

Hydraulische  
**Schmiedepressen**  
und Kraftwasseranlagen

Von

**Ernst Müller**

# Hydraulische Schmiedepressen und Kraftwasseranlagen

Konstruktion und Berechnung

Von

**Ernst Müller**

Duisburg

Mit 140 Abbildungen  
und 20 Tabellen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1939

ISBN 978-3-662-35744-6      ISBN 978-3-662-36574-8 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-36574-8

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

**Copyright 1939 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg**

**Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1939.**

**Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1939**

## Vorwort.

Die hydraulischen Schmiedepressen stehen neben Walzwerken und Hämmern unter den Maschinen zur spanlosen Verformung der Metalle an erster Stelle. Sie haben im Laufe der Entwicklung, hauptsächlich hervorgerufen durch den Bedarf an nahtlosen, geschmiedeten Hochdruckkesseln und immer größer werdenden Schmiedestücken für den Schiffs- und Maschinenbau sowie für die chemische Industrie Abmessungen erhalten, die sie in die Reihe der größten Bauwerke der Maschinenindustrie stellen.

Außer einigen Veröffentlichungen in Zeitschriften über den Aufbau und die Wirkungsweise einzelner ausgeführter Schmiedepressanlagen ist in der neueren technischen Literatur noch nichts über diese Maschinen erschienen. Es wurde mir deshalb von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer, Berlin, die Aufgabe gestellt, ausführlich die verschiedenen Bauarten der Schmiedepressanlagen zu behandeln, ohne auf veraltete Ausführungen näher einzugehen. Ich habe mich dieser Arbeit gern unterzogen und glaube, nicht nur vielen Studierenden und Konstrukteuren, sondern auch zahlreichen Betriebsingenieuren für Preßwerke einen guten Dienst erwiesen zu haben. Immer wieder findet man, daß z. B. über grundsätzliche Fragen bei der Anschaffung einer Schmiedepressanlage Unklarheiten bestehen und junge Konstrukteure sich die einfachsten Vorkenntnisse für deren Bau an Hand veralteter und unzureichender Literatur aneignen müssen.

Die vorliegende Arbeit soll den bestehenden Mängeln abhelfen und zur Bildung eines eigenen Urteils über die vorhandenen Pressen und Antriebskonstruktionen beitragen. Darüber hinaus soll das Buch eine allgemeine Grundlage für die Konstruktion hydraulischer Maschinen und Anregungen zur Erweiterung ihres Anwendungsgebietes geben.

Hydraulische Pressen werden für die vielseitigsten Arbeiten verwendet. Man findet sie nicht nur in Schmieden, sondern auch in Rüstungsbetrieben, Hüttenwerken, Werften, Kesselschmieden, Rohrwerken, Preßwerken zur Verarbeitung von Schwer- und Leichtmetallen, in Werken für die Gummi-, Kunststoff- und Sperrholzherstellung u. a. m. Die Elemente dieser Pressen und ihrer Antriebe z. B. Preßzylinder, Plunger, Holme, Säulen, Rückzugvorrichtungen, Kraftwasseranlagen usw. haben immer Ähnlichkeit miteinander und werden bei den in der Praxis am häufigsten verwendeten Schmiedepressen, den ungünstigsten Beanspruchungen ausgesetzt. Da die Schmiedepressen außerdem in



verschiedenen Bauarten und für mehrere Betriebsmittel ausgeführt werden, eignen sie sich besser als alle anderen Pressenarten zur grundsätzlichen Darstellung der Elemente; sie nehmen deshalb im hydraulischen Pressenbau ungefähr dieselbe Stellung ein, wie die Dampfmaschinen unter den Kolbenmaschinen.

Die Unterlagen zu meiner Arbeit wurden mir von den Firmen AEG., Berlin, Banning, AG., Hamm, Davy Brothers, Glasgow, Demag, Duisburg, Eumuco, Schlebusch-Leverkusen, Hydraulik G. m. b. H., Duisburg, Friedr. Krupp AG., Essen, Kreuser G. m. b. H., Hamm, Merkel, Hamburg, Ruths G. m. b. H., Berlin, Schloemann AG., Düsseldorf, Schwietzke, Düsseldorf, bereitwilligst zur Verfügung gestellt; ihnen allen sowie besonders Herrn Direktor Schlenstedt von der Firma Hydraulik G. m. b. H., Duisburg, spreche ich an dieser Stelle für die freundliche Unterstützung meinen verbindlichsten Dank aus.

Duisburg, im März 1939.

**Ernst Müller.**

## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung . . . . .	1
Erster Abschnitt: Schmiedepressen . . . . .	1
a) Schmiedepressen in Viersäulenkonstruktion . . . . .	5
b) Schmiedepressen in einhüftiger, maulförmiger Ständerkonstruktion . . . . .	37
Zweiter Abschnitt: Kraftwasser- oder Preßwasserförderanlagen . . . . .	42
a) Treibapparate für dampf- und lufthydraulische Schmiedepressen . . . . .	42
b) Akkumulatoren und Preßpumpen für reinhydraulische Schmiedepressen . . . . .	51
c) Treibapparate für elektro-hydraulische Schmiedepressen . . . . .	73
Dritter Abschnitt: Steuerungen . . . . .	80
a) Vorfülleinrichtungen . . . . .	80
b) Hauptsteuerungen . . . . .	90
Vierter Abschnitt: Hydraulische Rohrleitungen, Armaturen und Sammelbehälter . . . . .	110
Fünfter Abschnitt: Berechnung von Schmiedepreßanlagen . . . . .	118
a) Schmiedepreßanlage für dampfhydraulischen Betrieb . . . . .	121
b) Schmiedepreßanlage für reinhydraulischen Betrieb . . . . .	134
Sechster Abschnitt: Allgemeines . . . . .	137
a) Wirtschaftlichkeit und Vergleiche der verschiedenen Schmiedepreß- anlagen . . . . .	137
b) Indizieren der Schmiedepreßanlagen . . . . .	147
Siebenter Abschnitt: Hilfsmaschinen für Schmiedepreßanlagen . . . . .	149
Sachverzeichnis . . . . .	158

## Einleitung.

Die hydraulischen Schmiedepressanlagen werden in 3 Gruppen eingeteilt. Man unterscheidet infolge der verschiedenen Antriebsarten: 1. *dampf- oder lufthydraulische*-, 2. *reinhydraulische*- und 3. *elektrohydraulische Schmiedepressanlagen*, die einzeln wieder aus den Schmiedepressen, Kraftwasser- oder Preßwasserförderanlagen, Steuereinrichtungen, Rohrleitungen und Armaturen bestehen.

Die Konstruktion der Schmiedepressen weist bei den verschiedenen Systemen keine wesentlichen Änderungen auf. Ihre Unterschiede liegen hauptsächlich nur in der Ausführung der Rückzugvorrichtungen für den Anschluß an Dampf, Luft oder Preßwasser und in der Anwendung verschiedener Betriebswasserdrücke für die Arbeitszylinder.

Die Kraftwasser- oder Preßwasserförderanlagen werden dagegen nach den 3 Antriebsarten in Treibapparate für dampf- und lufthydraulische Schmiedepressen, Akkumulatoren und Pumpen für reinhydraulische Schmiedepressen, sowie Treibapparate für elektrohydraulische Pressen eingeteilt.

Die besonderen Merkmale der 3 Antriebsarten bestehen darin, daß erstens: Dampf- oder Lufttreibapparate mit Vollfüllung, d. h. also sehr unwirtschaftlich arbeiten, zweitens: Akkumulatoren das Preßwasser ungeachtet des veränderlichen Schmiedewiderstandes immer mit einer gleichen Spannung abgeben, wobei die Wirtschaftlichkeit im Vergleich zum Dampf- und Luftbetrieb jedoch schon besser ist, und drittens: beim elektrohydraulischen Betrieb die Spannung des Preßwassers sich nach dem jeweils auftretenden Schmiedewiderstand einstellt. Der mittlere Kraftverbrauch ist demnach bei einer elektrohydraulischen Schmiedepresse am niedrigsten. Diese durch den Antrieb bedingten Unterschiede sind jedoch allein nicht für die Wahl einer Schmiedepresse entscheidend, so daß sämtliche Systeme zur Ausführung kommen.

### Erster Abschnitt.

## Schmiedepressen.

Die Schmiedepressen werden als *Viersäulenpressen* oder als *einhäufige Ständerpressen* ausgeführt. Die Viersäulenkonstruktion (Abb. 1) ist die verbreitetste und wird zur Zeit zur Verarbeitung von Rohblöcken mit einem Gewicht bis 300 t (Abb. 5) für Preßdrücke von 500 bis 15000 t angewendet, während die Ständerkonstruktion nur zur Vornahme kleiner

Arbeiten, welche Drücke bis ungefähr 1200 t und allseitige leichte Zugänglichkeit des Schmiedestückes erfordern, vorwiegend benutzt wird.

Die *Bestimmung des Preßdruckes* erfolgt durch Erfahrungen und überschlägige Rechnungen (s. Prof. Dr.-Ing. ERICH STIEBEL, die Formgebung im bildsamen Zustande. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1932),

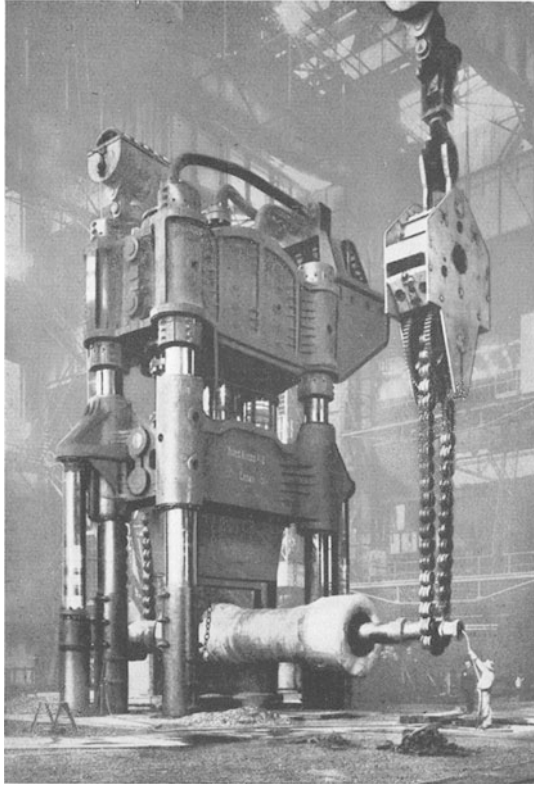


Abb. 1. 15000 t dampfhydraulische Schmiedepresse in Dreizylinderkonstruktion zur Verarbeitung von Rohblöcken mit einem Gewicht bis 300 t. (Friedr. Krupp A. G., Essen.)

wobei das Gewicht oder besser der Querschnitt und die Werkstoffeigenschaften des größten zu verschmiedenden Rohblockes maßgebend sind. Für die Berechnung besteht die Beziehung:  $P = F \cdot \kappa \cdot \eta$ . In dieser Gleichung bedeuten:

$F$  = nutzbare Preß- oder Sattelfläche in  $\text{mm}^2$ ,

$\kappa$  = spez. Schmiedewiderstand in  $\text{kg}/\text{mm}^2$ ,

$\eta$  = Wirkungsgrad für die Verformung und die hydraulischen Widerstände.

Die *nutzbare Preßfläche* muß für die vorzunehmenden Schmiede-, Gesenk-, Stauch- und Locharbeiten angenommen werden.

Der spez. Schmiedewiderstand ist aus Versuchsergebnissen bekannt und für Kohlenstoffstahl aus Abb. 3 ersichtlich. Er wird meistens mit

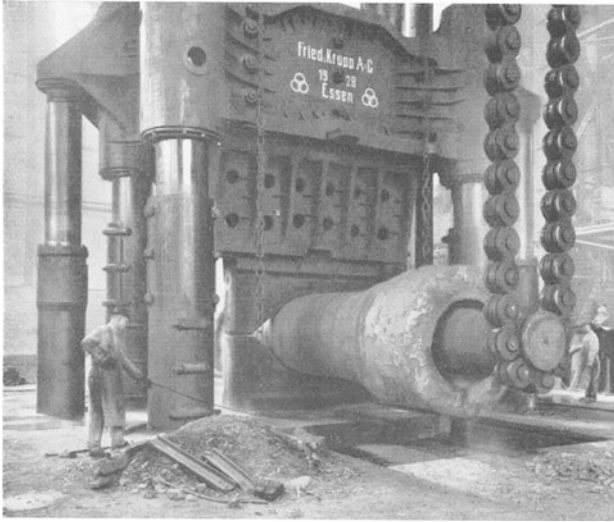


Abb. 2. Herstellung eines nahtlosen Hochdruckkessels mit etwa 1500 mm Innendurchmesser, 165 mm Wandstärke und 15 m Länge. (Friedr. Krupp A. G., Essen.)

$\alpha = 10$  bis  $12 \text{ kg/mm}^2$  angenommen und richtet sich nach den Festigkeitseigenschaften und der Temperatur des Werkstoffes. Für kleine

Tabelle 1. Glühfarben von Kohlenstoffstahl.

Glühfarbe	Ungefähre Temperatur °C
Dunkelbraun . . .	550
Braunrot . . . . .	630
Dunkelrot . . . . .	680
Dunkelkirschrot . . . . .	740
Kirschrot . . . . .	770
Hellkirschrot . . . . .	800
Hellrot . . . . .	850
Gut Hellrot . . . . .	900
Gelbrot . . . . .	950
Gelb . . . . .	1000
Hellgelb . . . . .	1100
Gelbweiß . . . . .	1200
Weiß . . . . .	1300

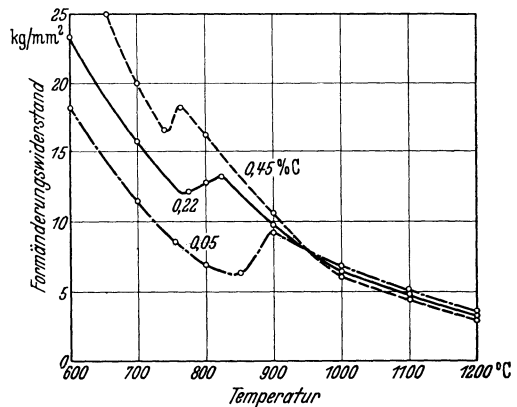


Abb. 3. Spez. Formänderungswiderstände für Kohlenstoffstähle bei verschiedenen Temperaturen. Größte Stauchung 30%; Stauchgeschwindigkeit 6% in der Sekunde. (Nach HENNECKE.)

Schmiedestücke wird infolge der schnellen Abkühlung zweckmäßig der höhere Wert in die Gleichung eingesetzt. Beim Lochen kann im Mittel

mit einem spez. Widerstand von  $\kappa = 12$  bis  $15 \text{ kg/mm}^2$  gerechnet werden, vorausgesetzt, daß das Material nach den Seiten verdrängt

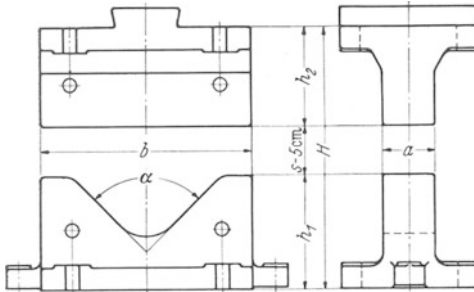


Abb. 4. Flach- und Keilsattel für Schmiedepressen.

wird und nicht in einer geschlossenen Form zu steigen braucht. In letzterem Falle rechnet man mit einem spezifischen Widerstand von  $K = 30$  bis  $40 \text{ kg/mm}^2$  (s. Dr.-Ing. HOFFMANN, hydraulische Schmiedepressen nebst einer Untersuchung über den Vorgang beim Pressen eines Stahlstückes in geschlossener Matrize. Berlin: Julius Springer 1912).

Der *Wirkungsgrad* berücksichtigt nicht nur die Verluste bei der Verformung durch die Reibung zwischen Schmiedestück und Sattelbahnen, sowie durch die inneren

Fließwiderstände, sondern auch den Druckabfall in der Presse für Geschwindigkeitshöhen und Widerstände in den Rohrleitungen und Steuerungen. Unter der Bezeichnung „Preßdruck“ versteht man nur den statischen Druck in der Schmiedepresse, der sich ergibt als das Produkt aus der Preßplungerfläche und dem höchsten Preßwasserdruck, der im Zylinder auftreten kann. Die Größe des Wirkungsgrades wird im Mittel mit  $\eta = 0,7$  bis  $0,8$  angenommen. Er ist im besonderen Maße abhängig von den Querschnitten der Rohrleitungen und Steuerungen, sowie von der Entfernung zwischen der Presse und der Kraftwasseranlage. Die Reibungsverluste in den Stopfbüchsen und Führungen werden bei der Berechnung des Preßdruckes infolge des Einflusses der Eigengewichte der beweglichen Teile im Sinne der Bewegung vernachlässigt.

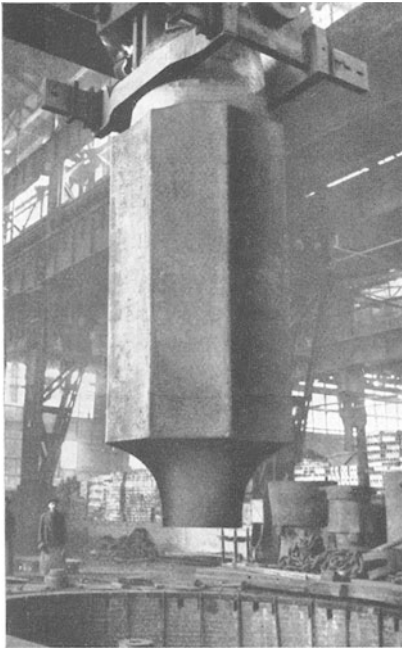


Abb. 5. Rohblock mit einem Gewicht von 230 t für eine 15000-t-Schmiedepresse. Durchmesser des umschriebenen Kreises etwa 2500 mm; Blocklänge etwa 7500 mm. (Friedr. Krupp A. G., Essen.)

In Abb. 6 und in der aufgeführten Tabelle 2 sind Abmessungen von Rohblöcken angegeben, die unter Schmiedepressen mit Sätteln nach

Abb. 4 ausgeschmiedet werden. Man benutzt obere und untere *Flachsättel* für eckige Schmiedequerschnitte, obere Flachsättel und untere sog. *Keil- oder V-Sättel* beim Rundschmieden, sowie ausschließlich Keilsättel beim Hohl schmieden (Abb. 2). Der Einschnitt bei den Keilsätteln beträgt  $\alpha = 100$  bis  $110^\circ$ . Die Schmiedesättel bestehen aus Stahlformguß (Stg. 60.81). Die Bahnen sind gehärtet und für große Abmessungen

Tabelle 2. Abmessungen und Gewichte für Rohblöcke (Abb. 6).

Blockgewicht		Hauptabmessungen			Form
ohne verlorenen Kopf kg	mit verlorenem Kopf kg	$a$	$b$	$h$	
400	450	250	230	950	B
700	800	300	280	1100	B
1200	1350	350	320	1400	B
1600	1850	470	400	1400	A
2300	2800	520	450	1600	A
3000	3600	600	500	1600	A
5000	6000	700	600	2000	A
8500	10500	900	800	2000	A
13000	16000	970	870	2500	A
15000	20000	1050	950	2500	A
21000	25000	1200	1050	2700	A
24000	31500	1475	1375	2000	A
40000	48000	1400	1300	3500	A
70000	86000	1800	1700	3700	A

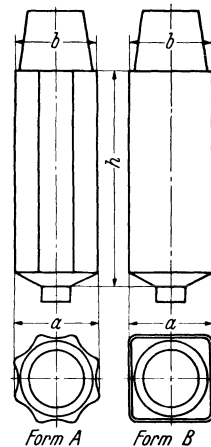


Abb. 6. Gegossene Rohblöcke für Schmiedepressen.

auswechselbar. Das Seitenverhältnis der Preßfläche beträgt  $a : b = 1 : 4$  bis  $1 : 3$  bei einem spez. Flächendruck  $p = 400$  bis  $550 \text{ kg/cm}^2$ . Die Sättel werden in der Arbeitsstellung zentriert und durch Schrauben, Bolzen oder Keile mit einem Anzug von  $1 : 100$  befestigt.

### a) Schmiedepressen in Viersäulenkonstruktion.

Die wesentlichen Elemente einer Viersäulenschmiedepresse sind: *Unterholm, Zylinderholm, Säulen und Muttern, Preßzylinder und Plunger, Laufholm* oder *bewegliches Querhaupt* und *Rückzugvorrichtung*.

Unterholm und Zylinderholm sind durch die vier Säulen kraftschlüssig miteinander verbunden, so daß im Gegensatz zum Schmiedehammer außer dem Eigengewicht keine Kräfte auf das Fundament übertragen werden. Der Zylinderholm enthält einen oder mehrere Preßzylinder. Die Plunger übertragen den Preßdruck auf den Laufholm, der an den vier Säulen geführt wird.

Die Rückzugvorrichtung der Schmiedepresse ist den verschiedenen Antriebsarten entsprechend für den Anschluß an Dampf, Luft oder Preßwasser vorgesehen.

Der Unterholm erhält zur Befestigung des Untersattels eine feste Aufspannplatte oder einen *Verschiebetisch*, durch den der Ein- und Ausbau der Sättel, sowie der Transport der Schmiedestücke beschleunigt und erleichtert wird. Besonders vorteilhaft ist der Verschiebetisch bei der Herstellung gelochter Blöcke für Rohre, Stahlflaschen oder Geschosse, wenn der Hub der Schmiedepresse nicht ausreicht, um den Lochdorn so weit zurückzuziehen, daß der Rohling ausgestoßen werden kann. In diesem Falle wird der Preßtopf verschoben und der gelochte Block seitlich ausgestoßen. Sieht man die *Ausstößvorrichtung* an beiden Seiten des Unterholmes vor, so kann zur Steigerung der Produktion gleichzeitig mit zwei Preßtöpfen gearbeitet werden.

Als *Hauptabmessungen* müssen bei dem Entwurf einer Viersäulenschmiedepresse außer dem *Arbeitsdruck* noch der *Hub des Preßplungers*, die *lichte Höhe zwischen den Aufspanflächen* für die Schmiedesättel am Unterholm und Querhaupt, die *Tischabmessungen*, sowie die mittlere oder lichte *Säulenentfernung* bekannt sein. Die Abmessungen sind durch die vorzunehmenden Schmiedearbeiten bedingt. Für den mittleren Säulenabstand trifft man meistens ein Seitenverhältnis von  $a : b = 1 : 0,8$  bis  $1 : 0,5$  an. Die lichte Höhe kann gewählt werden zu:  $H = h_1 + h_2 + s - 5$  cm. Es bedeuten:  $h_1$  und  $h_2$  = Höhe der Schmiedesättel,  $s$  = Plungerhub. Bewährte Hauptabmessungen für Schmiedepressen sind in der Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3. Hauptabmessungen für Schmiedepressen in Viersäulenkonstruktion.

Preßdruck	Hub	Lichte Höhe	Säulenstellung		Rohblock		Schmiedesättel		
			Mittenabstand	Seitenverhältnis	mittlerer Durchmesser	Gewicht	Preßfläche	Seitenverhältnis	Flächendruck
t	mm	mm	mm		mm	t	mm		kg/cm <sup>2</sup>
500	700	1550	1400 × 1100	1:0,79	480	2	700 × 180	1:3,9	398
600	800	1700	1500 × 1100	1:0,73	550	3	750 × 200	1:3,75	400
800	900	1850	1800 × 1200	1:0,67	700	5	850 × 220	1:3,86	428
1000	1000	2100	2000 × 1250	1:0,63	850	10	1000 × 250	1:4	400
1200	1200	2400	2250 × 1400	1:0,62	1000	15	1100 × 280	1:3,93	390
1500	1400	2800	2500 × 1600	1:0,64	1150	20	1200 × 320	1:3,75	392
2000	1600	3200	2750 × 1750	1:0,64	1300	30	1400 × 360	1:3,9	398
2500	1800	3500	3000 × 1800	1:0,6	1500	40	1500 × 400	1:3,75	417
3000	2000	3800	3500 × 2000	1:0,57	1600	75	1600 × 450	1:3,56	417
4000	2200	4100	4000 × 2200	1:0,55	1800	100	1800 × 500	1:3,6	445
5000	2400	4500	4500 × 2400	1:0,53	2000	125	2000 × 550	1:3,64	454
6000	2600	5000	5000 × 2600	1:0,52	2200	150	2200 × 600	1:3,67	454
8000	2800	6000	5500 × 2800	1:0,51	2400	200	2600 × 700	1:3,72	440
10000	3000	6500	6000 × 3200	1:0,53	2600	250	3000 × 800	1:3,75	417
15000	3200	7000	6600 × 3500	1:0,53	2800	300	3600 × 1000	1:3,6	417

1. **Unterholm.** Der Unterholm wird aus Stahlformguß (Stg. 45.81 oder Stg. 50.81 R) hergestellt und als Träger auf zwei Stützen mit



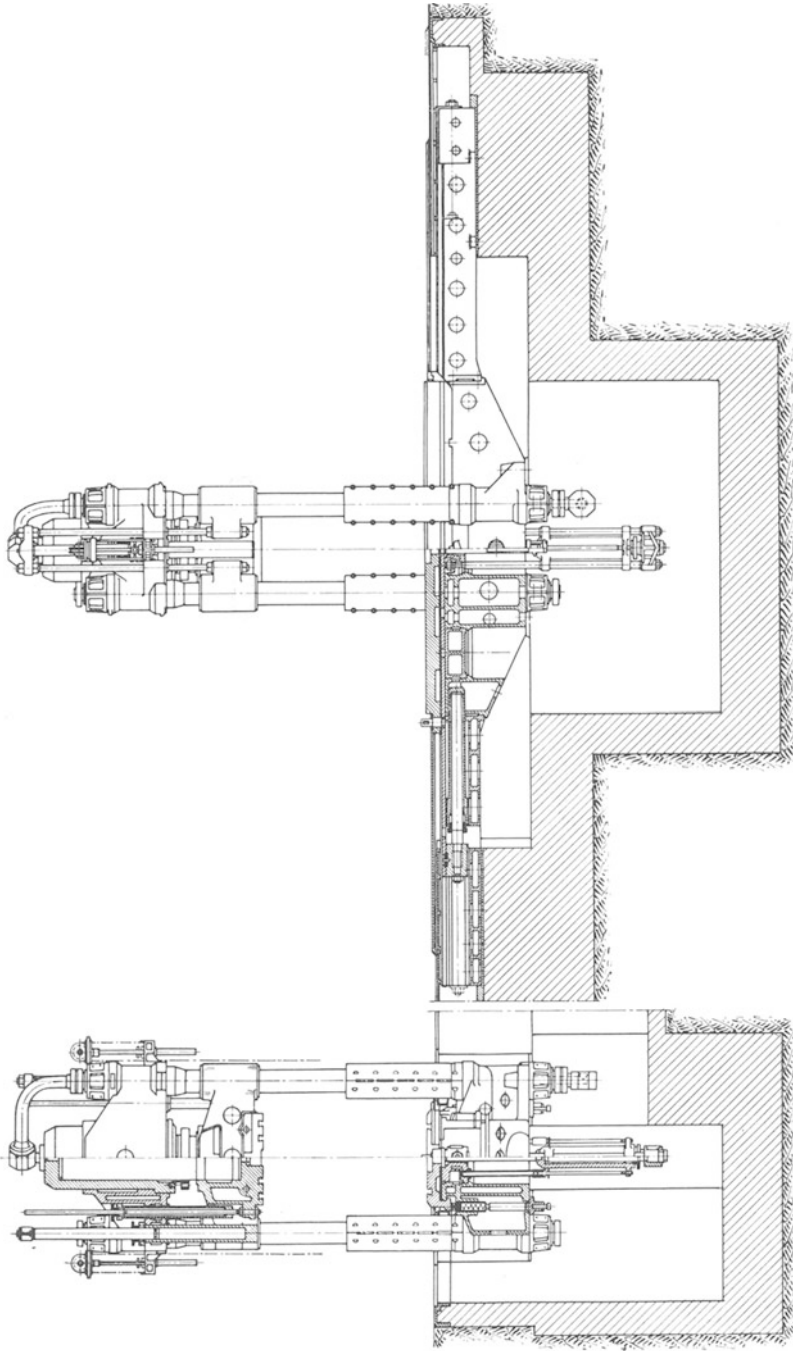


Abb. 7. 2000-t.-Schmiedepresse in Einzylinderkonstruktion mit zweiseitig ausfahrbarem Verschobebisch, Ausstoßvorrichtung in Mitte Unterholm, Ausgleichzylindern zur Ausbalancierung des Querhauptes und durchbohrten Säulen für die Preßwasserzuleit. (Schoemann A. G., Düsseldorf.)

symmetrisch angreifenden Kräften berechnet. Der Stützenabstand ist gleich der mittleren Säulenentfernung. Da die Belastung nicht immer in der ganzen Holmbreite auftritt, ist anzunehmen, daß sich die Spannungen unregelmäßig über die Querschnittsflächen verteilen; man wählt deshalb die zulässige Biegungsbeanspruchung auch mit Rücksicht auf die

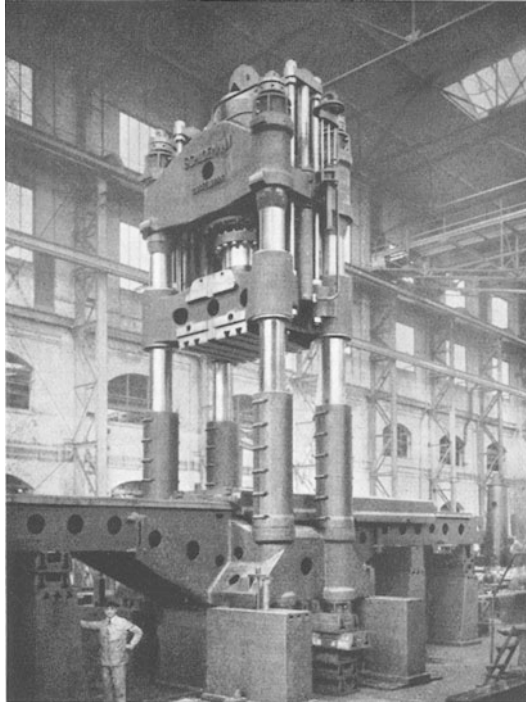


Abb. 8. Werkstattmontage der 2000 t-Schmiedepresse (Abb. 7).

häufigen Spannungsschwankungen verhältnismäßig niedrig mit  $\sigma'_{zul.} = 450$  bis  $600 \text{ kg/cm}^2$ .

Außer der Biegungsbeanspruchung treten bei exzentrischer Übertragung des Preßdruckes auf das Schmiedestück noch zusätzliche Biegungs- und Zugbeanspruchungen auf, welche jedoch vernachlässigt werden. Die Nebenspannungen entstehen durch Kräftepaare in den Säulenkanonen. Die Krafrichtung kann horizontal in beiden Säulenachsen liegen, so daß es zweckmäßig ist, dem Holm mit den Säulenkanonen eine wabenähnlich unterteilte, stabile Kastenform zu geben, welche die Biegungsbeanspruchungen in allen Richtungen gut aufnimmt. Die Gurte sollen möglichst geradlinig durchlaufen, damit keine Spannungsumlenkungen entstehen. Kernlöcher in den Stegen dürfen nicht größer sein, als es gießtechnisch erforderlich ist. An Stelle eines länglichen

Kernloches sind zwei dem gleichen Flächeninhalt entsprechende runde Löcher mit genügendem Abstand voneinander vorzuziehen (PFLEIDERER: Mitteilungen über Forschungsarbeiten. Der Einfluß von Löchern oder Schlitzten in der neutralen Schicht gebogener Balken auf ihre Tragfähigkeit. Berlin: Julius Springer 1911).

Wesentlich gefährlicher als die zusätzlichen Beanspruchungen sind Gußspannungen, die leicht durch Werkstoffanhäufungen entstehen. Bei der Konstruktion des Unterholmes muß deshalb auf gute Querschnittübergänge Wert gelegt werden; ferner ist nach dem Gießen für gutes

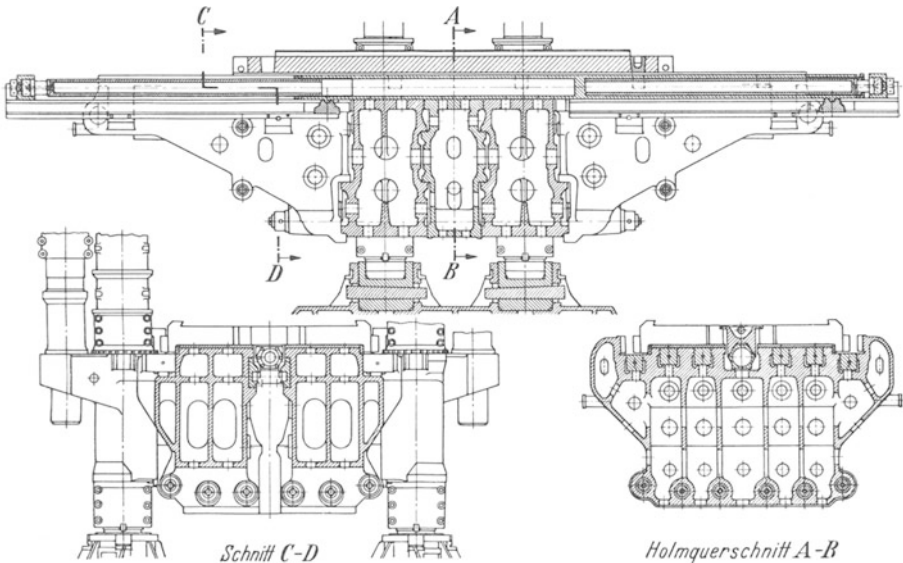
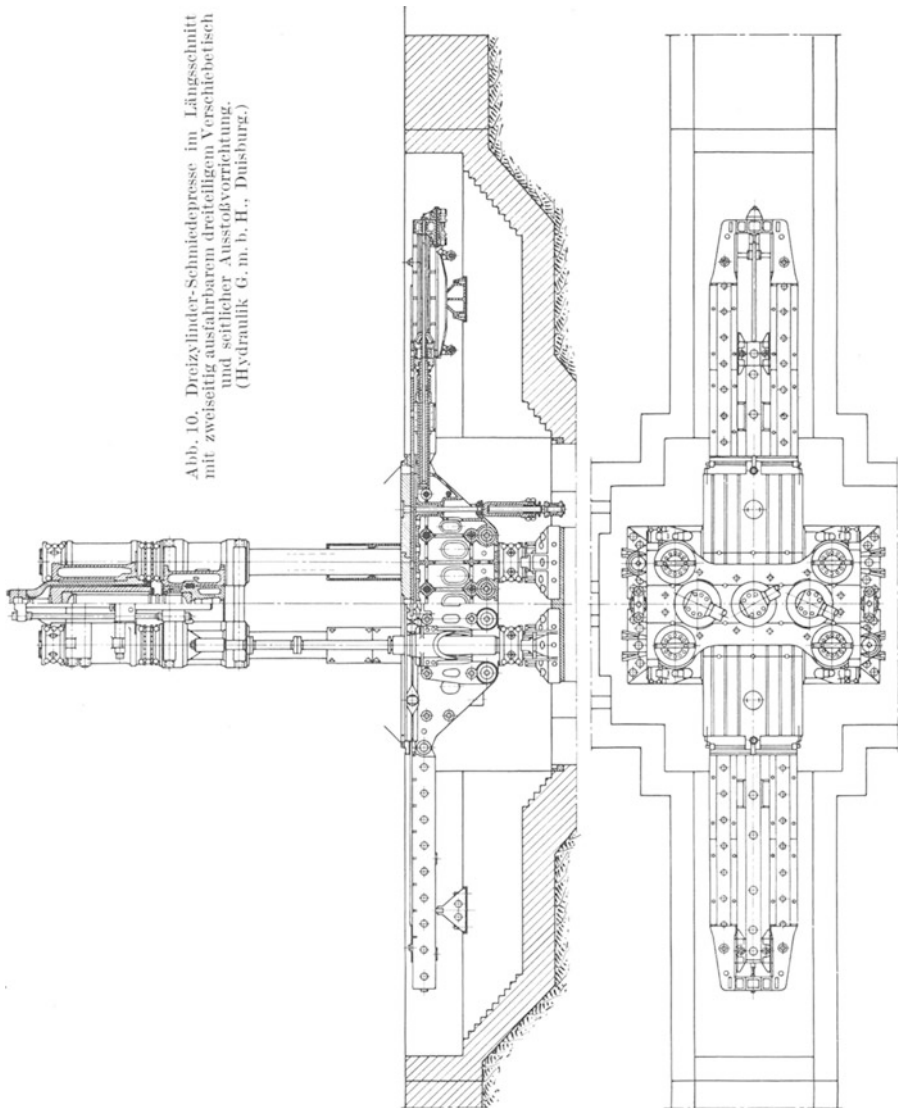


Abb. 9. Mehrteiliger Unterholm einer 10000 t-Schmiedepresse mit Verschiebetisch und Keileinstellung an den Säulenden zum Ausrichten des Holmes bei der Montage. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. W.)

Ausglühen Sorge zu tragen. Zur Erzielung einer vorteilhaften Konstruktion ist zu empfehlen, beim Entwurf des Unterholmes, sowie auch jedes anderen Stahlgußstückes mit den Stahlgießereien Hand in Hand zu arbeiten.

Unterholme für Schmiedepressen mit einem Druck bis etwa 4000 t lassen sich in den meisten Fällen noch einteilig herstellen, ohne das Ladeprofil oder das zulässige Transportgewicht zu überschreiten. Für Pressen mit höheren Drücken muß der Unterholm dagegen aus mehreren Stücken zusammengesetzt werden (Abb. 9 u. 10). Bei der Bestimmung der Teilebenen ist zu beachten, daß das in ihnen zur Übertragung kommende Biegemoment, das durch Schrumpfringe aufgenommen wird, möglichst klein ist. Die Anker sind als Dehnungsschrauben auszubilden.

Die Höhe des Unterholmes macht man in der Regel gleich der Höhe der Säulenkanonen, für die man günstige Abmessungen aus dem Erfahrungswert  $h = 2,5$  bis  $3,5 d$  erhält, wobei  $d =$  Schaftdurchmesser der Säulen.



Für die Lagerung auf dem Fundament wird der Unterholm mit weit ausladenden und eine gute Standsicherheit gewährleistenden Konsolen versehen, die an die Säulenkanonen anschließen. Bei großen

mittleren Säulenentfernungen versieht man die Schmiedepressen (Abb. 10) zur Aufstellung auf dem Fundament mit Säulenfüßen.

Für die Ausführung des *Verschiebetisches* wird Stahlformguß (Stg. 45.81), bei kleinen Pressen mit einem Druck bis etwa 1500 t auch Gußeisen (Ge 14.91) verwendet. Das Führungsbett am Unterholm erhält für einen Stahlgußtisch gußeiserne Verschleißleisten. Der Querschnitt der Führung soll so ausgebildet sein, daß Zunder oder andere Fremdkörper von der Bahn leicht abgestreift werden und sich nicht zwischen die Gleitflächen klemmen können. Zum Schutze des Führungsbettes gegen abfallenden Zunder werden Abdeckplatten vorgesehen, die an den Tischenden eingehakt werden und sich mitverschieben.

Die Länge des Verschiebetisches richtet sich nach den vorkommenden Arbeiten. Zur Aufnahme der Schmiedesättel genügt ein kurzer Tisch; beim Aufweiten oder Trommelschmieden über einen Dorn (Abb. 11) muß der Tisch dagegen lang sein. Die Tischbreite ist durch die Säulenstellung gegeben.

Bei der Bestimmung des Verschiebehubes ist zu untersuchen, wie weit die Werkzeuge mit dem Kran an die Pressenmitte herangebracht werden können. Ferner ist die Entscheidung zu treffen, ob der Tisch nur nach einer Seite der Presse oder nach beiden Seiten ausfahrbar angeordnet werden soll.

In vereinzelt Fällen besteht der Verschiebetisch auch aus drei miteinander gekuppelten Sattelplatten (Abb. 44); sie lassen sich in entkuppeltem Zustand unabhängig voneinander verhältnismäßig weit aus Pressenmitte ziehen, so daß für den Werkzeugwechsel mehrere Sättel dauernd in Bereitschaft gehalten werden können. Als Nachteil muß allerdings beim mehrteiligen Verschiebetisch die Freilegung des Führungsbettes zwischen den einzelnen Platten in Kauf genommen werden.

Das Werkzeug wird auf dem Verschiebetisch durch Keile, Schrauben oder Bolzen befestigt, für die entsprechende Nuten und konische Löcher vorgesehen werden müssen; für die Zentrierung wird eine Bohrung angebracht.

Um zu vermeiden, daß der Tisch während des Schmiedens abgedrückt wird, ist eine Feststellung am Unterholm erforderlich. Sie erfolgt an einer Längsseite des Tisches in der Pressenmitte mit einem Riegel, der entweder mechanisch in Verbindung mit einem Kipphebel oder bei großen Pressen hydraulisch ein- und ausgeklinkt wird. Häufig erhält die Längsseite auch eine Verzahnung zur Verriegelung des Tisches in mehreren Stellungen.

Für die Bewegung des Verschiebetisches wird *elektrischer oder hydraulischer Antrieb* ausgeführt. Beim elektrischen Tischantrieb arbeitet der Reversiermotor über ein Getriebe und eine Rutschkupplung auf ein Ritzel mit Zahnstange. Spindelantrieb ist wegen der Verschmutzung ungeeignet.

