren aber, bei denen eine Tourenveränderung nicht möglich ist, durch Drosselung am Druckstutzen erzielt wird.

Ein Zentrifugalpumpe, direkt gekuppelt mit einer an den Unterteil des Pumpengehäuses fliegend angeordneten Dampf-Antriebsturbinen, ist in Fig. 585 dargestellt. Die Regelung der Umlaufzahl erfolgt, indem bei geschlossenen Speiseventilen durch die Drucksteigerung ein Absperrventil betätigt wird, das den Dampfzutritt zur Turbinen so weit drosselt, bis ihr nur so viel

Dampf zuströmt, als zum Leerlauf erforderlich ist. Die Pumpe stellt demnach ihre Tourenzahl fortwährend dem Wasserverbrauch entsprechend ein, während gleichzeitig ein besonderer Sicherheitsregler dafür sorgt, daß die höchste zulässige Umlaufzahl nicht überschritten wird.

Der Abdampf der Turbinen wird entweder zur Vorwärmung des Speisewassers verwendet, wobei das ölfreie Kondensat ohne vorherige Reinigung direkt wieder in den Kessel geleitet werden kann, oder es wird, wenn es vorhanden ist, in denen Rauchgasvorwärmer vorhanden sind, ökonomischer sein wird, der Auspuffdampf der Turbopumpe zunächst im Niederdruckteil der Hauptturbine weiter verarbeitet und darauf deren Kondensator zugeführt.

Zahlentafel Nr. 113

betr. Turbo-Kesselspeisepumpe, Fig. 585.

	Ksp 30	Ksp 60	Ksp 100	Ksp 200
Fördermenge in 1 Stunde cbm	30	60	100	200
a) Größte Länge mm	1600	1800	1975	2250
b) Größte Breite „	600	750	900	1130
c) Höhe von Unterkante Fuß bis Mitte Absperrventil mm	775	790	875	966
d) Saug- u. Druckstutzenlänge „	400	450	550	700
e) Lichte Weite vom Saug- und Druckstutzen mm	90/90	125/125	150/150	200/200
f) Lichte Weite von Frischdampfleitung mm	40	50	50	60
g) Lichte Weite von Abdampfleitung mm	90	100	100	125

4. Die Injektoren.

Die Injektoren oder Dampfstrahlpumpen bestehen aus einem System von Düsen (Fig. 586), in welchem die Arbeit des Dampfes auf das Speisewasser übertragen wird. In der Dampfdüse *A* wird der Druck des eintretenden Dampfes in Geschwindigkeit umgesetzt. Durch Mischung mit dem aus dem Rohr *D* hinzutretenden Wasser wird der Dampf in der Mischdüse *B* kondensiert und überträgt seine Bewegungsenergie auf das Wasser.

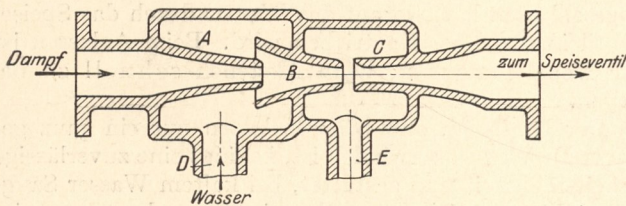


Fig. 586. Schema des Injektors.

Aus *B* tritt nun das geförderte Wasser in die Fangdüse *C* und von da in die Speisedruckleitung. Damit etwa zuviel angesaugtes Wasser, welches die Fangdüse nicht mehr aufnehmen kann, den Vorgang nicht stört, wird dasselbe durch ein Überlauf- oder Schlabberrohr *E* abgeleitet¹⁾.

Besondere Bauarten sind die wieder ansaugenden oder Restating-Injektoren, welche bei vorübergehenden Störungen, die durch Stöße, Wassermangel oder Eintreten von Luft in das Saugrohr veranlaßt sind, von selbst wieder anspringen. Ferner die Doppelinjektoren, welche zwei Düsenysteme besitzen, in welchen dem Wasser stufenweise der erforderliche Druck erteilt wird, und die dadurch geeignet sind, recht warmes Wasser zu speisen.

Der Restating-Injektor (Fig. 587) hat die in dem Schema Fig. 586 bezeichneten Teile. Der Dampfzufluß wird durch das mit der Spindel *b* verbundene Nadelventil *a* geregelt; das Rohr *m* führt zum Kessel; der Ausgang zum Schlabberrohr wird durch das Ventil *g* verschlossen. Die eigentümliche Arbeitsweise beruht auf der Klappe *d*, welche einen Teil der Mischdüse bildet und sich um den Bolzen *f* drehen kann. Sobald in derselben infolge irgendeiner Störung, z. B. bei Schwankungen des Saugwasserspiegels durch Ansaugen von Luft eine Stauung eintritt, öffnet sich diese Klappe und das Dampf-Luftgemisch strömt durch das Schlabberventil ins Freie. Wird nun wieder Wasser angesaugt, so müßte ein Injektor mit einteiliger Mischdüse jetzt von neuem

¹⁾ Ausführlicheres über Wirkungsweise und Berechnung der Injektoren siehe C. Cario, Theorie der Injektoren, Zeitschr. f. Dampfkr. u. Maschinenbetr. 1904, S. 333ff.

angelasen werden; hier dagegen schließt sich die Klappe *d* selbsttätig entsprechend der Zusammenziehung des Mischstrahles, welche eine Folge der nun wieder beginnenden Kondensation des Dampfes ist. Infolgedessen kann die Fangdüse den Strahl wieder aufnehmen und der Betrieb verläuft wieder normal.

Der Injektor wird in 14 Größen für 10 bis 75 mm Durchmesser der Rohranschlüsse ausgeführt.

Die Liefermenge beträgt bei 4 at Überdruck, 1 m Saughöhe und Speisewasser von 15° C

240 bis 22 500 l in 1 st

Die größte Saughöhe beträgt für kaltes Speisewasser bei 1 1/4 at 2 m und steigt bei 10 at . . . bis zu 6 m

Die höchste Temperatur des Speisewassers, wenn dasselbe zufließt oder die Saughöhe nicht über 1 m beträgt, ist bei 2 1/2 at 62° C

und nimmt ab bei 10 at bis auf 38° C.

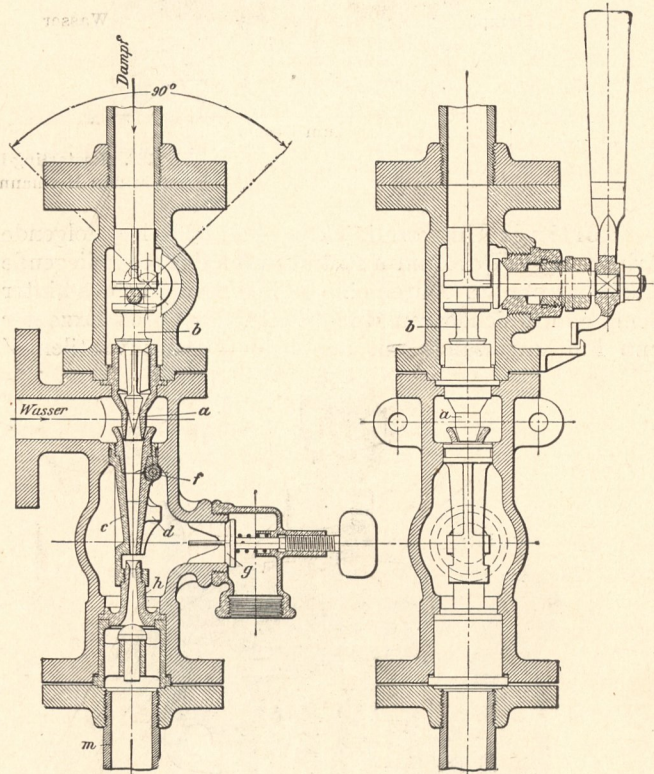


Fig. 587. Restating-Injektor.

Ausführung: Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Der Restating-Injektor, Patent Dickers (Fig. 588), zeichnet sich durch einen besonders einfachen Zusammenbau aus. Durch ein geringes Losdrehen der vier Hakenschaublen kann der Injektor in drei Teile zerlegt und das ganze Düsenystem herausgenommen und gereinigt oder ausgewechselt werden, ohne daß man nötig hat, die Anschlußflanschen zu lösen.

Das Schlabberventil ist als Klappenventil mit aufwärts schlagender Klappe so ausgeführt, daß es dem Überlaufwasser nur sehr geringen Widerstand bietet und daher selbsttätig wirken soll. Der Injektor wird in elf Größen für 20 bis 60 mm Durchmesser der Rohranschlüsse ausgeführt.

Die Liefermenge beträgt bei 8 at Überdruck 1 m Saughöhe und bis zu 40° C Speisewassertemperatur

600 bis 12 000 l in 1 st

Größte Saughöhe bei kaltem Wasser 6 m

Höchste Temperatur des Speisewassers bei 1 m Saughöhe 55° C bei 4 at bis 31° C bei 12 at.

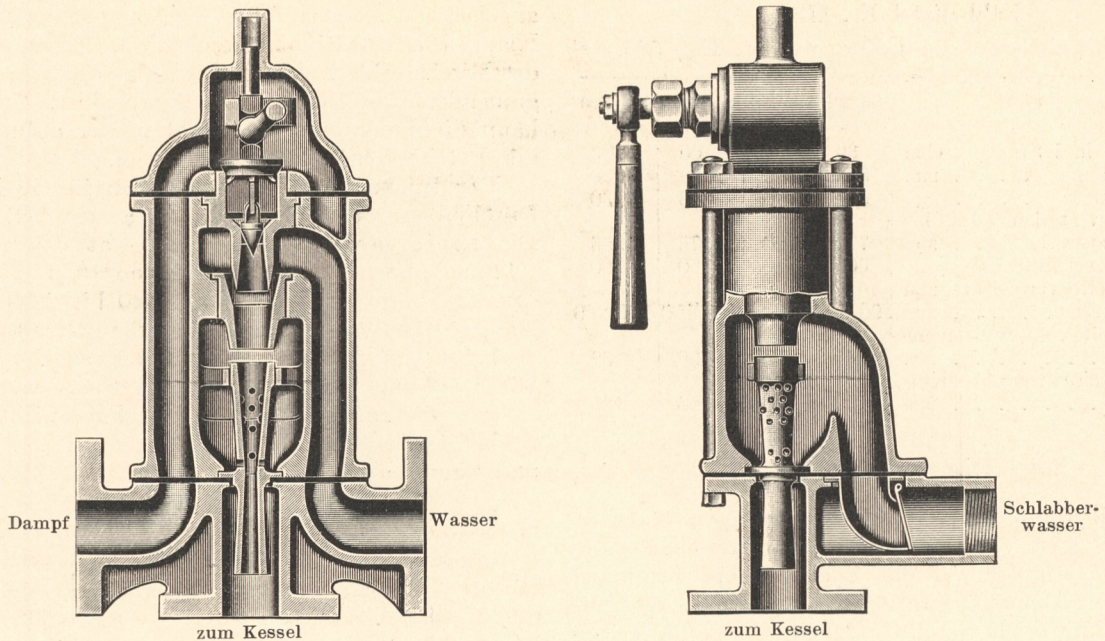


Fig. 588. Restarting-Injektor, Patent Dikkers.
Ausführung: Hermann Wintzer, Halle a. Saale.

Körtings Universalinjektor (Fig. 589) hat folgende Arbeitsweise: Der Dampf strömt durch das rechtsliegende Anschlußrohr zu. Durch eine geringe Drehung des hinter dem Schnitt sichtbaren Handhebels, der durch Exzenter und Führungsstange mit den beiden Dampfventilen V

öffnet ist und gleichzeitig der Hahn E den Kanal M_1 abgeschlossen hat, worauf das Wasser durch das Speiseventil in den Kessel getrieben wird. Beim Anlassen ist der Hebel langsam, beim Abstellen schnell zu bewegen.