Man trifft den elektrischen Tischantrieb verhältnismäßig selten an; er kommt nur für Pressen in Betracht, die ausschließlich mit Dampf oder Luft betrieben werden. Diese Mittel scheiden infolge ihrer Expansionsfähigkeit und der hierdurch hervorgerufenen unsicheren Einhaltung der

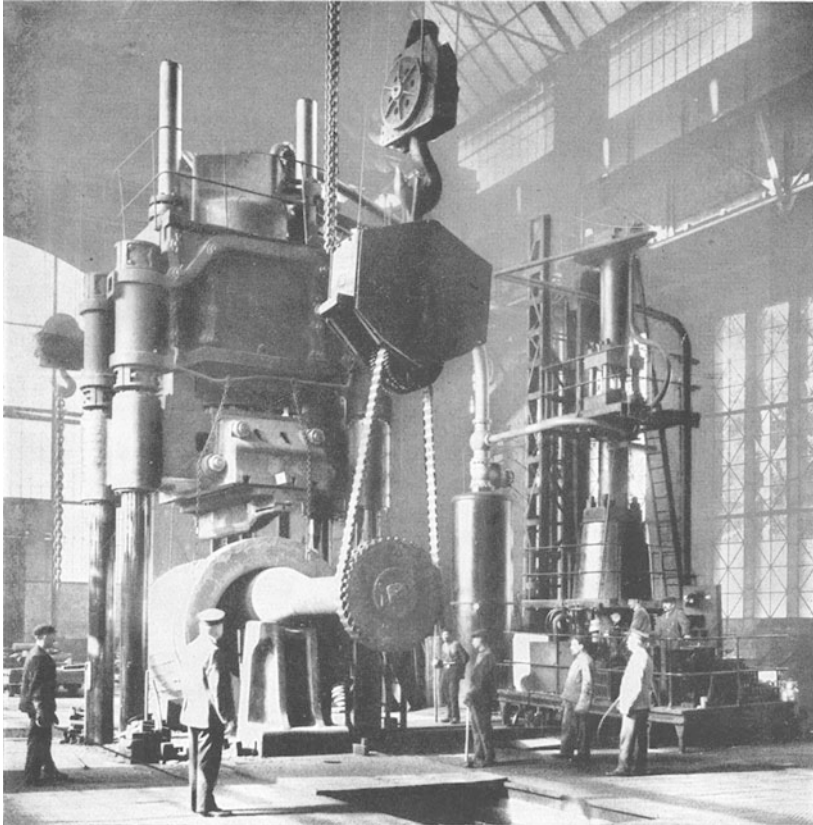


Abb. 11. 2000 t dampfhydraulische Schmiedepresse mit Stufentreibapparat bei der Herstellung einer Turbinentrommel. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Bewegung, sowie wegen der großen Zylinderabmessungen für die Tischverschiebung aus.

Der wesentlich einfachere hydraulische Tischantrieb kann auch für dampf- und lufthydraulische Schmiedepressen Anwendung finden, wenn zur Preßwassererzeugung eine Pumpe aufgestellt wird, die über eine Steuerung direkt mit den Verschiebezyllindern verbunden ist. Gegenüber dem elektrischen Tischantrieb mit Drehstrom hat diese Anordnung außerdem noch den Vorzug, daß eine Regulierung der Geschwindigkeit möglich ist.

Für den hydraulischen Tischantrieb gibt es zwei verschiedene Ausführungsarten, und zwar unterscheidet man Vorrichtungen für direkte und indirekte Verschiebung. Die erste Bauart (Abb. 122), bei der die Verschiebepflunger unmittelbar am Tisch angreifen, ist für kurze Hübe und einseitige Verschiebung bis zu einer Länge von rd. 2 m geeignet.

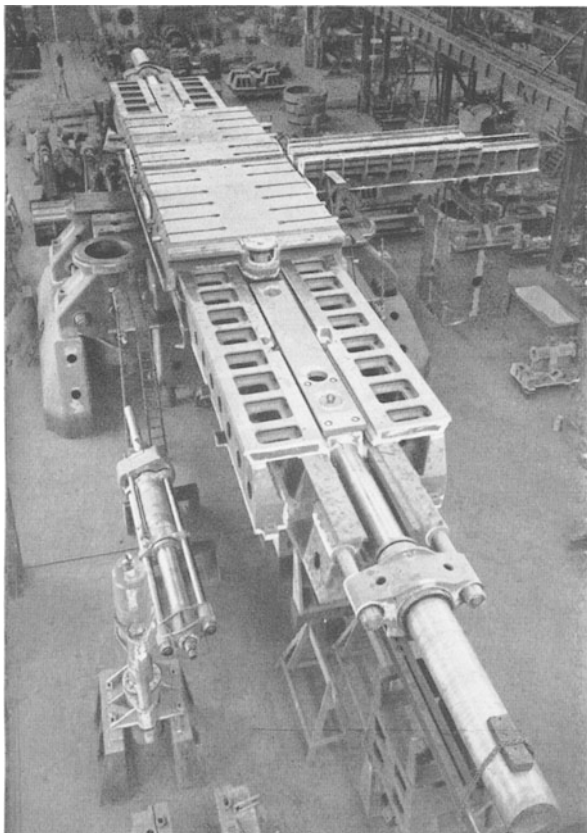


Abb. 12. Unterholm für eine 15000 t-Schmiedepresse mit Verschiebetisch und Sattelverschiebevorrichtung (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

Für größere Hübe ist die zweite Bauart vorteilhaft (Abb. 7 bis 12). In diesem Falle wird die Verschiebung absatzweise vorgenommen, indem der Tisch durch einen Bolzen wiederholt mit einem Verschiebeband gekuppelt wird, das unter dem Tisch hin und her bewegt werden kann und im Abstand eines Plungerhubes mehrere Bolzenlöcher hat. Der Verschiebehub ist demnach nur von der Länge des Tischbettes abhängig. Da das Verschiebeband meistens einseitig an den Plungern angreift, ist bei der Konstruktion auf eine gute Plungerkopfführung Wert zu

legen. Abb. 9 zeigt eine nach demselben Prinzip konstruierte Verschiebevorrichtung, bei der das Verschiebeband durch einen beweglichen Zylinder ersetzt worden ist. Der Zylinder erhält mehrere Aussparungen zum aufeinanderfolgenden Einstecken eines Riegels.

Die Größe der Verschiebekraft erhält man aus der Beziehung  $P = \mu \cdot N$ . Der Normaldruck  $N$  setzt sich aus den Einzelgewichten für den Verschiebetisch, den größten Rohblock und den Werkzeugen zusammen. Der Reibungskoeffizient ist als Erfahrungswert mit  $\mu = 0,5$  bis  $0,6$

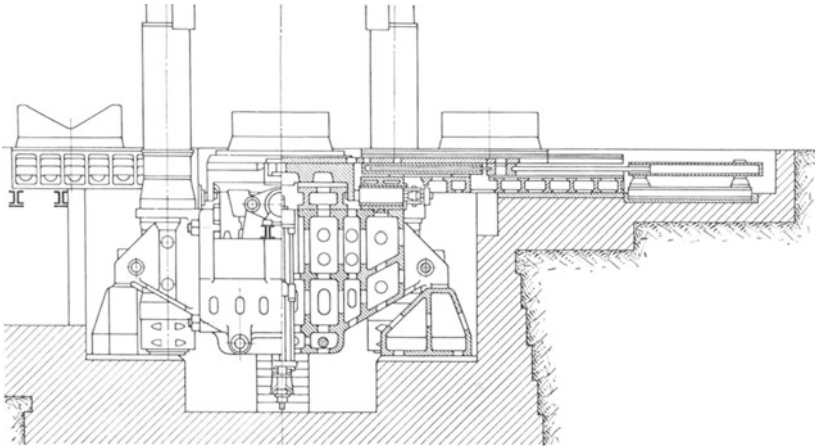


Abb. 13. Schnitt durch die Sattelverschiebevorrichtung am Unterholm (Abb. 12).

einzusetzen. Die Beschleunigungskraft kann dabei vernachlässigt werden. Bewährte Abmessungen für Verschiebetische sind in der Tabelle 4 auf S. 16 angegeben.

Um die Schmiedesättel beispielsweise beim Übergang von einem runden auf einen eckigen Schmiedequerschnitt in kürzester Zeit auszuwechseln, wird zweckmäßig in der Querrichtung der Presse noch eine *Sattelverschiebevorrichtung* (Abb. 13) vorgesehen. Sie besteht aus einem schmalen Rahmen mit zwei kleinen hydraulischen Zylindern. Die Plunger bewegen in ähnlicher Weise wie bei der indirekt arbeitenden Tischverschiebevorrichtung ein Verschiebeband, das die beiden miteinander verbundenen Sättel absatzweise durch die Presse zieht. Die Sättel sind in diesem Falle an der Unterseite glatt und werden auf dem Verschiebetisch entweder mit Bolzen oder Schrauben befestigt.

Den Plungerdruck der Sattelverschiebevorrichtung macht man gleich dem zu verschiebenden Gewicht, während der Einzelhub 500 bis 1000 mm beträgt. Man wendet im allgemeinen die Sattelverschiebevorrichtung selten an, da sie den erwünschten freien Durchgang in der Querrichtung behindert und die Wartung erschwert.



Eine *Ausstoßvorrichtung* kann im Unterholm entweder in der Mitte oder an den Seiten angeordnet werden, wobei man den Mittenabstand gleich einem Hub der Verschiebevorrichtung ausführt (Abb. 14).

Die Ausstoßvorrichtung richtet man zweckmäßig derart ein, daß sich der Zylinder über einen feststehenden Plunger bewegt, wodurch die Stopfbüchse und die Lauffläche einigermaßen vor dem Verschmutzen geschützt sind. Der Ausstoßstempel wird vielfach in den Zylinderboden eingeschraubt und im Obergurt des Unterholmes geführt. Der Verschiebetisch und das Verschiebeband müssen für den Durchgang des Stempels eine Öffnung erhalten. Der Ausstoßzylinder wird durch zwei

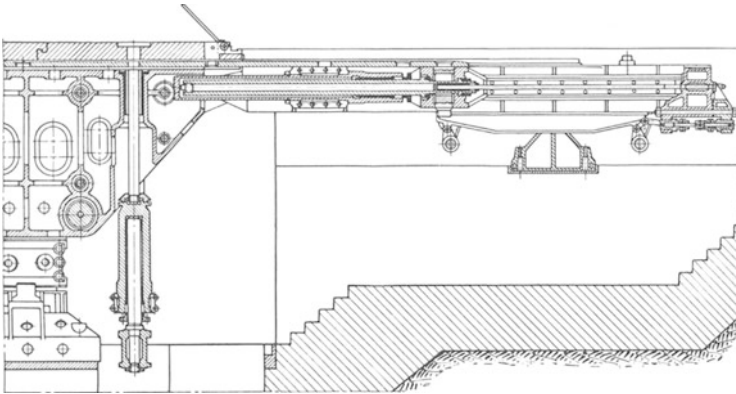


Abb. 14. Ausstoßvorrichtung und Antrieb des Verschiebebandes. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

kleine seitliche Rückzugplunger, die an einer Traverse angreifen, abwärts bewegt.

Man kann auch den feststehenden Plunger zur Vermeidung der seitlichen Rückzugzylinder doppelt wirkend ausführen, jedoch ist die Konstruktion wegen des umständlichen Auswechselns der Dichtungen weniger verbreitet. Bei kleinen Ausstoßvorrichtungen mit Drücken bis 100 t wird an Stelle des hydraulischen Rückzuges vorteilhaft ein Gewicht vorgesehen.

Da Locharbeiten in größerem Umfange stets auf ausgesprochenen Lochpressen ausgeführt und Gesenkstücke unter Hämmern geschlagen werden, findet man die Schmiedepressen meistens ohne Ausstoßvorrichtungen; es ist jedoch empfehlenswert, besonders bei Schmiedepressen für reinhydraulischen Betrieb, die Einbaumöglichkeiten für Ausstoßvorrichtungen vorzusehen, wodurch das Anwendungsgebiet der Pressen erheblich erweitert wird ohne irgendeine nachteilige Beeinflussung der ursprünglichen Konstruktion. Bewährte Abmessungen für Ausstoßvorrichtungen gehen aus der Tabelle 4 hervor.

**2. Zylinderholm.** Für die grundsätzliche Konstruktion und die Berechnung des Zylinderholmes, soweit derselbe nur zur Aufnahme des

Tabelle 4. Hauptabmessungen einteiliger Verschiebetische und von Ausstoßvorrichtungen für Viersäulenschmiedepressen.

Preß- druck  t	Verschiebetisch					Ausstoßer		
	Tischfläche  mm	Tisch- verschiebung		Plunger- hub  mm	Plunger- druck  t	Ausstoß- druck  t	Anteil vom Preß- druck  %	Ausstoß- kolben- hub  mm
		ein- seitig mm	zwei- seitig mm					
500	1800×900	1000	—	1000	10	30	6	600
600	1800×900	1000	—	1000	10	30	5	600
800	2000×1100	1100	—	1100	15	40	5	700
1000	2000×1100	1100	—	1100	15	50	5	750
1200	2200×1250	1200	—	1200	20	60	5	800
1500	2200×1400	1200	—	1200	20	75	5	900
2000 <sup>1</sup>	2800×1600	1500	—	1500	30	100	5	1000
	6000×1600	—	4000	2000	50			
2500 <sup>1</sup>	3400×1800	1800	—	1800	40	125	5	1100
	6000×1800	—	4000	2000	75			
3000	6000×2000	—	4500	2250	100	150	5	1200
4000	6000×2500	—	4500	2250	125	200	5	1300
5000	6000×2800	—	4500	2250	150	200	4	1300
6000	8000×3200	—	6000	3000	175	200	3	1300
8000	8000×3600	—	6000	3000	200	250	3	1500
10000	10000×4000	—	7000	3500	250	250	2,5	1500
15000	10000×4200	—	7000	3500	300	375	2,5	1500

Zylinders dient und nicht mit ihm aus einem Stück besteht, gelten dieselben Richtlinien wie für den Unterholm. Als Baustoff wird Stahlformguß (Stg. 45.81 oder Stg. 50.81 R) verwendet. Die Biegungsbeanspruchung hält sich in den Grenzen von  $\sigma'_{zul} = 500$  bis  $700 \text{ kg/cm}^2$ . Die Holmhöhe bringt man in Einklang mit den Säulenkanonen, für die wieder der Erfahrungswert  $h = 2,5$  bis  $3,5 d$  einen Anhalt gibt. Bei größeren Pressen werden meistens mehrere Zylinder in den Holm eingesetzt (Abb. 15); sie müssen in den Bohrungen etwas Spiel haben, das durch die Berechnung der Ausdehnung des Zylinders unter Spannung annähernd genau festgestellt werden kann. Zusammengesetzte Zylinderholme haben ihre Teilebenen parallel zur Querachse der Presse. Die Holmbreite macht man so klein wie möglich, damit man mit dem Kran nahe an die Pressenmitte heranzufahren kann, um kurze Schmiedestücke und Blöcke fassen zu können. Zuweilen versieht man die Breitseiten des Holmes auch mit einem Schutzblech, um zu verhindern, daß die Kranseile und Flaschen an hervorstehenden Teilen hängen bleiben. Die Schmalseiten erhalten angegossene Augen oder Bearbeitungsflächen zur Befestigung der Rückzugzylinder. Ferner sieht man noch an den Säulenkanonen einige Bearbeitungsflächen vor zum Anbringen von Transportvorrichtungen und hydraulischen Flaschenzügen zum Heben der Schmiedestücke.

<sup>1</sup> Die größeren Verschiebetische werden beim Trommelschmieden verwendet.

**3. Säulen und Muttern.** Man verwendet für die Säulen geschmiedeten Kohlenstoffstahl (St. 50.11) und legt für den Kernquerschnitt bei zentrischer Belastung und Annahme gleichmäßiger Spannungsverteilung eine zulässige Zugbeanspruchung von  $\sigma_{zul} = 400$  bis  $500 \text{ kg/cm}^2$  zugrunde. Sie ist verhältnismäßig niedrig mit Rücksicht auf die rechnerisch schwer zu erfassenden zusätzlichen Spannungen in den Säulen, von denen die durch exzentrisches Schmieden hervorgerufene Bieugungsbeanspruchung am größten ist. Ihre rechnerische Ermittlung hat wenig praktischen Wert, da beim Schmieden Abweichungen aus der Pressen-

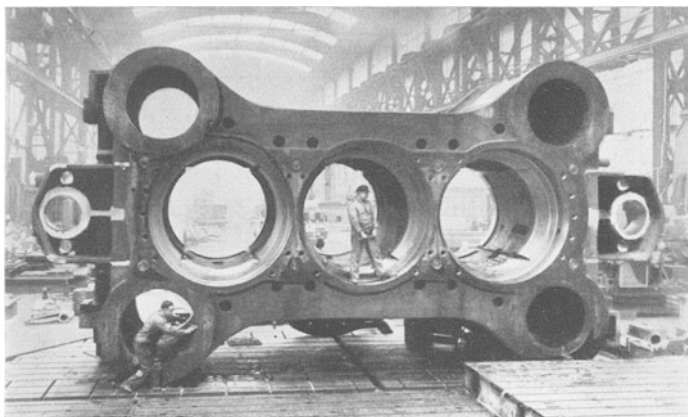


Abb. 15. Dreiteiliger Zylinderholm für eine 15000 t-Dreizylinder-Schmiedepresse. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

mitte möglich sind, die eine Überschreitung der Streckgrenze des Baustoffes zur Folge haben. Man ist demnach zur Vermeidung einer Überanstrengung der Säulen auf die Gewissenhaftigkeit des Schmiedes angewiesen und begegnet der Gefahr eines Säulenbruches durch Wahl eines Stahles mit großer Dehnung, wodurch die Presse nachgiebig wird und durch ihre Schwankungen den Steuermann zur Vorsicht mahnt.

Bei schweren Schmiedepressen überträgt man oft den Ausschlag des Zylinderholmes auf ein Meßinstrument, so daß der Steuermann sich beim rechtzeitigen Umsteuern nicht mehr auf das Gefühl zu verlassen braucht. Die Instrumente wirken elektrisch oder optisch nach Abb. 16 u. 17. Die elektrischen Anzeigeräte lassen sich bei Überschreitung zulässiger Ausschläge in einfachster Weise auch zur Auslösung von Signalen oder Blockiervorrichtungen einrichten. Die für eine Presse zulässige Exzentrizität beim Schmieden kann überschlägig mit 10 bis 15% des gesamten Plungerhubes angenommen werden, wobei sich eine zusätzliche Bieugungsbeanspruchung von ungefähr  $\sigma' = 1000 \text{ kg/cm}^2$  ergibt.

Eine allgemein verständliche Darstellung der in einer Presse beim exzentrischen Schmieden wirkenden inneren Kräfte zeigt Abb. 18a.

Der Plungerdruck  $P_1$  ist gleich dem Schmiedewiderstand  $P_3$ . Die entsprechenden Gegenkräfte sind der Zylinderdruck  $P_2$  und der Druck  $P_4$  auf den Unterholm. Es ist also  $P_1 = P_2 = P_3 = P_4$ .

Der Schmiedewiderstand  $P_3$  tritt in der Entfernung  $l$  seitlich von der Pressenmitte auf und ruft mit dem Plungerdruck  $P_1$  eine Verdrehung des Querhauptes hervor, die an den Säulen durch die an dem Hebel-

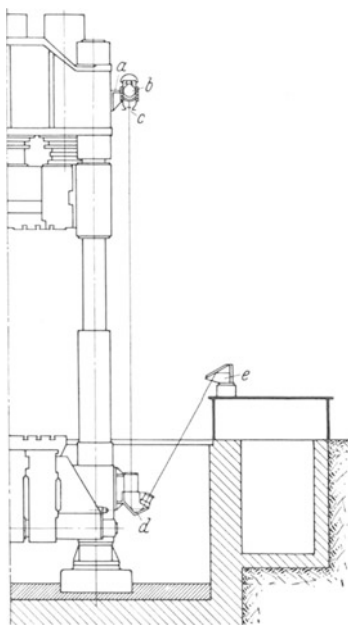


Abb. 16. Optische Anzeigevorrichtung zum Messen des seitlichen Ausweichens des Zylinderholmes beim einseitigen Schmieden. *a* Konsole, *b* Lichtquelle, *c* Marke, *d* Doppelfernrohrsystem, *e* Mattscheibe.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

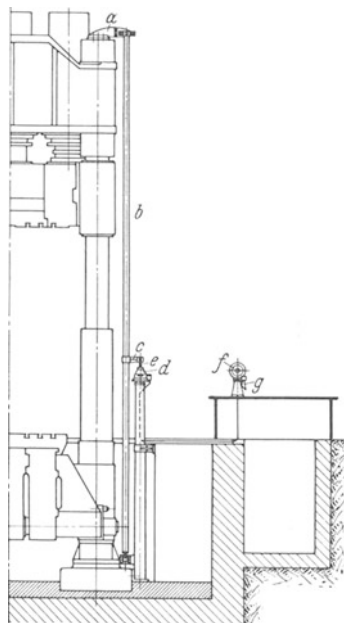


Abb. 17. Elektrische Anzeigevorrichtung zum Messen des seitlichen Ausweichens des Zylinderholmes beim einseitigen Schmieden. *a* Pendellager, *b* Steuersäule, *c* Steuerarm, *d* Gebereinrichtung, *e* Steuerdaumen, *f* Empfängereinrichtung, *g* Signalhupe.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

arm  $l_1$  angreifenden Kräftepaare  $P_{10}$  aufgenommen wird. Demnach ist  $P_3 \cdot l = 2 P_{10} \cdot l_1$ .

Der Zylinderdruck  $P_2$  wird ebenfalls auf die Säulen übertragen; die beiden Reaktionen sind  $P_5 = \frac{P_2}{2}$ . Die vom Unterholm ausgehenden und von der Kraft  $P_4$  erzeugten Reaktionen sind:

$$P_6 - 2 P_7 = P_4 \cdot \frac{b}{a+b} \quad \text{und} \quad P_6 + 2 P_7 = P_4 \frac{a}{a+b}.$$

Die Kräfte  $P_6$  stellen das Gleichgewicht mit den Kräften  $P_5$  her, während die Kräfte  $P_7$  sowohl am Unterholm als auch am Zylinderholm 2 Drehmomente bilden, welchen die von den Säulen ausgehenden beiden Momente  $P_8 \cdot l_2$  und  $P_9 \cdot l_3$  entgegenwirken. Folglich ist  $P_5 = P_6$  und  $P_4 \cdot l = 2 P_7 (a + b) = 2 (P_8 \cdot l_2 + P_9 \cdot l_3)$ .

In Abb. 18b ist die Belastung für eine Säule dargestellt. Das größte Biegemoment beträgt nach der Momentenfläche  $M_b = P_{10} \cdot \frac{l_1}{2} = P_8 \cdot l_2 = P_9 \cdot l_3$  oder mit  $M_b = W \cdot \sigma'_{zul} P_{10} \cdot l_1 = 2 W \cdot \sigma'_{zul}$ , worin  $W$  das Widerstandsmoment der Säule und  $\sigma'_{zul}$  die zulässige Biegs- oder Zugbeanspruchung bedeuten.

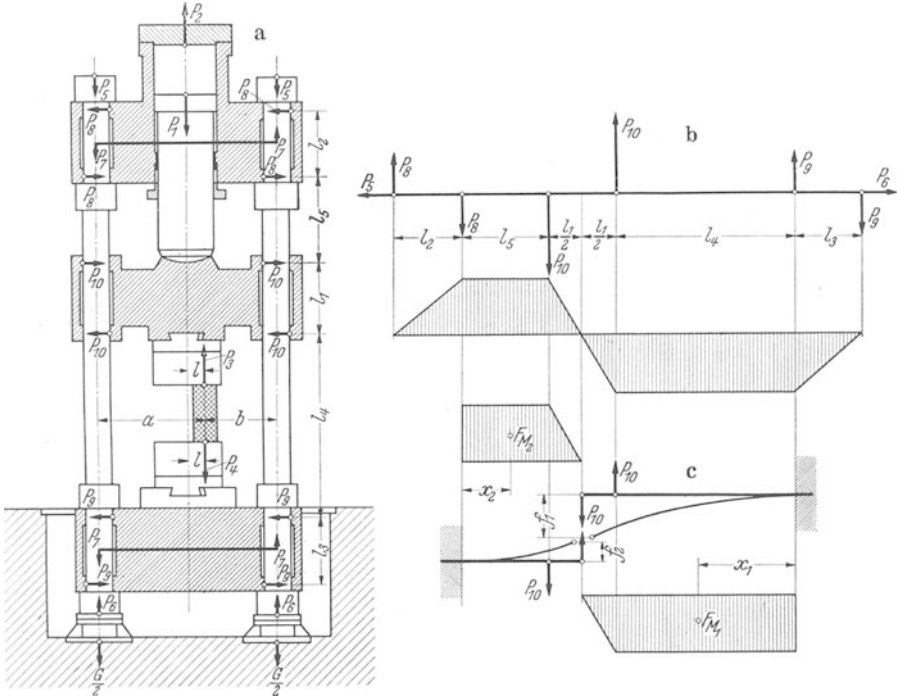


Abb. 18a, b u. c. Belastungsschema für eine Schmiedepresse beim exzentrischen Schmieden.

Bezeichnet man den auf eine Säule entfallenden Preßdruck ganz allgemein mit  $P$  und den schwächsten Säulenquerschnitt mit  $f$ , so erhält man die größte Zugbeanspruchung zu  $\sigma_z = \frac{P}{f} + \frac{P \cdot l}{2W}$ .

Außer der Biegsbeanspruchung müssen weitere zusätzliche Beanspruchungen durch die Vorspannung und Erwärmung der Säulen berücksichtigt werden, wofür es aber ebenfalls keine genauen Anhaltspunkte gibt. Die Erwärmung der Säulen durch die Ausstrahlung des Schmiedestückes wurde z. B. an einer 5000 t-Schmiedepresse mit rd.  $300^\circ \text{C}$  gemessen. Die Temperatur verteilte sich sowohl über die Länge als auch über den Umfang ungleichmäßig und konnte später durch Anordnung eines Kettenschirmes auf etwa  $100^\circ \text{C}$  verringert werden.

Weitere Fehlerquellen für die Berechnung liegen in der Kerbwirkung des Gewindes und in der Annahme einer gleichmäßigen Spannungs-

verteilung; es ist sehr wahrscheinlich, daß die Zugspannungen im Säulenquerschnitt Unterschiede aufweisen als Folge der Durchbiegung der Holme, die sich bei den stark wechselnden Querschnittsflächen nur ungenau feststellen läßt.

Die Durchbiegung der Säulen kann nach Abb. 18 c mit ausreichender Genauigkeit berechnet werden. Man denkt sich eine Säule im Wendepunkt durchgeschnitten und die Enden in beiden Holmen fest eingespannt. Die gesamte Durchbiegung  $f$  erhält man sodann als Summe

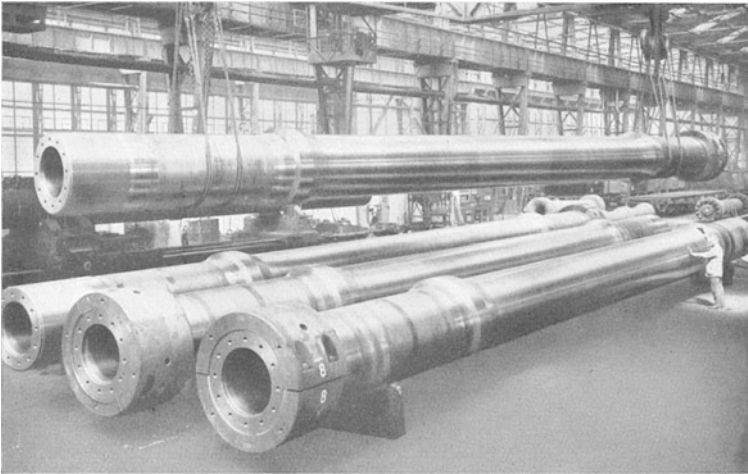


Abb. 19. Hohlgeschmiedete und ausgebohrte Säulen für eine Schmiedepresse. Säulenlänge 24 m, Schaftdurchmesser 1200 mm, Einzelgewicht etwa 115 000 kg. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

der Durchbiegungen zweier Freiträger zu:  $f = f_1 + f_2 = \frac{1}{E \cdot J} (F_{M_1} \cdot x_1 + F_{M_2} \cdot x_2)$ .

In dieser Gleichung bedeuten  $F_{M_1}$  und  $F_{M_2}$  die Momentenflächen der beiden Freiträger und  $x_1$  sowie  $x_2$  die Schwerpunktsabstände der Momentenflächen von den Einspannstellen. Der Einfluß der axialen Zugkraft auf die Durchbiegung der Säulen ist sehr gering und kann vernachlässigt werden.

Säulenbrüche kommen verhältnismäßig selten vor; sie entstehen zum Teil durch Werkstofffehler, die sich im Gefüge als feine Risse zeigen und vom Schmieden herrühren. Um vor derartigen Fehlern geschützt zu sein, ist es üblich, Säulen mit einem Durchmesser von ungefähr 500 bis 800 mm glatt auszubohren, wobei der Kern auf seiner ganzen Länge genau kontrolliert werden kann. Sind die Säulen noch stärker, so werden sie in der Regel hohl geschmiedet und anschließend sauber ausgedreht (Abb. 19). Der Innendurchmesser beträgt beim Ausbohren 200 bis 300 mm und beim Hohlschmieden 350 bis 700 mm. Da das

Widerstandsmoment der hohlen Säule im Vergleich zur vollen Säule mit gleicher Querschnittsfläche bedeutend größer ist, kann die zulässige Zugbeanspruchung bei zentrischer Belastung bis  $\sigma_{zul} = 700 \text{ kg/cm}^2$  im gleichen Verhältnis erhöht werden.

Bei der Konstruktion der Schmiedepresse ist es naheliegend, die hohlen Säulen für die Wasserzuführung zu benutzen. Man ist jedoch zum Teil hiervon wieder abgekommen, da an den starren Flanschverbindungen durch die Erschütterungen der Presse häufig Undichtigkeiten aufgetreten sind. Außerdem ist noch zu berücksichtigen, daß starke nachteilige Temperaturunterschiede auftreten, wenn nicht alle Säulen am Rohrnetz angeschlossen sind.

Das Säulengewinde ist ein Sägewinde mit trapezförmigem Profil (Abb. 20). Für die Steigung  $H$  und die Gewindetiefe  $t$  erhält man, wenn  $d =$  Kerndurchmesser der Säule, bewährte Abmessungen aus den Beziehungen  $H \cong 0,03 d + 4 \text{ mm}$  und  $H \cong 1,7 t$ . Die Hohlkehlen im Gewinde werden so groß wie möglich und die Übergänge vom Kern auf den Schaftdurchmesser möglichst lang hergestellt. Den Radius im Gewindegrund bestimmt man aus der weiteren Gleichung:  $H = t + 2,5 a$ . Zwischen den Zentrierbunden in den Kanonen, die etwas stärker sind als der Außendurchmesser des Gewindes, dreht man die Säulen auf den Kerndurchmesser zur Aufnahme einer möglichst großen elastischen Formänderungsarbeit ab.

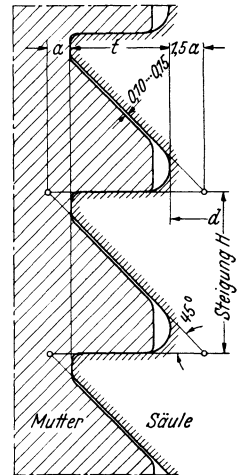


Abb. 20. Gewindeprofil für Säulen und Muttern von Schmiedepressen.

Nach Abb. 18 b ist das Biegemoment im Kernquerschnitt des Gewindes am Ende einer Säule gleich Null; es würde deshalb logisch sein, die Säulenenden zu verjüngen, wovon man jedoch aus Herstellungsgründen Abstand nimmt.

Die zylindrische Lauffläche an den Säulen wird geschliffen. Um die Gleitflächen am Querhaupt nachstellen zu können, hat man auch schon Säulen mit quadratischem Querschnitt ausgeführt oder runde Säulen mit einem gegossenen und prismatische Führungsleisten tragenden Mantel umgeben. Trotz ihrer Vorzüge findet man jedoch diese Konstruktionen in der Praxis nur ganz vereinzelt.

Die Säulenmuttern sind zweiteilig und bestehen aus Stahlformguß (Stg. 45.81). Das Gewinde wird auf spezifischen Flächendruck, auf Abscheren und im abgewickelt gedachten Zustand auf Biegung berechnet. Die zulässigen Beanspruchungen sind  $\sigma \cong 450 \text{ kg/cm}^2$ ;  $\sigma_s \cong 180 \text{ kg/cm}^2$ ;  $\sigma' \cong 360 \text{ kg/cm}^2$ , wenn alle Gänge als tragend angenommen werden.

Der spezifische Druck auf die Auflagefläche der Mutter soll  $p = 800 \text{ kg/cm}^2$  nicht überschreiten. Bedeuten  $D$  der Außendurchmesser der

Mutter,  $d$  der Außendurchmesser des Gewindes und  $h$  die Mutterhöhe, so erhält man für eine Säulenmutter bewährte Abmessungen, wenn  $D = 1,5 d$  und  $h = d$  bis  $1,2 d$  sind.

Das Gewinde überträgt den Druck mit der geraden Flanke und liegt im Außendurchmesser auf. Im Gewindegrund der Säule besteht der Ausrundung entsprechend reichliches Spiel; man wählt es an der schrägen Flanke 0,1 bis 0,15 mm.

Die Mutterhälften werden durch Kopfschrauben miteinander verbunden; ihren gesamten Kernquerschnitt macht man ungefähr 6 bis 8% der Fläche des Kernquerschnittes der Säule. Eine Berechnung der Schrauben erübrigt sich, da die resultierenden Kräfte im Gewinde und in der Auflagefläche einer Mutterhälfte innerhalb der Kernfläche des Querschnittes liegen. Die beiden Mutterhälften können also nicht voneinanderklappen, dagegen verteilt sich der Druck ungleichmäßig über die Auflagefläche. Um die Resultierenden der gleichmäßig verteilten Kräfte in eine Achse zu bringen, hat man versucht, den Muttern eine ovale Form zu geben, wovon man jedoch wieder abgekommen ist.

Zur Einstellung der äußeren Muttern sieht man auf ihren Mantelflächen einige Bolzenlöcher vor. Die inneren Gegenmuttern erhalten dagegen mehrere Nocken, um das Anziehen durch Schlagen zu ermöglichen.

Die Säulenenden müssen, wenn der höchste Preßdruck auftritt, noch unter Vorspannung stehen. Man zieht deshalb die Gegenmuttern erst an, nachdem die Presse etwa 10 bis 20% überlastet worden ist, wofür man eine Handpumpe verwendet, welche die Spannung im Preßzylinder entsprechend erhöht. Die Höhe der Gegenmuttern wird mit Rücksicht auf die Vorspannung nicht kleiner als die der äußeren Muttern gewählt. Haben die Säulen an Stelle der Gegenmuttern Bunde, so werden die Enden warm eingezogen und zur Erwärmung mit einer Heizbohrung versehen. Im allgemeinen ist die Anwendung von Gegenmuttern gebräuchlicher, da die Vorspannung gleichmäßiger auf alle Säulen übertragen werden kann.

Das Spiel der Säulen in den Kanonen ist von der Genauigkeit der Säulenmittentfernung abhängig und beträgt im Durchmesser ungefähr 1 bis 2 mm. Man soll diese Toleranz so klein wie möglich halten, da sie nachteilig auf das Schwanken oder sog. Wackeln der Presse während des Schmiedens einwirkt. Zur Erzielung eines strammen Paßsitzes kann man die Holme nach einer Schablone bohren; außerdem gibt es noch verschiedene konstruktive Lösungen, die jedoch infolge der Verteuerung und Vermehrung der Elemente selten angewendet werden.

Bei Schmiedepressen, die mit Säulenfüßen auf dem Fundament stehen, werden häufig an Stelle der Gegenmuttern oder der Bunde am Unterholm zweiteilige, konische Büchsen verwendet, mit welchen man die Säulen fest einsetzt. Bei dieser Konstruktion ist zu beachten, daß



der Unterholm nicht durch die Wirkung des Rückzuges abgehoben wird. Man vermeidet die Schwierigkeit sofort, wenn die Rückzugzylinder in dem Unterholm angeordnet werden (Abb. 21).

Zur Sicherung gegen Verdrehen erhalten die Muttern am Unterholm meistens einen Anschlag, während sie am Zylinderholm mit den Säulen durch eine Lasche verbunden werden. Eine Sicherung der Gegenmuttern ist nicht unbedingt erforderlich; man verzahnt zuweilen den Rand der Auflagefläche, um die Mutter in kleinen Teilungen festhalten zu können.

#### 4. Preßzylinder und Plunger.

In der Wand eines hydraulischen Zylinders treten *tangentiale und axiale Zugkräfte*, sowie *radiale Druckkräfte* auf, die einen dreiachsigen rechtwinkligen Spannungszustand ergeben. Die Beanspruchungen können nach mehreren Gleichungen ermittelt werden; sie stimmen alle darin überein, daß die *tangentiale Beanspruchung* am größten und daher für die Bemessung der Wandstärke entscheidend ist. Sie bleibt unbeeinflusst durch die radialen und axialen Beanspruchungen, erreicht bei innerem Überdruck in den Innenfasern des Zylinders einen Höchstwert und fällt nach den Außenfasern

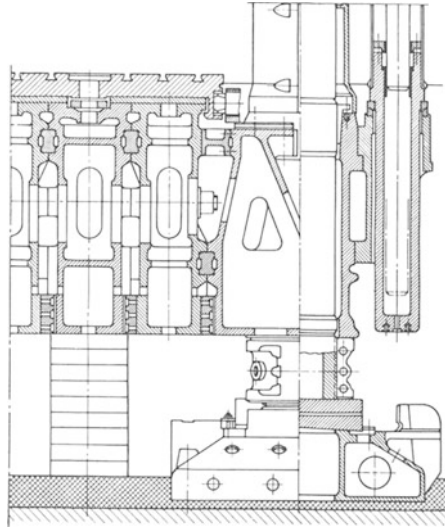


Abb. 21. Säulenbefestigung im Unterholm und Anordnung der Rückzugzylinder. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

ab. Die Gleichungen ergeben weiter, daß bei einem bestimmten Verhältnis zwischen dem inneren Überdruck und der zulässigen Beanspruchung eine Vergrößerung der Wandstärke zwecklos ist, ein Zustand, den man bei hohen Spannungen, die jedoch für Schmiedepressen nicht angewendet werden, durch Anordnung von Schrumpfzylindern wie im Geschützbau berücksichtigt, wodurch ein innerer Spannungsausgleich stattfindet.

Die Ergebnisse aus den verschiedenen Berechnungen weisen infolge ihrer voneinander abweichenden theoretischen Voraussetzungen zum Teil erhebliche Unterschiede auf. Die Gleichungen die man meistens für die Zylinderberechnung benutzt, lauten (C. BACH, Elastizität und Festigkeit. Berlin: Julius Springer):

##### 1. für die tangentielle Zugbeanspruchung

$$\sigma_1 = 0,4 \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot p_i + 1,3 \cdot \frac{r_a \cdot r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot p_i \cdot \frac{1}{z^2}.$$

## 2. für die radiale Druckbeanspruchung

$$\sigma_2 = 0,4 \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot p_i - 1,3 \cdot \frac{r_a^2 \cdot r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot p_i \cdot \frac{1}{z^2}.$$

## 3. für die axiale Zugbeanspruchung

$$\sigma_3 = 0,4 \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot p_i.$$

Es bedeuten:  $r_i$  = Innenradius,  $r_a$  = Außenradius des Zylinders in cm,  $p_i$  = innerer Überdruck in atü,  $z$  = Abstand der Faser von der Zylinderachse in cm.

Die Gleichungen 2 und 3 bleiben bei der Zylinderberechnung meistens unberücksichtigt. Die Gleichung 1, bezogen auf die Innenfaser, und mit  $\sigma_{zul}$  als zulässige Beanspruchung läßt sich vereinfacht ausdrücken durch die BACHSche Formel

$$d_a : d_i = \sqrt{\frac{\sigma_{zul} + 0,4 p_i}{\sigma_{zul} - 1,3 p_i}} \quad \begin{array}{l} d_a = \text{Außendurchmesser des Zylinders.} \\ d_i = \text{Innendurchmesser des Zylinders.} \end{array}$$

Bei Annahme bestimmter Werte für  $p_i$  und  $\sigma_{zul}$  erhält man für den Zylinder ein entsprechendes Verhältnis der Durchmesser. In der folgenden Tabelle 5 sind hierfür Zahlenwerte angegeben, wodurch die Berechnung der Wandstärke sehr erleichtert wird. Außerdem sind Werte für das Verhältnis der Spannungen in der Innen- und Außenfaser der

Tabelle 5. Werte zur Berechnung von Hohlzylindern mit innerem Druck nach der Gleichung  $\frac{d_a}{d_i} = \sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4 p_i}{\sigma_z - 1,3 p_i}}$ .

$p_i : \sigma_z d_i$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
$d_a : d_i$	1,009	1,017	1,026	1,035	1,044	1,054	1,063	1,074	1,083	1,093	1,104	1,114	1,125
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,987	0,974	0,961	0,948	0,935	0,922	0,909	0,896	0,883	0,87	0,857	0,844	0,831
$p_i : \sigma_z d_i$	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26
$d_a : d_i$	1,136	1,148	1,159	1,171	1,183	1,195	1,208	1,221	1,234	1,248	1,262	1,277	1,291
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,818	0,805	0,792	0,779	0,766	0,753	0,74	0,727	0,714	0,701	0,688	0,675	0,662
$p_i : \sigma_z d_i$	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
$d_a : d_i$	1,307	1,322	1,338	1,355	1,372	1,390	1,408	1,427	1,446	1,466	1,487	1,509	1,531
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,649	0,636	0,623	0,61	0,597	0,584	0,571	0,558	0,545	0,532	0,519	0,506	0,493
$p_i : \sigma_z d_i$	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52
$d_a : d_i$	1,555	1,579	1,604	1,630	1,658	1,686	1,716	1,748	1,781	1,815	1,852	1,89	1,931
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,48	0,467	0,454	0,441	0,428	0,415	0,402	0,389	0,376	0,363	0,35	0,337	0,324
$p_i : \sigma_z d_i$	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65
$d_a : d_i$	1,974	2,02	2,069	2,121	2,177	2,238	2,303	2,374	2,451	2,536	2,63	2,734	2,851
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,311	0,298	0,285	0,272	0,259	0,246	0,233	0,22	0,207	0,194	0,181	0,168	0,155
$p_i : \sigma_z d_i$	0,66	0,67	0,68	0,69	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76		
$d_a : d_i$	2,984	3,135	3,311	3,520	3,771	4,083	4,486	5,033	5,84	7,211	10,43		
$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i$	0,142	0,129	0,116	0,103	0,09	0,077	0,064	0,051	0,038	0,025	0,012		

Zylinderwand angeführt, um die Feststellung der Beanspruchung in der Außenfaser zu vereinfachen.