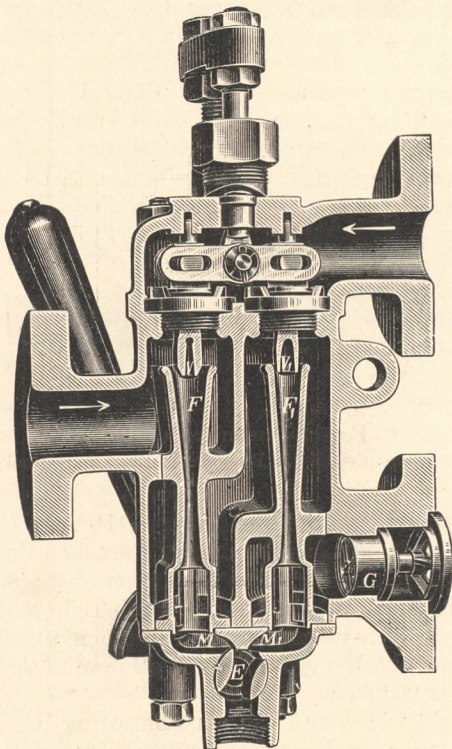


Fig. 589. Universal-Doppelinjektor.
Ausführung: Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover.

Der Umstand, daß beim Anlassen nur ein ganz geringer Druck zu überwinden ist, bedingt eine zuverlässige Arbeitsfähigkeit und gestattet, bei kaltem Wasser Saughöhen bis zu $6\frac{1}{2}$ m zu überwinden und andererseits zufließendes Wasser noch mit Temperaturen bis zu 65°C zu fördern, so daß dieses mit etwa 115°C in den Kessel gelangt. Auch wird das für den Kessel so schädliche Eindringen von Luft vermieden, da während des Betriebes der Mischaum nach außen vollständig abgeschlossen ist.

Die Ausführung des Injektors erfolgt in 18 Größen. Kleinsten Durchmesser der Anschlußrohre

für Wasser 13 bis 80 mm
für Dampf 13 „ 100 „

Liefermenge bei kaltem zufließenden Wasser und 6 at Überdruck 580 bis 37 000 l in 1 st

Normale Leistung bei	2	3	4—8	9—10	11—12 at. Überdr.
Saughöhe bei kaltem Speisewasser	2,5	5	6	5	4 m
Höchste Temperatur des Speisewassers: wenn zufließend	54	60	55	64	62° C
bei 2 m Saughöhe	58	58	60	57	54° C

In ähnlicher Weise, wie vorstehend beschrieben, arbeitet auch der Doppelinjektor (Fig. 590).

und V_1 verbunden ist, wird zuerst das kleine Ventil V etwas gehoben, dadurch Wasser angesaugt und anfangs durch den Kanal M ins Freie getrieben. Durch weitere Fortbewegung des Hebels schließt der Hahn E diesen Kanal ab, so daß das Wasser durch die Schlitzte am unteren Ende von F in das Düsensystem F_1 unter Druck eintritt und nun durch den Kanal M_1 noch so lange ins Freie ausfließt, bis das große Dampfventil V_1 ganz ge-

Nachdem das Anlaßventil A ganz geöffnet ist, wird die Spindel B ganz zurückgedreht und dadurch Dampf in das untere kleinere Düsensystem hineingelassen, welches das Speisewasser dem oberen Düsensystem zubringt. Man dreht dann die Hauptspindel C zurück, bis Wasser aus dem Anlaßventil herausläuft — ein Zeichen, daß der Injektor ansaugt. Darauf wird C schnell ganz aufgedreht und das Anlaßventil langsam geschlossen.

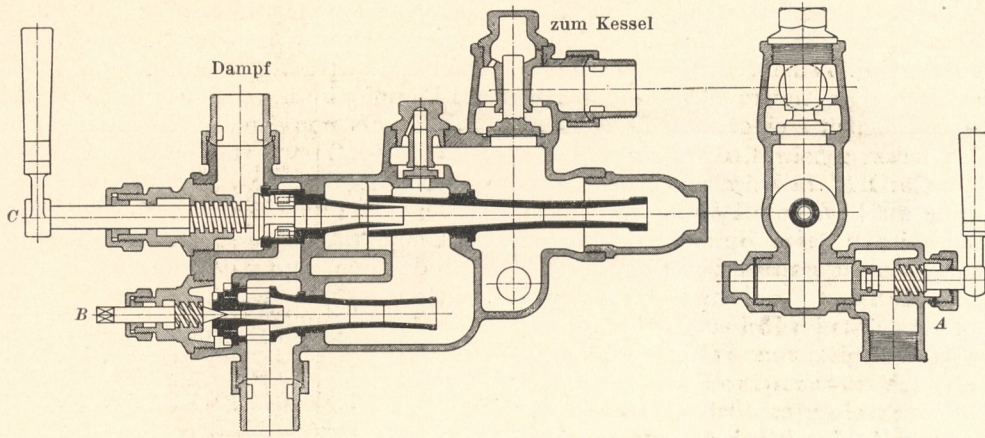


Fig. 590. Doppelinjektor.
Ausführung: Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Ausführung des Injektors in 11 Größen.

Kleinster Durchmesser der Anschlußrohre	19 bis 50 mm
Liefermenge bei 10 at Überdr., 1 m Saughöhe und Wasser von 60° C	750 bis 10500 l in 1 st
Normale Leistung bei	2 ¹ / ₂ 4 8 12 at Überdr.
Größte Saughöhe bei 15° C Speisewassertemperatur	3 6 6 6 m
Höchste Temperatur des Speisewassers: wenn zufließend	60 61 62 62° C
bei 1 m Saughöhe	58 59 60 60° C

In bezug auf die Anwendung des Injektors im Kesselbetriebe hat man zu unterscheiden zwischen feststehenden Anlagen und Lokomotiven. Für letztere kommen andere Speisevorrichtungen überhaupt nicht in Betracht, während für ortsfeste Kessel die Einfachheit und Billigkeit derselben, besonders in kleineren Anlagen, wo sie häufig als zweite Speisevorrichtung angeordnet werden, eine Rolle spielt.