An den Werkstoff für hydraulische Zylinder stellt man, genau wie bei den Säulen, die Forderung, daß er zäh ist und bei plötzlichen Drucksteigerungen, beispielsweise durch Wasserschläge hervorgerufen, elastisch nachgeben kann. Man wählt Stahlformguß (Stg. 50.81 R) für Zylinder mit einem Betriebswasserdruck bis 200 at bei einer zulässigen Beanspruchung von  $\sigma_{zul} = 800$  bis  $1000 \text{ kg/cm}^2$ , sowie Schmiedestahl (St. 50.11) für Zylinder mit höheren Drücken bei einer zulässigen Beanspruchung  $\sigma_{zul} = 1000$  bis  $1200 \text{ kg/cm}^2$ . Werden die Wandstärken bei hohen Drücken unzweckmäßig groß, so verringert man sie durch Verwendung eines legierten Stahles mit einem Nickelgehalt von etwa 1,2 bis 1,5% und einer zulässigen Beanspruchung von  $\sigma_{zul} = 1500$  bis  $1800 \text{ kg/cm}^2$ .

Die Höhe des Zylinderbodens macht man ungefähr gleich dem 1,5fachen der Wandstärke, obwohl die ungünstige Berechnung als frei aufliegende Platte nach der Gleichung  $\sigma_b = p \cdot \frac{r^2}{s^2} \cdot p$  in der Regel eine wesentlich geringere Bodenstärke ergibt. Bei der Bestimmung der Bodenform ist zu beachten, daß der Übergang von der zylindrischen Wand zur Vermeidung scharfer Spannungsumlenkungen mit einem großen Radius allmählich vor sich geht. Er soll bei Zylindern, die aus einem massiven Block ausgearbeitet werden, nicht kleiner sein, als  $r = \frac{1}{8} d_i$ . Die beste Bodenform ist eine Halbkugel, die für gegossene und hohl geschmiedete Zylinder mit angekümpeltem Boden anzustreben ist (Abb. 22 u. 23).

Der Zylinderdruck wird auf den Holm durch einen Bund übertragen, dessen Breite sich aus einem zulässigen spezifischen Flächendruck von  $p = 800$  bis  $900 \text{ kg/cm}^2$  ergibt. Die Hohlkehle für den Bund soll möglichst groß sein. Die Befestigungsschrauben für den Preßzylinder müssen außer seinem Eigengewicht auch noch das Gewicht sämtlicher beweglichen Teile aufnehmen können für den Fall, daß der Plunger sich festklemmt.

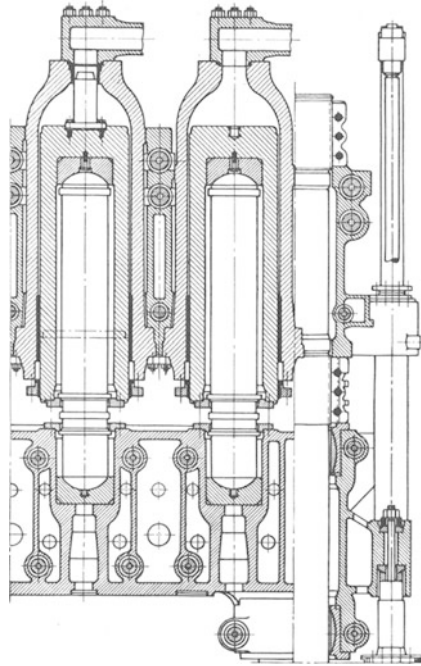


Abb. 22. Preßzylinder und Plunger mit Stelzenverbindung zum Querhaupt. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Der Preßplunger bewegt sich im Zylinder mit weitem Laufsitz in einer Grundbüchse aus Rotguß (Rg. 5) mit einer Höhe von  $h = 0,3$  bis

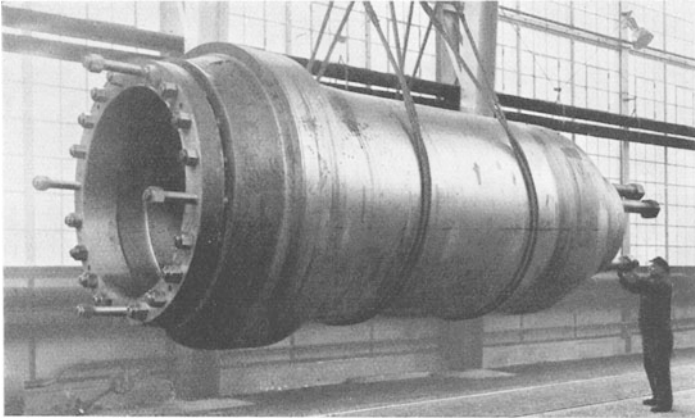


Abb. 23. Hohlgeschmiedeter Preßzylinder. Länge 5000 mm, größter Außendurchmesser 2250 mm, Gewicht etwa 50000 kg. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

0,5  $d_i$ . Zur Abdichtung wird eine nachziehbare Stopfbüchse vorgesehen. Das Packungsmaterial besteht aus natürlichen oder künstlichen Stoffen.

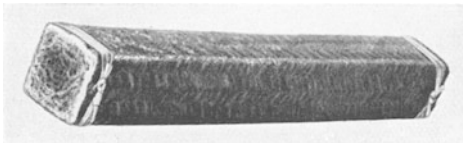


Abb. 24. Geflochtene Weichpackung aus Naturstoffen (Hanf oder Baumwolle in Talg getränkt). (Asbest- und Gummiwerke Merkel, Hamburg.)

Zu der ersten Art gehören *Hanf- und Baumwollpackungen*, die mit Talg oder einem in Wasser unlöslichen Fett getränkt sind (Abb. 24). Gute Erfahrungen hat man mit der Einlage eines Paragummikernes gemacht, wodurch die Packung etwas elastisch wird

und weniger stark angezogen zu werden braucht. Ferner gehören zu den natürlichen Dichtungstoffen *Manschetten aus Leder oder Guttapercha*.

Man wendet die Manschetten im allgemeinen nur für kleine Plungerdurchmesser an, da sie als geschlossene Ringe geliefert werden, die beim Einbauen das Lösen des Plungers vom Querhaupt erforderlich machen. Die Manschetten haben eine Dachform (Abb. 25), mit einem eingeschlossenen Winkel von  $60^\circ$ ; es werden 3 bis 6 Ringe übereinander gelegt und die Zwischenräume mit Futterringen ausgefüllt. Manschetten in U-Form werden nur einzeln eingebaut und hauptsächlich als ruhende Dichtung für Deckel, Büchsen

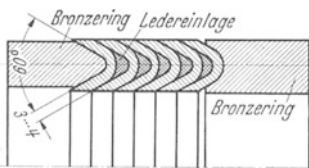


Abb. 25. Dachmanschettendichtung aus Leder für kleine Durchmesser und große Geschwindigkeiten.

usw. (Abb. 64) angewendet. Gegenüber Weichpackung sind die Manschetten haltbarer und undurchlässiger, sie haben jedoch einen höheren Preis, sind umständlich auszuwechseln und nur für Temperaturen bis zu  $50^\circ$  zu gebrauchen. Ferner muß beachtet werden, daß sie bei längeren Betriebsunterbrechungen nicht austrocknen.

Sehr gute Erfahrungen hat man in den letzten Jahren mit *Dichtungen aus Kunststoffen* (Abb. 27 u. 29) gemacht. Sie sind einstweilen noch teurer, als die Dichtungen aus Naturstoffen. Die Packungsringe werden in geschlossener Form (Abb. 28) oder schräg aufgeschnitten (Abb. 26) geliefert, ihre Grundstoffe sind *Zellwollegebe*, die mit *synthetischem Gummi* (Buna) getränkt werden. Zur Verringerung der Reibung und des Verschleißes haben sich Weichmetallkeile in der Gleitfläche der Packung bewährt, die in axialer Richtung des Plungers nach dem Einlaufen eine geschlossene metallische Fläche bilden.

Über die Größe der *Stopfbüchsenreibung* lassen sich keine genauen Angaben machen, da sie von mehreren Faktoren abhängig ist, die fast bei jeder Presse verschieden sind; hierzu gehören vor allem der Zustand der Plungerfläche, die Art der Schmierung und des Packungsmaterials, sowie der Anzug der Stopfbüchsenbrille. Wissenschaftliche Untersuchungen über die Reibungsverluste in Stopfbüchsen sind wiederholt durchgeführt worden (Dr.-Ing. H. GRONAU, Untersuchung von Stopfbüchsenpackungen und Manschetten-dichtungen für hohen hydraulischen Druck, Berlin: R. Oldenbourg 1935). Eine zur Berechnung des Reibungsverlustes häufig angewendete Erfahrungsgleichung lautet  $W = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot 0,15 \cdot l \cdot p$ . Es bedeuten:  $d$  = Plungerdurchmesser in cm,  $l$  = Packungshöhe in cm,  $p$  = Betriebswasserdruck in at,  $\mu = 0,05$  bis  $0,06$  für Dachmanschetten,  $\mu = 0,2$  für Weichpackung.

Demnach ist der Reibungsdruck abhängig von dem Betriebswasserdruck und der am Plunger anliegenden Dichtungsfläche. Da jedoch der

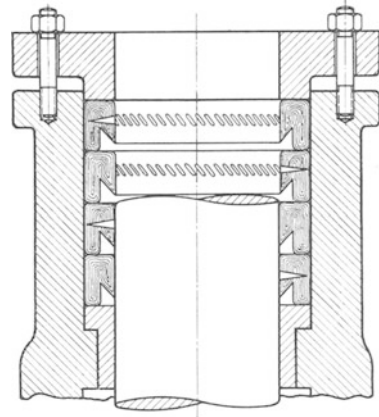


Abb. 26. Stopfbüchse mit aufgeschnittenen Dichtungsringen aus Kunststoffen für Preßplunger (vulkanisierte Zellstoffgewebe mit Weichmetallkeilen und schräger Stoßstelle). (Asbest- und Gummiwerke Merkel, Hamburg.)

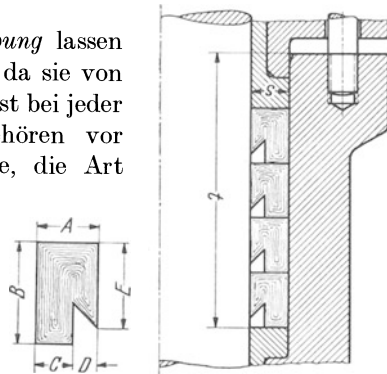


Abb. 27. Einbaumaße und Querschnitt für Dichtungsringe der Stopfbüchse nach Abb. 26.

Tabelle 6a. Abmessungen für Dichtungsringe und Packungsräume der Stopfbüchsen nach Abb. 26.

Plungerdurchmesser mm	Packungsraum			Anzahl der Ringe	
	Breite $s$ mm	Tiefe $t$ mm		$p \leq 200$ at	$p \geq 200$ at
		$p \leq 200$ at	$p \geq 200$ at		
50—80	10	80	100	4	5
80—200	15	120	150	4	5
200—440	20	160	210	4	5—6
>440	25	210	250	4—5	5—6

A	10	11	12	12,5	13	14	15	16	17	17,5	18	19	20	21	22	22,5	23	24	25	26	27	27,5	28	29	30
B	18	24	24	24	27	27	27	31	31	31	33	33	33	36	36	36	40	40	40	45	45	45	45	45	45
C	6	6	7	7,5	7	8	9	9	10	10,5	11	11	12	12	13	13,5	13	14	15	15	16	16,5	17	18	19
D	4	5	5	5	6	6	6	7	7	7	7	8	8	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	11
E	16	20	20	20	22	22	22	26	26	26	26	28	28	30	30	30	33	33	33	38	38	38	38	38	38

Tabelle 6b. Abmessungen für Dichtungsringe und Packungsräume der Stopfbüchsen nach Abb. 29. (Maße in mm.)

A	B	C	D	E	F	G	H	I $\emptyset$	R	X	Y	Z	L	T
10	13,2	6,1	5	5,6	12	17,5	4,5	1,3	10	13,9	11,8	5	2,5	42
11	14,5	6,7	5,5	6,2	13,3	19,2	5	1,4	11	15	12,7	5	3	46
12	15,7	7,3	6	6,8	14,5	21	5,5	1,5	12	15,2	12,8	5	2,5	49
13	17	7,9	6,5	7,3	15,8	22,7	6	1,7	13	16,3	13,7	5	3	53
14	18,4	8,5	7	7,9	17	24,5	6,4	1,8	14	16,5	13,6	5	2,5	56
15	19,7	9,2	7,5	8,4	18,2	26,2	6,9	1,9	15	17,6	14,6	5	3,1	60
16	20,9	9,8	8	9	19,4	28	7,3	2	16	18,8	15,7	5,5	3,1	64
17	22,3	10,4	8,5	9,5	20,6	29,7	7,7	2,2	17	20	16,6	5,5	3,7	68
18	23,6	10,9	9	10	21,8	31,5	8	2,3	18	20,3	16,6	5,5	3,2	71
19	24,9	11,6	9,5	10,6	23	33,2	8,5	2,4	19	21,4	17,6	5,5	3,8	75
20	26,2	12,2	10	11,3	24,2	35	9	2,5	20	21,6	17,6	5,5	3,3	78
21	27,6	12,8	10,5	11,8	25,5	36,7	9,5	2,7	21	22,7	18,4	5,5	3,8	82
22	28,9	13,4	11	12,4	26,7	38,5	10	2,8	22	22,9	18,4	5,5	3,3	85
23	30,2	14	11,5	12,9	27,9	40,2	10,5	2,9	23	24,1	19,4	5,5	3,9	89
24	31,4	14,6	12	13,5	29	42	10,9	3	24	24,4	19,6	5,5	3,5	92
25	32,7	15,3	12,5	14	30,3	43,7	11,4	3,2	25	25,4	20,5	5,5	4	96
26	34	15,9	13	14,6	31,5	45,5	11,8	3,3	26	26,6	21,5	6	4	100
27	35,4	16,5	13,5	15,2	32,8	47,2	12,3	3,4	27	27,7	22,3	6	4,5	104
28	36,7	17	14	15,8	34	49	12,7	3,5	28	28	22,3	6	4	107
29	38	17,7	14,5	16,4	35,2	50,7	13,2	3,7	29	29,1	23,3	6	4,6	111
30	39,3	18,3	15	16,9	36,3	52,5	13,6	3,8	30	29,4	23,4	6	4,2	114

Radialdruck nach unten stark abfällt, wird die Packungshöhe nur mit 15% eingesetzt. Bei der Verwendung von Dachmanschetten rechnet man überschlägig mit einem *Reibungswiderstand von 1 kg auf 1 mm*

*Plungerdurchmesser und je 50 at Betriebswasserdruck.* Sämtliche Rechnungen ergeben immer nur Annäherungswerte, denen bei der Berechnung von Schmiedepressen im allgemeinen keine besondere Bedeutung beigelegt wird.

Für die Breite  $s$  des *Packungsraumes* erhält man praktische Werte aus der Beziehung  $s = \sqrt{d}$ . Man macht die Breite jedoch nicht kleiner als 10 mm und nicht größer als 25 mm. Bezeichnet  $h$  die Höhe des Packungsraumes, so wählt man für Drücke bis 200 at  $h = 8s$  und für höhere Drücke  $h = 10s$ . Der Anzug der Stopfbüchse beträgt  $h_1 = 3s$ . Die Stopfbüchsschrauben bestehen aus Stahl (St. 50.11); sie erhalten Feingewinde und sollen nicht über  $\sigma_{zul} = 600 \text{ kg/cm}^2$  beansprucht werden. Der Flansch der Stopfbüchse wird auf Biegung berechnet mit einer zulässigen Beanspruchung von  $\sigma'_{zul} \leq 1200 \text{ kg/cm}^2$ . Man erhält für die Flanschstärke gute Anhaltswerte, wenn man sie gleich der doppelten Stopfbüchsschraubensstärke wählt. Die Stopfbüchse wird mit einem Bronzefutter (G. Bz. 12) und für Abdrückschrauben mit zwei Gewindelöchern versehen.

Das Spiel zwischen Preßplunger und Zylinderwand beträgt bei Zylindern, deren Kern ausgebohrt wird, 10 bis 15 mm im Durchmesser. Bei gegossenen Zylindern macht man das Spiel gleich der Breite des Packungsraumes.

Der *Druckwasseranschluß* wird nach dem Füllventilgehäuse ausgeführt; er liegt vorteilhaft in der Mitte des Zylinderbodens, so daß man in die Bohrung einen auf dem Plunger befestigten Drosselbolzen eintreten lassen kann, der die Rückzugbewegung bei Hubende durch Verengung des Querschnittes für das austretende Wasser abbremst.

Bei der Konstruktion des Zylinders muß beachtet werden, daß sich keine Luftpolster bilden können, die Schläge und eine unsichere Plungerbewegung zur Folge haben. Man sieht deshalb an allen höchsten Stellen der Zylinder, Rohrleitungen und Steuerungen kleine *Entlüftungsventile* (Abb. 30) vor. Ferner ordnet man an allen tiefsten Stellen, so z. B. über der Grundbüchse des Zylinders, *Entwässerungspropfen* für den vollständigen Ablauf des Wassers an, wenn die Presse längere Zeit oder bei Ausbesserungen außer Betrieb kommt.

Für Schmiedepressen mit mittleren Drücken und einem Wasserdruck bis 200 at werden Zylinder und Holm sehr oft in einem Stück gegossen

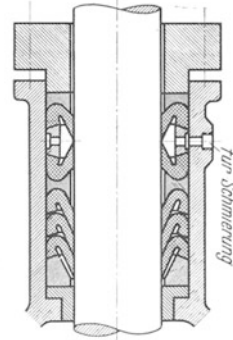


Abb. 28. Stopfbüchse mit geschlossenen Dichtungsringen aus Kunststoffen für kleine Durchmesser und große Geschwindigkeiten. (Asbest- und Gummiwerke Merkel, Hamburg.)

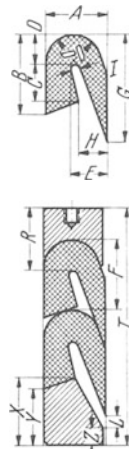


Abb. 29. Einbaumaße und Querschnitt für Dichtungsringe der Stopfbüchse nach Abb. 28.

(Abb. 32). Bei der Konstruktion ist die zusätzliche Biegungsbeanspruchung durch Verstärkungen zu berücksichtigen und zu beachten, daß der Zylindermantel überall zugänglich ist, damit eine zufällig, beispielsweise durch Kernstützen entstandene poröse Stelle, die keinen weiteren schädlichen Einfluß hat, durch Verstemmen oder Schweißen beseitigt werden kann.

Der *Preßplunger* soll eine möglichst harte, glatte und homogene Oberfläche haben. Als Werkstoff wählt man meistens harten Schmiedestahl (St. 70.11) oder Kockillenhartguß; die Lauffläche wird auf Schleifmaschinen bearbeitet.

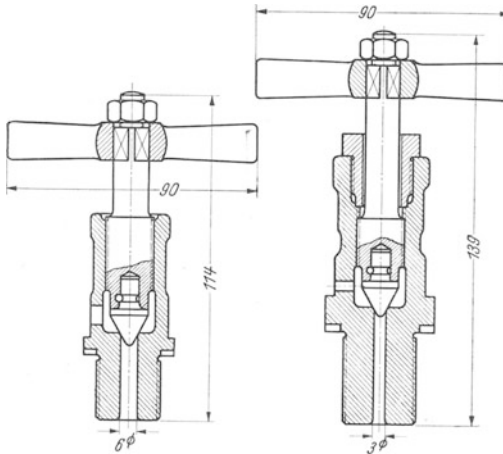


Abb. 30. Entlüftungsventile für Zylinder, Steuerungen und Rohrleitungen.

Für die Verbindung des Plungers mit dem beweglichen Querhaupt gibt es drei verschiedene Konstruktionen. Entweder wird der Plunger im Querhaupt fest eingesetzt, oder auf einer kugelförmig abgedrehten Pfanne gelagert, oder durch eine Stelze mit dem Querhaupt verbunden.

Die *starre Verbindung* wendet man nur bei Einzylinder-Schmiedepressen an. Der Plunger soll an der Einspannstelle im Querhaupt nicht geschwächt werden, damit beim exzentrischen Schmieden die Biegungsbeanspruchungen gering bleiben.

Die *Lagerung des Plungers auf einer kugelig abgedrehten Pfanne*, die auf dem Querhaupt nur lose gehalten wird, kommt hauptsächlich

Tabelle 7. Werte zur Berechnung von Hohlzylindern mit äußerem

Druck nach der Gleichung  $\frac{d_a}{d_i} = \sqrt{\frac{\sigma}{\sigma - 1,7 p_a}}$ .

$p_a : \sigma$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
$d_a : d_i$	1,009	1,018	1,027	1,036	1,045	1,055	1,065	1,076	1,087	1,098	1,109	1,121	1,133
$p_a : \sigma$	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26
$d_a : d_i$	1,146	1,159	1,172	1,186	1,200	1,215	1,231	1,247	1,264	1,281	1,300	1,319	1,339
$p_a : \sigma$	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
$d_a : d_i$	1,360	1,382	1,404	1,428	1,454	1,481	1,509	1,539	1,571	1,605	1,642	1,681	1,723
$p_a : \sigma$	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,50		
$d_a : d_i$	1,768	1,817	1,870	1,928	1,992	2,063	2,142	2,231	2,331	2,447	2,582		



für Schmiedepressen mit mehreren Zylindern in Frage, da es trotz guter Werkstattausführung schwierig ist, die Achsen der im Querhaupt zentrierten Plunger mit den Mittellinien der Zylinder in Übereinstimmung zu bringen.

Die *Druckübertragung mit einer Stelze* hat den Vorteil, daß beim exzentrischen Schmieden und bei Spiel in den Führungen des Querhauptes die seitlichen Kraftkomponenten, die den Plunger abbiegen wollen, direkt auf die Grundbüchse übertragen werden. Die Stopfbüchse erhält infolgedessen keine Kantendruckungen, so daß die Packungen sehr geschont werden. Die Stelze wird an beiden Seiten ballig gedreht, auf Pfannen gelagert und für den Einbau am Plunger mit einem Ring gehalten. Die spezifischen Flächen drücke wählt man  $p = 1000$  bis  $1250 \text{ kg/cm}^2$ .

Bei Plungern, die hohl gegossen oder ausgebohrt werden, muß bei auftretendem äußeren Druck im Preßzylinder die tangential Beanspruchung kontrolliert werden. Man erhält sie aus der Beziehung  $d_a : d_i = \sqrt{\frac{\sigma}{\sigma - 1,7 p_a}}$ . Genau wie für die Zylinderberechnung sind in der vorstehenden Tabelle 7 Zahlenwerte zur Vereinfachung der Rechnung zusammengestellt.

##### 5. Bewegliches Querhaupt oder Laufholm.

Das bewegliche Querhaupt wird genau wie die beiden Holme aus Stahlformguß (Stg. 45.81)

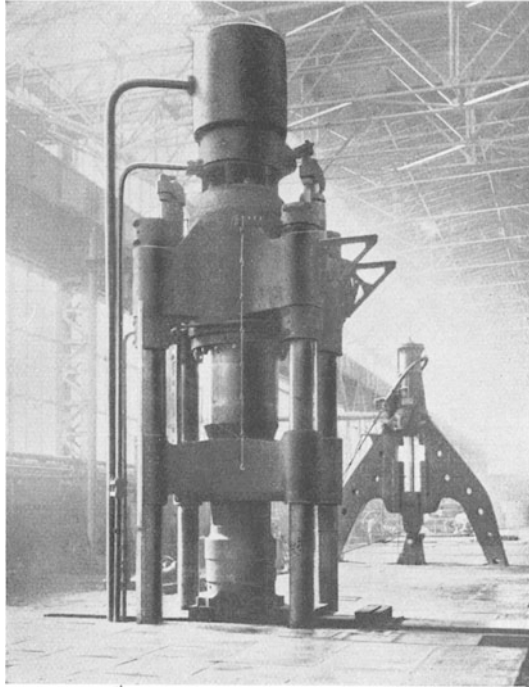


Abb. 31. 2000 t reinhydraulische Schmiede- und Gesenkpresse mit eingegossenem Preßzylinder im Oberholm für 200 at Betriebswasserdruck. (Banning A. G., Hamm i. Westf.)

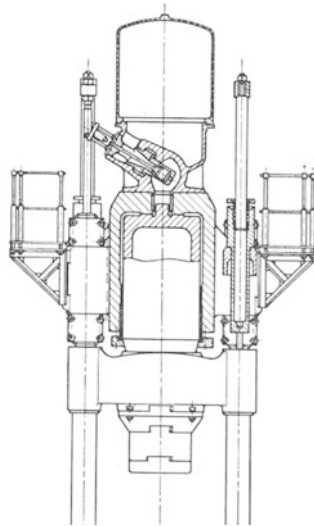


Abb. 32. Schnitt durch den Zylinderholm der Schmiedepresse Abb. 31.

und je nach seinem Gewicht und seinen Abmessungen entweder einteilig oder aus mehreren Stücken angefertigt. Man findet für das Querhaupt zwei voneinander abweichende Konstruktionen. Sie unterscheiden sich dadurch, daß die beim Schmieden auftretenden exzentrischen Drücke entweder nur durch *hohe Säulenführungen* (Abb. 1 u. 35) oder durch eine *kombinierte Säulen- und mittlere Stempelführung* (s. Abb. 33 u. 34) aufgenommen werden. Beide Ausführungen bestehen nebeneinander für

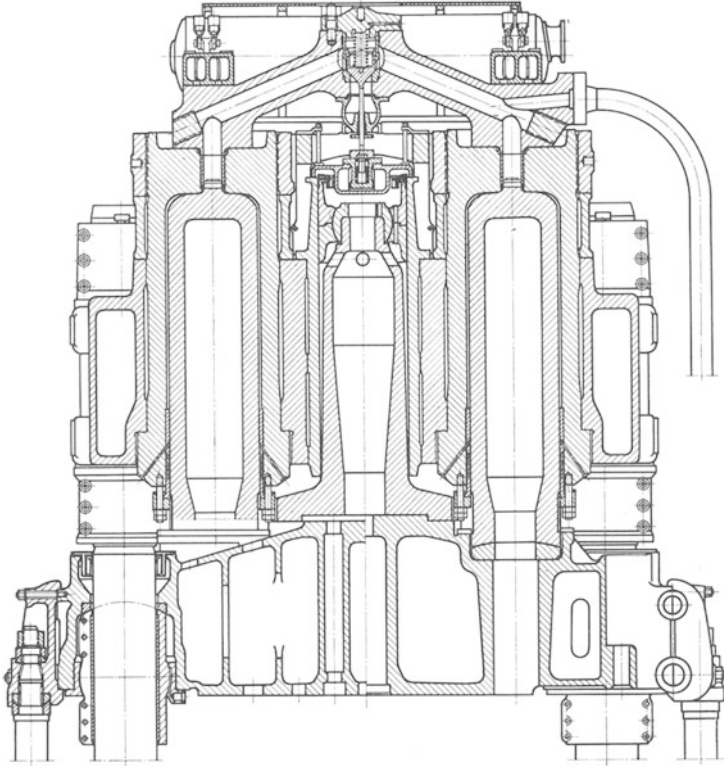


Abb. 33. Querhaupt für eine 10000-t-Zweizylinder-Schmiedepresse mit kombinierter Säulen- und Stempelführung, sowie kugelliger Lagerung der Gleitschuhe. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. W.)

die größten Schmiedepressen, jedoch wird die kombinierte Führung des Querhauptes nur für Pressen mit einem Druck von mindestens 3000 t angewendet. Die zentrale Stempelführung hat für die Schmiedepresse die Zweizylinderkonstruktion zur Folge. Will man die Dreizylinderkonstruktion anwenden, so muß der Stempelkopf an der zylinderischen Lauffläche durch eine gleitende Stopfbüchse abgedichtet werden (Abb. 34). Die Anordnung einer festen Stopfbüchse, wie für die beiden seitlichen Zylinder, ist nicht möglich, da hierdurch der Stempel an seiner Wurzel zu schwach würde.

Für eine Schmiedepresse mit hohen Säulenführungen eignet sich die Dreizylinderkonstruktion besser, da man drei gleiche Zylinder in den Oberholm einsetzen und sämtliche Plunger durch unbewegliche an den Zylindern angeordneten Stopfbüchsen abdichten kann.

Schmiedepressen mit mittlerer Stempelführung für das Querhaupt haben beim exzentrischen Schmieden in den Säulenkanonen niedrigere spezifische Flächendrücke als Pressen mit ausschließlicher Säulenführung, dagegen bestehen im Vergleich zu den spezifischen Flächendrücken am Stempelkopf keine Unterschiede. Die hierfür zulässigen Werte wählt man bei einer Exzentrizität von 10—15% des Plungerhubes in der Regel zwischen  $p = 60$  bis  $90 \text{ kg/cm}^2$ . In diesem Zusammenhang sei noch erwähnt, daß die Beanspruchung der Säulen durch die verschiedenen Konstruktionen der Führungen des Querhauptes unbeeinflusst bleibt.

Der Führungsstempel wird entweder mit dem Querhaupt in einem Stück gegossen (Abb. 44) oder geschmiedet und eingesetzt. Der Stempelkopf, der im Zylinderholm in einer gußeisernen Büchse läuft, wird meistens kugelförmig abgedreht und mit einer zweiteiligen Führungsschale umgeben.

Die vier Säulenkanonen des Querhauptes werden mit zweiteiligen Büchsen aus Gußeisen oder Bronze versehen; die Teilung in der Längsachse gestattet ein einfaches Auswechseln nach eingetretenem Verschleiß. Die Anordnung von Filzringen über den Büchsen als Träger des Schmiermittels hat man teilweise wieder aufgegeben, da sie infolge der starken Erwärmung leicht verkrusten. Mit Rücksicht auf die Wärmeausdehnung des Querhauptes während des Schmiedens erhalten die Führungsbüchsen etwas Spiel, das man bei einem geteilten Querhaupt nach Abb. 34 auch in die Gelenkverbindungen für die Säulenführungen legen kann. Die Gelenkverbindungen gewährleisten, daß die Führungsbüchsen mit ihrer ganzen Fläche tragen, wenn sich das Querhaupt beim exzentrischen Schmieden etwas schief stellen sollte. An Stelle der Gelenkverbindungen kann auch nach Abb. 33 u. 35 eine kugelige, einstellbare Lagerung der Führungsbüchsen treten.

Die Höhe des Querhauptes erhält man aus der Berechnung auf Biegezugfestigkeit, wobei als Belastungsfall angenommen wird, daß sich die Säulenführungen unter vollem Preßdruck auf die Hubbegrenzungshülsen aufsetzen. Die zulässige Biegezugbeanspruchung ist für einen derartigen Ausnahmefall verhältnismäßig hoch und beträgt  $\sigma'_{zul} = 1200$  bis  $1500 \text{ kg/cm}^2$ .

Die Breite des Querhauptes richtet sich nach den Abmessungen der oberen Schmiedesättel. Zu ihrer Befestigung wird in der Regel die untere Arbeitsfläche des Querhauptes mit einer Keilnute und mehreren Aufspannuten versehen. Die Stirnflächen an den Breitseiten werden häufig bei Pressen mit einem Druck von mindestens 2000 t zur

Aufnahme von Konsolen eingerichtet, die beim Trommelschmieden (Abb. 11) für das obere Druckstück erforderlich sind.

**6. Rückzugvorrichtung.** Die Größe der *Rückzugkraft* erhält man aus dem Eigengewicht der beweglichen Teile einschließlich der schwersten Werkzeuge; ferner aus dem im Preßzylinder zur Erzielung einer bestimmten Abwassergeschwindigkeit erforderlichen Druck, den man mit

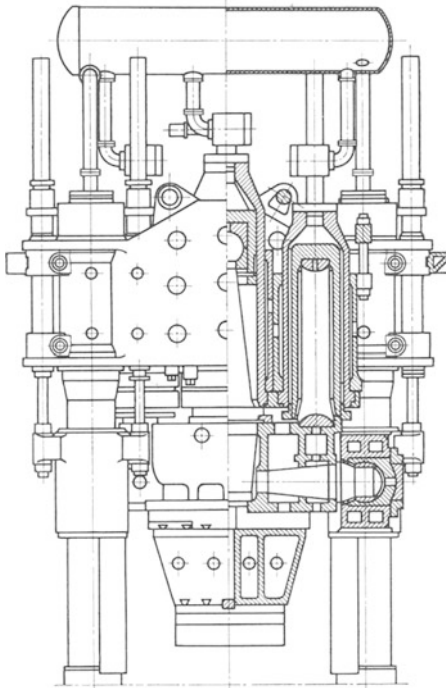


Abb. 34. Querhaupt für eine 15 000 t-Dreizylinder-Schmiedepresse mit kombinierter Säulen- und Stempelführung, sowie kugelförmiger Lagerung der Führungstraversen an den Säulen und des Stempelkopfes. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

etwa 10 at annimmt, den Reibungswiderständen und der Beschleunigungskraft. Außerdem muß noch ein gewisser Überschuß zum gelegentlichen Anheben eines Schmiedestückes vorhanden sein. Vergleicht man die Rückzugkräfte ausgeführter Schmiedepressen mit den Preßdrücken, so kommt man bei dampf- oder lufthydraulischem Betrieb auf einen Anteil von etwa 5 bis 6% und bei reinhydraulischem Betrieb auf einen Anteil von etwa 8 bis 10%. Der höhere Wert bei reinhydraulischem Betrieb ist auf die größere Preßplungerfläche infolge des geringeren Betriebswasserdruckes, sowie auf das größere Plungergewicht zurückzuführen.

Die Rückzugzylinder werden an den Schmalseiten des Zylinderholmes angeordnet und an Preßwasser, Dampf oder Luft angeschlossen; nach diesen An-

triebsmitteln richtet sich die Konstruktion der Rückzugvorrichtung.

*Hydraulische Rückzugzylinder* gibt es in zwei verschiedenen Ausführungen, und zwar unterscheidet man Zylinder für Differentialplunger und für Tauchplunger (Abb. 34 u. 81). Die Differentialplunger greifen unmittelbar am Querhaupt an. Die einfachen Tauchplunger drücken dagegen auf Traversen, die mit dem Querhaupt durch Stangen verbunden sind.

Die letzte Konstruktion ist die verbreitetste und hat die Vorteile, daß für jeden Plunger nur eine einzige Stopfbüchse benötigt wird und die Rückzugstangen bei einer Schiefstellung des Querhauptes leicht nachgeben können.

Zur Vermeidung des Umföhrungsgestänges werden häufig bei großen Schmiedepressen die Rückzugzylinder in den Unterholm eingesetzt, so daß die Plunger von unten gegen das Querhaupt drücken (Abb. 1 u. 35). Die beiden Zylinder liegen diagonal an den Außenseiten der Säulen, welche die Plunger gegen Wärmebestrahlung schützen.

Die hydraulischen Rückzugzylinder bestehen aus Schmiedestahl (St. 50.11) oder aus Stahlformguß (Stg. 50.81 R). Für die Berechnung und Konstruktion sind die unter „Preßzylinder“ bereits gemachten Angaben zu berücksichtigen.

Die *Rückzugplunger* werden wie die Preßplunger aus hartem Stahl hergestellt. Sind die zugehörigen Zylinder in den Unterholm eingesetzt, so ist auf einfache Ausbaumöglichkeit zu achten. Die *Rückzugtraversen* werden geschmiedet oder gegossen. Die zulässige Beanspruchung für die *Stangen* aus St. 50.11 beträgt im Kernquerschnitt des Gewindes  $\sigma_{zul} \leq 600 \text{ kg/cm}^2$ .

Hydraulische Rückzugvorrichtungen an Schmiedepressen, mit denen man Locharbeiten auszuführen beabsichtigt, werden mit Rücksicht auf den großen Widerstand beim Herausziehen des Dornes für den 1,5- bis 2fachen Betriebswasserdruck berechnet. Zur Erhöhung der Spannung während eines Teilhubes von 100 bis 200 mm dient in der Regel ein hydraulischer Druckübersetzer.

*Rückzugzylinder für Dampf oder Luft* führt man im allgemeinen nur für kleine und mittlere Schmiedepressen für einen Druck bis etwa 3000 t aus (Abb. 139). Für Pressen mit höheren Drücken bevorzugt man hydraulische Rückzugzylinder und stellt zur Erzeugung des erforderlichen Preßwassers bei dampf- oder lufthydraulischem Betrieb eine eigene Kraftwasseranlage auf, an die dann auch die Zylinder für die Tischverschiebung und die Ausstoßvorrichtung angeschlossen werden können.

Außer der zweckmäßigeren Zylinderkonstruktion hat die Verwendung von Preßwasser an Stelle von Dampf oder Luft eine wesentliche Verinergerung der Betriebskosten zur Folge. Die Unwirtschaftlichkeit des Dampf- oder Luftbetriebes beruht im wesentlichen darauf, daß die Rückzugkolben nach jedem Schmiedehub ihre Endlage fast nie einnehmen und der übrigbleibende Zylinderraum immer wieder aufgefüllt werden muß. So ist es möglich, daß auf Dampf- oder Luftrückzugvorrichtungen durchschnittlich 20 bis 25% des gesamten Leistungsverbrauches der Schmiedepressen entfallen, während ihr Kraftanteil nur 5 bis 6% beträgt.

Die Dampf- und Luftrückzugzylinder, sowie die zugehörigen Kolben werden aus Gußeisen (Ge. 22.91) hergestellt. Die Berechnung und Konstruktion erfolgt nach den Erfahrungen im Dampfmaschinenbau (vgl. DUBBEL, Taschenbuch f. d. Maschinenbau. Berlin: Julius Springer 1935 und Dr. BAUER: Konstruktion und Berechnung für Schiffsmaschinen). Die Zylinder isoliert man gut gegen Wärmeausstrahlungen; die Kolben

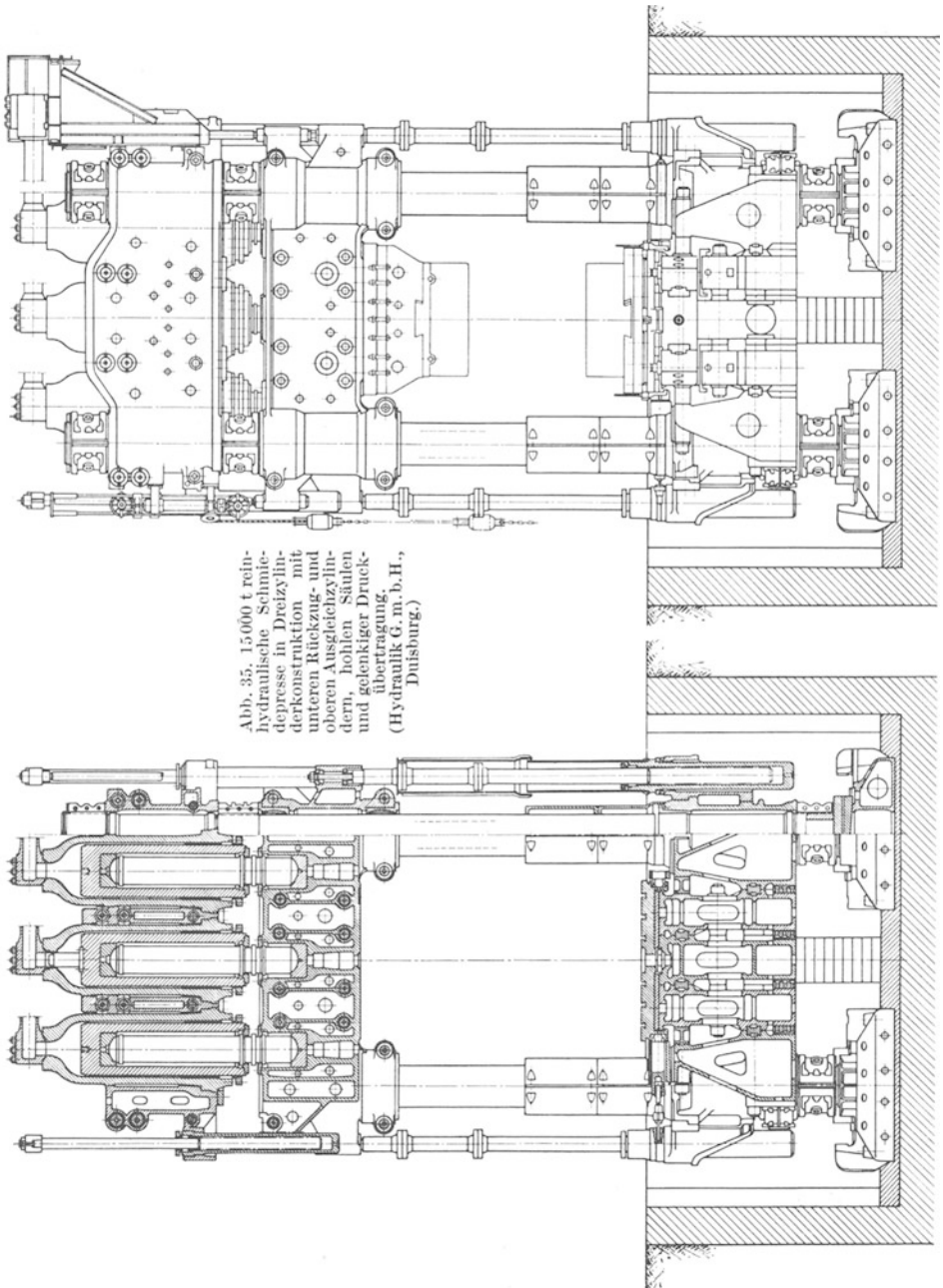


Abb. 35. 15000 t rein-  
hydraulische Schmied-  
presse in Dreizylind-  
derkonstruktion mit  
unteren Rückzug- und  
oberen Ausgleichzylind-  
ern, hohlen Säulen  
und gelenkiger Druck-  
übertragung.  
(Hydraulik G. m. b. H.,  
Duisburg.)

werden hohl gegossen und mit 3 bis 4 selbstspannenden Ringen versehen. Da sich das Querhaupt beim exzentrischen Schmieden durch

Verschleiß der Führungen etwas schief einstellen kann, muß die Verbindung mit der Kolbenstange nachgiebig sein.

Schmiedepressen mit hydraulischer Rückzugvorrichtung und großen beweglichen Eigengewichten für Preßdrücke von mindestens 3000 t erhalten oft außer den beiden Rückzugzylindern noch zwei weitere *Ausgleichszylinder*, die ständig unter der Spannung der Kraftwasseranlage stehen. Durch den Druck der Ausgleichplunger werden die Gewichte zum größten Teil ausgeglichen (Abb. 35). Die Zylinderanordnung ist bei dampf- und lufthydraulischem Betrieb der Schmiedepressen mit eigener Kraftwasseranlage für die Rückzugvorrichtung sehr zu empfehlen, da entsprechend dem Anteil des Ausgleichdruckes an der gesamten Rückzugkraft die Pumpenleistung verringert wird. Die Konstruktion gestaltet sich verhältnismäßig einfach, wenn man die Rückzug- und Ausgleichzylinder eng nebeneinander legt und die Plunger, gegenseitig schräg versetzt, auf eine gemeinsame Traverse drücken läßt, von der die beiden seitlichen Rückzugstangen zum Querhaupt führen. Werden die Ausgleichzylinder mit Rücksicht auf größte Einfachheit der Presse nicht vorgesehen, so muß zur Verhinderung einer zu großen Senkgeschwindigkeit das Abwasser der Rückzugzylinder gedrosselt werden.

### **b) Schmiedepressen in einhüftiger, maulförmiger Ständerkonstruktion.**

Schmiedepressen in Ständerkonstruktion verwendet man vorwiegend für Preßdrücke bis 500 t und in vereinzelt Ausführungen für Drücke bis 1200 t (Abb. 36 bis 39). Ihr Vorteil gegenüber gleich starken Säulenpressen besteht in der allseitigen Zugänglichkeit der Schmiedesättel, wodurch die Handhabung der Schmiedestücke vereinfacht und das Wechseln der Schmiederichtung beispielsweise beim Übergang vom Recken auf Schlichten sehr erleichtert wird. Aus diesem Grunde legt man auch die beiden Achsen der Sattelbahn zur Ständerachse unter einen Winkel von  $45^\circ$ .

Der Nachteil der Ständerpressen liegt in ihrer schweren Konstruktion als Folge der einseitigen Kraftaufnahme. Man bevorzugt deshalb für Pressen mit höheren Drücken als 500 t wieder die Säulenkonstruktion, die in dieser Größe die Zugänglichkeit der Schmiedesättel nicht mehr so sehr behindert und wobei die Schmiedestücke meistens nur noch in einer Richtung der Sattelbahn verarbeitet werden.

*Der Pressenständer* wird aus Stahlformguß (Stg. 50.81 R) hergestellt und in seinem gefährdeten Querschnitt, d. h. dort, wo die Ausladung am größten ist, gleichzeitig auf Zug und Biegung beansprucht. Eine genaue Feststellung der Biegungsbeanspruchung ist infolge der Unterschiede in den Gurtlängen und des unbestimmten Verlaufes der Schwerlinie sämtlicher Querschnitte schlecht möglich; man berechnet deshalb

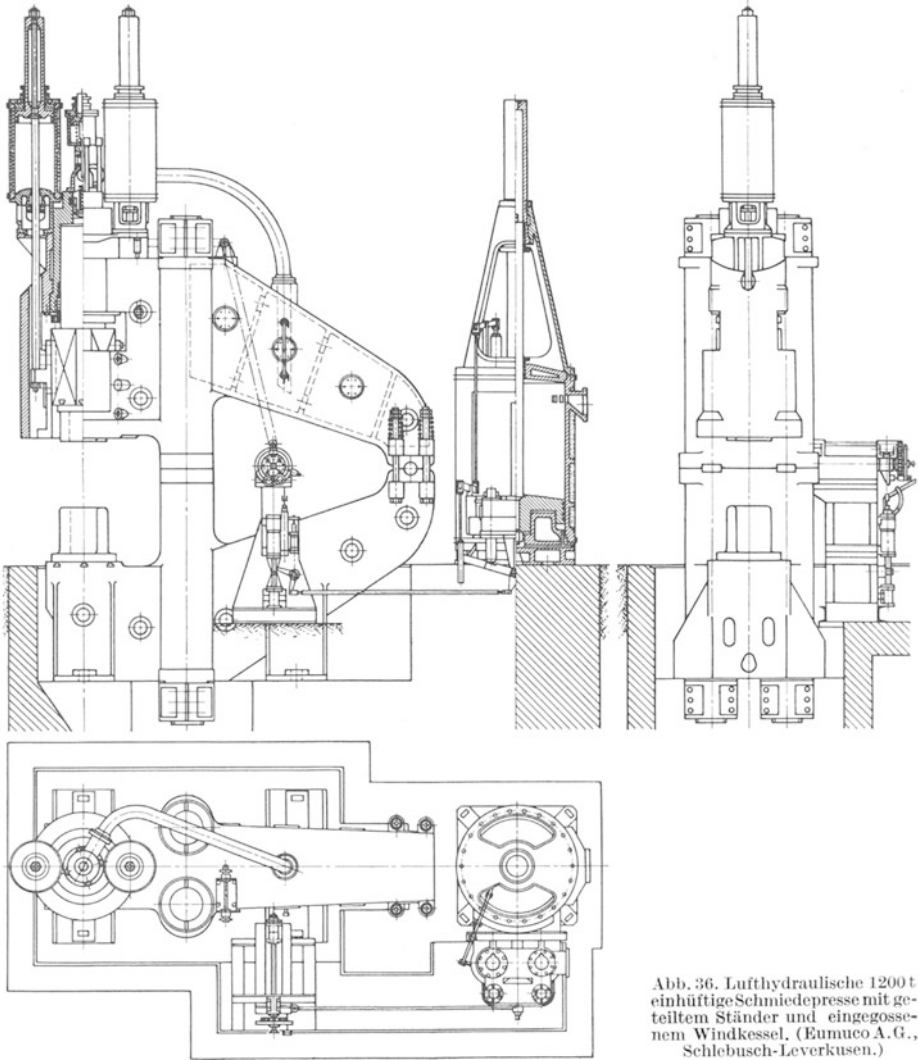


Abb. 36. Lufthydraulische 1200 t einhäufige Schmiedepresse mit geteiltem Ständer und eingegossenem Windkessel. (Eumuco A. G., Schlebusch-Leverkusen.)

die angenäherte kombinierte Zug- und Druckbeanspruchung aus der Gleichung  $\sigma = \frac{P}{F} \pm \frac{P \cdot l \cdot e}{I}$ . Es bedeuten:

$P$  = Preßdruck in kg,

$F$  = Ständerquerschnitt in  $\text{cm}^2$ ,

$l$  = Abstand der Zylinderachse vom Flächenschwerpunkt in cm,

$e$  = senkrechter Abstand des Flächenschwerpunktes von der äußersten Zug- oder Druckfaser in cm,

$I$  = Trägheitsmoment der Querschnittsfläche in  $\text{cm}^4$ .



Den Querschnitt wählt man so groß, daß eine zulässige Beanspruchung  $\sigma_{zul} = 400$  bis  $500 \text{ kg/cm}^2$  nicht überschritten wird. Hierbei hält sich auch die beim Schmieden deutlich in Erscheinung tretende

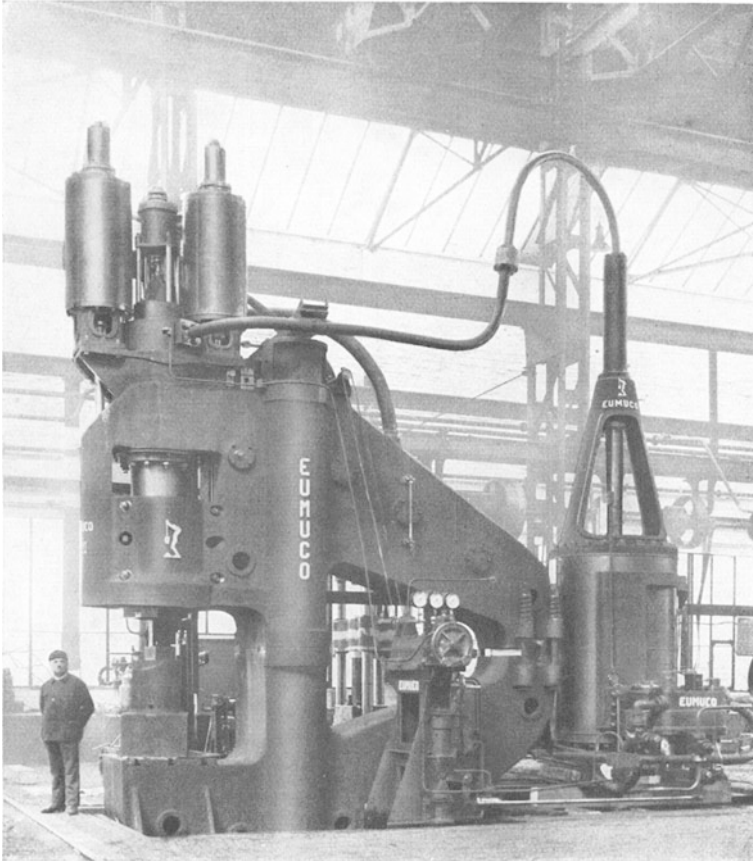


Abb. 37. Werkstattmontage der einhüftigen Schmiedepresse (Abb. 36).

Dehnung oder das sog. „Atmen“ in erträglichen Grenzen, ohne irgendeinen schädlichen Einfluß auszuüben.

Beim exzentrischen Schmieden tritt senkrecht zur Hauptachse ein zusätzliches Biegemoment im Ständerquerschnitt auf; es empfiehlt sich daher, den Ständer in Kastenform zu gießen, um in jeder Richtung ein möglichst großes Widerstandsmoment zu haben. Die zusätzliche Beanspruchung ist in den angegebenen zulässigen Werten berücksichtigt.

Bei großen einhüftigen Schmiedepressen (Abb. 36) ist es vorteilhaft, die Ständerform aufzulösen und in ein einarmiges Hebelsystem zu

verwandeln. Der Drehpunkt wird als gemeinsames Lager für die beiden Stahlgußbügel ausgebildet; die Teilstellen in der Ständerbrust werden durch zwei Säulen verbunden, die in der Weise vorgespannt werden, daß man mit einer Handpumpe die Betriebsspannung im Preßzylinder

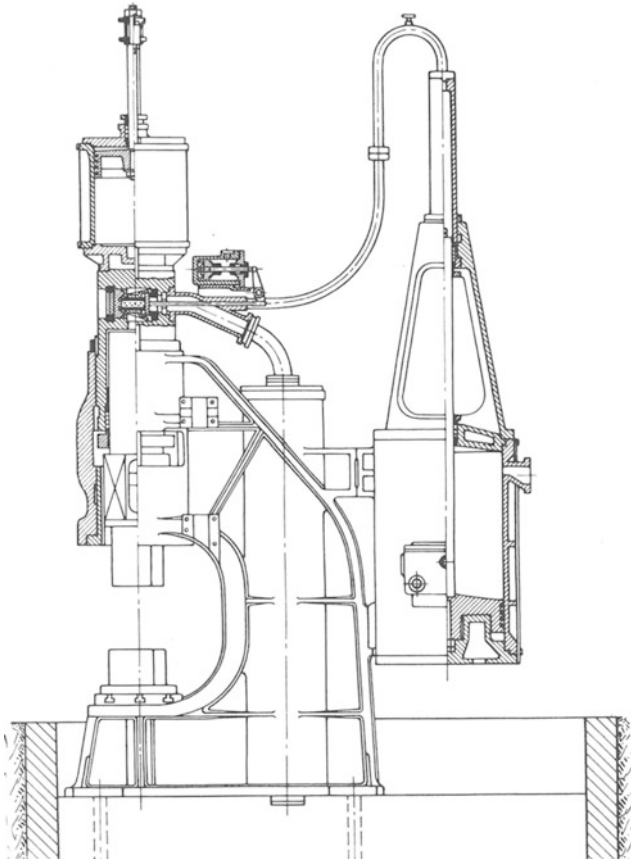


Abb. 38. Lufthydraulische 600 t einhöftige Schmiedepresse mit angebautem Treibapparat und eingegossenem Windkessel. (Eumuco A. G., Schlebusch-Leverkusen.)

um 10 bis 20% erhöht und den entstehenden Spalt an den Teilstellen mit einer Beilage ausfüllt. Das Atmen des Ständers wird durch die Vorspannung der Säulen erheblich verringert, deren zulässige Beanspruchung  $\sigma_{zul} = 1000$  bis  $1200 \text{ kg/cm}^2$  beträgt.

Die *Preßzylinder* einhöftiger Schmiedepressen werden meistens in eine Bohrung des Ständerobertheiles eingesetzt; eine Verbindung mit dem Ständer durch Anker oder Schrumpfringe ist selten. Ebenso nimmt man in der Regel davon Abstand, Zylinder und Ständer in einem Stück

zu gießen, da das Gußstück durch eine Kernverlagerung im Zylinder oder durch Lunkerbildungen leicht unbrauchbar werden kann.

Für die Ausführung des Preßzylinders sind die Angaben auf S. 23 u. 24 zu beachten. Der Plungerkopf erhält am Ständer eine gute Führung

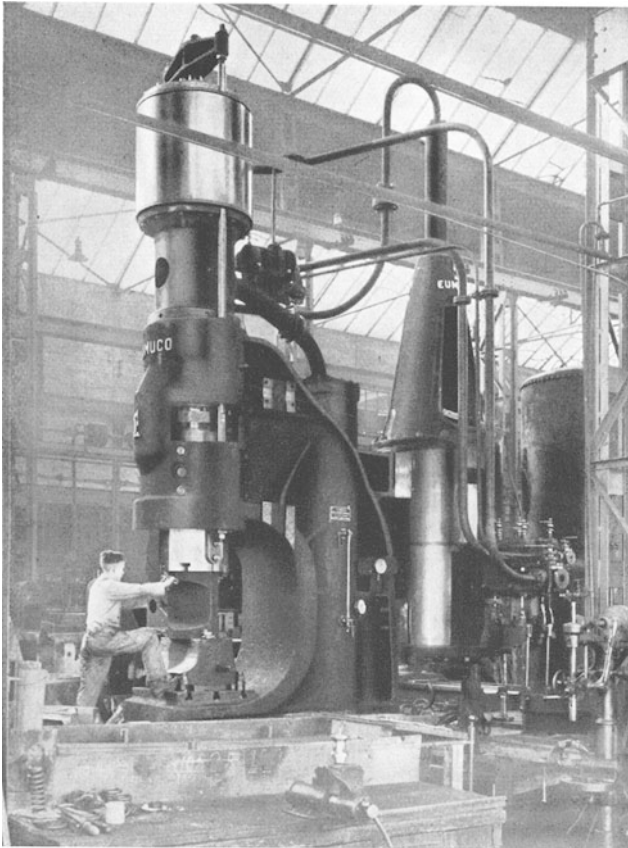


Abb. 39. Werkstattmontage der einhüttigen Schmiedepresse (Abb. 38).

mit zylindrischem oder eckigem Querschnitt, dessen Größe sich nach den Abmessungen des Obersattels richtet. Die Führungsleisten sind auswechselbar und bestehen aus Gußeisen. Die lichte Höhe über dem unteren Arbeitstisch muß den Ausbau des Plungers gestatten, andernfalls ist entweder die ganze Führung oder nur der Deckel vom Ständer zu trennen. Für die Konstruktion der Rückzugvorrichtung sind die auf S. 34 bis 37 gemachten Angaben zu berücksichtigen. Zur Vermeidung von Undichtigkeiten an den Rohranschlüssen für die Zylinder, hervorgerufen durch das fortwährende Atmen des Ständers, das in Plunger-

mitte gemessen 10 bis 15 mm bei vollem Preßdruck beträgt, erhalten die Leitungen kurz vor der Anschlußstelle die Form eines Bogens oder einer Trompete (Abb. 39 u. 40). Bewährte Abmessungen für Ständerpressen sind in der Tabelle 8 angegeben.

Tabelle 8. Hauptabmessungen für Schmiedepressen in einhüftiger Ständerkonstruktion.

Preßdruck t	Hub mm	Ausladung mm	Lichte Höhe		Schmiedeblock mm	Schmiedesättel		
			Tisch bis Führung mm	Tisch bis Plungerkopf mm		Preßfläche mm	Seitenverhältnis etwa	Flächendruck kg/cm <sup>2</sup>
100	350	700	800	900	150×150	240×80	1:3	522
200	400	750	900	1025	220×220	330×110	1:3	550
300	450	800	1000	1150	280×280	400×135	1:3	555
400	500	850	1150	1325	330×330	460×155	1:3	560
500	550	900	1300	1500	380×380	525×175	1:3	543
600	600	950	1400	1625	425×425	575×190	1:3	550
800	650	1000	1500	1750	500×500	660×220	1:3	550
1000	700	1100	1650	1925	550×550	750×250	1:3	533
1200	750	1200	1800	2100	600×600	825×275	1:3	530

## Zweiter Abschnitt.

### Kraftwasser- oder Preßwasserförderanlagen.

Zur Lieferung des Preßwassers für die Schmiedepressen verwendet man dampf-, luft- und elektrohydraulische Treibapparate, sowie Akkumulatoren und Preßpumpen. Die Treibapparate führen auch die Bezeichnung Druckübersetzer oder Multiplikatoren.

#### a) Treibapparate für dampf- und lufthydraulische Schmiedepressen.

Der Treibapparat ist eine einfach wirkende, vertikale und ventillose Einplungerpumpe mit direktem Antrieb durch einen Dampf- oder Luftkolben, dessen Hubbewegung jedesmal von Hand gesteuert wird. Die Größe des Treibapparates richtet sich nach der Preßwasserlieferungsmenge bei einem Kolbenhub oder — gleichbedeutend hiermit — nach einem bestimmten Arbeitshub der Schmiedepresse, der ungefähr zu 8 bis 10% des gesamten Preßplungerhubes gewählt wird und die Bezeichnung „Einzelhub“ führt.

Die *Spannung des Preßwassers* beträgt 400 bis 500 at; man kann sie in dieser Höhe ohne Bedenken anwenden, da das vom Treibapparat geförderte Preßwasser nicht unmittelbar durch Ventile gesteuert wird und deshalb nur auf einwandfreie Abdichtung der Plunger Rücksicht genommen zu werden braucht. Die Vorteile eines hohen Preßwasser-

druckes liegen in der Erzielung kleiner Plunger- und Zylinderabmessungen, die eine schmale Holmkonstruktion, geringe Rückzugwiderstände und kleine Rohr- und Füllventilquerschnitte zur Folge haben.

Die *Dampf- und Luftspannung* schwankt in der Regel zwischen 8 und 12 at. Zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit werden Dampf und Luft oft durch abziehende Ofengase auf 300 bis 400° C erhitzt.

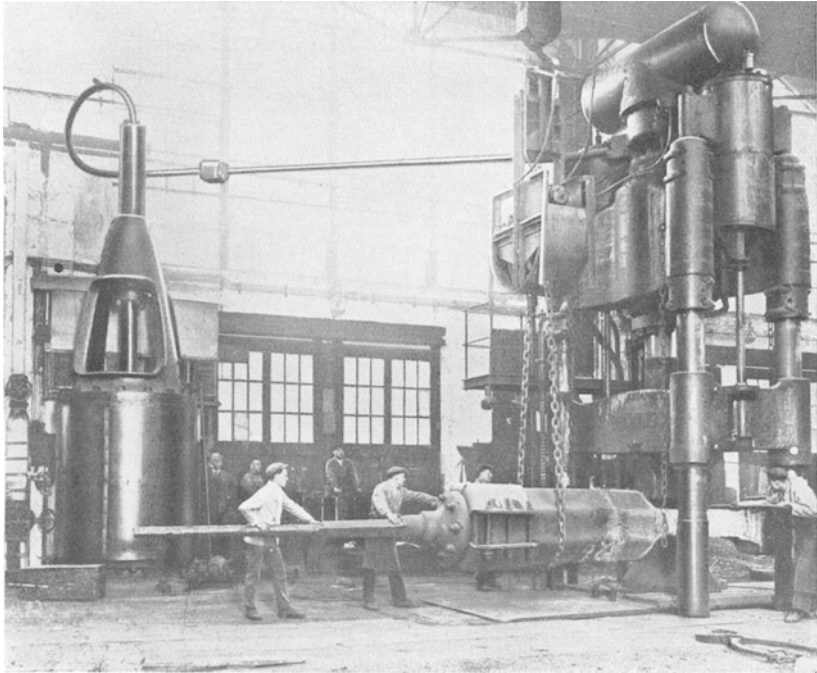


Abb. 40. 1500 t dampfhydraulische Schmiedepresse mit seitlichem Treibapparat.  
(Banning A. G., Hamm i. W.)

Der volumetrische oder hydraulische Wirkungsgrad des Treibapparates kann mit  $\eta_v = 0,9$  angenommen werden. Die Verluste entstehen durch die Kompression des Wassers, durch Lufteinschlüsse, durch die kubische Ausdehnung der Zylinder und Rohrleitungen und durch die Längenausdehnung der Pressensäulen. Bezeichnet  $V$  das Wasservolumen in einem Zylinder und ist die Spannung  $p \cong 800$  at, so beträgt die Zusammendrückbarkeit  $v_0 = 0,000045 \cdot V \cdot p$ . Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt die Verluste durch die Kolben- und Stopfbüchsenreibung. Man wählt ihn zu  $\eta_m = 0,95$ .

Für das *Verhältnis*  $D : H$ , worin  $D$  = Zylinderdurchmesser und  $H$  = Kolbenhub, ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit maßgebend. Sie beträgt im allgemeinen  $v = 1$  bis 1,5 m/sec.

Man unterscheidet zwei Ausführungsarten der Treibapparate, die durch die obere oder untere Anordnung des hydraulischen Zylinders voneinander abweichen. Die überwiegende Zahl der dampf- oder luft-

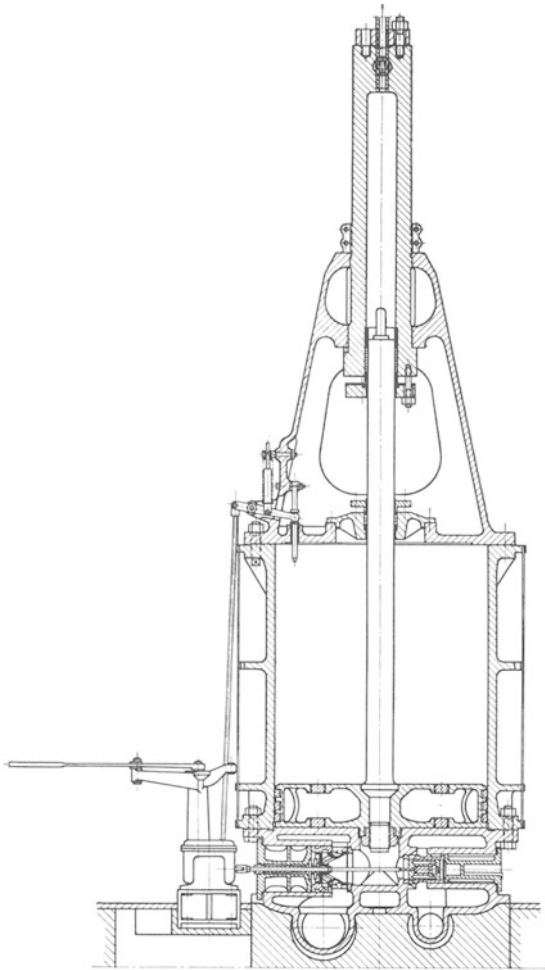


Abb. 41. Lufttreibapparat mit oberem Druckwasserzylinder. Einbau der Steuerung im Zylinderboden. Antrieb des Abstellgestänges durch Anschlagen des Kolbens gegen einen Bolzen im Zylinderdeckel. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. W.)

hydraulischen Schmiedepreßanlagen zeigt Treibapparate mit oben liegendem Druckwasserzylinder. Für Ständerpressen kommt diese Konstruktion allein in Frage, da der Dampf- oder Luftzylinder an dem Rücken des Ständers befestigt wird (Abb. 38). Die Vorteile eines *Treibapparates mit oben liegendem Druckwasserzylinder* bestehen in der einfachen Bauart und in der kurzen direkten Rohrverbindung zur Presse. Bei großen Schmiedepreßanlagen ist es dagegen oft erwünscht, daß die vom Treibapparat kommende Rohrleitung in einen Kanal verlegt und unmittelbar an der Presse hochgezogen wird, um den Raum zwischen Presse und Treibapparat nicht für den Transport zu versperren. Hierfür ist demnach ein *Treibapparat mit unten liegendem Druckwasserzylinder* zweckmäßiger, wozu dann als weitere Vorteile der einfache Ausbau des Kolbens bei Ausbesserungen und die geringe Bauhöhe kommen (Abb. 42 u.

139). Bewährte Hauptabmessungen für Treibapparate sind in der folgenden Tabelle aufgeführt.

**1. Treibapparate mit oben liegendem Druckwasserzylinder** (Abb. 41 u. 43). Der untere Luft- oder Dampfzylinder des Treibapparates, der Zylinderboden und Deckel, sowie der Kolben bestehen aus Gußeisen

Treibapparate von dampf- und lufthydraulischen Schmiedepressen.															
Schmiedepresse					Treibapparat										
Preßdruck	Plungerdurchmesser	Betriebswasserdruck	Einzelhub	Theoretischer Preßwasserverbrauch $Q_1$	Dampfzylinderdurchmesser	Kolbenhub	Dampfüberdruck	Dampfgegendruck	Kolbenkraft $P_1$	Treibstangendurchmesser	Treibstangendruck $P_2$	Theoretische Preßwasserfördermenge $Q_2$	$Q_1 : Q_2$	$P_2 : P_1$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit bei 0,1 m/sec Preßgeschwindigkeit
t	mm	atü	mm	Liter	mm	mm	atü	atü	t	mm	t	Liter			m/sec
100	210	300	80	2,8	500	625	8	—	15,7	78	14,3	3	0,92	0,91	0,78
200	300	300	90	6,4	700	750	8	—	30,8	110	28,5	7,1	0,90	0,93	0,84
300	360	300	90	9,2	750	825	9	—	39,8	125	36,8	10,1	0,91	0,93	0,92
400	360	400	100	10,2	950	1000	7	—	49,6	120	45,2	11,3	0,90	0,91	1,0
500	400	400	100	12,6	900	1050	10	0,8	58,6	130	53,2	14	0,90	0,91	1,1
600	440	400	125	19	900	1200	12	—	76,2	150	70,7	21,2	0,90	0,93	0,96
800	510	400	125	25,7	1150	1250	10	0,6	97,7	170	90,8	28,4	0,91	0,93	1,0
1000	570	400	125	31,9	1250	1300	10	0,6	115,7	185	107,5	35	0,91	0,93	1,04
1200	620	400	150	45,4	1300	1450	12	0,8	149	210	138,5	50,1	0,91	0,93	0,97
1500	700	400	150	58	1400	1450	12	—	185	235	173	63	0,92	0,94	0,97
2000	800	400	150	75,5	1700	1800	8,5	—	193	240	181	81,5	0,92	0,94	1,2
2500	900	400	200	127	2000	2250	8,5	—	267	280	246	138,5	0,92	0,92	1,13
3000	980	400	200	150	2300	2400	8	—	300	295	273,4	164	0,92	0,91	1,2
4000	1130	400	200	200	2000	2150	14	—	440	360	407,1	219	0,91	0,93	1,08
5000	1270	400	250	317	2400	2750	12	—	543	400	503	345	0,92	0,93	1,1
6000	3 × 800	400	250	377	2700	3100	10	—	572,5	410	528	409	0,92	0,92	1,24
8000	3 × 930	400	250	510	2900	3200	12	0,6	752	470	696	556	0,92	0,93	1,28
10000	3 × 1030	400	300	750	3300	4100	11	1	857,3	500	785,4	785	0,93	0,92	1,37
15000	3 × 1130	500	300	900	3400	4100	15	1	1270	550	1190	975	0,92	0,94	1,37

(Ge. 22.91). Für Kolben und Deckel verwendet man bei größeren Ausführungen auch Stahlguß (Stg. 45.81). Die Wandstärken werden unter Berücksichtigung gießtechnischer Erfahrungen nach den im Dampfmaschinenbau angewandten Rechnungen bestimmt. Erhält der Dampfzylinder für den Treibapparat einer großen Schmiedepresse Abmessungen,

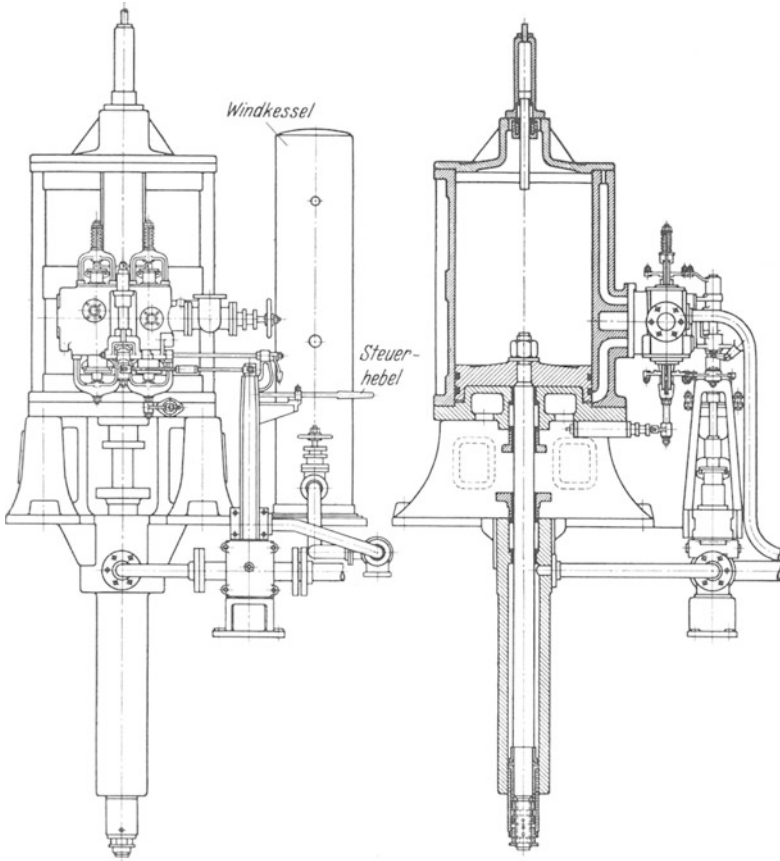


Abb. 42. Dampftreibapparat mit unterem Druckwasserzylinder und beweglicher Stopfbüchse an der Treibstange.

die Verladeschwierigkeiten zur Folge haben, so ist es üblich, ihn in zwei Ringe zu teilen oder zwei Treibapparate aufzustellen. Die letzte Lösung (Abb. 44) hat noch den Vorteil, daß bei Ausbesserungen der Betrieb der Presse mit einem der beiden Treibapparate aufrechterhalten werden kann.

Dampf oder Luft wirken nur auf der unteren Kolbenseite während der Aufwärtsbewegung. Die Abwärtsbewegung des Kolbens wird durch die beweglichen Eigengewichte und durch den auf der Treibstange



lastenden Abwasserdruck hervorgerufen. Zur Vermeidung eines harten Aufschlagens bildet der Zylinderboden mit dem Kolben kurz vor seiner tiefsten Stellung einen Pufferraum, in dem das eingeschlossene Mittel verdichtet wird. Umgekehrt läßt man an der Zylinderoberseite den Kolben etwa 100 bis 200 mm vor dem Erreichen seiner höchsten Stellung, z. B. gegen einen im Deckel angeordneten Bolzen fahren, der ein Abstellgestänge bewegt und dadurch selbsttätig die Steuerung umstellt, wobei die untere Zylinderseite mit der Auspuffleitung verbunden und ein Druckausgleich auf beiden Kolbenseiten hergestellt wird. Die obere Zylinderseite erhält zu diesem Zwecke einen Anschluß an die Abdampfleitung. Die Bewegung des Abstellgestänges kann auch durch ein Lineal hervorgerufen werden, an dem eine an der Treibstange befestigte Rolle entlang läuft (Abb. 43).

Der Dampf- oder Luftzylinder wird mit dem oberen Druckwasserzylinder entweder durch eine Laterne aus Stahlformguß (Stg. 45.81) oder bei großen Treibapparaten durch vier Säulen aus Stahl (St. 50.11) verbunden. Der Zylinderabstand ist durch die Flanschverbindung für die Treib- und Kolbenstange, die aus hartem Stahl hergestellt werden, bedingt. Zwischen

den Flanschen sieht man zur Verhütung der Wärmeübertragung von der Kolben- auf die Treibstange eine Isolierscheibe vor. Bei Treibapparaten, die mit Kaltluft betrieben werden, dient die Kolbenstange

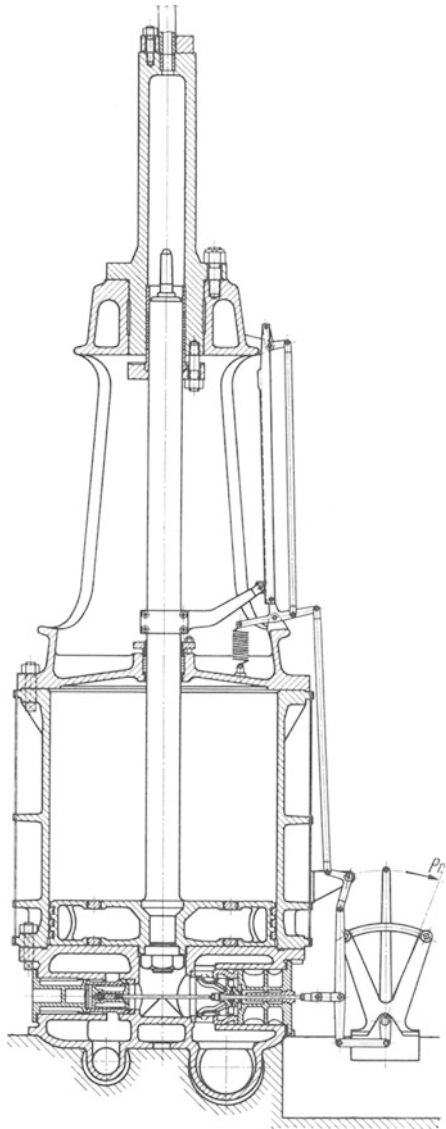


Abb. 43. Dampftreibapparat mit oberem Druckwasserzylinder. Einbau der Steuerung im Zylinderboden. Antrieb des Abstellgestänges durch ein Lineal mit ablaufender Rolle. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. W.)

gleichzeitig als Treibstange, wodurch der Zylinderabstand und die Bauhöhe beträchtlich verringert werden.

Der Druckwasserzylinder besteht aus Schmiedestahl (St. 50.11); für seine Ausführung sind die Erläuterungen auf S. 23 bis 29 zu berücksichtigen. Zur Verzögerung der Kolbenbewegung kurz vor der oberen

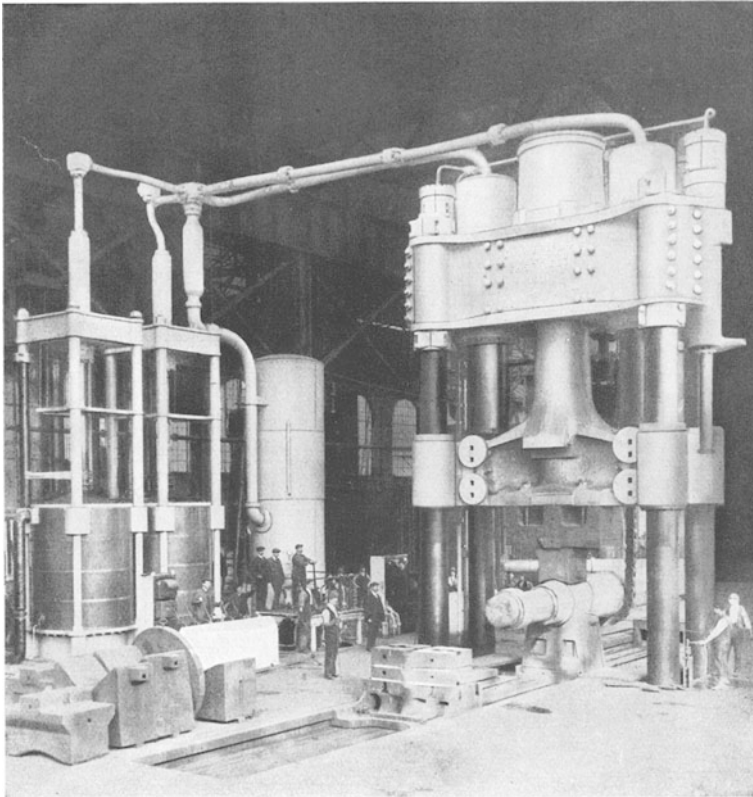


Abb. 44. 6000 t dampfhydraulische Zweizylinder-Schmiedepresse mit kombinierter Säulen- und Stempelführung, unabhängig voneinander verschiebbaren Sattelplatten und zwei Dampftreibapparaten. (Davy Brothers Ltd., Sheffield.)

Endstellung versieht man oft das Treibstangenende mit einem vor der automatischen Abstimmung zur Wirkung kommenden Drosselbolzen, deren Querschnitt der Anschlußbohrung im Druckwasserzylinder allmählich verengt.

Zur Einhaltung einer bestimmten Kolbengeschwindigkeit im Falle eines Rohrbruches sieht man oft zwischen Treibapparat und Presse ein Rückschlagventil vor, das sich beim Saugen des Treibkolbens öffnet. Während des Druck- oder Arbeitshubes wird das Ventil bis auf einen kleinen Spalt geschlossen, so daß bei einer plötzlichen Entlastung des

Treibzylinders, die auch durch fehlerhaftes Steuern eintreten kann, ein Durchgehen der Treibstange vermieden wird.

Außer den einfach wirkenden Treibapparaten findet man in vereinzelten Ausführungen sog. *Stufentreibapparate*. Die Konstruktion kann z. B. nach Abb. 11 in der Weise getroffen sein, daß eine im Durchmesser abgesetzte Treibstange drei verschieden große Mengen fördert, indem entweder die Querschnittsfläche des Stangenendes, die Kreisringfläche der abgesetzten Stange oder beide Flächen zusammen zur Wirkung kommen. Man ist hierdurch in der Lage, mit der Schmiedepresse drei verschieden große Einzelhübe auszuführen, wobei die Hublängen zu den Wasserdrücken oder Preßdrücken in umgekehrtem Verhältnis zueinander stehen.

Eine andere Bauart zeigt Abbildung 46. Der Treibapparat besitzt 3 Preßwasserzylinder, die so geschaltet werden können, daß entweder nur der mittlere oder die beiden seitlichen oder sämtliche 3 Plunger gemeinsam das Preßwasser fördern.

Stufentreibapparate eignen sich für Schmiedepressen, welche vorübergehend mit verringertem Preßdruck als Lochpressen verwendet werden.

Bei sämtlichen Treibapparaten sind die Wärmeverluste infolge Ausstrahlungen und die hierdurch hervorgerufene Bildung von Kondenswasser durch eine gute Isolierung des Zylinders, der Zylinderdeckel, Steuerung und Rohrleitungen so klein wie möglich zu halten.

**2. Treibapparate mit unten liegendem Druckwasserzylinder** (Abb. 42 u. 45). Auch diese Treibapparate wirken, abgesehen von einigen veralteten Ausführungen in der Weise, daß bei der Aufwärtsbewegung des Dampf- oder Luftkolbens das Preßwasser erzeugt wird, während die Abwärtsbewegung durch das Gewicht der beweglichen Teile und durch die Spannung des nachströmenden Füllwassers hervorgerufen wird.

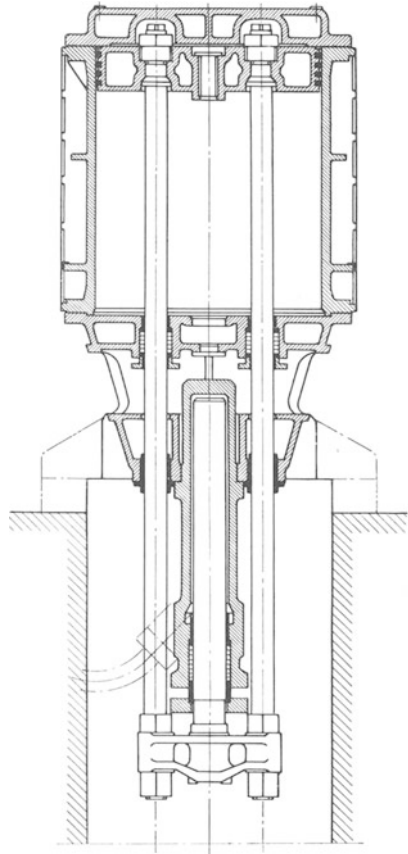


Abb. 45. Dampf- oder Lufttreibapparat mit unten liegendem Druckwasserzylinder und Kolbenstangenführung. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. W.)