Wenn auch der Wirkungsgrad des Injektors, lediglich als Hebevorrichtung betrachtet, gering ist, so ist seine Wirkung als Kesselspeisevorrichtung viel günstiger, weil die im Dampf enthaltene Wärme mit dem Speisewasser wieder in den Kessel zurückkehrt. Man hat also als Verlust nur die durch Abkühlung der Rohrleitung und im Schlaberwasser fortgehende Wärme zu rechnen. Trotzdem ist die Speisung mit dem Injektor nicht beliebt, da, weil die Liefermenge nicht regelbar, plötzlich zu große Mengen kälteren Wassers dem Kessel zugeführt werden, wodurch der Kesselinhalt in Höhe der Speiserohrmündung — also der Verdampfungsoberfläche —, stark abgekühlt und die Dampfbildung verzögert wird. Beim Speisen mit dem Injektor kann daher meist ein Zurückgehen der Kesselspannung beobachtet werden.

5. Die Speisung der Kessel.

Die Speiserohrmündung im Kessel soll nicht tiefer als etwa 200 mm unter dem Wasserspiegel liegen, auf jeden Fall aber so hoch angeordnet sein, daß bei undichten Speiseventilen eine etwaige Entleerung des Kessels bis unter die höchste Feuerlinie nicht erfolgen kann. Da, wie bereits oben erwähnt, beim Einspeisen größerer Mengen kälteren Wassers sich der Wassergehalt des Kessels in der Höhe der Verdampfungsoberfläche stark abkühlt und die Dampfbildung zurückbleibt, speiste man früher häufig in den unteren, d. h. den kältesten Teil des Kessels, wobei sich die Speisung, selbst

mit kaltem Wasser, nicht so bemerkbar machte. Da aber Luftblasen an der Oberfläche schneller ausscheiden und mit dem Dampfstrom entweichen, sich also nicht an der Kesselwandung festsetzen, wo sie Korrosionen verursachen können, ist es durchaus richtiger, die sog. Hochspeisung anzuordnen. Ferner wird bei der Unterspeisung die Temperatur im unteren Teile von Kesseln mit Innenfeuerung — Flammrohr- oder Schiffskessel usw. — nur noch mehr herabgemindert, was gegenüber dem stärker erwärmten Oberteile das Auftreten von Spannungen zur Folge hat, die u. a. zu Undichtigkeiten der Nähte führen können.

Die früher angewendete Speisung durch den Ablassstutzen oder, getrennt von diesem, in den unteren Teil des Kessels hatte auch den Nachteil, daß der dort abgelagerte Schlamm immer wieder aufgerührt wurde; auch wurde der dichte Abschluß der Rückschlagventile durch Kesselsteinteilchen leicht beeinträchtigt, so daß die Kessel leer liefen. Dieser letztere Umstand besonders führte dazu, daß die Oberspeisung durch Ministerialerlaß vom 4. VIII. 1891 empfohlen wurde.

Andererseits aber hat die Unterspeisung den Vorteil, daß der Kesselstein sich in der Hauptsache im unteren Teil des Kessels, also an solchen Stellen absetzt, die nicht von den heißesten Gasen berührt werden. Dadurch brennt der Stein nicht so fest und kann bei der inneren Reinigung leichter entfernt werden.

Wenn sonst keine Vorrichtungen für eine hohe Erwärmung des Speisewassers außerhalb des Kessels vorhanden sind, ist die Einführung des Wassers durch ein längeres durchlöcherteres oder geschlitztes Rohr zu empfehlen, da dann das kalte Wasser auf eine größere Fläche verteilt im Kessel niedersinkt, also ein gewisser Temperatureausgleich geschaffen wird.

Wird, bei wagerechter Lage des Speiserohres, die Mündung desselben zu dicht unter den Wasserspiegel gelegt, so treten bei zufällig niedrigerem Wasserstand oder starker Wallung im Kessel Wasserschläge innerhalb des Speiserohres auf, die ein starkes Geräusch verursachen und zu Undichtigkeiten der Flanschdichtungen führen. Derartige Speiserohre sind daher mit etwas Steigung im Kessel so anzuordnen, daß ein Wasserschlag nicht möglich ist. Zweckmäßig ist es, wenn das Speiserohr auch an seiner Mündung so eingerichtet ist, daß es behufs gründlicher Reinigung durch den Speisestutzen herausgenommen werden kann, ohne daß es nötig wäre, den Kessel zu befahren.

Soll heißes Wasser in geringen Mengen dem Kessel entnommen werden, so ist darauf zu achten, daß die

Mündung der Entnahmestelle mindestens 10 cm über dem höchsten Feuerzuge liegt, damit eine übermäßige Entleerung verhindert wird. Eine derartige Entnahme heißen Wassers ist nach dem Gesetz nicht direkt verboten, sie sollte aber möglichst eingeschränkt werden, schon der Kesselsteinbildung wegen, denn die Fällung der Kesselsteinbildner erfolgt meist erst im Kessel, insbesondere wenn keine gute Wasserreinigung vorhanden ist. Auf jeden Fall müssen beide Speisevorrichtungen hierbei so groß bemessen sein, daß sie das Doppelte der dem Kessel zuzuführenden Speisewassermenge, also Dampfleistung plus Wasserentnahme liefern.

Trotz des Vorhandenseins von Wasserreinigungen treten nicht selten noch Rostungen im Innern der Kessel auf, die dann weniger auf schlechtes säurehaltiges Wasser, als auf den Luft- und Kohlensäuregehalt desselben zurückzuführen sind. Diese Luft- und Kohlensäureblasen bleiben an solchen Stellen im Kesselinnern haften, an welchen die Temperatur so niedrig ist, daß eine Verdampfung nicht stattfinden kann, an denen das Wasser also nicht wallt und dadurch eventuell anhaftende Luftblasen abspülen könnte. Derartige Stellen finden sich bei Kesselmänteln besonders in der Nähe der Abflusstutzen und über zu breit angelegten Mauerzungen (Fig. 591).

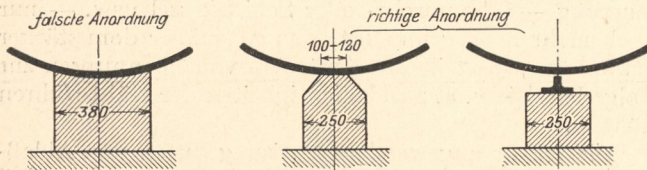


Fig. 591. Anordnung der Mauerzungen.

Ein gute Entlüftung des Speisewassers außerhalb oder innerhalb des Kessels vorzunehmen, ist daher sehr ratsam. Man baut aus diesem Grunde auch selbsttätig wirkende Entlüfter in die Speisedruckleitung ein, die den Eintritt von Luft in den Kessel verhindern sollen.

Der in Fig. 592 gezeichnete Entlüftungsapparat wirkt in folgender Weise: Das bei *A* eintretende Wasser steigt durch ein Knierohr bis nahezu zum höchsten Punkte des Windkessels, fließt dort über den Rand des Rohres und rieselt in dünner Schicht auf den Schraubenflächen *B B* hinab. Das durch den Schwimmer *C* mittels des Kniehebels *D* betätigte Luftventil *E* ist an der Seite des Windkessels und so tief unter dem höchsten Punkt des Windkessels angeordnet, daß niemals die zur Entlüftung unbedingt nötige freie Wasseroberfläche verschwinden kann, was bei der vielfach üblichen Anordnung des Ventiles an höchsten Punkte des Windkessels der Fall wäre. Das Ventil wird durch das Gewicht des Schwimmers erst dann geöffnet, wenn der Wasserspiegel etwa 100 mm unter die Öffnung des Ventils gesunken ist. Dadurch wird vermieden, daß auf dem Wasserspiegel sich abscheidende Öl- und Schmutzteile das Ventil undicht machen, dieselben können vielmehr durch einen besonderen Hahn *F* abgeblasen werden.

Auch die häufig im Kessel angeordneten Speisewasser-rinnen in Fig. 29, 37 und 43 tragen zur Entlüftung des Wassers bei, indem das Wasser in ihnen auf eine hohe Temperatur vorgewärmt wird. Am gründlichsten aber erfolgt die Entlüftung des Wassers im Innern des Kessels, indem das Speisewasser, bevor es in den Wasserraum gelangt, in feinen Strahlen den Dampfraum durchrieselt. Je feiner die Zerteilung erfolgt und je länger das Wasser im Dampfraum verweilt, um so mehr nähert sich seine Temperatur derjenigen des Dampfes und um so erfolg-

reicher wird die Entlüftung; allerdings bleibt dann immer noch der Nachteil bestehen, daß Luft in den Dampfraum tritt, was ungünstig auf die Kondensation des Dampfes im Kondensator der Maschine wirken kann. Neben Luft und Kohlensäure erfolgt durch diese Einwirkung des Dampfes oft auch die Ausscheidung chemisch gebundener Gase. Die Kohlensäure wird aus dem Bicarbonat frei und teilweise scheiden auch die Sulfate in Schlammform aus, der dann in Rinnen usw. gesammelt und dadurch zum Teil von der Kesselwandung ferngehalten werden kann.

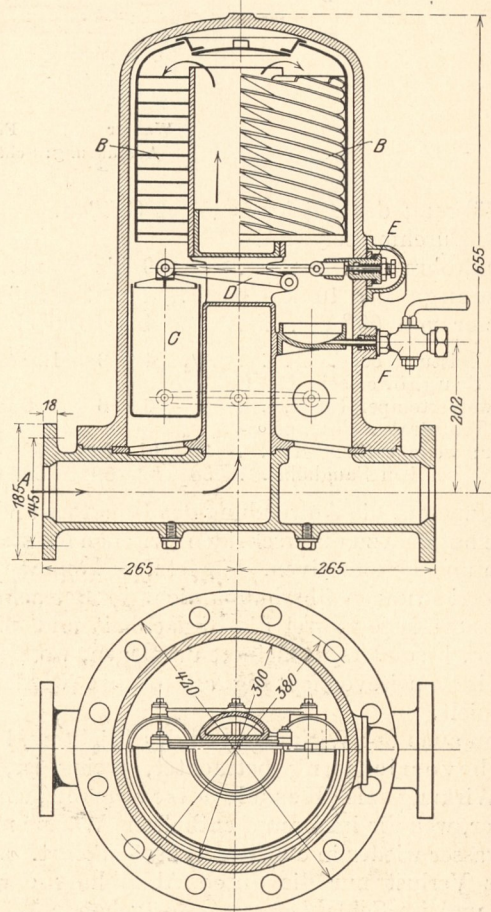


Fig. 592. Selbsttätiger Speisewasserentlüfter.
Ausführung: Norddeutsche Maschinen- und Armaturenfabrik,
G. m. b. H., Bremen.

Ein Apparat, der diesen Anforderungen gerecht wird, ist in Fig. 593 gezeichnet. Das Speisewasser wird in dem im Dampfraum hängenden Apparat nach oben geführt und berieselt danach die aufeinander montierten Becken. Dieselben sind teilweise im Boden durchlöchert und so angeordnet, daß das Wasser, während es in feinen Strahlen herabfließt, einen Zickzacklauf machen muß und daher einen längeren Aufenthalt in dem Apparat erfährt. Ein unter dem letzten Becken hängender Trichter sorgt dafür, daß der infolge der Wassererwärmung ausgeschiedene Schlamm in die Nähe des Abflusstutzens geführt wird.