Für die Treibapparate mit unten liegendem Druckwasserzylinder gibt es zwei verschiedene Konstruktionen, von denen die erste nach

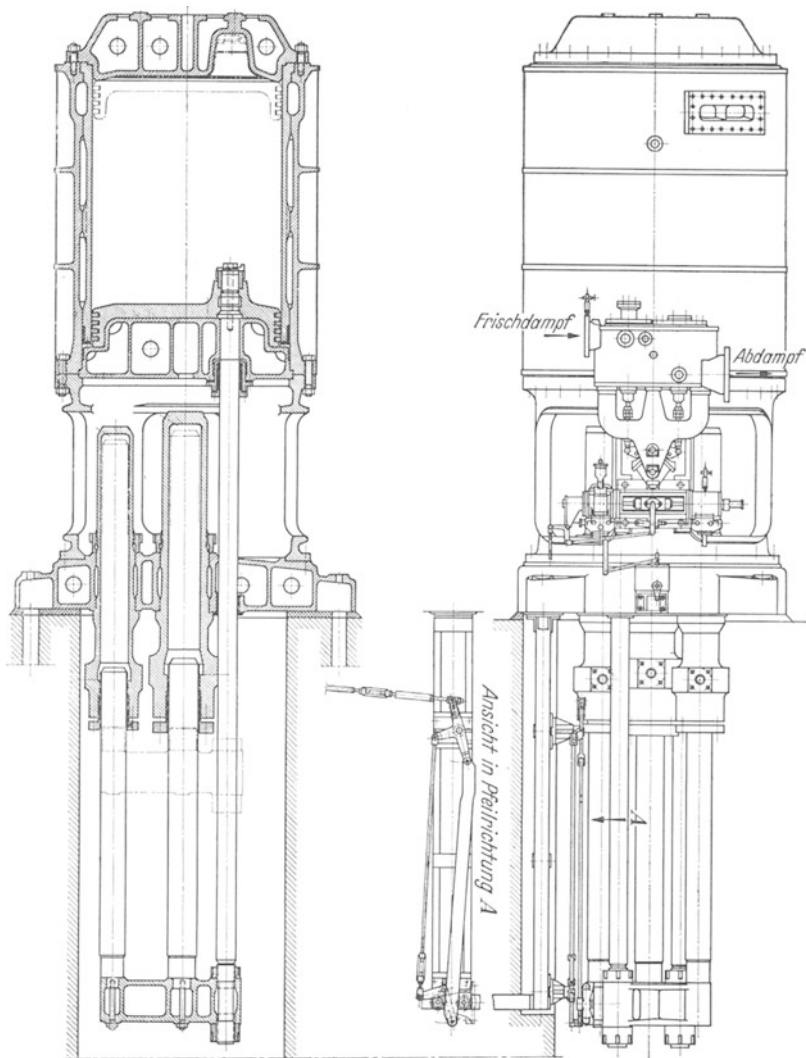


Abb. 46. Stufentreibapparat mit 3 unteren Druckwasserzylindern und Kolbenstangenumföhrung (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

Abb. 42 dadurch gekennzeichnet ist, daß sich im Druckwasserzylinder ein Kolben befindet, der durch eine bewegliche Stopfbüchse am Kolben und eine feststehende Stopfbüchse am Zylinder abgedichtet wird.

Bei der zweiten Konstruktion nach Abb. 45 ist dagegen ein einfacher Tauchplunger vorgesehen, der an einer Traverse befestigt und mit zwei Kolbenstangen aufwärts gezogen wird. Für die einzelnen Elemente der beiden Konstruktionen gelten im übrigen dieselben Angaben, die für die Treibapparate mit oben liegendem Druckwasserzylinder gemacht worden sind.

Bei der Aufstellung erhält der Treibapparat die Lage an einer Schmalseite der Schmiedepresse in einem kleinsten Abstände von etwa 5 bis 10 m, so daß die Bewegungen an der Presse während des Schmiedens nicht behindert werden.

Bei alten Pressen hat man versucht, den Treibapparat unmittelbar über dem Preßzylinder anzuordnen (Abb. 47), wodurch die Raumbeschränkungen, sowie der Druckwasserzylinder mit der Hochdruckleitung vollständig fortfallen. Der Rückzug des Treibkolbens erfolgt durch einen hohen Abwasserdruck. Man hat die Konstruktion infolge ihrer vielen Nachteile — hauptsächlich bestehend in den umständlichen Ausbesserungen, den häufiger auftretenden Undichtigkeiten und in dem verstärkten Wackeln durch die erhöhte Schwerpunktlage der Presse — vollkommen aufgegeben und die ausgeführten Pressen zum größten Teil wieder umgebaut.

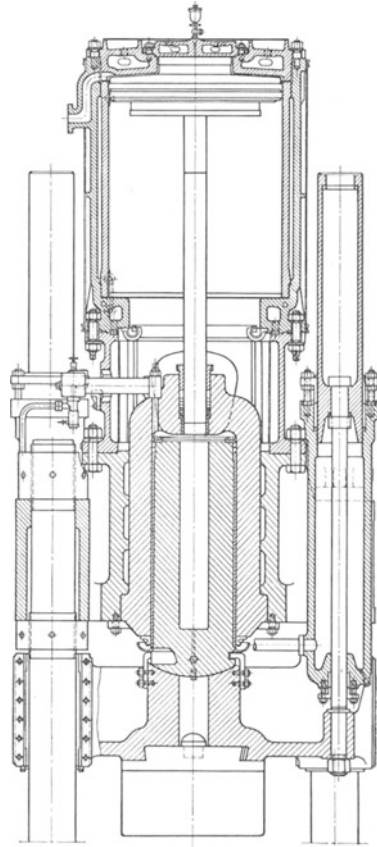


Abb. 47. Preßzylinder einer 3000-t-Schmiedepresse mit aufgebautem Treibapparat.

## b) Akkumulatoren und Preßpumpen für reinhydraulische Schmiedepressen.

In einer Kraftwasseranlage für reinhydraulische Schmiedepressen (Abb. 48) wird das Preßwasser durch elektrisch angetriebene Preßpumpen geliefert und in einem Akkumulator aufgespeichert. Man bevorzugt immer die Aufstellung mehrerer Pumpen, von denen eine einzelne infolge Reparaturen zeitweise ausfallen kann, ohne eine Stilllegung der Anlage zur Folge zu haben. Das An- und Abstellen der Pumpen während des Betriebes wird durch Steuerapparate in Abhängigkeit vom Wasserstand im

Akkumulator selbsttätig geregelt. Zum Schutze der Kraftwasseranlage gegen eindringenden Schmutz und Staub wird sie zweckmäßig von den Schmiedepressen getrennt und in einem eigenen Maschinenraum aufgestellt.

Die Kraftwasseranlagen werden in *Druckwasserakkumulatoren*, *Preßpumpen* und *Hilfseinrichtungen* unterteilt. Ihr normaler Betriebswasserdruck beträgt 200 bis 300 at. Diese Spannung hat sich auf Grund der im Laufe der Zeit gemachten Erfahrungen als die wirtschaftlichste ergeben; niedrigere Drücke haben ungünstige Plunger-, Rohrleitungs- und



Abb. 48. Kraftwasseranlage mit einem 3000 l-Druckluftakkumulator und zwei horizontalen Pumpen für eine Gesamtleistung von etwa 1000 PS. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Steuerungsquerschnitte, höhere Drücke dagegen übermäßig großen Verschleiß der Steuerelemente und Dichtungen zur Folge.

Während die Treibapparate für den Einzelantrieb der Schmiedepressen bestimmt sind, können an einen Akkumulator gleichzeitig mehrere Pressen angeschlossen werden und unabhängig voneinander arbeiten.

Der älteste heute nicht mehr zur Ausführung kommende Akkumulator besteht aus einem langen in eine Grundplatte eingesetzten Zylinder mit einem einfachen Tauchplunger, an dem zur Erzeugung des Wasserdruckes ein Gewicht aus gußeisernen Platten oder aus einem mit Schrott oder Erzen gefüllten Ballastkasten hängt. Die Nachteile eines derartigen Gewichtsakkumulators sind die große Bauhöhe, die schweren Fundamente und Gewichte, die bei plötzlicher Unterbrechung der Wasserentnahme infolge der in ihnen enthaltenen kinetischen Energie starke

Wasserschläge hervorrufen, die Unmöglichkeit einer späteren Erweiterung und der Verschleiß der Dichtungen und Plunger (Abb. 49).

Die auftretenden Wasserstöße können bei schnellem Umsteuern der Presse leicht zu einer übermäßigen Erhöhung des Betriebswasserdruckes und trotz des Einbaues von Stoßausgleichern, die aus kleinen Zylindern mit feder- oder luftbelasteten Plungern bestehen und als Puffer wirken, zu Rohr- oder Zylinderbrüchen führen. Die Verhütung oder Abschwächung der Wasserschläge durch Verringerung der Fallgeschwindigkeit des Belastungsgewichtes, die man normalerweise mit  $v = 0,3$  bis  $0,5$  m/sec bei einer Preßgeschwindigkeit von ungefähr  $100$  mm/sec annimmt, ist unvorteilhaft, da sie zu einer außerordentlichen Vergrößerung der Abmessungen des Akkumulators führt.

All diese Nachteile haben den Anlaß zum Bau von hydraulischen Akkumulatoren mit Druckluftbelastung gegeben. Ihre allgemeinen Vorteile sind die geringe Raumbeanspruchung, die Vermeidung schwerer Fundamente, die Verhütung von Wasserschlägen infolge der elastischen Druckluftbelastung, die einfache Erweiterungsmöglichkeit, die leichte Wartung und der Fortfall verschleißender Dichtungen.

**1. Akkumulatoren mit Druckluftbelastung.** Die ersten Druckluftakkumulatoren — eine allgemein übliche, aber oft zu falscher Auffassung führende Bezeichnung — waren an die Konstruktion der hydraulischen Druckübersetzer angelehnt, Luft und Wasser befanden sich in getrennten Zylindern; die Luftspannung betrug nicht mehr als  $50$  at. Die Akkumulatoren waren teuer und besaßen nur einige der vorerwähnten Vorteile.

Im weiteren Laufe der Entwicklung wählte man den Luftdruck gleich dem Wasserdruck; Luft und Wasser befanden sich in einem gemeinsamen Zylinder und wurden durch einen Scheibenkolben voneinander getrennt, dessen Bewegung die Steuerapparate für die Pumpen beeinflusste.

An die Stelle des Scheibenkolbens trat später ein Schwimmer, bis man dann zu Ausführungen gelangte, die sich seit ungefähr  $10$  Jahren behaupten und Antriebsorgane für die Steuerapparate im Innern der Wasser- und Luftbehälter vollkommen vermeiden.

Der Druckluftakkumulator besteht in der Regel aus einer Wasserflasche und aus einer Batterie Luftflaschen (Abb. 51). Die Größe des Wasservolumens verhält sich zum Gesamtvolumen der Flaschen normalerweise wie  $1:10$ . Der Spannungsabfall zwischen höchstem und tiefstem Wasserspiegel, d. h. bei Entnahme des nutzbaren Druckwasserinhaltes, beträgt hierbei  $10$  bis  $12\%$ . Die Zustandsänderung der Luft verläuft bei Spannungen bis ungefähr  $50$  at isothermisch; bei höheren Spannungen dagegen wegen des Einflusses der Behälterwände polytropisch nach der Gleichung  $p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$ , wobei der Exponent  $n$  für einen Betriebswasserdruck von  $200$  at den Wert  $1,29$  bis  $1,3$  hat.

Die Wahl der Abmessungen für die Luftflaschen und ihre Anzahl richten sich nach den Gestehungskosten. Bei kleinen Akkumulatoren wird oft das Wasser- und Luftvolumen in einer einzigen Flasche vereinigt, während große Akkumulatoren außer den Luftflaschen auch

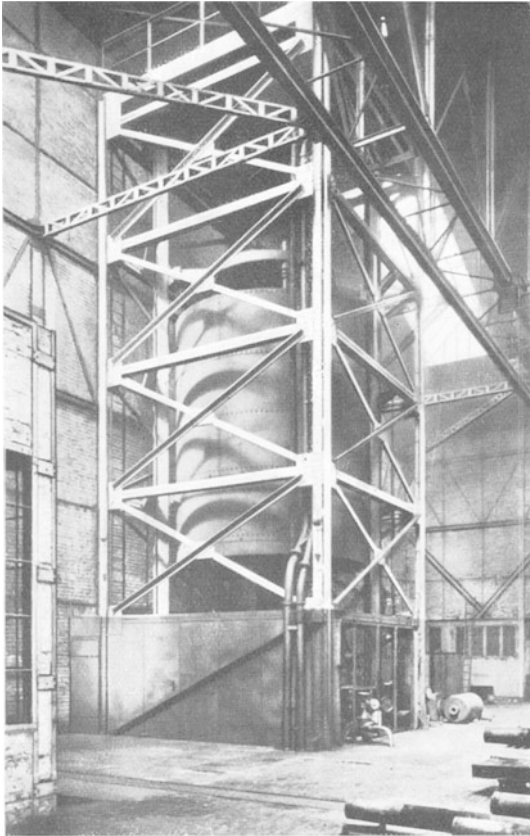


Abb. 49. Gewichtsakkumulator für 900 l Preßwasserinhalt und 200 at Betriebswasserdruck mit einem Belastungsgewicht von etwa 300000 kg. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

mehrere Wasserflaschen (Abb. 51) erhalten, die untereinander kommunizierend verbunden werden. Der lichte Durchmesser der Wasserflaschen ist von der größten Ausflußgeschwindigkeitabhängig, bei der die Senkgeschwindigkeit des Wasserspiegels  $v = 200$  bis  $250$  mm/sec nicht überschreiten soll.

Die Wasser- und Luftflaschen werden aus zähem Material nahtlos gezogen oder geschmiedet. Für Spannungen bis rd. 100 at wird auch das Schweißverfahren angewendet. Die Wandstärken sind nach den Angaben auf S. 24 zu berechnen; die zulässigen Beanspruchungen betragen bei einem Betriebswasserdruck von etwa 200 at  $\sigma_{zul} = 1000$  bis  $1200$  kg/cm<sup>2</sup> für Stahl (St. 50.11) und

$\sigma_{zul} = 1200$  bis  $1500$  kg/cm<sup>2</sup> für legierten Stahl mit 1 bis 1,5% Nickelzusatz. Die Wasserdruckprobe wird mit dem 1,5fachen des höchsten Betriebswasserdruckes durchgeführt.

Bei geschmiedeten und geschweißten Flaschen ist für die Form der Böden eine Halbkugel oder Ellipse anzustreben; die zunehmende Bodstärke entsteht durch den Stauchvorgang beim KümpeIn. Gezogene Flaschen erhalten einen geraden Boden mit einer Stärke  $h = 1,5$  bis  $2s$ , wenn  $s$  die Wandstärke des Mantels bedeutet. Das andere Ende der Flaschen wird halsförmig eingezogen.



Der Ausflußstutzen für die Wasserflasche sitzt in der Mitte des Bodens und ragt etwas in die Flasche hinein, damit sich Unreinigkeiten und Fremdkörper auf dem Boden absetzen können. Das Stutzenende ist verschlossen und zur Vermeidung von Schwankungen des Wasserspiegels mit seitlichen Durchflußlöchern versehen.

Die Böden der Luftflaschen erhalten zur Abführung des durch Niederschlag sich ansammelnden Wassers einen Entwässerungspfropfen.

Um der Gefahr von Korrosionserscheinungen vorzubeugen, wird das Innere der Flaschen mit einem Asphaltanstrich versehen.

Der *nutzbare Preßwasserinhalt* des Akkumulators muß genügen, um den größten periodisch auftretenden Preßwasserbedarf, der die gleichzeitig geförderte Preßwassermenge der Pumpen überschreitet, zu decken. Bei einer dieser Bedarf ein, wenn mehrere Hübe sehr schnell aufeinander folgen oder wenn große Arbeits- und Rückzughübe beispielsweise beim Stauchen und Lochen zurückgelegt werden. Nimmt man an, daß der Akkumulatorinhalt  $V$  zur Ausführung eines bestimmten größten Stauchhubes und eines vollen Rückzughubes ausreichen

und dann noch eine Reserve von 30% enthalten soll, so muß  $V = \frac{F \cdot c \cdot s + f_r \cdot s}{0,7}$  sein. Hierin bedeuten  $F$  = Preßplungerfläche,  $f_r$  = Rückzug-

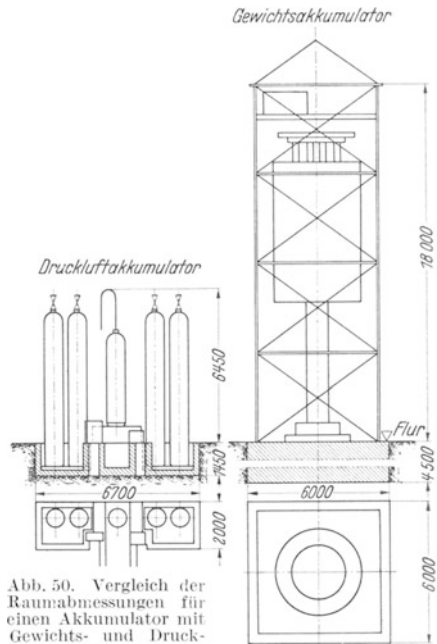


Abb. 50. Vergleich der Raumabmessungen für einen Akkumulator mit Gewichts- und Druckluftbelastung. Preßwasserinhalt 1000 l. Betriebswasserdruck 200 at. Ausführungsgewicht des Druckluftakkumulators etwa 30000 kg. Ausführungsgewicht des Gewichtsakkumulators etwa 370000 kg einschl. Belastungsgewicht und Turmkonstruktion.

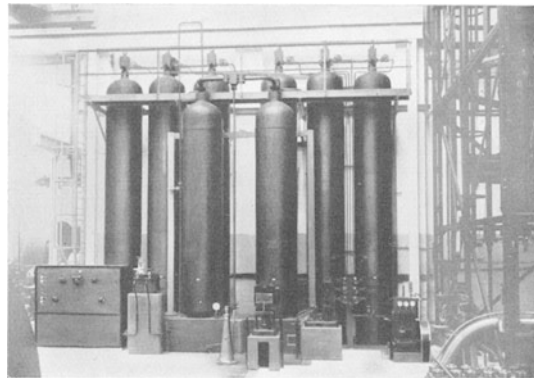


Abb. 51. Druckluftakkumulator mit zwei kommunizierend verbundenen Wasserflaschen für je 1000 l Preßwasserinhalt und 200 at Betriebswasserdruck. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

plungerfläche,  $s$  = Plungerhub. Der Wert  $c$ , der den Anteil des Stauchhubes am gesamten Plungerhub angibt, kann nach Erfahrungen aus der Gleichung  $c = \frac{500}{P} + 0,25 \leq 1$  bestimmt werden, wobei der Preßdruck  $P$  in  $t$  einzusetzen ist.

Vergleicht man den auf diese Weise ermittelten Akkumulatorinhalt mit der von den Pumpen in einer Minute geförderten Preßwassermenge  $Q$ , so soll  $V \geq 0,75 Q$  sein.

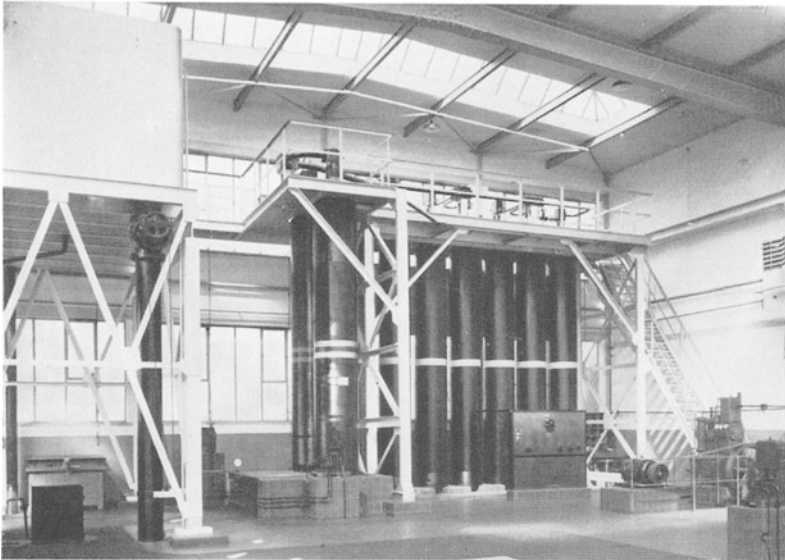


Abb. 52. Druckluftakkumulator für 3000 l Preßwasserinhalt und 200 at Betriebswasserdruck.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

**2. Preßpumpen.** Man führt die Preßpumpen in stehender und liegender Bauart aus. Die *stehenden Pumpen* (Abb. 53 u. 54) sind einfach wirkend; sie werden mit Leder- oder Keilriemen angetrieben und für Leistungen bis etwa 150 PS ausgeführt.

*Liegende Pumpen* (Abb. 59 bis 61) sind einfach oder doppelt wirkend. Man baut sie für Leistungen bis etwa 1500 PS. Die Kraft wird bei Leistungen von mehr als 200 PS durch gekapselte in Öl laufende Getriebe übertragen. Die *Preßwasserlieferungsmenge*  $Q$ , gemessen in l/min einer einfach wirkenden Preßpumpe mit mehreren Plungern erhält man aus der Beziehung  $Q = z \cdot f \cdot s \cdot n \cdot \eta_v$ . In dieser Gleichung bedeuten  $z$  = Anzahl der Pumpenplunger,  $f$  = Plungerquerschnitt in  $\text{dm}^2$ ,  $s$  = Plungerhub in dm,  $n$  = Anzahl der Kurbelumdrehungen in der Minute,

$\eta_v$  = volumetrischer oder hydraulischer Wirkungsgrad. Man wählt  $\eta_v = 0,92$  für stehende Pumpen mit kleinem Hub und  $\eta_v = 0,94$  für liegende Pumpen mit großem Hub.

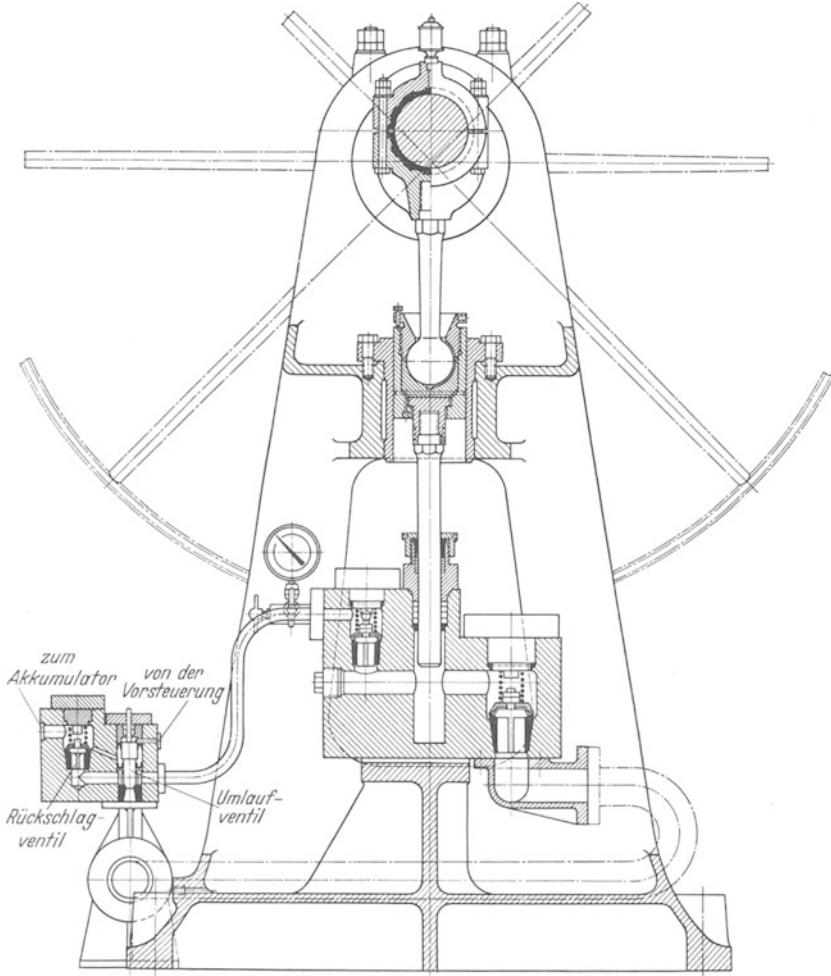


Abb. 53. Schnitt durch eine stehende Dreiplunger-Preßpumpe mit Umlaufvorrichtung. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Aus der Preßwasserlieferungsmenge errechnet sich der an der Kurbelwelle auftretende mittlere *effektive Leistungsbedarf*  $N_m$  in PS zu:

$$N_m = \frac{P \cdot s}{75 \cdot t \cdot \eta_m} = \frac{Q \cdot h}{\eta_v \cdot 75 \cdot 60 \cdot \eta_m}$$

Hierin ist  $P = \frac{Q}{\eta_v}$  = theoretische Preßwasserlieferungsmenge in kg/min (1 l = 1 kg)  $s = h$  = Förderhöhe in m,  $t = 1 \text{ min} = 60 \text{ sec}$ ,  $\eta_m =$

mechanischer Wirkungsgrad. Man wählt  $\eta_m = 0,82$  für stehende Pumpen und  $\eta_m = 0,85$  für liegende Pumpen.

Drückt man die Förderhöhe in  $m$  Wassersäule durch den Betriebswasserdruck  $p$  at mit  $h = 10 p$  aus und führt man in die letzte Gleichung für die konstanten Werte die Größe  $c$  ein, so erhält man die einfache

Formel  $N_m = \frac{Q \cdot p}{c}$ ;  $Q$  = effektive Fördermenge in  $l/min$ ,  $p$  = Betriebswasserdruck in at.

Man setzt ein:  $c = 340$  für stehende Pumpen,  $c = 360$  für liegende Pumpen.

Die Preßpumpen weisen, von kleinen Typen abgesehen, fast ohne Ausnahme drei Plunger auf. In dieser Konstruktion sind Preßwasserförderung und Leistungsaufnahme sehr gleichförmig, so daß man auf die Unterbringung von Schwungmassen im Antrieb verzichten kann.

Der Gleichförmigkeitsgrad für die Fördermenge verschiedener Pumpen während einer Kurbelumdrehung ist in Abb. 55 bis 58 dargestellt.

Bezeichnen  $f$  den Plungerquerschnitt und  $v$  die Plungergeschwindigkeit,

so beträgt die Fördermenge eines Plungers in der Zeiteinheit  $q = f \cdot v$ . Bei einem Kurbelradius  $r$ , einer konstanten Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , einem beliebigen Kurbelwinkel  $\alpha$  und unendlicher Pleuelstangenlänge ist  $v = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$  und demnach  $q = f \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$ . Hieraus folgt, daß sich die Fördermenge eines Plungers in einer Zeiteinheit durch eine Fläche ausdrücken läßt, welche von einer Sinuskurve begrenzt wird. Die Fläche für die entsprechende Fördermenge einer Pumpe mit versetzten Kurbeln erhält man aus einer Addition der sich überdeckenden Teilflächen für die einzelnen Plunger.

Die Abb. 57 u. 58 zeigen, daß der Gleichförmigkeitsgrad einer Dreiplungerpumpe z. B. günstiger ist, als für eine Vierplungerpumpe; eine Verbesserung tritt erst wieder bei einer Fünfplungerpumpe auf, die sich jedoch infolge ihrer unvorteilhaften breiten Konstruktion nicht eingeführt hat.

Die *Elemente einer Preßpumpe* sind Grundrahmen oder Ständer mit Kurbelwellenlager und Kreuzkopfführung, Kurbelwelle, Pleuelstangen und Kreuzköpfe, Pumpenplunger, Pumpenkörper und Ventile.

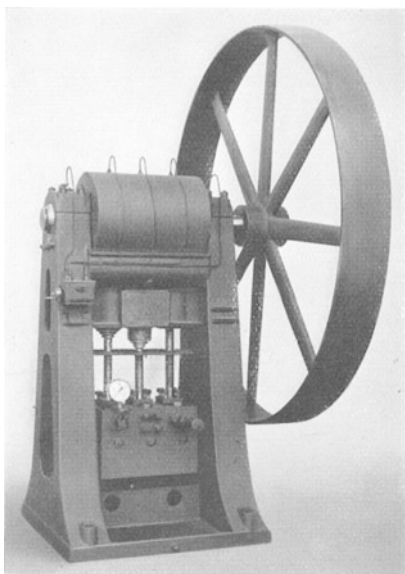


Abb. 54. Stehende Dreiplunger-Preßpumpe mit Riemenantrieb für eine Leistung von etwa 80 PS. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Der *Grundrahmen oder Ständer* besteht aus Gußeisen (Ge. 12.91). Er soll für horizontale Pumpen mit großer Plungergeschwindigkeit möglichst schwer sein, damit durch die hin- und hergehenden Massen keine bemerkenswerten Erschütterungen hervorgerufen werden. Ein in Richtung des Plungerdruckes offener Rahmen (Abb. 59 bis 61) wird gleich-

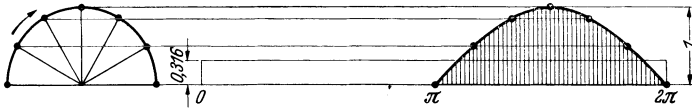


Abb. 55. Leistungsdiagramm einer einfach wirkenden Einplungerpumpe.

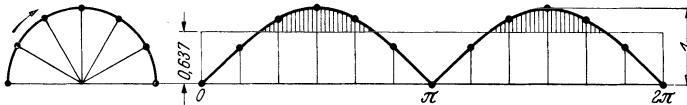


Abb. 56. Leistungsdiagramm einer einfach wirkenden Zweiplungerpumpe oder einer doppelt wirkenden Einplungerpumpe.

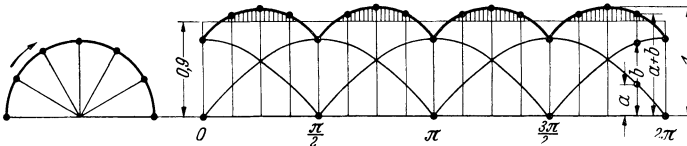


Abb. 57. Leistungsdiagramm einer einfach wirkenden Vierplungerpumpe oder zweier unter  $90^\circ$  Kurbelversetzung gekuppelter doppelt wirkender Einplungerpumpen.

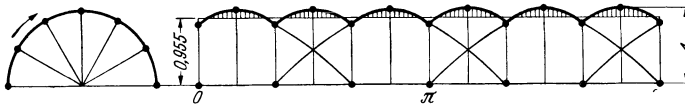


Abb. 58. Leistungsdiagramm einer einfach oder doppelt wirkenden Dreiplungerpumpe.

zeitig auf Biegung und Zug beansprucht. Die zulässige zusammengesetzte Spannung beträgt  $\sigma_{zul} = 70$  bis  $80 \text{ kg/cm}^2$ .

Die *Kurbelwellenlager* sind für stehende Pumpen zweiteilig und für liegende Pumpen vierteilig. Man kann auch in letzterem Falle mit zweiteiligen Lagern auskommen, wenn die Teilstellen schräg gelegt werden. Für die Konstruktion der Lager, die man mit Bohrungen über  $200 \text{ mm}$  für Preßschmierung einrichtet, werden die Erfahrungen und Rechnungen aus dem Kolbenmaschinenbau befolgt; sie bilden ebenfalls die Grundlage zur Konstruktion der übrigen Elemente des Kurbeltriebes.

Die *Kreuzkopfführungen* am Ständer oder Grundrahmen sind für stehende Pumpen ohne Ausnahme zylindrisch (Abb. 53), für liegende Pumpen dagegen auch einseitig flach (Abb. 59). Beide Führungen werden mit Büchsen oder Verschleißleisten aus Gußeisen ausgeführt. Die Flachführung hat den Vorteil leichter Nachstellbarkeit und übersichtlicher Kreuzkopfanordnung.

Die *Kurbelwelle* wird meistens aus S.M.-Stahl (St. 50.11) hergestellt. Die zulässige ideelle Beanspruchung für Biegung und Verdrehung beträgt hierbei  $\sigma'_{zul} = 400$  bis  $500 \text{ kg/cm}^2$ . Die Welle wird entweder zweifach oder vierfach gelagert. Die zweifache Lagerung nach Abb. 59 hat eine geringe Breite des Grundrahmens zur Folge und gestattet eine einteilige Ausführung des Pumpenkörpers. Bei der vierfachen Lagerung (Abb. 60) wird die Kurbelwelle zwischen den Kurbeln nochmals unterstützt; sie kann infolgedessen leichter gehalten werden. Durch die



Abb. 59. Einfach wirkende liegende Dreiplungerpumpen mit zweifacher Lagerung der Kurbelwelle, getrennten Pumpenkörpern, hintereinander liegenden Ventilen, Saugwindkessel und angebauter Umlaufvorrichtung. Leistung etwa 300 PS. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

vergrößerte Breite des Grundrahmens muß der Pumpenkörper dreiteilig ausgeführt werden. Die Konstruktion ist sehr zweckmäßig für doppelt wirkende Pumpen, bei denen man die Zugstangen für die auf der Rückseite liegenden Plunger an den einzelnen Pumpenkörpern seitlich vorbeiführt. Für die Abmessungen der Kurbelwellen mit Zwischenlagern erhält man gute Vergleichswerte aus den Vorschriften für Schiffsmaschinen (Dr. G. BAUER: Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen. München u. Berlin: R. Oldenbourg).

Bei sämtlichen Kurbelwellen soll der spezifische Flächendruck auf dem Wellenzapfen den Wert  $p = 12$  bis  $18 \text{ kg/cm}^2$  nicht überschreiten; ferner wird empfohlen, zur guten Ableitung der vom Wellenzapfen erzeugten Reibungswärme die Bedingung  $p \cdot v \leq 20$  zu erfüllen, wobei  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit eines Punktes am Kurbelzapfen in m/sec bedeutet.

Die *Pleuelstangen und Kreuzköpfe* bestehen aus Schmiedestahl (St. 50.11) oder aus Stahlformguß (Stg. 50.81 R.). Die Stangen werden mit

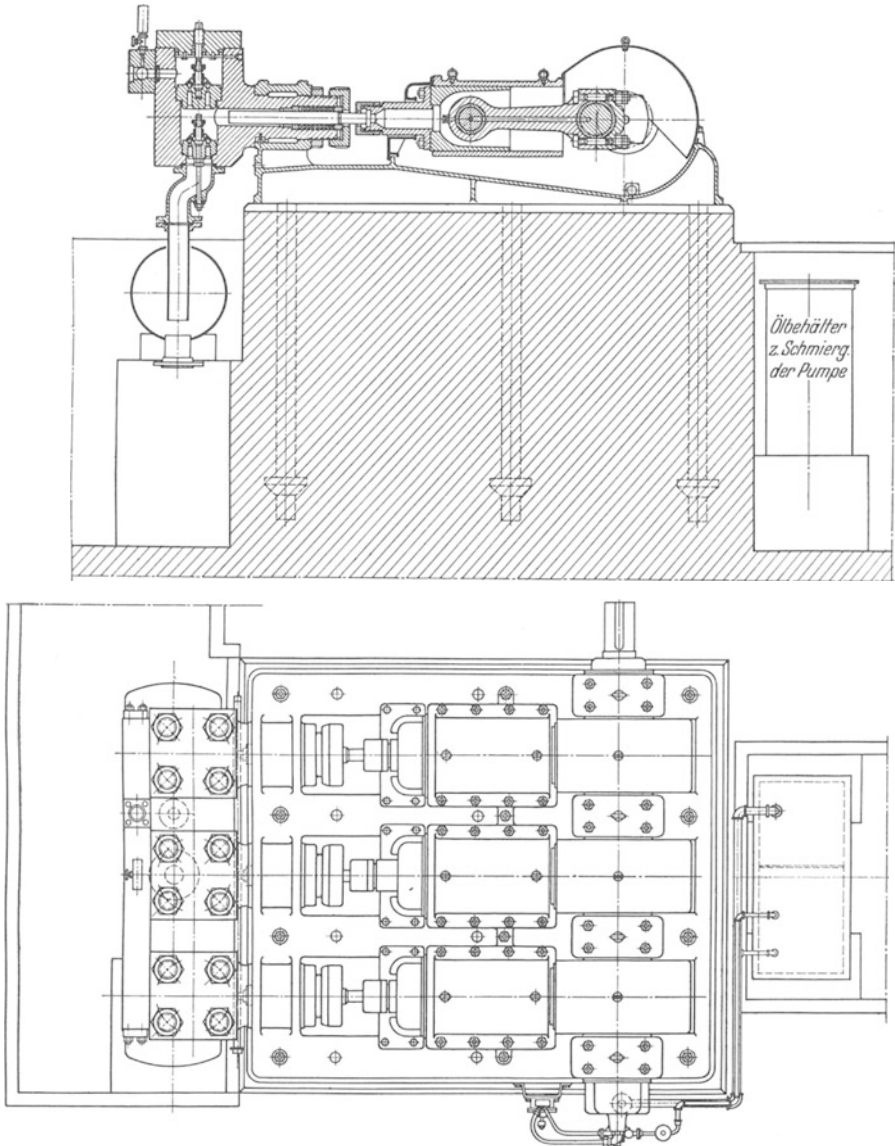


Abb. 60. Einfach wirkende liegende Dreiplungerpumpe mit vierfacher Lagerung der Kurbelwelle, getrennten Pumpenkörpern und übereinander liegenden Saug- und Druckventilen. Leistung etwa 275 PS. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

der üblichen zehnfachen Sicherheit gegen Ausknicken berechnet. Die Länge zwischen der Lagermitten beträgt  $L = 5r$ , wobei  $r$  den Kurbel-

radius bedeutet. Für den Kreuzkopfbolzen läßt man einen spezifischen Flächendruck von  $p \leq 90 \text{ kg/cm}^2$  zu; für Kurbelzapfen:  $p = 60$  bis  $70 \text{ kg/cm}^2$ . Die Kreuzkopfschuhe sind in der Regel durch Beilagen nachstellbar. Der zulässige spezifische Druck auf die Gleitbahn wird zu  $p = 2$  bis  $3 \text{ kg/cm}^2$  gewählt. Bei zylindrischen Kreuzköpfen verzichtet man oft auf eine Nachstellbarkeit und wechselt nach eingetretenem Verschleiß die gußeisernen Führungsbüchsen aus. An Stelle der

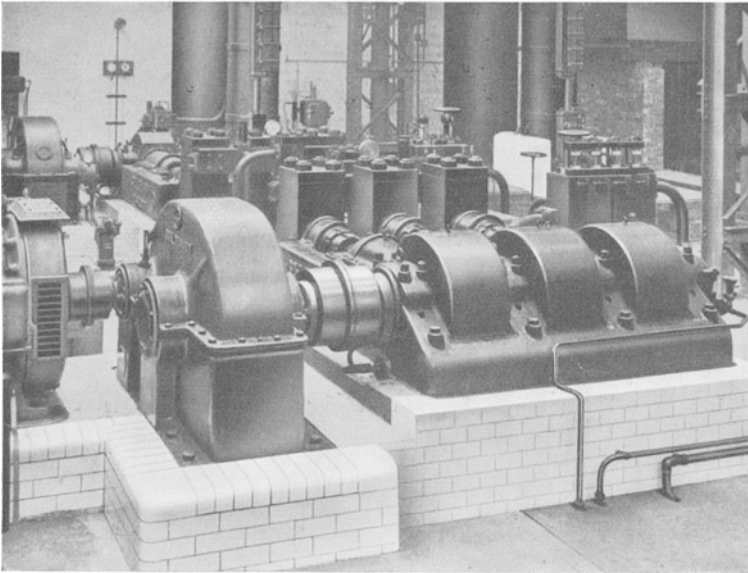


Abb. 61. Betriebszustand der liegenden Preßpumpe nach Abb. 60.

Bolzenverbindung für die Pleuelstangen tritt häufig in einem Kreuzkopf mit zylindrischer Führung eine kugelige Lagerung auf Pfannen aus Bronze.

Die *Pumpenplunger* sollen eine harte und spiegelglatte Oberfläche aufweisen; sie werden aus geschmiedeter Bronze oder aus legiertem und möglichst rostfreiem Stahl hergestellt. Die mittlere Plungergeschwindigkeit wählt man  $v_m \leq 3 \text{ m/sec}$ . Die Verbindung des Plungers mit dem Kreuzkopf muß in radialer Richtung nachgeben können oder einstellbar sein, damit beim Verschleiß der Kreuzkopfführungen die Stopfbüchsen nicht undicht werden.

Als Stopfbüchspackung verwendet man Manschetten aus Leder oder vulkanisierten Geweben, graphitierte Weichpackung und Metallringe in verschiedenen Ausführungen (Abb. 62 u. 63). Die Länge der Grundbüchsen macht man  $l = 1,5$  bis  $2d$ , wenn  $d =$  Plungerdurchmesser. Die Stopfbüchsenbrille besteht entweder aus einem nachziehbaren Flansch oder aus einer Verschraubung. Der Packungsraum wird nach den



Angaben auf S. 29 bestimmt. Zur Schmierung des Plungers wird vor der Stopfbüchse ein in Öl getränkter Filzring vorgesehen.

Der *Pumpenkörper* wird aus zähem S.M.-Stahl (St. 50.11) geschmiedet. Sämtliche Kanäle und Ventilräume werden gebohrt. Die Saug- und Druckventile liegen entweder hinter- oder übereinander. Ventile, Ventilsitze und Verschraubungen werden aus hochwertiger Bronze hergestellt. Aus dem gleichen Material oder aus nicht rostendem Stahl bestehen die Ventilefedern. Die mittlere Durchflußgeschwindigkeit im Saugventil soll  $v \leq 3$  m/sec und im Druckventil  $v \leq 6$  m/sec betragen. Bei der Bestimmung der Ventilquerschnitte rechnet man mit einem Ventilhub von etwa 4 bis 5 mm. Die *Saugventile* bildet man zur Erzielung eines großen freien Querschnittes meistens als Ringventile aus, während die *Druckventile* als einfache Flügelventile ausgeführt werden. Die Sitze an den Saug- und Druckventilen werden oft zur besseren Abdichtung mit einer Lederlinderung versehen.

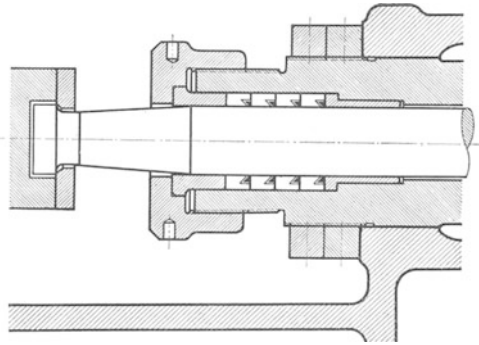


Abb. 62. Abdichtung eines Pumpenplungers mit vulkanisierter Packung. (Asbest- u. Gummiwerke Merkel, Hamburg.)