6. Die Speisewasserrückleitung.

In Anlagen, in denen Frischdampf oder gut entölter Abdampf zur indirekten Beheizung oder zum Trocknen benutzt wird — in Brauereien, Papierfabriken, Brikettfabriken, sowie in Heizungsanlagen usw. —, sollte zweckmäßig das sich bildende Kondensat zur Vermeidung von

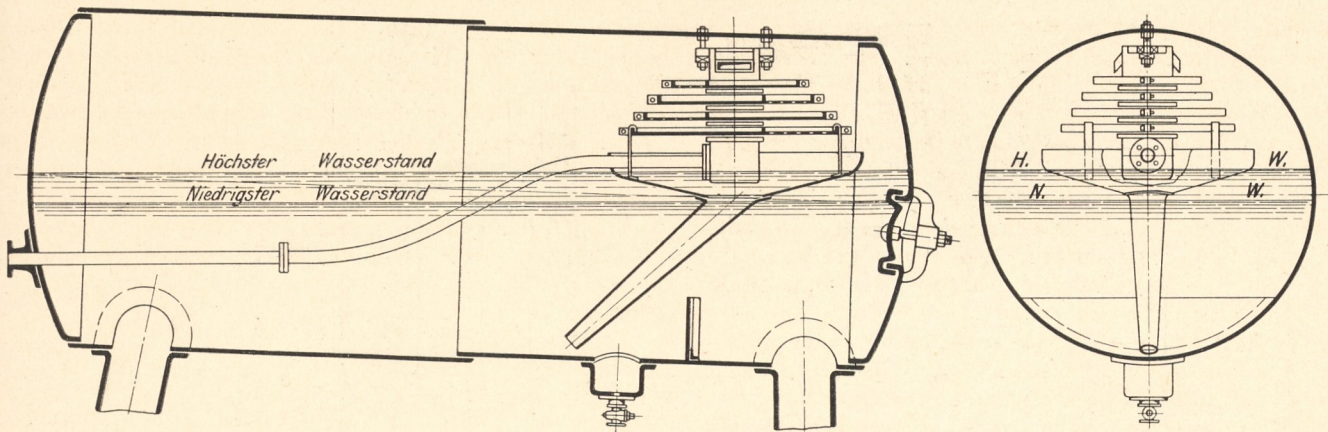


Fig. 593. „Vapor“-Apparat. D. R. P.
Ausführung: Chr. Hülsmeier, Düsseldorf.

Wärmeverlusten direkt wieder der Kesselanlage zu geführt werden.

Fig. 594 zeigt eine derartige Einrichtung, bei welcher über der Pumpe ein Sammelbehälter angeordnet ist, in welchen alle ölfreien Kondenswässer zurückfließen. Ein Schwimmer in dem Sammelbehälter betätigt mittels Zugstange ein Drosselventil in der Pumpendampfzuleitung

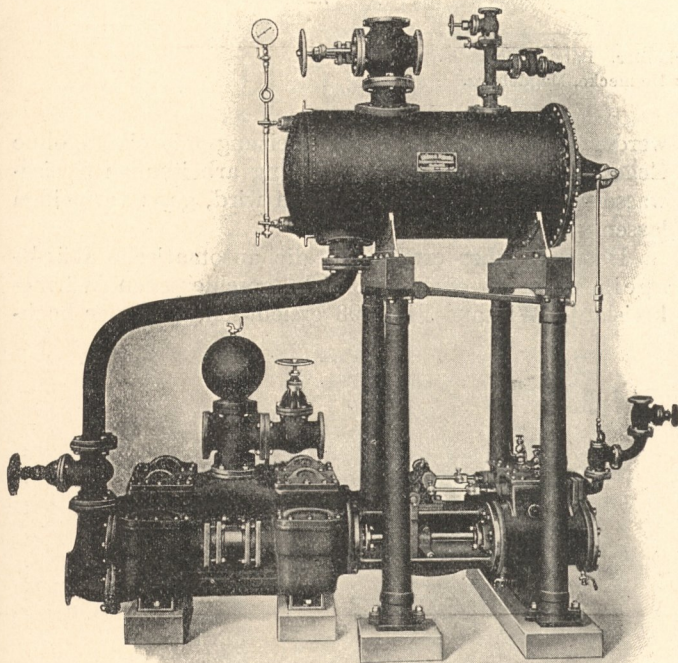


Fig. 594. Rückspeiseanlage.
Ausführung: Weise & Monski, Halle a. Saale.

derart, daß nur so lange gespeist werden kann, wie genügend Kondenswasser vorhanden ist. Dieser Vorgang läßt sich an einem Wasserstandsgläse, sowie einem äußeren Hebel mit Belastung als Ausgleich für das Schwimmergewicht leicht beobachten.

Durch einen ganz anderen Arbeitsvorgang wird die Rückleitung des Kondenswassers mit den Apparaten nach Fig. 595 bewirkt. Sofern solche selbsttätig arbeitenden Rücklauf-Speiseeinrichtungen als zuverlässige Speisevorrichtungen im Sinne des Gesetzes angesehen werden sollen, bedarf die betreffende Bauart der besonderen Anerkennung des Min. f. H. u. G. (Jäger, S. 57). Der

in Fig. 596 abgebildete Kondenswasserrückleiter, Patent Michaelis, ist mit einem Schwimmer ausgerüstet, der in Verbindung mit einem Laufgewicht in seiner unteren bzw. oberen Stellung die beiden Ventile für das Druckmittel — den Kesseldampf — umsteuert. Dadurch wird das Innere des Rückleiters einmal mit der Atmosphäre, das andere Mal aber, und zwar in der oberen Schwimmerlage, mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung gebracht. Während nun im ersten Falle der Rückleiter mit Kondenswasser gefüllt wird, beginnt beim Umsteuern in der oberen Schwimmerlage der Rücklauf des Wassers in den Kessel. Die Aufstellung etwa

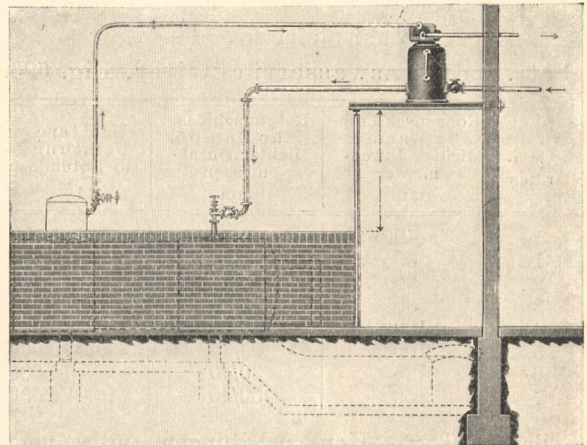


Fig. 595. Kondenswasser-Rückleitungsanlage. Patent Michaelis.
Ausführung: Schneider & Helmecke, Magdeburg.

2 m über der Kesseldecke sichert dabei einen schnellen Ablauf des Wassers. Die Wasserein- und -auslaufventile am Boden des Rückspeisers sind Rückschlagventile. Ein Versagen oder ein vorzeitiges Durchblasen des Kesseldampfes ist fast ausgeschlossen, da die Ventile, welche zum Umsteuern dienen, durch das Steigen oder Sinken des Schwimmers bis zum Umlaufen des Gewichtes unbeeinflusst bleiben. Erst nach dem Herüberlaufen des Gewichtes findet eine plötzliche und volle Umstellung dieser Umsteuerungsventile statt.

Die Aufstellung über dem Kessel kann nur gewählt werden, wenn das Kondenswasser durch natürliches Gefälle, oder, wenn es unter Druck steht, direkt dem Rückleiter zugeführt wird. Kann das Kondenswasser nicht hoch genug geleitet werden, so ist genügend tief ein zweiter Apparat aufzustellen, dem das Wasser zufließen kann und der es dann bei gleicher Wirkungsweise dem oberen Rückleiter zudrückt.

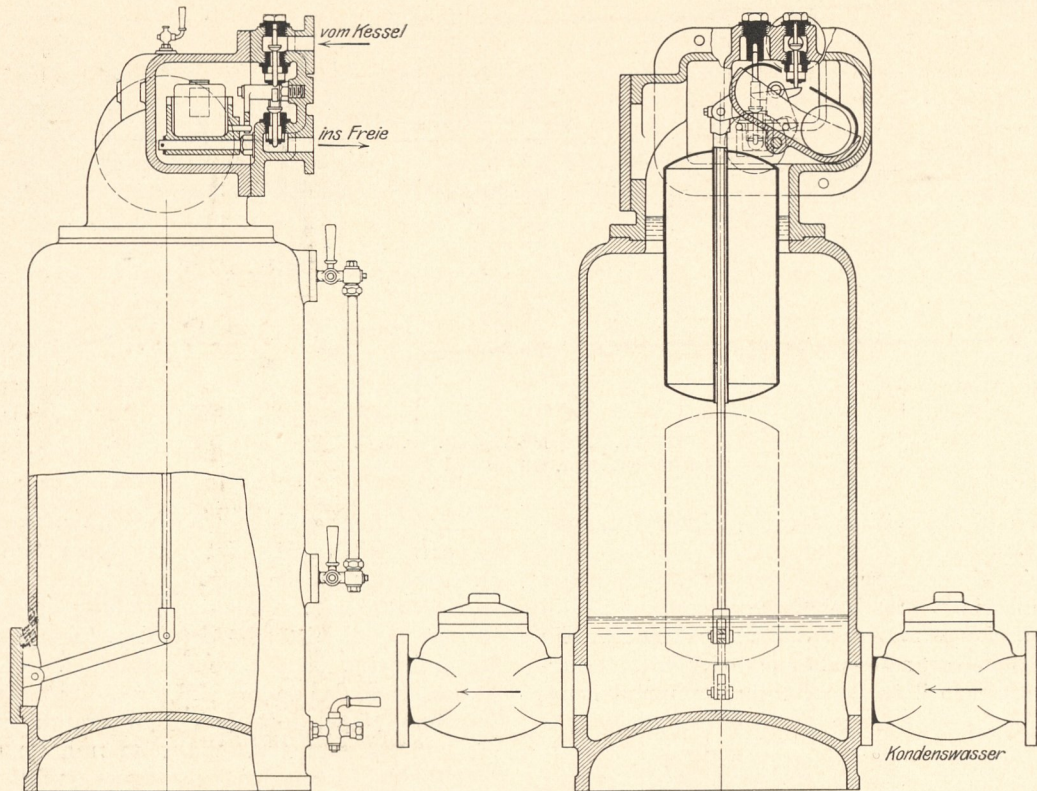


Fig. 596. Kondenswasserrückleiter. Patent Michaelis.
Ausführung: Schneider & Helmecke, Magdeburg.

Zahlentafel Nr. 114
betr. Kondenswasserrückleiter, Fig. 596.

Nr. des Apparates	Rohranschlüsse für Wasser lichter Durchmesser mm	Rohranschlüsse für Dampf lichter Durchmesser mm	Mittlere Leistung in 1 Stunde 1
1	40	20	bis 1 200
1a	50	25	1200—2 000
2	60	25	2—3 000
3	80	25/30	4—5 000
4	100	25/30	6—8 000
5	100	25/30	8—10 000
6	125	30/40	10—15 000
7	150	30/40	15—20 000

Sollen mehrere Kondensleitungen unter verschiedenem Druck einmünden, so ist vor dem Rückleiter ein Sammelstück mit einer entsprechenden Anzahl Kondensstöpfe einzuschalten.

Ein ähnlicher Apparat wie der vorbeschriebene ist aus Fig. 597 zu ersehen. Auch hier erfolgt die Betätigung durch einen Schwimmer, welcher in seiner oberen Stellung, d. h. wenn der Rückleiter mit Wasser gefüllt ist, das Dampfzuleitungsventil öffnet, während in der unteren Schwimmerlage erst dieses Ventil geschlossen und dann sofort das Entlüftungsventil geöffnet wird. Ein entsprechend fallendes Kippgewicht ermöglicht den zwangsläufigen, augenblicklichen Schluß dieser Ventile und sichert eine regelmäßige Funktion des Apparates.

Bei den vorerwähnten Rückspeiseapparaten (Fig. 596 und 597) muß bei jedesmaligem Umschalten die in dem Rückleiter eingeschlossene, unter dem Kesseldruck stehende Dampfmenge in die Luft entweichen. Ferner verliert das Kondensat beim Eintritt in den Rückleitungsapparat seine latente Wärme, da der Apparat durch die Entlüftungsleitung mit der Außenluft verbunden wird. Eingeschränkt können diese Verluste zwar

werden, indem die Entlüftungsleitung mit einem ohne Gegendruck in der Dampfzuleitung arbeitenden Speisewasservorwärmer usw. verbunden wird, ganz vermeiden lassen sie sich aber nicht.