An Stelle sehr großer Ventile verwendet man häufig zwei Druck- und vier Saugventile mit gleichen Abmessungen. Beim Entwurf des Pumpenkörpers muß vor allen Dingen beachtet werden, daß sich nirgends Luftsäcke bilden können und daß angesaugte Luft

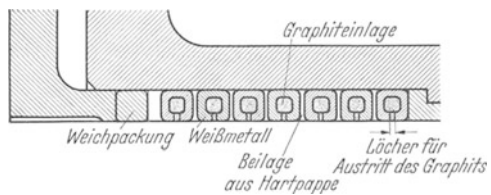


Abb. 63. Abdichtung eines Pumpenplungers mit Metallhohringspackung. (Huhn G. m. b. H., Berlin.)

durch das Druckventil aus dem Pumpenraum entweichen kann. Die Räume über den Druckventilen sind untereinander verbunden. Die Saugräume haben dagegen getrennte Anschlüsse, um einen Wechsel der Bewegungsrichtung des zufließenden Wassers zu vermeiden. Die Sauganschlüsse führen zu einem Windkessel, dessen Anordnung ein ruhiges Arbeiten der Ventile zur Folge hat, und verhindert, daß die Wassersäulen bei ihren großen Geschwindigkeitsänderungen abreißen.

Die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Saugleitung soll  $v = 0,3$  m/sec nicht überschreiten und der höchste Wasserspiegel im Sammelbehälter ungefähr 4 bis 5 m über der Pumpenmitte liegen.

Zur *Armatur des Pumpenkörpers* gehören außer dem Saugwindkessel ein federbelastetes Sicherheitsventil, ein Entlüftungsventil, sowie ein Manometer mit zugehöriger Absperrung (Abb. 66).

Die Pumpenmodelle werden nach dem Plungerdruck unterschieden; dieser schwankt bei den kleinsten und größten Pumpen zwischen rd. 1000 und 20000 kg. Aus dem Plungerdruck und dem jeweiligen Betriebswasserdruck erhält man die entsprechenden Plungerquerschnitte. Die Drehzahlen der Pumpen betragen  $n = 120$  bis  $180 \text{ min}^{-1}$ , wobei die höheren Werte für stehende Pumpen angewendet werden. Den Hub wählt man für stehende Pumpen 60 bis 200 mm und für liegende Pumpen 300 bis

600 mm. Die Pumpen werden fast ohne Ausnahme direkt durch Elektromotoren und Übersetzungsgetriebe (Abb. 61) mit einer Drehzahl von rd.  $1000 \text{ min}^{-1}$  angetrieben. Die Motorleistungen

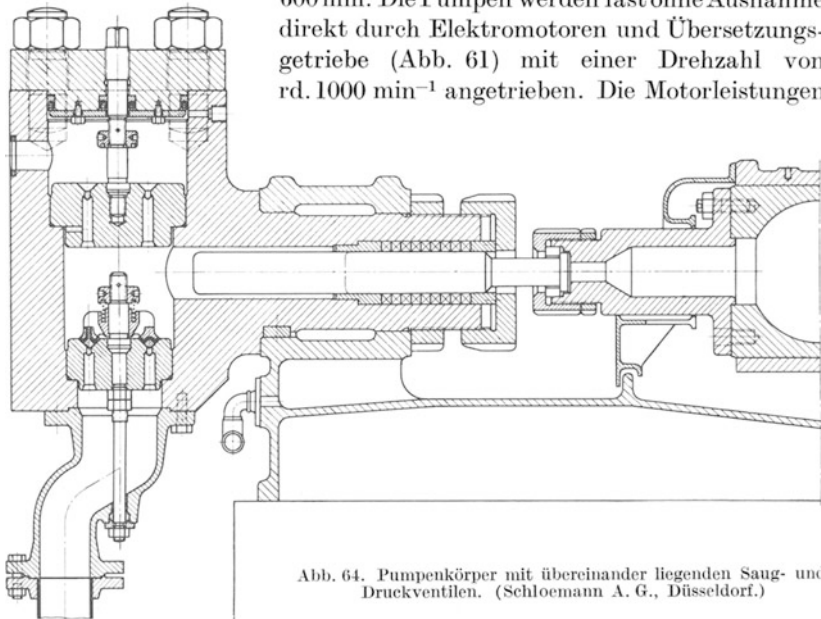


Abb. 64. Pumpenkörper mit übereinander liegenden Saug- und Druckventilen. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

nimmt man für Dreiplungerpumpen ungefähr 10 bis 15% größer als den mittleren errechneten Kraftbedarf.

**3. Hilfseinrichtungen.** Zu den Hilfseinrichtungen einer Kraftwasseranlage gehören die *selbsttätig arbeitenden Steuerapparate, die Armaturen und der Hochdruckkompressor.*

Die Arbeitsvorgänge, die selbsttätig wirken müssen, sind: 1. *Unterbrechung der Preßwasserförderung der Pumpen, wenn der Akkumulator gefüllt ist, 2. Wiedereinsetzen der Förderung nach einer bestimmten Wasserentnahme aus dem gefüllten Akkumulator, 3. Absperrung der Anschlußrohrleitungen bei entleertem Akkumulator zur Verhinderung des Austritts der Druckluft, 4. Anzeigen des Wasserstandes.*

Für vorstehend genannte vier Aufgaben gibt es eine ganze Reihe konstruktiver und grundsätzlicher Lösungen. Sie beeinflussen zum

größten Teil die Steuerapparate in unmittelbarer Abhängigkeit von dem Stand des Wasserspiegels und vermeiden in der Wasserflasche mechanische Teile, z. B. Kolben oder Schwimmer zur Übertragung der Bewegung des Wasserspiegels auf die Steuerapparate, da man hiermit bei älteren Akkumulatoren schlechte Erfahrungen gemacht hat.

Reagieren die Steuerapparate nicht auf den Wasserstand, sondern auf einen bestimmten und seinen verschiedenen Höhen entsprechenden Spannungsabfall, so muß man beachten, daß Spannungsverluste durch undichte Luftanschlüsse oder durch Absorption stets kontrolliert und ersetzt werden, da andernfalls eine Änderung der Wasserstände auftritt, was unangenehme Betriebsstörungen zur Folge haben kann.

Die Wirkungsweise der Steuerapparate einer sehr verbreiteten Akkumulatorkonstruktion zeigt Abb. 67.

Der elektrische Steuerapparat hat zwei kommunizierend miteinander verbundene Räume, die im unteren Teil Quecksilber enthalten und im oberen Teil an den Luftraum und an den Wasserraum des Akkumulators angeschlossen sind.

In dem Luftraum des Steuerkörpers befinden sich mehrere Kontaktstifte. Steigt nun der Wasserspiegel im Akkumulator, so steigt dadurch auch der Quecksilberspiegel im Luftraum des Steuerkörpers, wobei sich die Wege umgekehrt wie die spezifischen Gewichte der beiden Flüssigkeiten verhalten. Durch die Berührung der Kontaktstifte mit dem Quecksilber werden Schwachstromkreise geschlossen und indirekt über Relais an der Schalttafel Hubmagnete beeinflußt, die den Erregerstrom aus dem Netz erhalten

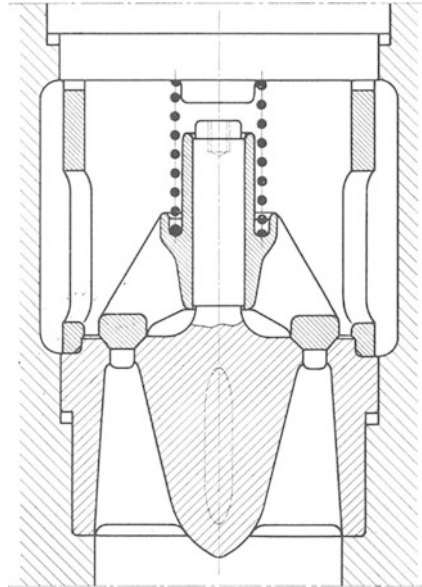


Abb. 65. Ringventil für Preßpumpen.

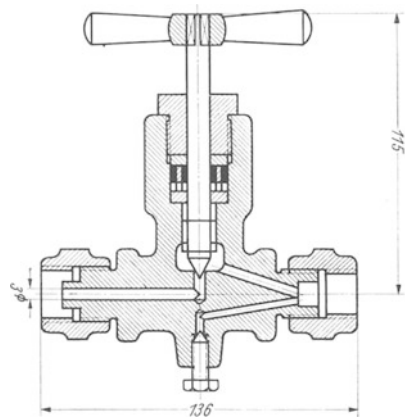


Abb. 66. Absperrung für Manometer an Pumpenkörpern und Steuerungen. (Schwietzke, Düsseldorf.)

und auf hydraulische Vorsteuerungen für die Hauptventile wirken. Die Ventile können nicht unmittelbar durch die Magnete geöffnet oder geschlossen werden, da die hierfür notwendigen Kräfte zu groß sind.

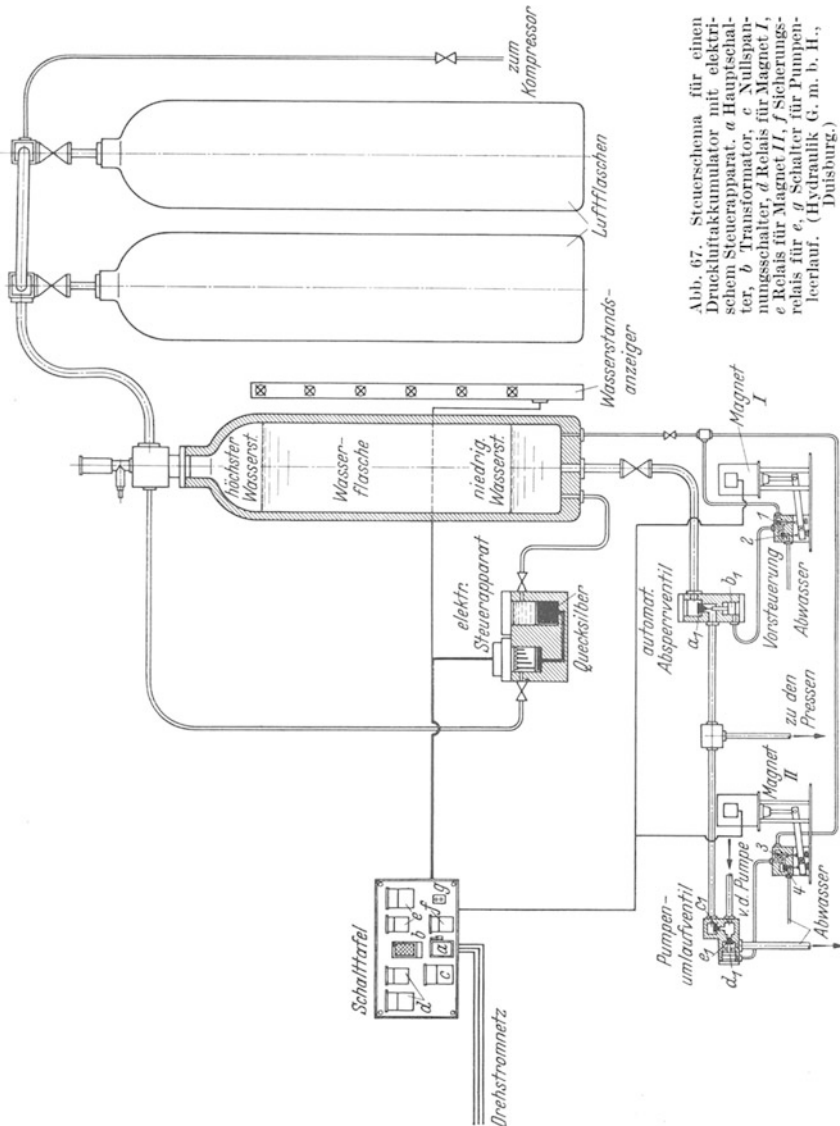


Abb. 67. Steuerschema für einen Druckluftakkumulator mit elektrischem Steuerapparat. *a* Hauptschalter, *b* Transformator, *c* Nullspannungsschalter, *d* Relais für Magnet I, *e* Relais für Magnet II, *f* Sicherungsrelais für *e*, *g* Schalter für Pumpen-leerlauf. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

In der gezeichneten Stellung berührt der längste Kontaktstift den Quecksilberspiegel. Bei weiterer Wasserentnahme wird durch Sinken des Quecksilberspiegels im Luftraum der letzte Stromkreis unterbrochen

und durch Abfallen des Magneten die Vorsteuerung für das automatische Absperrventil umgestellt. Der Zylinderraum  $b_1$  unter dem Hubkolben für das selbsttätige Absperrventil  $a_1$  erhält durch das geöffnete Ventil 2 der Vorsteuerung eine Verbindung mit der Abwasserleitung. Das Absperrventil wird geschlossen und dadurch eine Wasserentnahme aus dem Akkumulator und ein Übertritt der Druckluft in die Anschlußrohrleitungen verhindert.

Steigt der Wasserspiegel im Akkumulator durch die Förderung der Pumpen, wobei das Wasser durch das Rückschlagventil  $c_1$  und das im gleichen Sinne wirkende Absperrventil  $a_1$  fließt, so wird durch den ebenfalls steigenden Quecksilberspiegel die Vorsteuerung erst beim Schließen des vorletzten Stromkreises, durch Anziehen des Hubmagneten wieder umgestellt. Die Ventile 1 und 2 werden geöffnet bzw. geschlossen. Der Zylinderraum  $b_1$  erhält Druckwasser; der Hubkolben öffnet das Absperrventil  $a_1$  und stellt die Verbindung des Akkumulators mit den Pressen wieder her. Da die elektrische Schaltung so getroffen ist, daß die Umsteuerung oder das Schließen des Absperrventiles erst bei Unterbrechung des Stromkreises für den längsten Kontaktstift erfolgt, sind die Umsteuervorgänge zeitlich durch die Ausführung eines sog. Pendelhübes im Akkumulator voneinander getrennt, wodurch vermieden wird, daß ein Flattern des Wasserspiegels und des entsprechenden Quecksilberspiegels an einer Kontaktstelle eine unzulässige Schalthäufigkeit zur Folge hat.

Steigt der Quecksilberspiegel bis zum letzten Kontaktstift, entsprechend dem höchsten Wasserstand im Akkumulator, so wird durch den geschlossenen Schwachstromkreis der Erregerstromkreis für den Hubmagneten zur Vorsteuerung des Pumpenumlaufventiles unterbrochen. Der Magnet fällt ab, die Ventile 3 und 4 werden geschlossen bzw. geöffnet, der Zylinderraum  $d_1$  hinter dem Hubkolben für das Umlaufventil  $e_1$  erhält eine Verbindung mit der Abwasserleitung. Die Pumpen werden auf Leerlauf gestellt, indem sie das geförderte Wasser durch das geöffnete Umlaufventil  $e_1$  und die Abwasserleitung wieder in den Sammelbehälter zurückdrücken. Das Rückschlagventil  $c$  verhindert während des Leerlaufs den Ausfluß des Wassers aus dem Akkumulator.

Das Wiedereinschalten der Pumpen oder Schließen des Umlaufventiles durch Umstellung der Vorsteuerung geht nach Freigabe des vorletzten Kontaktstiftes vor sich, d. h. nach Ausführung eines Pendelhübes, genau wie bei der beschriebenen Wirkungsweise des Absperrventils.

Das Ausschalten der Pumpenmotoren bei höchstem Wasserstand im Akkumulator ist wegen der zeitweise im Betrieb von Schmiedepressen auftretenden großen Schalthäufigkeit nicht möglich. Weiterhin nimmt man Abstand von der Verwendung ausrückbarer Kupplungen für den Leerlauf, da die hydraulischen Umlaufvorrichtungen einfacher und billiger sind.

Der Wasserstand wird sowohl in der Zentrale als auch an den Steuerständen der Schmiedepressen durch das Aufleuchten von Lampen angezeigt, die man in die Schwachstromkreise für die Hubmagnete einschaltet. Soll der Wasserstand noch weiter unterteilt werden, so ist die Zahl der Kontaktstifte im Steuerapparat entsprechend zu vergrößern.

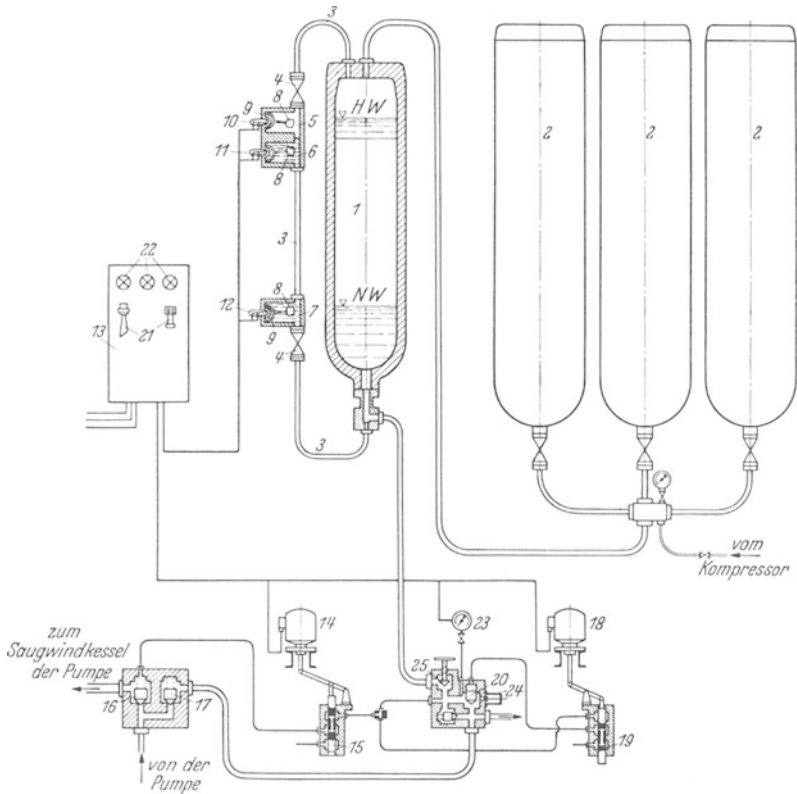


Abb. 68. Steuerschema für einen Druckluftakkumulator mit elektrischen Kippschaltern.  
(Schloemann A. G., Düsseldorf.)

Störungen der Steuervorgänge können durch Aussetzen des elektrischen Stromes entstehen. Um in einem solchen Falle jegliche Gefahr für den Betrieb der Preßanlage auszuschließen, müssen die Schaltungen veranlassen, daß bei abgefallenen Magneten das selbsttätige Absperrventil geschlossen und das Pumpenumlaufventil geöffnet ist.

Andere bekannte Ausführungsarten der Steuereinrichtungen für Kraftwasseranlagen sind schematisch in Abb. 68 und 69 dargestellt.

Der Druckluftakkumulator in Abb. 68 besteht aus einer Wasserflasche 1 und aus mehreren Luftflaschen 2. An der Wasserflasche ist ein Rohr 3 kommunizierend angeschlossen, das durch die Ventile 4 von

der Wasserflasche abgesperrt werden kann. In den Steuergehäusen 5, 6 und 7 sind doppelarmige Hebel eingebaut, die an einem Ende mit Schwimmerglocken 8 und am anderen Ende mit permanenten Magneten 9 versehen sind. Durch das Steigen und Sinken des Wasserspiegels im Akkumulator werden die Hebel durch die Schwimmerglocken gedreht und die Magnete bewegt. An den Steuergehäusen sind außerhalb des Druckraumes elektrische Schaltröhren mit Quecksilberkontakten 10, 11 und 12 (Quecksilberkippschalter) angeordnet, die in die Schenkel jedes Magneten hineinragen und seinen Bewegungen folgen können, wobei elektrische Stromkreise geschlossen oder geöffnet werden.

Erreicht der Wasserstand seine höchste Stellung, so wird die Schwimmerglocke 8 im Gehäuse 5 angehoben und durch den Magnet der Kontakt in der Quecksilberschaltröhre 10 unterbrochen. Hierdurch fällt das Relais auf der Schalttafel 13 ab. Der Hubmagnet 14 wird stromlos und das Umlaufventil 16 durch die Vorsteuerung 15 geöffnet. Die Pumpe läuft leer, indem sie das geförderte Wasser in den Saugwindkessel zurückdrückt, während das Rückschlagventil 17 einen Austritt des Druckwassers aus dem Akkumulator verhindert.

Fällt durch Entnahme von Druckwasser aus der Wasserflasche der Wasserstand wieder und wird die Schwimmerglocke 8 in dem Gehäuse 6 gesenkt, so schließt der entsprechende Magnet in der Quecksilberschaltröhre 11 einen Kontakt. Der dadurch hergestellte Stromkreis in den Quecksilberschaltröhren 10 und 11 bewirkt über ein Relais an der Schalttafel das Anziehen des Hubmagneten 14. Das gesteuerte Umlaufventil 16 wird durch die Vorsteuerung 15 wieder geschlossen und das von der Pumpe geförderte Wasser durch das Rückschlagventil 17 in die Wasserflasche geleitet.

Ist die Wasserentnahme aus der Wasserflasche größer als die Förderleistung der Preßpumpe, so kann der Wasserstand in der Wasserflasche seine tiefste Stellung erreichen, wodurch die Schwimmerglocke 8 in dem Gehäuse 7 gesenkt und durch den zugehörigen Magnet der Stromkreis in der Schaltröhre unterbrochen wird. Das entsprechende Relais auf der Schalttafel fällt ab. Der Hubmagnet 18 wird stromlos, das selbsttätig wirkende Absperrventil 20 durch die Vorsteuerung 19 geschlossen und die weitere Entnahme von Druckwasser verhindert. Gleichzeitig wird durch akustische und optische Signale 21 und 22 angezeigt, daß der Akkumulator leer ist.

Wird die vorgeschriebene Spannung im Akkumulator überschritten, so schließt das Kontaktmanometer 23 einen Stromkreis und bringt über ein Relais auf der Schalttafel den Motor der Preßpumpe zum Stillstand; außerdem tritt das selbsttätig arbeitende Sicherheitsventil 24 in Tätigkeit.

Das Ventil 25 gestattet die Absperrung des Druckluftakkumulators von Hand.

In Abb. 69a und b ist  $B$  die Wasser- und  $B_1$  die Luftflasche. An der Wasserflasche ist die Steuerflasche  $C$  angebracht, in der sich ein kleiner Schwimmer  $E$  mit dem Wasserspiegel frei auf- und abbewegt. Solange der Wasserspiegel zwischen den beiden durch die Ventile  $A_2$  und  $A_3$  absperzbaren Verbindungsleitungen auf- und abpendelt, steigt oder fällt die den Schwimmer  $E$  tragende Wassersäule in der Steuerflasche  $C$  gleichmäßig mit der Wassersäule in der Flasche  $B$ . Steigt die Wassersäule in der Flasche  $B$  über die obere Verbindungsleitung hinaus, so macht die den Schwimmer  $E$  tragende Wassersäule in der Flasche  $C$  einen kleineren Hub als die Säule in der Wasserflasche  $B$ . Die Größe des Luftraumes in den Flaschen  $C$  und  $P$  wird für einen bestimmten Schwimmerhub bei der üblichen Druckschwankung von etwa 10% zwischen höchstem und niedrigstem Wasserstand in der Flasche  $B$  bemessen. Man macht den Hub bei allen Akkumulatoren gleich, so daß für sämtliche Regelvorrichtungen ein einziges Modell genügt.

Der Schwimmer  $E$  trägt auf einer Stange einen Eisenkern  $F$ , der sich in einem nicht magnetischen Rohr  $D$  bewegt. Das Rohr ist mit den von Dauerstrom durchflossenen Primärspulen  $I$  bis  $IV$  umgeben, die durch Pertinaxrohre in bestimmte Entfernungen voneinander gehalten werden und in Sekundärspulen beim Durchgang des Eisenkernes Induktionsströme zur Steuerung der Magnete  $Ma_1$  und  $Ma_2$  erzeugen. In  $W_1$  sind die Relais und ein Transformator für 24 V Schutzspannung für die Spulen  $I$  bis  $IV$  und in  $W_2$  die Schütze der Schalter und die Sicherungen untergebracht.  $O$  ist eine Lampentafel mit vier verschiedenfarbigen Signallampen 5 bis 8. Zwischen dem selbsttätig wirkenden Absperrventil  $G$  und der Wasserflasche  $B$  ist die von Hand zu bedienende Absperrung  $A_1$  eingebaut.

Abb. 69a zeigt die Steuerungsvorrichtung des Akkumulators bei niedrigstem Wasserstand in der Flasche  $B$  und bei geschlossenem Absperrventil  $G$ . Die Lampen 5, 6 und 7 leuchten; die Preßpumpen arbeiten; der Kolben  $a$  der Pumpenumlaufvorrichtung  $Z$  wird durch Druckwasser, das er von der Vorsteuerung  $Y$  erhält, fest auf den Sitz gepreßt. Das geförderte Wasser fließt durch das Rückschlagventil  $b$  und das ebenfalls als Rückschlagventil wirkende Absperrventil  $G$  in die Wasserflasche  $B$ . Der Wasserspiegel steigt und mit ihm auch in der Steuerflasche  $C$  der Schwimmer  $E$  mit dem Eisenkern  $F$ .

Bewegt sich der Eisenkern  $F$  durch die Spule  $I$ , so erfolgt kein Schaltvorgang, da der Steuerstromschalter  $U$  den Stromkreis unterbrochen hat. Tritt er in die Spule  $II$  ein, so erhält der Magnet  $Ma_1$  Strom, hebt mit Spindel  $L$  Hebel  $K$  und Spindel  $I$  das Absperrventil  $G$  an und hält es in der geöffneten Stellung fest, wodurch aus dem Akkumulator wieder Wasser entnommen werden kann. Die Lampe 6 erlischt.

Steigt der Wasserstand weiter, so geht der Eisenkern  $F$  durch die Spule  $III$  ohne einen Steuervorgang zu veranlassen, da der Stromkreis



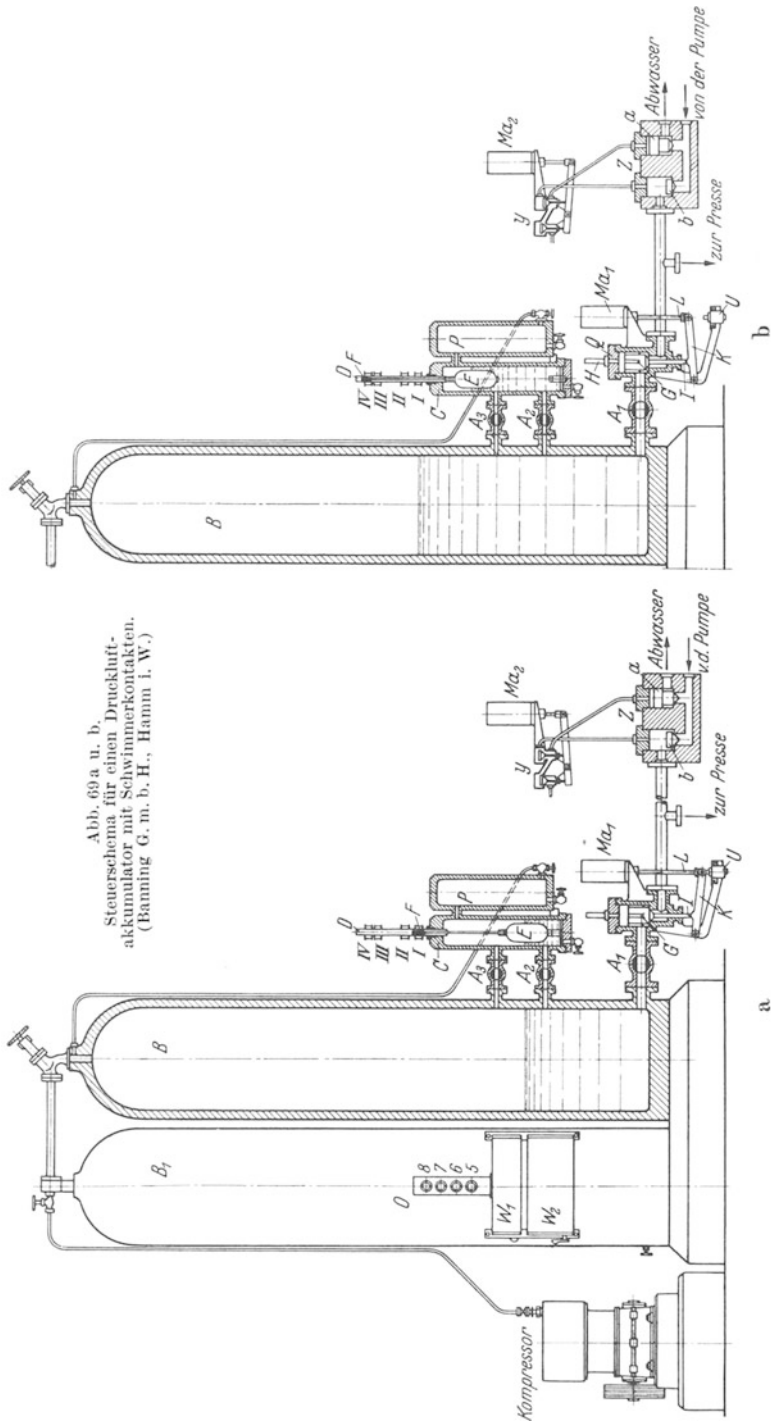


Abb. 69 a u. b.  
 Steuerschema für einen Druckluft-  
 akkumulator mit Schwimmerkontakten.  
 (Banning G. m. b. H., Hamm i. W.)

dieser Spule geöffnet ist. Beim Eintritt in die Spule *IV*, Abb. 69b, wird der Stromkreis des Magneten  $Ma_2$  unterbrochen. Der Steuerkolben *a* erhält eine Verbindung mit der Abwasserleitung und wird durch das von den Pumpen geförderte Wasser aufgedrückt, welches wieder in den Saugbehälter fließt. Das Rückschlagventil *b* verhindert einen Austritt des Druckwassers aus dem Akkumulator; die Lampe 7 ist erloschen, die Lampe 8 leuchtet auf.

Fällt der Wasserspiegel wieder und geht der Eisenkern durch die Spule *III*, so erhält der Magnet  $Ma_2$  Strom. Die Vorsteuerung *Y* verbindet den Steuerkolben *a* mit der Druckwasserleitung. Die Pumpen arbeiten wieder gegen Druck und fördern das Wasser durch das Rückschlagventil *b* und das selbsttätig wirkende Absperrventil *G* in den Akkumulator. Das Absperrventil *G* schließt erst, wenn der niedrigste Wasserstand erreicht wird und der Eisenkern in der Spule *I* steht. Bei seiner Abwärtsbewegung durch die Spule *II* findet kein Steuervorgang statt.

Die elektrische Beeinflussung der Steuerapparate gestattet, den Akkumulator in beliebiger Entfernung von den Pumpen aufzustellen. Man findet daher oft in Betrieben mit einem ausgedehnten Leitungsnetz die Akkumulatoren an mehreren Punkten angeordnet, während die Pumpen in einem gemeinsamen Raume untergebracht sind. Die Verwendung mehrerer Akkumulatoren hat den Vorteil, daß Wasserschläge infolge langer Leitungen und Spannungsabfälle beim gleichzeitigen Arbeiten mehrerer Pressen, hervorgerufen durch das Anzapfen eines in bestimmter Richtung fließenden Preßwasserstromes, vermieden werden.

Zur *Armatur eines Druckluftakkumulators* gehören ein von Hand zu bedienendes, unmittelbar am Druckwasseranschluß angeordnetes Absperrventil, ein Luftabsperrventil für jede Luftflasche, eine Sicherheitsvorrichtung gegen die Überschreitung eines bestimmten Höchstdruckes, — z. B. aus einem Kontaktmanometer bestehend —, wodurch über ein Relais der Pumpenmotor ausgeschaltet wird und eine Schalttafel mit den Relais- und zugehörigen Druckknopfschaltern für die Magnete, einem Trennschalter für den Hauptstrom, einem Transformator, den Sicherungen und den Lampen zur Kontrolle des Wasserstandes und der elektrischen Spannung.

Zum *Auffüllen des Akkumulators mit Druckluft* benutzt man einen kleinen, mehrstufigen *Hochdruckkompressor* mit direktem Motorantrieb für eine Leistung von etwa 5 bis 15 PS. Beim erstmaligen Füllen läuft der Kompressor oft ununterbrochen mehrere Tage, während er später nur noch in Zeitabständen von mehreren Wochen zum Nachfüllen bei eingetretenen Spannungsverlusten durch Undichtigkeiten benötigt wird.

Bei vorhandener Kompressorleitung für Luft mit der üblichen Spannung von 6 bis 8 at, kann man das Hochdruckluftkissen im Akkumulator auch mit der Preßwasserpumpe erzeugen, indem man die niedrig gespannte Luft in die Wasserflasche einfüllt, komprimiert und dann

durch das Luftabsperrenteil in die Luftflaschen übertreten läßt. Vor der Absperrung in der Kompressorleitung muß sich in diesem Falle ein Rückschlagventil befinden, damit bei falscher Bedienung der beiden Absperrungen die hochgespannte Luft nicht in die Kompressorleitung eindringen kann. Dieses sog. „Schleusen“ der Druckluft ist ziemlich umständlich, dauert sehr lange und kommt deshalb nur für kleine Akkumulatoren zur Anwendung.

### c) **Treibapparate für elektrohydraulische Schmiedepressen.**

Beim Akkulatorbetrieb verbrauchen die Schmiedepressen unabhängig von dem auftretenden Schmiedewiderstand stets Preßwasser mit einer dem höchsten Druck der Presse entsprechenden unveränderlichen Spannung. Da der Widerstand aber während des Eindringens des Obersattels in das Schmiedestück allmählich ansteigt und bei sehr vielen Arbeiten selten so hoch ist wie der Preßdruck, geht die in dem Preßwasser enthaltene Energie zu einem großen Teil verloren und setzt sich durch Drosselung in Wärme um. Das Kennzeichen der Schmiedepressen mit elektrohydraulischem Treibapparat besteht nun darin, daß sich der Preßwasserdruck stets nach dem jeweiligen Widerstand des Schmiedestückes einstellt, so daß mit Ausnahme der Reibung keine Energieverluste auftreten.

Der elektrohydraulische Treibapparat ist genau wie beim Dampf- oder Luftbetrieb eine ventillose Pumpe, die durch einen Elektromotor angetrieben wird und das Preßwasser ohne Verwendung eines Akkumulators direkt in den Zylinder der Schmiedepresse drückt. Für die Rückzüge und die übrigen Nebeneinrichtungen der Schmiedepresse kann dagegen der Akkumulator-, Luft- oder Dampftrieb beibehalten werden. Die verschiedenen Konstruktionen der Teibapparate unterscheiden sich hauptsächlich durch ihren Antrieb, der entweder durch eine Zahnstange mit Ritzel oder durch einen Kurbeltrieb erfolgt.

**1. Elektrohydraulische Treibapparate mit Zahnstangenantrieb.** Die Zahnstangentreibapparate werden horizontal gebaut (Abb. 70); ihre Fördermenge macht man so groß wie diejenige für Dampf- und Lufttreibapparate. Der Preßwasserzylinder wird für eine Spannung von 400 bis 500 at eingerichtet und sitzt in einer Traverse, die mit dem Grundrahmen durch zwei Säulen kraftschlüssig verbunden ist. Die Zahnstange erhält auf dem Rahmen eine gute Führung und überträgt den Zahndruck auf den mit einer nachziehbaren Stopfbüchse abgedichteten Plunger. Das Ritzel wird zweckmäßig mit einer Pfeilverzahnung versehen und durch ein einfaches Rädervorgelege angetrieben. Die Wellen laufen in Ringschmierlagern. Zur Aufhebung der von der Führung aufzunehmenden abwärts gerichteten Komponente des Zahndruckes werden die Zahnstangen größerer Treibapparate auf beiden Seiten verzahnt.

Für den Antrieb des Vorgeleges ist ein Gleichstrommotor (Abb. 71) vorgesehen, der ein geringes Schwungmoment besitzt und deshalb in kürzester Zeit beschleunigt, verzögert und reversiert werden kann (Abb. 72).

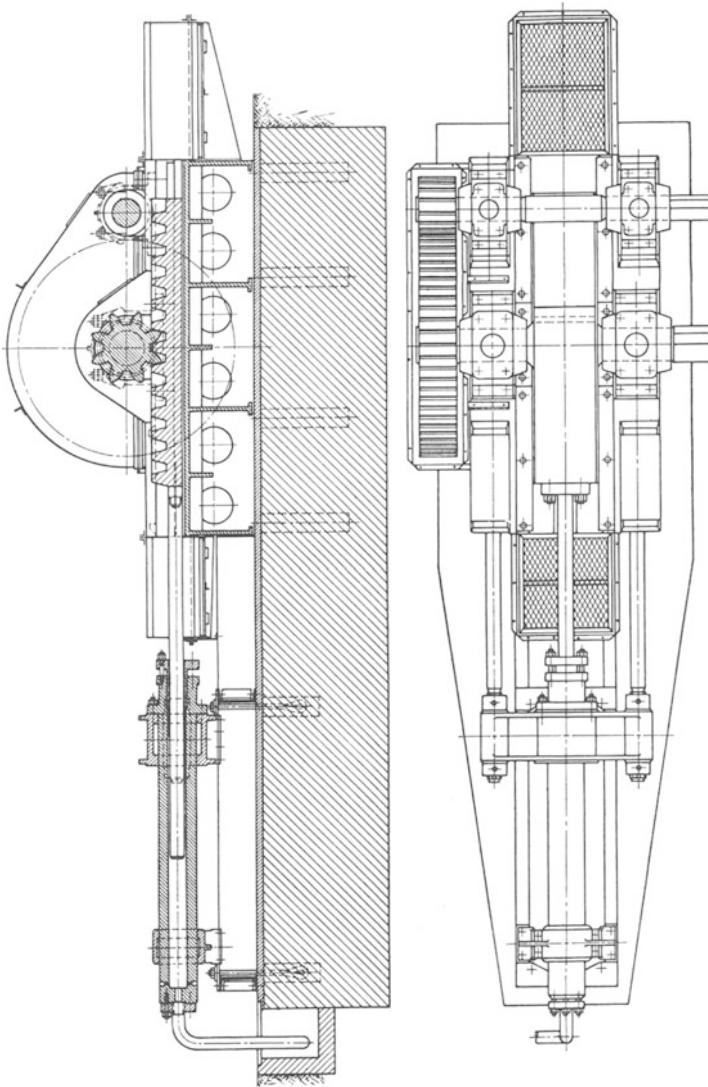


Abb. 70. Elektrohydraulischer Treibapparat mit Zahnstangenantrieb für eine 400 t-Schmiedepresse.  
(Schloemann A. G., Düsseldorf.)

Der Motor wird nach dem Schaltbild (Abb. 73) aus dem Steuer- generator eines Schwungradumformers gespeist. Der Generator ist mit Rücksicht auf die verlangte hohe Beweglichkeit des Motors mit sehr geringer magnetischer Trägheit gebaut. Der Motor arbeitet in der

vom elektrischen Reversierwalzantrieb her bereits bekannten Art mit Leonard-Erregersteuerung, so daß auch die größten Leistungen am Motor mit der Schaltung ganz geringer Erregerströme vollständig beherrscht

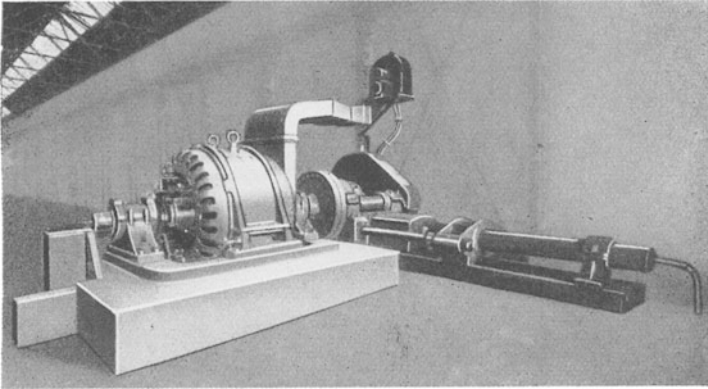


Abb. 71. Antriebsmotor zum Zahnstangentreibapparat (Abb. 70). Leistung 180/360 kW, 150/135 U/min. (AEG, Berlin.)

werden. Der Steuergenerator ist mit schnellaufenden Schwungmassen gekuppelt, alle Laststöße werden durch Schlupfregelung des Umformerantriebmotors durch die kinetische Energie der Schwungmasse ent-

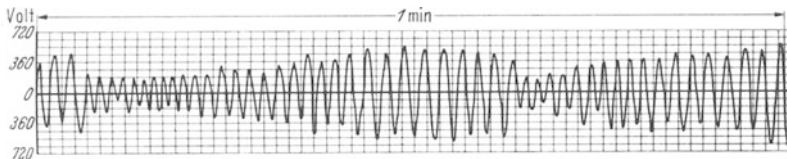


Abb. 72. Meßstreifen für die Stromaufnahme des Motors (Abb. 71) während 1 min beim Fertigschmieden.

nommen. Der Strom wird daher aus dem Netz mit großer Gleichmäßigkeit überwunden.

Die Steuerung besteht aus einem Geber und einem Empfänger. Der Geber vermittelt jede vom Steuermann erhaltene Impulsgebe dem Empfänger, der mit dem Motor fest gekuppelt ist. Wenn man den Steuerhebel auslegt, läuft der Motor des Treibapparates an und setzt sich selbsttätig still, sobald der dem Steuerhebelausschlag entsprechende Schmiedehub beendet ist. Bei der Zurückführung des Steuerhebels in die Rückzugstellung bringt der Motor den Treibapparat in seine Anfangsstellung zurück, wobei der Verzögerungsvorgang, wie beim Preßhub, völlig selbsttätig einsetzt. Die Steuerung läßt eine beliebig feine Abstufung der einstellbaren Hübe zu. Die Verwendung von Beilagen zur Erzielung bestimmter Endstärken des Schmiedestückes ist nicht notwendig.

Gegen die Überschreitung des Höchstdruckes der Schmiedepresse ist eine Vorrichtung zur Begrenzung des Stromes für den Motor des Treib-

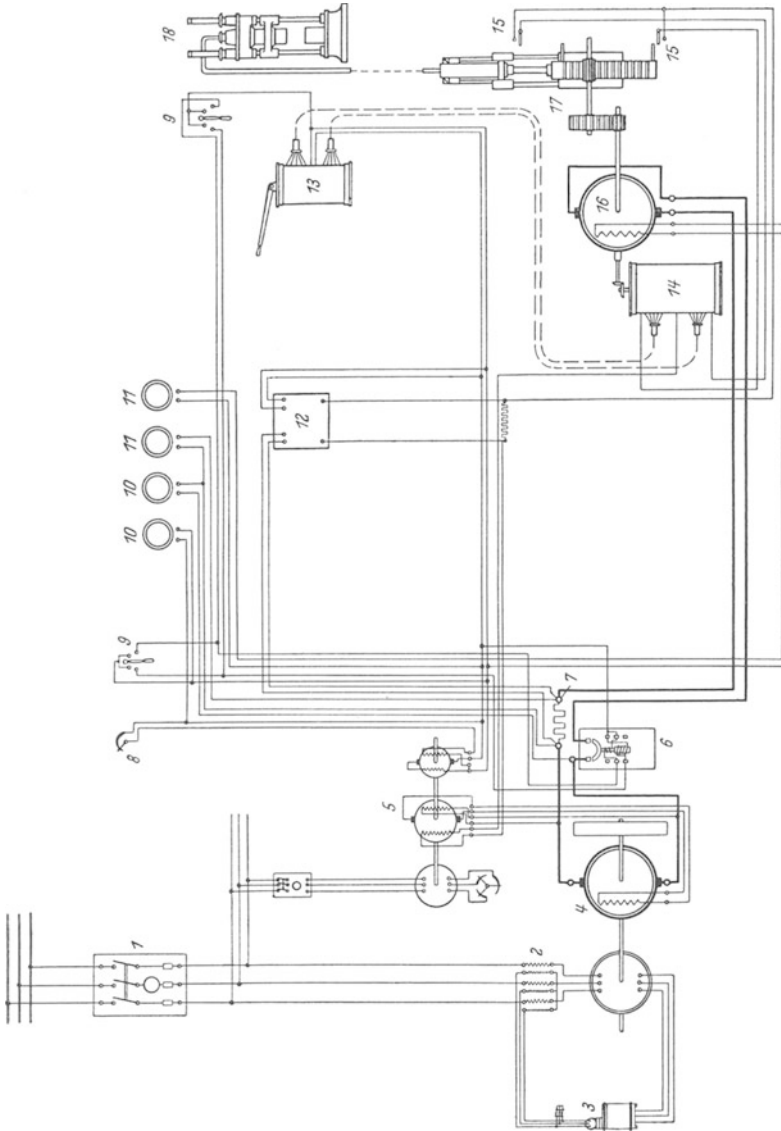


Abb. 73. Elektrisches Steuerschema für den Antriebsmotor eines Zahnstangentreibapparates. (A.E.G., Berlin.)

apparates vorgesehen. Die Strombegrenzung wird durch einen Tirill-schnellregler bewirkt, der im geeigneten Augenblick die Erregung des Steuerdynamo wegnimmt.

**2. Elektro-hydraulische Treibapparate mit Kurbelantrieb.** Zu den elektrohydraulischen Treibapparaten mit Kurbelantrieb sind auch normale, einfach oder doppelt wirkende *Dreiplungerpreßpumpen* zu rechnen, wenn sie über eine Handsteuerung für den direkten Antrieb einer Schmiedepresse verwendet werden.

Die Leistung der Pumpen richtet sich nach der Preßgeschwindigkeit beim Schmieden; nimmt man letztere beispielsweise bei einer 2000 t Schmiedepresse mit  $v = 75$  mm/sec an, so erhält man die Leistung ohne Berücksichtigung von Verlusten aus  $N = \frac{P \cdot v}{75}$  zu 2000 PS. Sie wird immer stoßweise bei jedem Schmiedehub abgegeben und kann deshalb in einem Schwungrad aufgespeichert werden; für den Antriebsmotor genügt in vorstehendem Falle die Abgabe einer Dauerleistung von rd. 500 bis 600 PS.

Da die Größe der Pumpen nur von der Preßwasserlieferungsmenge oder der Spitzenleistung abhängig ist — ganz gleichgültig, ob diese dauernd oder vorübergehend auftritt —, werden ihre Abmessungen unzureichend groß, so daß man den direkten Pumpenbetrieb für eine Schmiedepresse selten antrifft (Abb. 74). Anders liegen die Verhältnisse bei einem Treibapparat. Seine Abmessungen ergeben sich aus der Größe des Preßweges oder Einzelhubes, nicht aber aus der Preßgeschwindigkeit. Die Spitzenleistung hat daher nur Bedeutung für die Berechnung des Schwungrades, aber keinen Einfluß auf die Konstruktion des Treibapparates.

In Abb. 75 u. 76 ist eine einhüftige Schmiedepresse mit elektrohydraulischem Treibapparat für Kurbelantrieb dargestellt, der im Rücken des Ständers eingebaut ist. Die Presse arbeitet in ähnlicher Weise wie ein Lufthammer. Zwischen Treibkolben und Preßplunger befindet sich eine abgeschlossene Wassersäule. Das Spiel des Treibkolbens wird also direkt auf den Preßplunger übertragen, wobei die Plungerhübe und Querschnittsflächen in einem reziproken Verhältnis zueinander stehen. In den Grenzen des gesamten Preßplungerhubes kann der vom Treibkolben erzeugte Pendelhub bei einer Veränderung der Schmiedehöhe beliebig nach oben oder unten verlagert werden, indem das Volumen der pendelnden Wassersäule verkleinert oder

Tabelle 10. Leistungen der Antriebsmotoren für Zahnstangen-Treibapparate. (Kreuser G. m. b. H., Hamm i. Westf.)

Schmiedepresse			Treibapparat		
Preßdruck t	Einzelhub mm	Schmiedegeschwindigkeit m/sec	Motorleistung PS	U/min	Hubarbeit mt
1000	200	0,07	400	960	200
1500	200	0,07	530	960	300
2000	220	0,07	700	960	440
3000	220	0,07	1050	960	660
4000	220	0,07	1400	585	880
5000	250	0,07	1700	585	1250
6000	250	0,07	2050	585	1500
7500	250	0,07	2250	585	1875
10000	250	0,07	2550	585	2500

vergrößert wird. Bei der Verkleinerung wird aus dem Preßzylinder über eine Handsteuerung das Wasser in einen Sammelbehälter abgelassen; bei der Vergrößerung führt man das Wasser aus einem kleinen Niederdruckakkumulator zu, an den gleichzeitig die Rückzugzylinder der Presse angeschlossen sind. Die Rückzugplunger stehen unter konstantem Druck, so daß sich die pendelnde Wassersäule auch während der Rückwärtsbewegung des Treibkolbens unter Spannung befindet.

Die Anzahl der Preßhübe richtet sich nach der Umdrehungszahl der Kurbelwelle; sie beträgt bei der abgebildeten 400 t-Schmiedepresse rd.

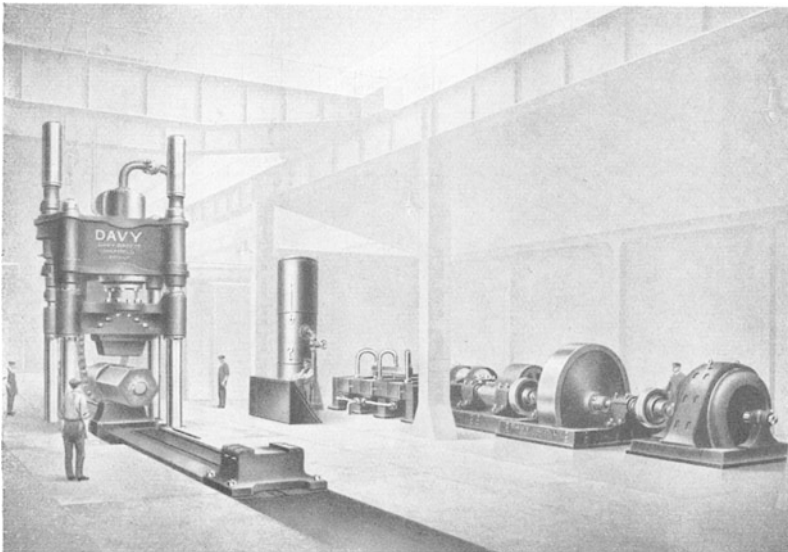


Abb. 74. Pumpenanlage für direkten Betrieb einer 1500 t-Schmiedepresse.  
(Davy Brothers Ltd., Sheffield.)

90/min und grenzt damit an die Schlagzahl von Hämmern. Die Kurbelwelle wird durch ein zweistufiges in Öl laufendes Zahnradgetriebe in Verbindung mit einem normalen Elektromotor angetrieben. Die Leistungsspitzen werden in einem Schwungrad aufgespeichert, das zur Erzielung kleiner Abmessungen auf die schnelllaufende Welle gesetzt wird.

Zum Ein- und Ausschalten des Treibapparates dient eine in das Getriebe eingebaute Reibungskupplung. Sie gestattet ebenfalls die Ausführung von Einzelhüben; die Eindringtiefe wird durch rechtzeitiges Ausschalten reguliert. Das in dem Niederdruckakkumulator aufgespeicherte Preßwasser wird von einer kleinen Preßpumpe geliefert, die mit dem Getriebe gekuppelt ist. Die Pumpe wird durch eine auf die Spannung im Akkumulator reagierende Ventilauslösevorrichtung selbsttätig an- und abgestellt.



Die Vorzüge von Schmiedepressen in der vorgeschriebenen Konstruktion mit elektrohydraulischem Antrieb liegen also nicht allein in dem geringen Energiebedarf; sie bestehen außerdem in der Anwendung hoher Hubzahlen, der Einhaltung genauer Eindrücktiefen beim Schmieden unter Vermeidung von Distanzstücken und in der Zwangläufigkeit der

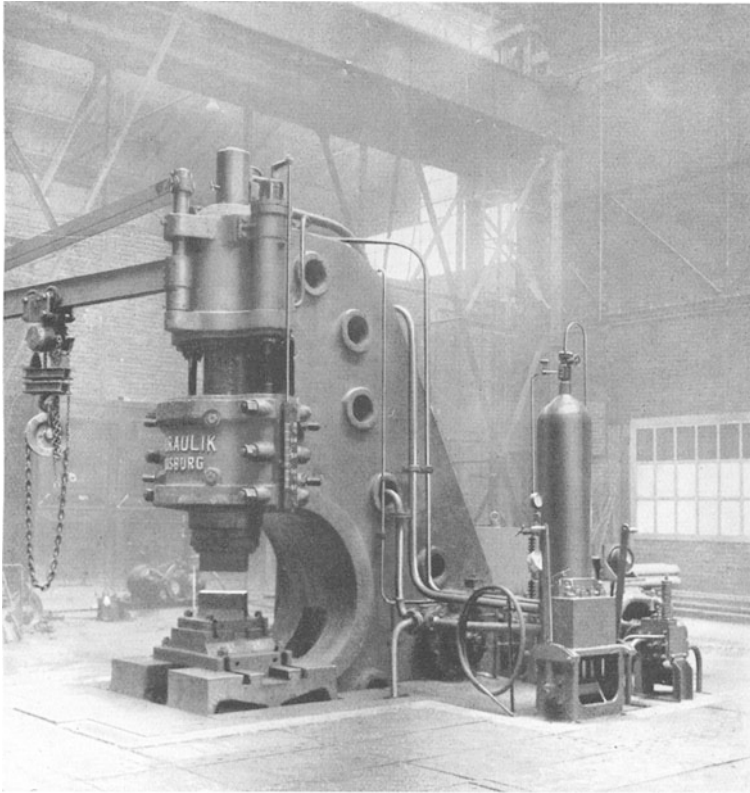


Abb. 75. 400 t elektrohydraulische Schmiedepresse mit Kurbeltreibapparat.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Hubfolge beim Recken oder Schlichten entsprechend der Umlaufzahl der Kurbelwelle ohne Bedienung des Steuerhebels.

Bei der Berechnung eines elektrohydraulischen Treibapparates mit Kurbelantrieb werden zunächst Hub und Querschnitt des Treibkolbens aus dem Einzel- oder Pendelhub der Schmiedepresse bestimmt; gute Anhaltswerte hierfür geben wieder dampfhydraulische Treibapparate. Die Abmessungen des Zylinders und der Triebwerksteile erhält man aus bekannten Berechnungen, wobei Spitzenbelastungen der Lager und Zapfen auf Mittelwerte umgerechnet und mit den zulässigen

Beanspruchungen für Dauerbetrieb in Übereinstimmung gebracht werden. Die Dauerleistung des Motors ermittelt man durch die Annahme eines Preßdruckdiagramms, sowie durch die Wahl einer höchsten Hubzahl.

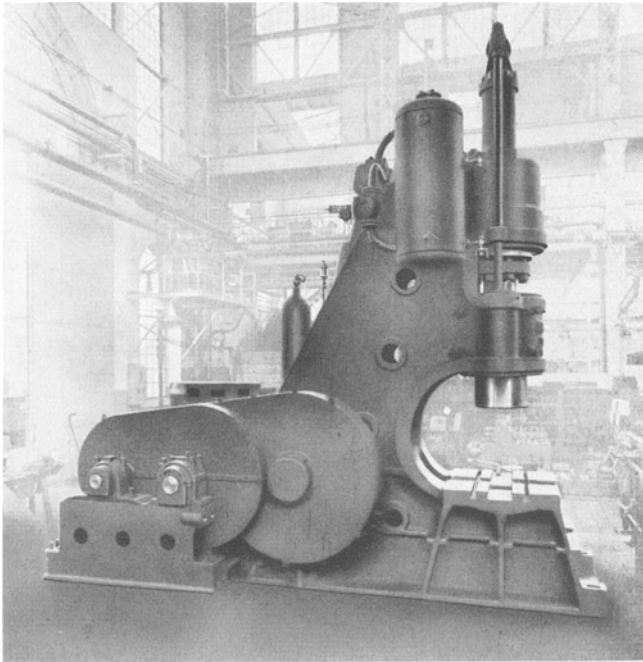


Abb. 76. Antriebsseite einer 300 t elektrohydraulischen Schmiedepresse mit Kurbeltriebapparat. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Die größte Schwungradarbeit wird bei der Ausführung eines vollen Einzelhubes abgegeben; die Abnahme der Motordrehzahl soll in diesem Falle 10 bis 15% nicht überschreiten.

### Dritter Abschnitt.

## Steuerungen.

Die Steuereinrichtung zu einer Schmiedepressanlage besteht aus der Vorfülleinrichtung für die Preßzylinder, aus der Hauptsteuerung für die Presse, sowie aus den Steuerungen für die Hilfseinrichtungen.

### a) Vorfülleinrichtungen.

Sie haben den Zweck, die Preßzylinder beim Senken des Obersattels auf das Schmiedestück, also während der Leergangsbewegung der Plunger, mit Niederdruckwasser aufzufüllen, so daß Hochdruckwasser

aus einem Treibapparat oder aus einem Akkumulator nur zur Ausführung der Arbeitshübe verbraucht wird.

Zu einer Vorfülleinrichtung gehören ein neben der Schmiedepresse oder auf dem Preßzylinder angeordneter *Windkessel* (Abb. 77 u. 92), in dem sich das Niederdruckwasser unter einer Spannung von etwa 4 bis 8 at befindet, sowie ein *Füllventil*, das die Verbindung zwischen Preßzylinder und Windkessel herstellt. An Stelle des Windkessels kann auch ein offener Hochbehälter treten. Er erfordert zwar weniger Wartung und keine Füllung mit Preßluft, hat aber dafür den Nachteil, daß die Austrittsgeschwindigkeit des Füllwassers verhältnismäßig gering ist und infolgedessen ein großer Füllventilquerschnitt gewählt werden muß. Da die Wassersäule zwischen dem Preßzylinder und dem Hochbehälter sehr träge ist, treten in der Rohrleitung oft Schläge auf, die sich durch eine unmittelbar am Zylinder angeordnete Windhaube vermeiden lassen. Für die Rohrleitung zwischen Windhaube und Behälter genügt in diesem Falle ein kleiner Querschnitt. Die Bildung eines Vakuums in der Windhaube während der Wasserentnahme wird durch ein kleines Schnüffelventil verhindert. Man findet Hochbehälter nur an kleinen Schmiedepressen.

**1. Füllventile.** Die Konstruktion eines Füllventils entsteht aus nachfolgender Überlegung. Die Preß- und Rückzugbewegung einer Schmiedepresse wird nach Abb. 78a mit vier Ventilen gesteuert. Nach dem Ventilerhebungsdiagramm ist in der Vordruckstellung das Ventil 2 geöffnet; Ventile 1, 3 und 4 sind geschlossen. Das Wasser im Rückzugzylinder erhält eine Verbindung mit der Abwasserleitung. Der Preßplunger mit dem Querhaupt bewegt sich durch die Wirkung des Eigengewichtes abwärts; der Preßzylinder wird durch Nachströmen des Wassers durch Ventil 4 aus der Abwasserleitung vom Hochbehälter oder vom Windkessel aufgefüllt.

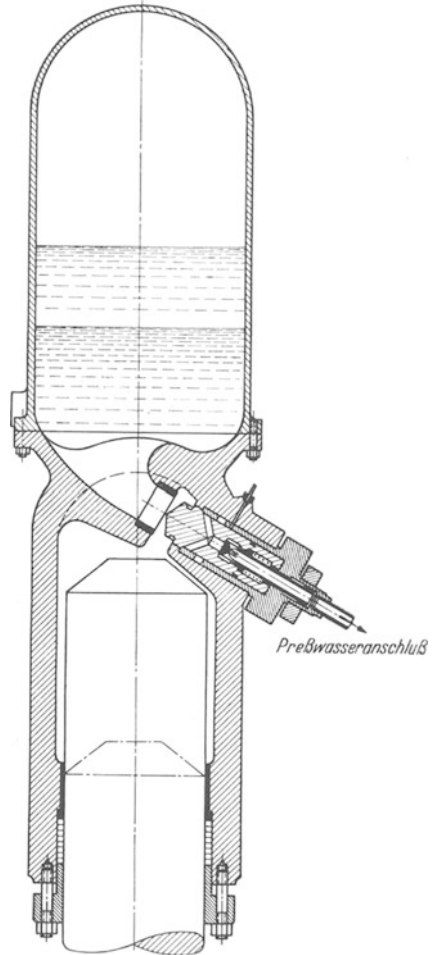


Abb. 77. Preßzylinder mit aufgebautem Windkessel und Füllventil im Zylinderholm. (Banning A. G., Hamm i. W.)

In der Preßdruckstellung ist außer dem Ventil 2 auch das Ventil 3 geöffnet. Das Druckwasser tritt in den Preßzylinder ein, wodurch der Arbeitshub ausgeführt wird. In der Rückzugstellung sind die Ventile 1 und 4 geöffnet. Die Ventile 2 und 3 sind geschlossen. Der Rückzugzylinder erhält Preßwasser. Der Preßplunger bewegt sich aufwärts und

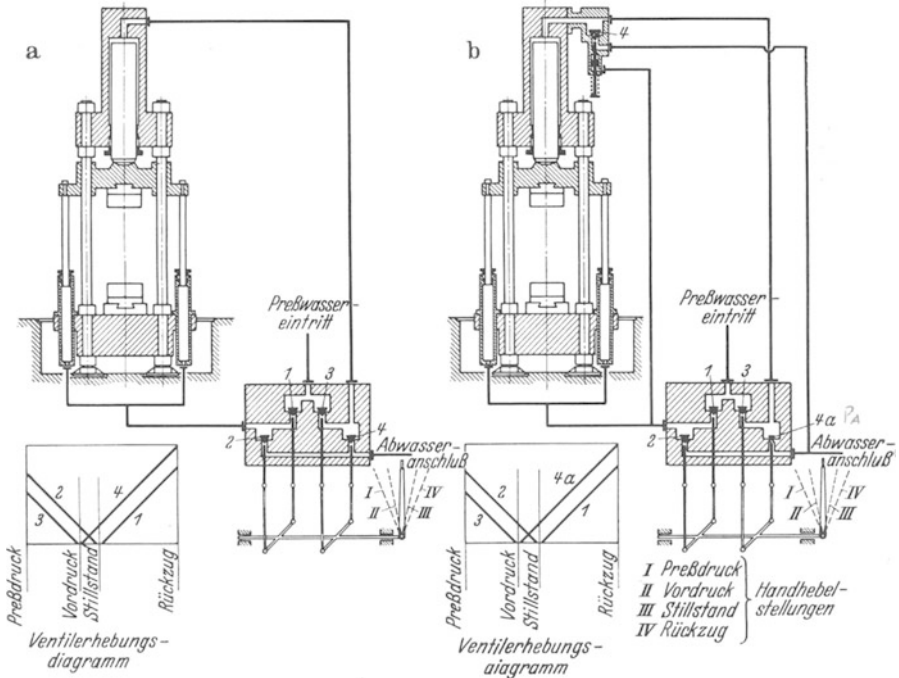


Abb. 78 a u. b. Steuerschema für eine reinhydraulische Einzylinderschmiedepresse.

drückt das Wasser aus dem Preßzylinder durch das Ventil 4 in die Abwasserleitung.

Die Größe der Ventilquerschnitte ist von den Durchflußgeschwindigkeiten abhängig. Für die Einlaßventile 1 und 3 und das Auslaßventil 2 stehen angemessene Geschwindigkeitshöhen zur Verfügung; dagegen liegen die Verhältnisse für das Auslaßventil 4 sehr ungünstig. Die Geschwindigkeit des Preßplungers soll in der Vordruckstellung beim Senken möglichst groß sein; zum Auffüllen des Preßzylinders ist man aber nur auf die Ausnutzung des Abwasserdruckes angewiesen. Das Ventil 4 erhält also einen im Vergleich zu den übrigen Ventilen sehr großen Querschnitt und läßt sich unvorteilhaft mit diesen in einem gemeinsamen Gehäuse unterbringen.

Man nimmt deshalb dieses Abwasserventil 4 aus der Steuerung heraus, ordnet es direkt am Preßzylinder an und gibt ihm die Bezeichnung

„Füllventil“ (Abb. 77). Mit dieser Lösung ist der weitere Vorteil verbunden, daß die Verlegung eines starkwandigen Druckrohres zwischen Füllventil und Zylinder mit einem dem Ventildurchmesser gleichem Querschnitt vermieden wird.

Da das Füllventil nicht mehr von der Steuerwelle betätigt werden kann, öffnet man es mit einem Treibkolben, der gleichzeitig mit der Rückzugvorrichtung gesteuert wird. Das Steuerschema zeigt Abbildung 78 b.

Um zu vermeiden, daß der Treibkolben das Füllventil gegen die Spannung des Preßwassers öffnen muß, baut man in die Steuerung ein kleines Entlastungsventil *4a* ein, mit dem vor Beginn des Rückzuges der Druck aus dem Preßzylinder abgelassen wird. Die Anordnung des Entlastungsventils im Füllventil in einer Weise, die eine Voröffnung durch den Treibkolben ermöglicht, ist ebenfalls bekannt, hat sich aber weniger gut bewährt.

Die Wirkungsweise der Steuerung bleibt in beiden Fällen unverändert. Während des Leerhubes fließt das Füllwasser in den Preßzylinder und drückt das Füllventil auf; sobald der Rückzugzylinder Druckwasser erhält, öffnet der Treibkolben das Füllventil, nach dem kurz vorher durch das Ventil *4a* eine Entlastung des Preßzylinders stattgefunden hat.

Für das Füllventil gibt es verschiedene Konstruktionen; es wird entweder in einem eigenen Gehäuse untergebracht oder nach Abb. 77 direkt in den Zylinderboden eingebaut. Das Ventilgehäuse wird aus Elektrostahlguß oder aus Schmiedestahl (St. 50.11) hergestellt. Die geschmiedete Ausführung verwendet man in der Regel für hohe Betriebswasserdrücke. Der Ventilteller und Ventilsitz bestehen aus hochwertiger

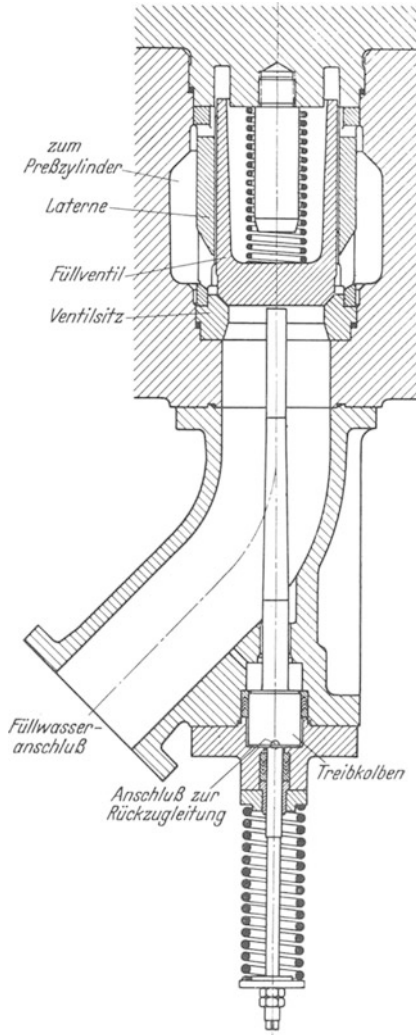


Abb. 79.  
Füllventil mit Treibkolben und Federrückzug.

Bronze oder rostfreiem Stahl, für die Laterne und Ventilführung kann bei großen Abmessungen Gußeisen oder Bronze von geringer Güte gewählt werden. Ventilsitz und Deckel im Gehäuse werden durch Vulkanfiberringe oder Manschetten abgedichtet.

Zum Öffnen des Füllventils nach Abb. 79 dient ein Treibkolben, der durch eine Feder zurückgezogen wird. Die von der vorgespannten

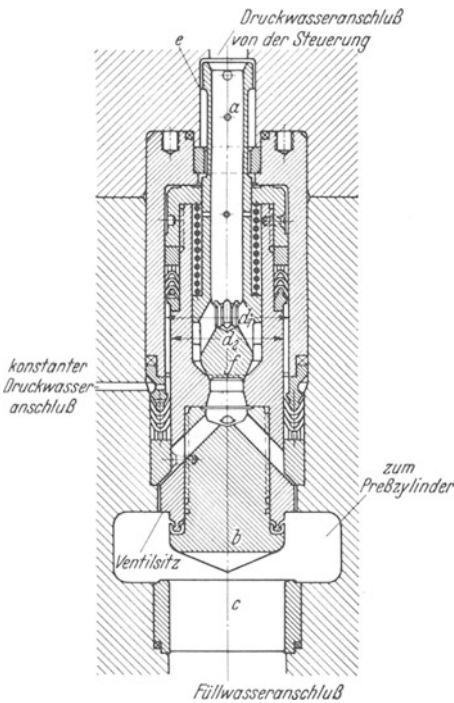


Abb. 80. Füllventil mit zwangläufig gesteuertem Druckwassereinlaß.

verlustrate vermieden werden, wenn das Füllventil nicht richtig schließt.

Beim Öffnen des Ventils wirkt der hydraulische Druck auf eine Kreisringfläche mit den Durchmessern  $d_1$  und  $d_2$ ; beim Schließen tritt das Preßwasser durch die Bohrung  $a$  hinter den Kolben mit dem Durchmesser  $d_1$ , das Füllventil  $b$  wird vorgeschoben, bis es die Bohrung  $c$  verschließt; die Abdichtung erfolgt durch eine Manschette. Gleichzeitig fährt der Anschlag  $e$  auf; das Ventil  $f$  wird hierdurch geöffnet, bis das Füllventil aufsitzt und läßt das Preßwasser in den Zylinder durch die Bohrungen  $g$  eintreten.

Die Größe des Füllventilquerschnittes erhält man aus der Beziehung

$f = F \cdot \frac{v_1}{v_2}$ , worin  $F$  die Fläche des Preßplungers,  $v_1$  seine Senkgeschwindigkeit und  $v_2$  die Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz bedeuten.

Feder ausgeübte Kraft muß die Manschettenreibung, sowie den hydraulischen Gegendruck im Treibzylinder überwinden.

Der Treibkolbenkraft wirken die Federkraft und die Belastung des Füllventils entgegen, die durch die von der Rückzugvorrichtung hervorgerufene Abwasserspannung im Preßzylinder entsteht. Die Reibungsverluste berücksichtigt man durch reichliche Zugabe. Der Treibzylinder wird an die Rückzugleitung angeschlossen.

Bei Dampf- oder Luftbetrieb überträgt man die Kolbenkraft zur Erzielung eines kleinen Zylinderdurchmessers mit einem Hebel auf die Treibstange (Abb. 38).

Der Konstruktion des Füllventils nach Abb. 80 liegt der Gedanke zugrunde, das Druckwasser erst in den Preßzylinder eintreten zu lassen, nachdem die Eintrittsbohrung für das Füllventil abgesperrt worden ist; hierdurch sollen Überström-

Man wählt die Geschwindigkeit  $v_1 = 400$  bis  $800$  mm/sec und setzt die höheren Werte für kleinere und mittlere Schmiedepressen ein. Die Wassergeschwindigkeit beträgt  $v_2 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot h}$ ;  $h$  bezeichnet die kleinste Druckhöhe des Füllwassers vor dem Ventil und wird mit etwa 2 at, bzw. 20 m angenommen. Die Geschwindigkeitszahl  $\varphi$  ist ein Erfahrungswert, der für Steuerungen und Ventile mit 0,3 eingesetzt werden kann.

Im allgemeinen rechnet man mit einer Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz von  $v_2 \cong 7$  m/sec, und reguliert die Senkgeschwindigkeit des Preßplungers durch Veränderung der Windkesselspannung oder durch Drosselung des Abwassers aus den Rückzugzylindern.

Vorteilhafte Senkgeschwindigkeiten für Schmiedepressen bei den üblichen Windkesselspannungen erhält man auch, wenn der Querschnitt des Füllventils gewählt wird zu:

$$f = 0,05 F + 20 \text{ cm}^2 \text{ für Betriebswasserdrücke von rd. } 400 \text{ at}$$

$$f = 0,05 F + 40 \text{ cm}^2 \text{ für Betriebswasserdrücke von rd. } 200 \text{ at.}$$

**2. Windkessel.** Bezeichnet man mit  $v_p$  das Hubvolumen einer Schmiedepresse, so sollen das Gesamtvolumen des Windkessels  $V \cong 4$  bis  $6 v_p$  und der nutzbare Wasserinhalt ungefähr  $v = 2$  bis  $2,5 v_p$  betragen.

Die höchste Luftspannung wählt man  $p = 4$  bis  $8$  at; srichtet sich nach der Rückzugkraft der Presse. Für die Berechnung des größten Spannungsabfalles bei einer dem Hubvolumen entsprechenden Wasserentnahme kann mit annähernder Genauigkeit isothermische Zustandsänderung der Luft nach der Gleichung  $p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$  angenommen werden, worin die Spannungen mit ihren absoluten Werten einzusetzen sind. Der zulässige Spannungsabfall ist abhängig von der Wassergeschwindigkeit im Füllventil und von der Entfernung zwischen Windkessel und Presse.

Sämtliche Windkessel werden geschweißt; die genietete Ausführung ist veraltet. Die Wandstärken werden nach den Vorschriften für Landdampfkessel berechnet. Die *Stärke des Mantelbleches* in mm erhält man aus der Formel

$$s_m = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot \sigma_z \cdot v} + c.$$

Hierin bedeuten:

$D$  = innerer Kesseldurchmesser in mm;

$p$  = Betriebsüberdruck in  $\text{kg/cm}^2$ ;

$\sigma_z$  = Berechnungsfestigkeit des verwendeten Bleches in  $\text{kg/mm}^2$  ( $\sigma_{zul} = 36$  für Bleche mit einer Festigkeit von 35 bis 44  $\text{kg/mm}^2$  und einer Dehnung von 28 bis 25%);

$x$  = Zahlenwert, für geschweißte Nähte mit 4,25 festgesetzt;

$v$  = Verhältnis der Mindestfestigkeit der Längsnaht zur Zugfestigkeit des vollen Bleches,  $v = 0,5$  bis  $0,9$  je nach Schweißart,  $v = 0,85$  bis  $0,9$  für Wassergas überlappte Schweißung;

$c$  = Zuschlag (für Bleche bis 30 mm Stärke  $c = 1$  mm).

Die Stärke des Bodenbleches in mm folgt aus der Gleichung

$$s_b = \frac{D \cdot p \cdot y \cdot x}{200 \cdot \sigma_z} + c.$$

Man wählt  $y = 1,3$  für tiefgewölbten Boden, auf die Halbkugelform bezogen (Ellipsenform)  $y = 1,2$  (Korbbogenform);  $x = 3,5$  für Vollböden

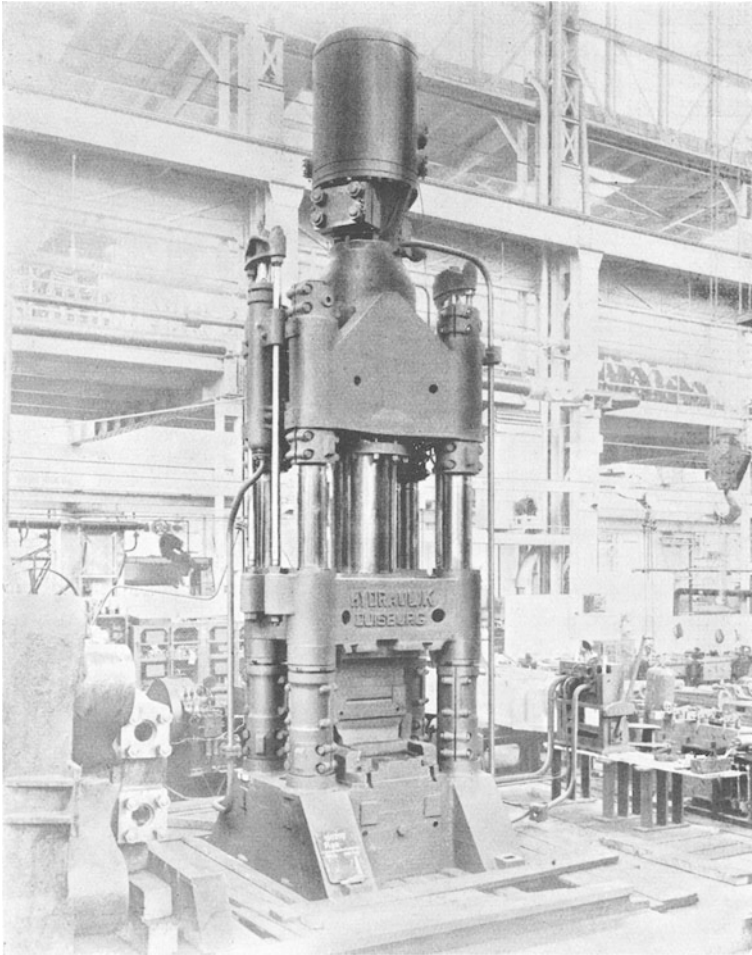


Abb. 81. 500 t reinhydraulische Schmiedepresse mit aufgebautem Windkessel und fester Sattelplatte. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

(Verhältniszahl zwischen Berechnungsfestigkeit und zulässiger Beanspruchung);  $x = 3,75$  für Böden mit Durchbrechungen;  $f \cong 4 s_b$  oder für Stützen  $d_i < 0,1 D_i$ ;  $x = 4$  für Stützen  $d_i = 0,1 D_i$ ;  $x = 4,25$  für Stützen  $d_i > 0,1 D_i$ ;  $c = 2$  mm.



Der Boden wird stumpf an den Mantel geschweißt; man macht deshalb keinen Unterschied in den Wandstärken und führt sie nicht kleiner als 8 mm aus. Windkessel mit einem größeren inneren Durchmesser als 800 mm versieht man mit einer Einsteigeöffnung im Boden. Bei kleineren Kesseln genügt ein Schauloch. Die Wasserdruckprobe wird mit der 1,5fachen Betriebsspannung vorgenommen.

Abb. 81 zeigt den Aufbau eines Windkessels über dem Preßzylinder. Das Füllwasser gelangt auf dem kürzesten Wege in den Zylinder; eine Fülleitung ist nicht erforderlich, die Strömungswiderstände des Wassers sind gering, so daß man für das Füllventil den günstigsten Querschnitt erhält.

Nachteilig dagegen sind die Vergrößerung der Bauhöhe, die unbequeme Wartung des Kessels, die höhere Lage des Schwerpunktes der Presse und das Ablassen der Luft und des Wassers aus dem Windkessel bei einem Ausbau des Füllventils oder der Dichtungen, da man in der Regel zwischen Windkessel und Füllventil keine besondere Absperrung mehr vorsieht.

Wird der Windkessel nach Abb. 92 und 139 neben der Schmiedepresse angeordnet, so lassen sich sämtliche vorerwähnten Nachteile vermeiden, dafür müssen jedoch unter Voraussetzung gleicher Füllventilquerschnitte größere Rückzugwiderstände infolge höherer Windkesselspannung zur Überwindung der Leitungswiderstände und eine Fülleitung in Kauf genommen werden.

Bei einer großen Entfernung zwischen Windkessel und Presse besteht leicht die Gefahr, daß in der Fülleitung Schläge auftreten, die ihre Ursache in der plötzlichen Beschleunigung der Wassermassen beim Übergang von der Preß- auf die Rückzugbewegung haben. Um diesen Übelstand zu verhindern, baut man in die Fülleitung unmittelbar an der Schmiedepresse einen kleinen *Ausgleichskessel* ein mit einem Luftkissen zum Auffangen der Stöße.

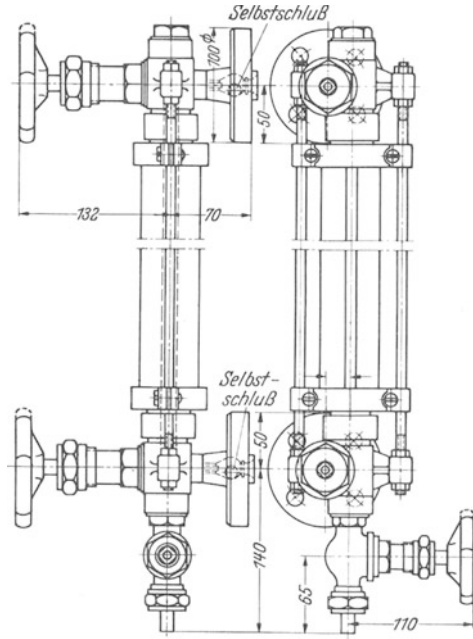


Abb. 82. Ventilwasserstandsanzeigevorrichtung für Windkessel mit Selbstschlußeinrichtung im Falle eines Glasrohrbruches. (Schwietzke, Düsseldorf.)

Einhäufige Schmiedepressen erhalten sehr oft einen Ständer mit *eingegossenem Windkessel* (Abb. 36 und 38). Die Kernlöcher werden mit Flanschen dicht verschlossen. An dem oberen Deckel befindet sich ein

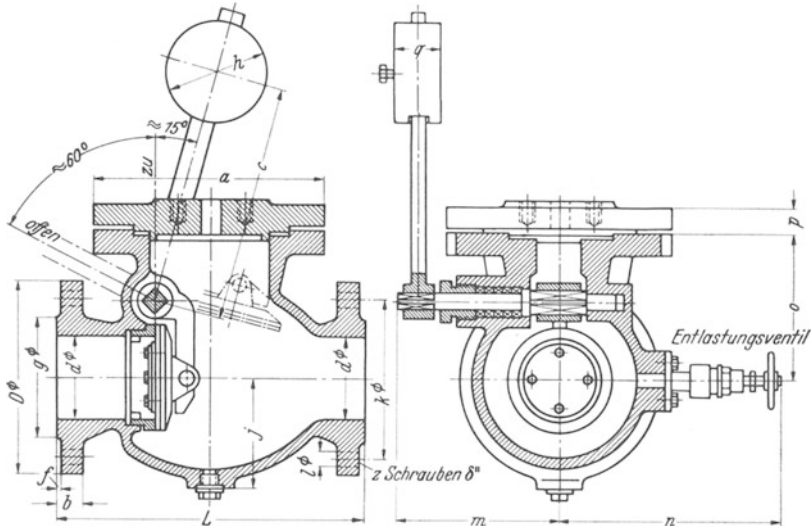


Abb. 83. Rückschlagklappe mit Entlastungsventil für Windkessel. (Schwietzke, Düsseldorf.)

Tabelle 11. Rück-  
Werkstoff: Gehäuse: Stahlguß.

$d$	$L$	$D$	$b$	$k$	$g$	$f$	$z$	$\delta''$	$l$
40	230	150	18	110	88	3	4	$\frac{5}{8}$	18
50	230	165	20	125	102	3	4	$\frac{5}{8}$	18
60	290	175	22	135	112	3	8	$\frac{5}{8}$	18
70	290	185	22	145	122	3	8	$\frac{5}{8}$	18
80	330	200	24	160	138	3	8	$\frac{5}{8}$	18
90	330	225	24	180	152	3	8	$\frac{3}{4}$	22
100	370	235	24	190	162	3	8	$\frac{3}{4}$	22
110	370	245	24	200	172	3	8	$\frac{3}{4}$	22
125	400	270	26	220	188	3	8	$\frac{7}{8}$	25
150	480	300	28	250	218	3	8	$\frac{7}{8}$	25
175	550	330	28	280	248	3	12	$\frac{7}{8}$	25
200	600	360	30	310	278	3	12	$\frac{7}{8}$	25
225	660	395	30	340	305	3	12	1	28
250	730	425	32	370	335	3	12	1	28
275	790	455	32	400	365	4	12	1	28
300	850	485	34	430	395	4	16	1	28
325	980	525	36	460	420	4	16	$1\frac{1}{8}$	32
350	980	555	38	490	450	4	16	$1\frac{1}{8}$	32

Tauchrohr; die Verbindung mit dem Füllventil erfolgt zweckmäßig durch ein nachgiebiges Rohrformstück, damit das Atmen der Presse keine Undichtigkeiten hervorruft. Um der Gefahr einer Kernverlagerung oder der Luftdurchlässigkeit des Materials vorzubeugen, versieht man den Ständer auch häufig nur mit einem Hohlraum, in den ein geschweißter Behälter eingelassen wird.

Zur *Armaturo eines Windkessels* gehören ein normales, federbelastetes Sicherheitsventil, eine Wasserstandsanzeigevorrichtung (Abb. 82) mit einem Manometer, sowie drei kleine Ventile für die Entleerung und für die Zuführung von Frischwasser und Luft. Windkessel, die auf dem Preßzylinder angeordnet werden, versieht man außerdem mit zwei am Steuerstand zu bedienenden Probierhähnen zur Kontrolle des Wasser- und Luftvolumens.