Demgegenüber ermöglicht die automatische Rückspeisepumpe einen in sich geschlossenen Wärmekreislauf. Wie aus Fig. 598 ersichtlich, wird der hoch-

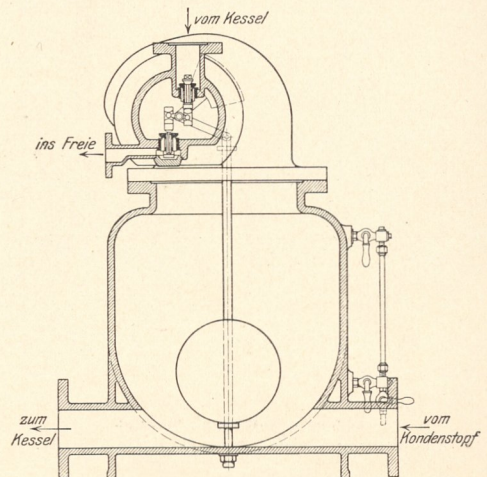


Fig. 597. Kondenswasserrückleiter.
Ausführung: Schiff & Stern, Leipzig.

gespannte Kesseldampf durch die Leitung *a*, das Reduzierventil *b* und das Rohr *c* dem Heizraum eines Dampfkochgefäßes zugeführt. Das sich bildende Kondenswasser fließt darauf an der tiefsten Stelle durch das Rohr *d* ab und wird durch den Rückspeiseapparat *i—k* und das Rohr *e* wieder in den Kessel gedrückt.

Der eigentliche Rückspeiseapparat (Fig. 599) besteht nun aus dem Regulier- und Sammeltopf *i*, durch welchen auch der automatische Gang des Apparates geregelt wird,

und der Rückspeisepumpe *k* mit zwei Zylindern, einem oberen Dampfzylinder *l* und einem unteren Pumpenzylinder *n*, in welchen sich der Doppelkolben *m—o* bewegt. Wird das Dampfventil *h* (Fig. 598) geöffnet, so gelangt Hochdruckdampf durch die Leitung *f—f₁* unter den oberen Kolben *m*, der Doppelkolben hebt

Kondenswasser wird dabei durch *e* in den Kessel zurückgedrückt. Nach erfolgter Umsteuerung vereinigt sich auch der jetzt überflüssig werdende Dampf wieder mit

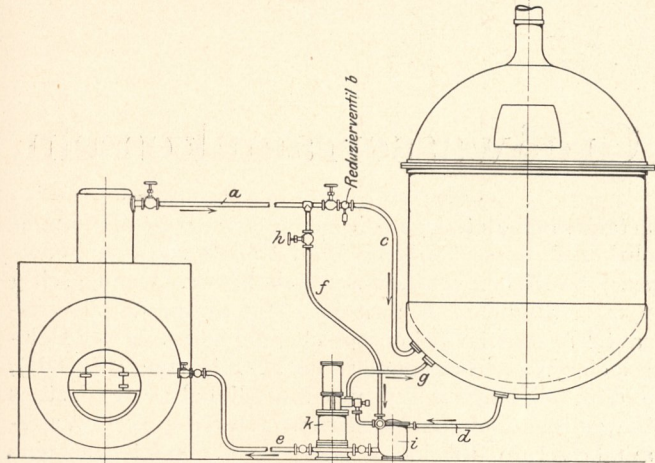


Fig. 598. Selbsttätige Rückspeiseanlagen.
Ausführung: C. F. Scheer & Co., Feuerbach-Stuttgart.

sich und das Kondenswasser strömt aus *i* durch das Rückschlagventil *p* unter den unteren Kolben *o*. Nach erfolgter Umsteuerung, die am oberen Ende seines Hubes zwangsläufig durch den Kolben selbst geschieht, gelangt der unter dem Kolben *m* befindliche Dampf durch das Rohr *g* ebenfalls in den Dampfraum des Kochgefäßes, während Frischdampf über beide Kolben *m* und *o* tritt, diese abwärts bewegend. Das unter *o* angesammelte

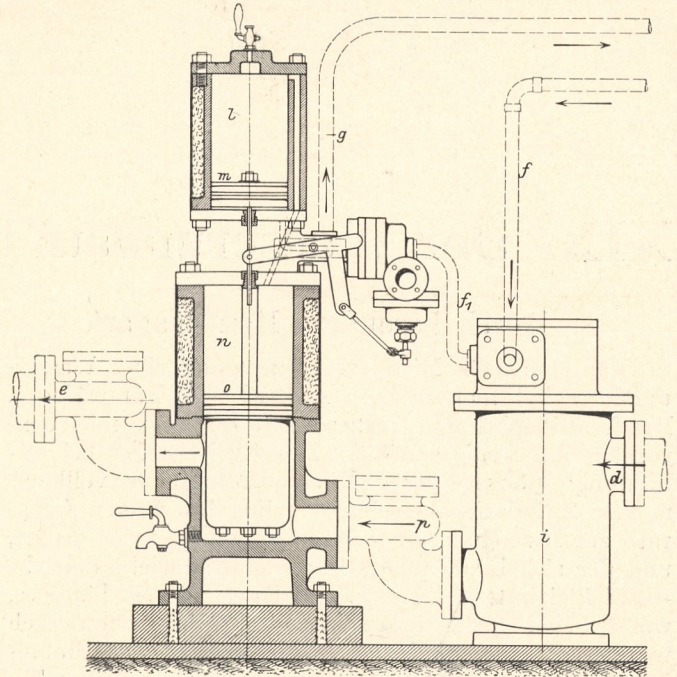


Fig. 599. Heißwasserrückspeisepumpe. D. R. P. Nr. 181247.
Ausführung: C. F. Scheer & Co., Feuerbach-Stuttgart.

dem Heißdampf. Der zum Betriebe des Speiseapparates benötigte Hochdruckdampf wird also vollkommen ausgenutzt, indem er, den Apparat verlassend, einen Teil des erforderlichen Heißdampfes bildet.