Zur *Absperrung des Windkessels* wird unmittelbar am Anschluß der Fülleitung eine *Rückschlagklappe* vorgesehen, die gestattet, daß das Füllwasser jederzeit in den Kessel zurückfließen kann (Abb. 83). Will man den Preßplunger der Schmiedepresse, also zufällig, zurückfahren, ohne daran zu denken, daß der Windkessel abgesperrt ist, so entsteht in der Fülleitung durch die Rückzugkraft kein unzulässiger Überdruck und infolgedessen kein Rohrbruch.

An Stelle der Rückschlagklappe kann man auch ein Ventil nach Abb. 84 verwenden; es wird mit der Spindel offen gehalten und wirkt in geschlossenem Zustande als Rückschlagventil.

schlagklappen.

Innenteile: Bronze. Betriebsdruck bis 25 atü.

<i>a</i>	<i>c</i>	<i>h</i>	<i>j</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>
185	190	90	70	144,5	228	115	22	50
185	190	90	70	144,5	228	115	22	50
220	240	100	87	147	215	130	22	50
220	240	100	87	147	215	130	22	50
255	285	110	118	179	250	160	26	55
255	285	110	118	179	250	160	26	55
290	285	120	131	196	260	185	27	80
290	285	120	131	196	260	185	27	80
310	320	140	138	200	260	200	28	80
355	365	150	165	202	285	220	30	90
405	460	160	185	229	345	230	34	100
435	460	160	206	244	360	260	32	100
485	500	180	235	272,5	380	300	34	100
600	580	220	284,5	342	420	360	36	100
600	580	220	284,5	342	420	360	36	100
670	630	220	312	372	450	395	38	120
670	710	250	347	430	500	480	40	120
670	710	250	347	430	500	480	40	120

Bei reinhydraulischen Schmiedepressen werden während des Rückzuges immer größere Mengen Wasser in den Windkessel zurückgedrückt, als

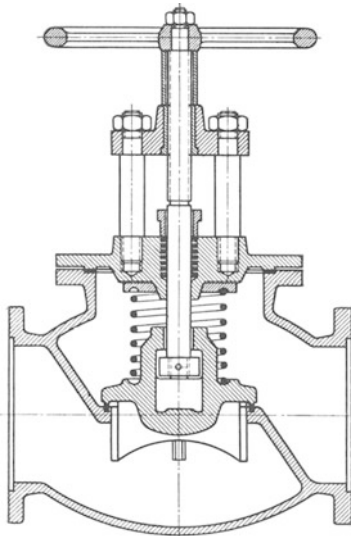


Abb. 84. Kombiniertes Absperr- und Rückschlagventil.  
(Schloemann A. G., Düsseldorf.)

vorher beim Leerhub entnommen worden sind. Der Überschuß ist das verbrauchte Preßwasser aus dem Akkumulator.

Um es wieder in den Sammelbehälter für die Preßpumpen zurückzuführen, ordnet man am Windkessel ein *Überlaufventil* an, das genau wie ein Sicherheitsventil wirkt und das Wasser bei einer 1 bis 2 at niedriger liegenden, ebenfalls durch eine Feder eingestellten Spannung in eine zum Sammelbehälter führende Leitung austreten läßt.

An Stelle des federbelasteten Ventils kann auch ein *Schwimmerventil* treten, das vom Wasserstand beeinflusst wird. Spannungsverluste durch verlorengangene Luft haben in diesem Falle keine Verschiebung der Grenzen des Wasserstandes zur Folge.

## b) Hauptsteuerungen.

### 1. Steuerungen für dampf- oder lufthydraulische Schmiedepressen.

Das Steuerschema für eine dampfhydraulische Schmiedepresse mit Dampfrückzugzylindern zeigt Abb. 85. Gesteuert wird nur der Dampf; das Wasser dient zum Vorfüllen des Zylinders und zur Bewegungsübertragung zwischen Treibstange und Preßplunger. Die Steuerstellungen am Gradbogen des Handhebels sind *Preßdruck*, *Vordruck*, *Stillstand* und *Rückzug*. Die entsprechenden Ventilstellungen gehen aus dem Ventilerhebungsdiagramm hervor.

In der Handhebelstellung *Stillstand* sind sämtliche Ventile mit Ausnahme des Rückzugeinlaßventils 1 und des Schieberkanals 6 für den Treibkolben des Füllventils geschlossen. Der Rückzug kann trotz des geöffneten Einlaßventils für die Rückzugvorrichtung nicht stattfinden, da der Treibzylinder für das Füllventil mit der Abdampfleitung verbunden und infolgedessen das Füllventil geschlossen ist.

Bewegt man den Hebel in die Stellung *Vordruck*, so schließt das Ventil 1, während das Rückzugauslaßventil 2 geöffnet wird. Der Preßplunger mit dem Querhaupt fällt infolge des Eigengewichtes und durch den Druck des Füllwassers, welches das Füllventil anhebt und in den Preßzylinder fließt.

Nachdem der Obersattel das Schmiedestück berührt hat, bringt man den Handhebel in die Stellung *Preßdruck*, wodurch das Einlaßventil 3 für den Dampftreibapparat geöffnet und der Schmiedehub durch die Aufwärtsbewegung des Treibkolbens ausgeführt wird.

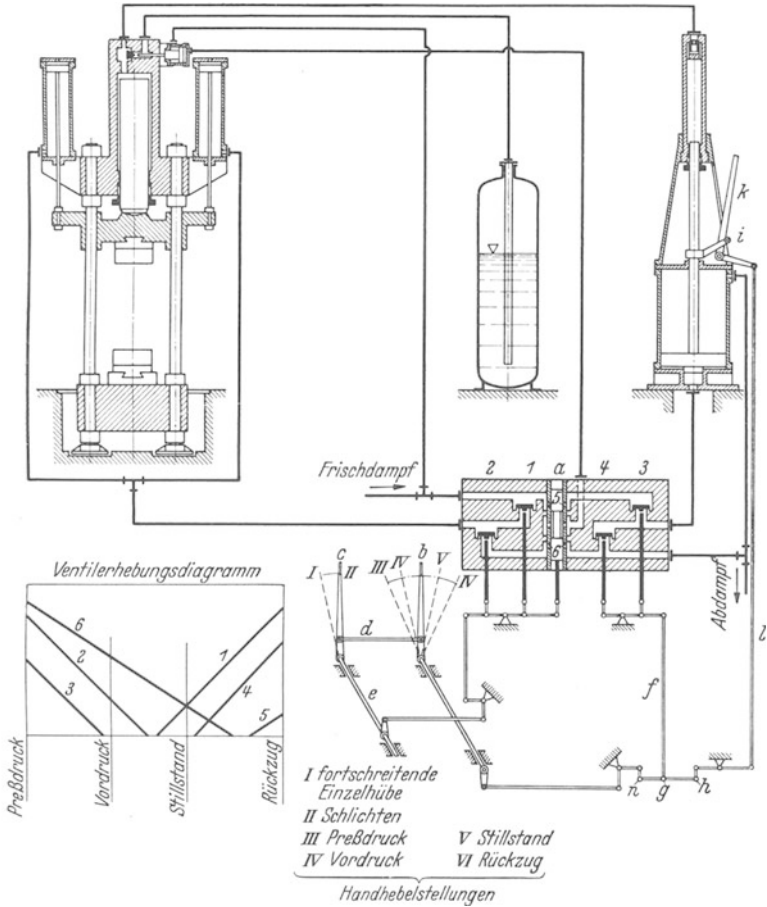


Abb. 85. Steuerschema für eine dampf- oder lufthydraulische Einzylinder-Schmiedepresse.

Beim Übergang in die Stellung *Rückzug* werden die Ventile 3 und 2 geschlossen und das Auslaßventil 4 des Dampftreibapparates, sowie Ventil 1 geöffnet. Gleichzeitig wird das Füllventil durch Schließen des Schieberkanals 6 und Öffnen des Kanals 5 aufgestoßen. Der Preßplunger fährt hoch und verdrängt das Wasser aus dem Preßzylinder in den Windkessel, während der Kolben des Dampftreibapparates durch das Ausströmen des Dampfes seine Ausgangsstellung wieder einnimmt.

Bei der Rückwärtsbewegung des Treibkolbens wird der Preßzylinder entlastet und das Aufstoßen des Füllventils gegen die Windkesselspannung ermöglicht.

Entgegen den Erläuterungen auf S. 83 wird die Bewegung des Treibkolbens für das Füllventil durch einen besonderen Schieber *a* gesteuert. Diese Einrichtung ist erforderlich, um beim *Schlichten* höchste Hubzahlen zu erzielen und beim Lochen oder Stauchen *fortschreitende Einzelhübe* ausführen zu können.

Die *Hubzahlen beim Schlichten* betragen für kleine und mittlere Schmiedepressen vorübergehend 80 bis 100 in der Minute und für große Pressen etwa 50 bis 80 in der Minute bei einer Eindringtiefe von rd. 20 bis 30 mm. Die Leistung wird dadurch erreicht, daß man die Rückzugkolben unter konstantem Druck setzt, das Füllventil dauernd geschlossen hält, mit dem Handhebel die Vordruckstellung überfährt und nur die Ventile 3 und 4 steuert. Die Wassersäule zwischen dem Preß- und Treibzylinder pendelt in diesem Falle also hin und her, wobei als Nachteil ein großer Dampfverbrauch in Kauf genommen werden muß, da der Leerhub des Preßplungers genau wie der Arbeitshub mit Vordruck ausgeführt wird.

Beim normalen Schmieden ist der Steuerhebel *b* mit dem Einstellhebel *c* durch die Stange *d* verbunden. Soll beim *Schlichten* die Steuerung in der vorbeschriebenen Wirkungsweise arbeiten, so muß das Ventil 1 dauernd geöffnet und der Treibzylinder für das Füllventil mit der Abdampfleitung verbunden sein. Ein derartiger Zustand besteht nach dem Ventilerhebungsdiagramm in der Stillstandstellung des Steuerhebels *b*. Man erfüllt demnach die gestellten Bedingungen, wenn die Ventile 1 und 2, sowie der Schieber *a* von einer eigenen Steuerwelle *e* angetrieben werden, die man mit dem Hebel *c* feststellt, nachdem der Steuerhebel *b* in die Stillstandstellung gebracht und die Stange *d* gelöst worden ist.

Für die konstruktive Durchbildung dieses Steuerungsantriebes gibt es verschiedene Lösungen; beispielsweise können durch Anwendung einer Hohlwelle die beiden Achsen vereinigt und der Hebel *c* durch einen Bolzen festgestellt werden.

Unter der *Ausführung fortschreitender Einzelhübe* versteht man, daß bei der Bewegung des Steuerhebels *b* in die Rückzugstellung nur der Kolben des Dampftreibapparates zurückgeht, während das Querhaupt mit dem Obersattel oder Lochdorn auf dem Schmiedestück liegen bleibt. Die Einzelhübe addieren sich demnach bei einer Wiederholung der Steuerbewegungen, wobei die Rückzugzylinder und der Treibzylinder zum Füllventil dauernd mit der Abdampfleitung verbunden sein müssen. Diese Wirkung entsteht durch Feststellen der Rückzugsteuerwelle *e* in der Vordruckstellung des Steuerhebels *b*. Nach dem Ventil-

erhebungsdiagramm sind sodann das Ventil 2 und der Schieberkanal 6 geöffnet.

Die *selbsttätige Umstellung der Steuerung* auf Rückzug bei Hubende des Dampfkolbens durch das Abstellgestänge am Treibapparat muß zur Vermeidung einer Verletzung des Steuermannes ohne Veränderung der Lage des Steuerhebels vor sich gehen. Zu diesem Zwecke greift nach Abb. 85 die Stange *f* an einem Hebel *g* an, der bei der Bewegung des Steuerhebels *b* seinen Drehpunkt in *h* hat. Wird der Kolben des

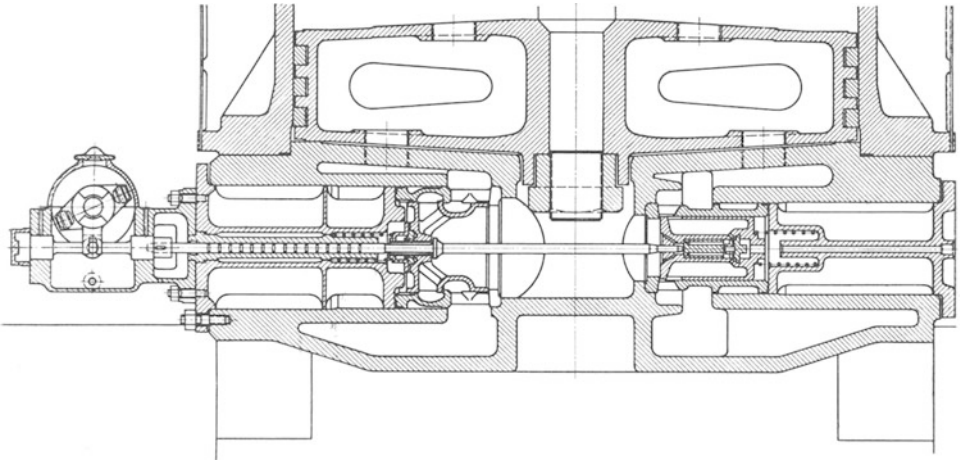


Abb. 86. Dampfsteuerung im Zylinderboden eines Treibapparates mit entlastetem einsitzigen Einlaßventil und Doppelsitzauslaßventil. (Banning A. G., Hamm i. W.)

Dampftreibapparates angehoben, so läuft die Rolle *i* an dem Lineal *k* ab; die Stange *l* bewegt sich nach oben und dreht nunmehr den Hebel *g* um den Punkt *n*, wodurch beim Anhalten des Steuerhebels das Einlaßventil 3 wieder geschlossen und in der Endstellung des Dampfkolbens das Auslaßventil 4 geöffnet wird. Der Hub des Dampfkolbens entspricht also auch unter Berücksichtigung der Expansion des Dampfes im Treibapparat bei geringem Schmiedewiderstand immer einem bestimmten Handhebelausschlag, mit dem infolgedessen die Eindringtiefe beim Schmieden reguliert werden kann.

Schlägt der Dampfkolben in seiner Endstellung gegen einen im Zylinderdeckel angeordneten Bolzen, mit dem das Abstellgestänge bewegt wird, Abb. 41 und S. 47, so ist die Regulierung der Eindringtiefe der Geschicklichkeit des Steuermannes überlassen. Da die Anforderungen hierbei nicht sehr groß sind und dem Steuermann in das Gefühl übergehen und da weiterhin die Bewegung des Abstellgestänges nur als Sicherheitsmaßnahme gedacht ist und selten stattfindet, wird diese Konstruktion wegen ihrer Einfachheit ebenfalls häufig angewendet.

Man kann auf die Anbringung des Abstellgestänges auch verzichten, wenn unter dem oberen Zylinderdeckel ein Pufferraum vorgesehen wird. Hat der Dampfkolben in diesem Falle die Schlitzlöcher für den Druckausgleich im Zylinder überdeckt, so strömt der Dampf von der unteren Kolbenseite durch ein Umföhrungsrohr und durch ein Rückschlagventil auf die obere Kolbenseite, wo er anschließend verdichtet wird, bis die kinetische Energie des Kolbens aufgezehrt ist.

In dem Steuerschema nach Abb. 85 werden die unteren Seiten der Rückzugkolben gesteuert. Man kann ebensogut die oberen Seiten der Kolben steuern und die Unterseiten unter konstanten Dampfdruck setzen, wobei die Rückzugzylinder gleichmäßig warm bleiben. Das Steuerschema ändert sich nur durch Vertauschen der Rückzugventile. Trifft man die Entscheidung für die zu steuernde Kolbenseite, so ist zu berücksichtigen, daß der Dampfverbrauch in den Rückzugzylindern von der Höhenlage abhängig ist, in der meistens geschmiedet wird. Man wird also beispielsweise gesteuerte Unterseiten der Kolben vorziehen, wenn das Schmiedegebiet hauptsächlich in der unteren Hälfte des Plungerhubes liegt, da hierbei der Dampfverbrauch geringer ist als auf den Oberseiten (S. 35).

Um die schädlichen Räume im Zylinder möglichst klein zu halten, werden die zusammengehörigen Ventile unmittelbar am Dampfzylinder des Treibapparates oder im Zylinderboden (Abb. 86) und an den Rückzugzylindern angeordnet, vorausgesetzt, daß in letzterem Falle die Entfernung vom Steuerstand nicht übermäßig groß ist. Außer den Ventilen verwendet man zur Steuerung des Dampfes auch Kolbenschieber. Sie sind einfacher als Ventile, werden aber in der Regel nur zur Steuerung des Dampfaustrittes benutzt, da sie im Ruhezustand den Frischdampf meistens schlecht abdichten.

Zur Herstellung der Ventile, Ventilkörbe, Schieber und Schieberbüchsen dient legiertes Tiegelfußisen. Ihre Konstruktion erfolgt nach den Angaben für Dampfmaschinen. Die Dampfventile (Abb. 87 u. 88) haben entweder Doppelsitze mit teilweiser Entlastung oder einfache Sitze, die durch ein eingebautes oder getrennt im Gehäuse untergebrachtes Vorsteuerventil entlastet werden. Die einsitzigen Ventile werden für den Dampfeinlaß bevorzugt, da sie Undichtigkeiten am sichersten ausschließen.

Ein- und Auslaßventile baut man entweder nebeneinander oder übereinander im Gehäuse ein. Nebeneinander liegende Ventile (Abb. 89) sind leicht zugänglich; übereinander liegende Ventile verkleinern dagegen meistens den schädlichen Raum und gewähren eine gute Ableitung des Kondenswassers. Die Ventilhuben betragen je nach Größe des freien Querschnittes 10 bis 50 mm.

Die Ventilspindeln und Schieberstangen werden mit Labyrinth- oder Stopfbüchsdichtungen versehen und durch Hebel oder Nockenscheiben



angetrieben. Die am Steuerhebel aufzuwendende Kraft soll möglichst niedrig sein und 8 bis 10 kg nicht überschreiten. Die Widerstände der Steuerwelle bestehen aus der beim Öffnen der Ventile vorhandenen, teilweisen Querschnittsbelastung, der Federspannung, den zu überwindenden Eigengewichten und der von den Schiebern, Stopfbüchsen und dem Gestänge verursachten Reibung, die durch einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,8$  berücksichtigt werden kann.

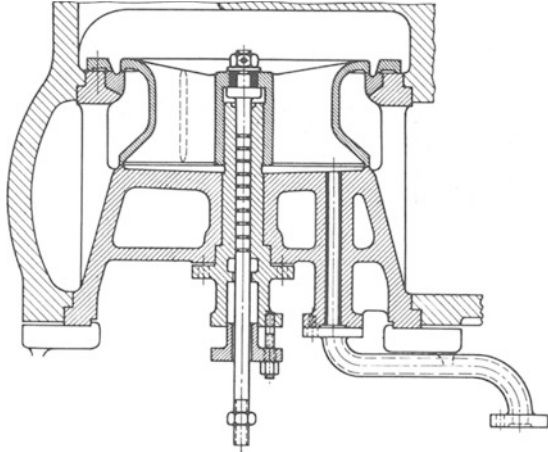


Abb. 87. Entlastetes Doppelsitz-Dampfventil.

Bei der Berechnung der *Ventil- und Schieberquerschnitte* nimmt man die Preßgeschwindigkeit mit  $v_p = 100$  mm/sec und die Rückzuggeschwindigkeit mit  $v_r = 400$  bis  $500$  mm/sec an. Die zulässige Dampfgeschwindigkeit beträgt für die Einlaßventile  $v_e = 80$  bis  $120$  m/sec, wobei die höheren Werte für große Zylinderabmessungen und überhitzten Dampf gelten. Die Auslaßventile und Schieber erhalten meistens den doppelten Querschnitt der zugehörigen Einlaßventile. Die Geschwindigkeiten in den Rohrleitungen wählt man für Frischdampf  $v = 50$  bis  $60$  m/sec und für Abdampf  $v = 30$  bis  $40$  m/sec.

Ist eine dampfhydraulische Schmiedepresse mit *hydraulischen Rückzugzylindern* versehen, so wird die Rückzugsteuerung von der Dampfsteuerung getrennt und unmittelbar neben dem Steuermann aufgestellt, da auf die Größe des schädlichen Raumes keine Rücksicht mehr genommen zu werden braucht. Die Vorfülleinrichtung richtet man der größeren Einfachheit wegen ebenfalls für hydraulischen Betrieb ein, das Steuerschema bleibt unverändert.

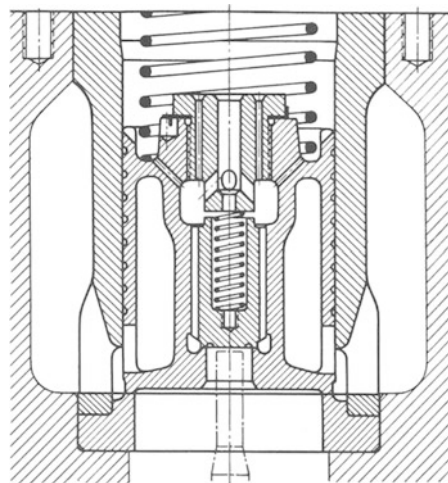


Abb. 88. Einsitziges Dampfventil mit eingebautem Entlastungsventil.

2. Steuerungen für reinhydraulische Schmiedepressen. Das Steuerungschema für eine reinhydraulische Einzylinder-Schmiedepresse zeigte

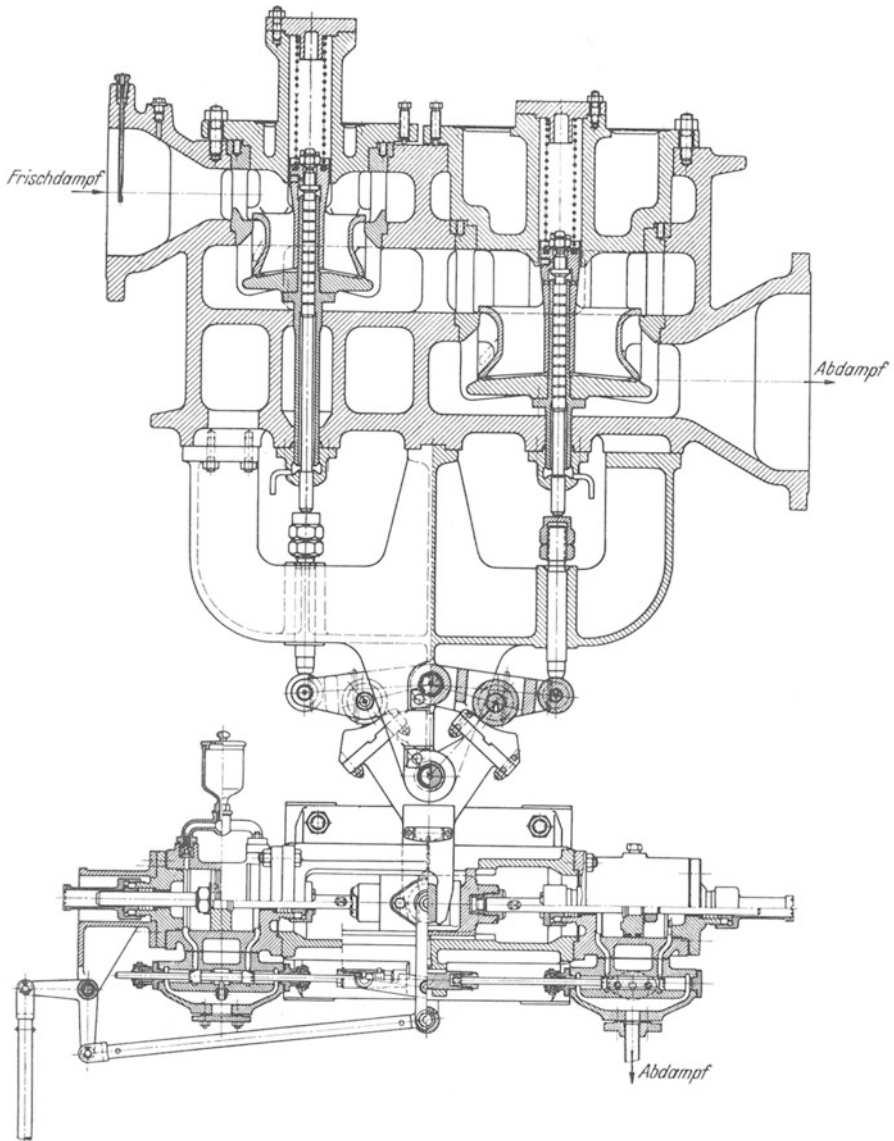


Abb. 89. Dampfventilsteuerung mit nebeneinander liegenden Doppelsitzventilen und Antrieb durch einen Servomotor. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

bereits Abb. 78b, während die Wirkungsweise auf S. 81 bis 83 erläutert wurde. Ein getrennter Antrieb für die Rückzugventile, wie beim dampf-

hydraulischen Betrieb zur Einstellung einer konstanten Rückzugkraft beim Schlichten ist nicht erforderlich, da hierdurch keine nennenswerte Steigerung der Hubzahlen auftritt. Ebenfalls kann auf eine unabhängige Steuerung für das Füllventil verzichtet werden. Das Ventil muß nach jedem Schlichthube geöffnet werden, um das Wasser aus dem Zylinder abzulassen, das beim Dampfbetrieb dagegen eine Pendelbewegung ausführte.

Die beim reinhydraulischen Betrieb zu erzielenden Schlichthübe betragen ungefähr 40 bis 50 in der Minute. Um bei diesen Zahlen das harte Aufschlagen des Füllventils auf seinen Sitz abzuschwächen, macht man den Ventilhub nicht größer als 10 bis 15 mm. Die größere Zahl der Schlichthübe beim dampfhydraulischen Betrieb ist darauf zurückzuführen, daß das Antriebsmittel elastisch ist und das Preßwasser nicht, wie beim reinhydraulischen Betrieb, direkt gesteuert wird.

Mit reinhydraulischen Schmiedepressen nach Abb. 122 lassen sich für Drücke bis rd. 1000 t ungefähr 60 bis 70 Schlichthübe in der Minute ausführen. Die beiden Rückzugplunger stehen unter konstanter Luftspannung von 40 bis 50 at. Die Stopfbüchsen dichten die Plunger jedoch gegen Wasser ab. Während des Leerhubes beim normalen Schmieden wird der Rückzugdruck mit den beiden Vordruckplungern überwunden. Beim Schlichten wird eine zweite Steuerung angewendet, welche die Vordruckzylinder abschaltet und das Druckwasser direkt in den Preßzylinder eintreten läßt.

Abb. 90 zeigt das *Steuerschema zu einer reinhydraulischen Dreizylinder-Schmiedepresse*. Durch Anordnung eines Füllventils für jeden Zylinder und einer Schaltsteuerung mit den Ventilen 1 und 2 ist es möglich, nach Ausführung des Leerhubes das Preßwasser vom Akkumulator nur dem mittleren Zylinder, den beiden seitlichen oder allen Zylindern gemeinsam zuzuführen. Den abgeschalteten Zylindern fließt während des Arbeitshubes das Wasser aus dem Windkessel durch die Füllventile zu. Man kann demnach mit *drei verschiedenen Druckstufen* schmieden und bei der Herstellung von Teilen, die den vollen Preßdruck nicht benötigen, große Preßwassermengen sparen.

Die Hauptsteuerung enthält die Ventile 3, 4, 5 und 6. Der Handhebel hat am Gradbogen die Stellungen *Preßdruck*, *Vordruck*, *Stillstand* und *Rückzug*. Die entsprechenden Ventilstellungen sind in dem Ventilhebungsdigramm eingezeichnet.

In der *Stillstandstellung* ist nur das Entlastungsventil 4 für den Preßzylinder geöffnet. Bei der Weiterbewegung des Handhebels in die Vordruckstellung wird es geschlossen und das Rückzugauslaßventil 6 geöffnet. Das Querhaupt bewegt sich bis zum Anliegen des Obersattels am Arbeitsstück abwärts, wobei die Füllventile durch die Windkesselspannung aufgedrückt werden und das Wasser in die Zylinder nachströmt. Geht man mit dem Handhebel weiter in die *Preßdruckstellung*, so wird

das Ventil 3 geöffnet. Das Preßwasser fließt durch die Schaltsteuerung den verschiedenen Zylindern zu. Die Stellung der Schaltventile 1 und 2 in den einzelnen Stufen geht aus dem Ventilerhebungsdiagramm hervor. Beim Übergang in die *Rückzugstellung* wird vor dem Schließen des Auslaßventils 6 bereits das Entlastungsventil 4 geöffnet. Sobald die

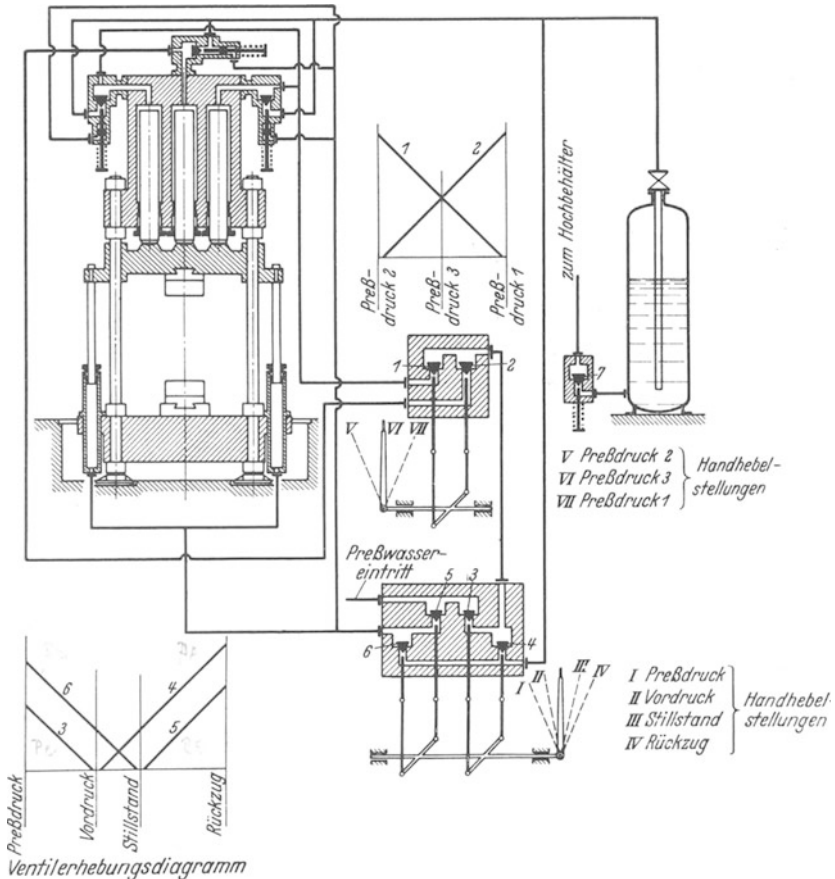


Abb. 90. Steuerschema für eine reinhydraulische Dreizylinder-Schmiedepresse.

Rückzugzylinder durch Ventil 5 Druckwasser erhalten, werden die Füllventile durch die Treibkolben aufgestoßen. Das Wasser aus den Treibzylindern wird in den Windkessel zurückgedrückt und gelangt aus diesem bei einer bestimmten Spannung durch das Überlaufventil 7 in den Hochbehälter, von wo es wieder den Pumpen zufließt.

Man kann die *Schaltsteuerung* auch mit der Hauptsteuerung vereinigen und durch einen einzigen Handhebel bedienen, der auf dem Gradbogen dann die Steuerstellungen *Preßdruck 1, 2 und 3* erhält.

Die Lösung hat den Vorzug, daß der Steuermann gezwungen wird, bei jedem Hub mit der kleinsten Stufe zu beginnen. Nachteilig hierbei ist jedoch der Verzicht auf eine zwangsläufige Verbindung der Steuerwelle mit den Hebestiften für die Ventile, da der Handhebelanschlag und die

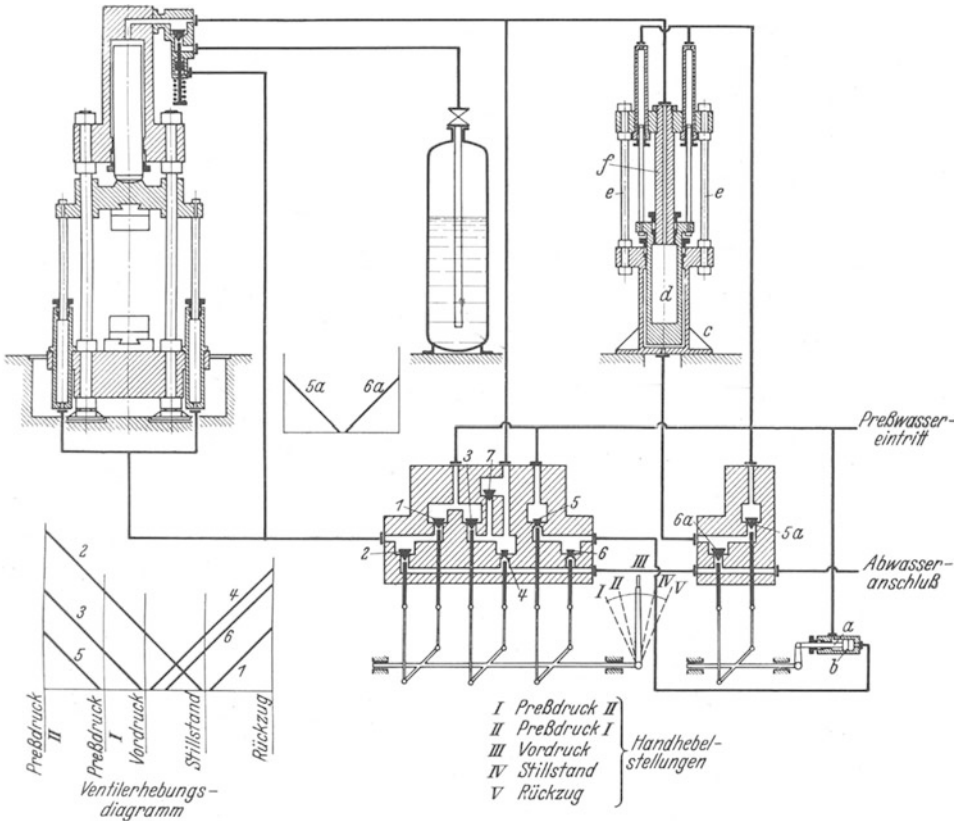


Abb. 91. Steuerschema einer auf reinhydraulischen Betrieb umgestellten dampfhydraulischen Schmiedepresse für 2 Druckstufen.

Ventilhübe so groß werden, daß man auf den weniger einfachen Nocken-antrieb angewiesen ist.

In Abb. 91 ist das Steuerschema für eine Schmiedepresse dargestellt, die vom dampfhydraulischen auf reinhydraulischen Betrieb umgestellt worden ist. Derartige Umstellungen kommen häufiger vor, um die Wirtschaftlichkeit der Schmiedepressen zu verbessern und um von einer Kesselanlage unabhängig zu sein. Der Umbau (Abb. 92) hat an der Presse meistens nur eine Änderung der Rückzugvorrichtung und des Füllventils zur Folge; die hohe Spannung von 400 bis 500 at im Preßzylinder erzeugt man mit einem hydraulischen Druckübersetzer, dessen

Niederdruckseite für die normale Akkumulatordruckspannung von rd. 200 at eingerichtet wird. Die Presse arbeitet durch Anwendung der Akkumulator- und Druckübersetzerspannung mit zwei Druckstufen im Verhältnis von ungefähr 1 : 2. Diese Lösung ist jedoch für eine Neukonstruktion nicht zu empfehlen, da die Anordnung von drei Preßzylindern einfacher und billiger ist.

Die Hauptsteuerung weist die gesteuerten Ventile 1—6 und das Rückschlagventil 7 auf. Die Ventilhübe in den Handhebelstellungen

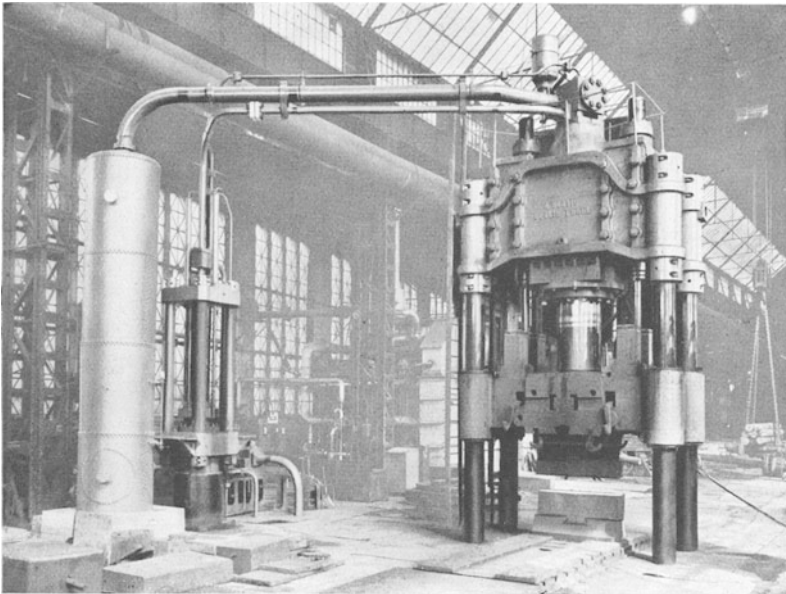


Abb. 92. 2000 t reinhydraulische, früher dampfhydraulische Schmiedepresse.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

*Preßdruck 1 und 2, Vordruck, Stillstand und Rückzug* gehen aus dem Ventilerhebungsdiagramm hervor. Zur Vermeidung einer Überschreitung des üblichen Handhebelausschlages von 600 bis 700 mm versieht man die Druckübersetzersteuerung mit hydraulischem Antrieb für die Hebelwelle.

Die Wirkungsweise der Presse in der *Vordruckstellung* des Handhebels ist bekannt. Beim Schmieden in der *ersten Druckstufe* wird das Preßwasser aus dem Akkumulator durch das Ventil 3 in den Preßzylinder geleitet. Geht man mit dem Handhebel in die Stellung *Preßdruck 2*, so fließt durch das geöffnete Ventil 5 Preßwasser in den Zylinderraum *b*, wodurch der konstante Druck im Raum *a* überwunden und das Ventil 5*a* für den Druckübersetzer geöffnet wird. Das Preßwasser gelangt in den Niederdruckzylinder *c* und hebt den Plunger *d*, der gleichzeitig als

Hochdruckzylinder dient und das Preßwasser mit der übersetzten Spannung durch den an der oberen Traverse befestigten Plunger *f* in den Arbeitszylinder der Schmiedepresse drückt. Das Rückschlagventil *7* verhindert den Übertritt des von dem Druckübersetzer geförderten Preßwassers in die Akkumulatorleitung.

Die Preßwasserliefermenge des Übersetzers wird zur Ausführung von Einzelhüben in der beim dampfhydraulischen Betrieb üblichen Größe bemessen. Sollen mehrere Einzelhübe hintereinander folgen, so

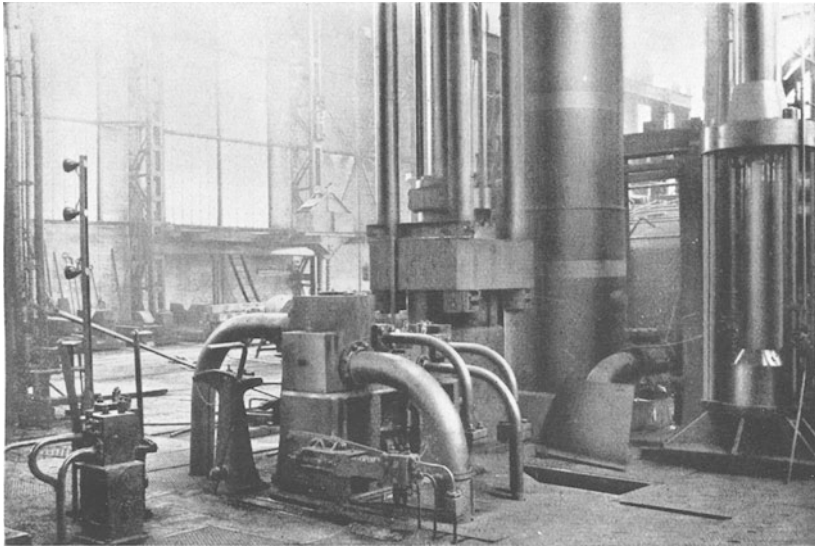


Abb. 93. Steuerung mit Servomotorantrieb für eine reinhydraulische Schmiedepresse.  
(Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

geht man mit dem Handhebel zurück in die Stillstandstellung, wodurch sämtliche Ventile bis auf *4*- und *6* geschlossen sind. Der Niederdruckzylinder *c* erhält durch das geöffnete Ventil *6a* eine Verbindung mit der Abwasserleitung; der Hochdruckzylinder *d* wird durch die unter konstantem Druck stehenden Plunger *e* zurückgedrückt und mit Niederdruckwasser aus dem Windkessel aufgefüllt. Die Wiederholung eines Einzelhubes wird durch abermaligen Übergang in die Handhebelstellung Preßdruck *2* erreicht.

Die *hydraulischen Steuerungen* (Abb. 93) werden unmittelbar neben dem Steuermann aufgestellt. Das Ventilgehäuse wird aus einem geschmiedeten würfelförmigen Block (St. 50.11) hergestellt, in den sämtliche Ventilträume und Kanäle eingbohrt werden. Die Innenteile des Gehäuses bestehen aus hochwertiger geschmiedeter Bronze; sie hat für Ventile, Ventilsitze und Führungen, Hebestifte und Verschraubungen

eine Druckfestigkeit von etwa  $130 \text{ kg/mm}^2$  und eine Dehnung von 20%. Für die Ventile und Hebestifte, sowie für die Ventildfedern verwendet man auch harten, rostfreien Stahl. Die Ventilführungen werden als Hohlzylinder gegen äußeren Druck mit einer zulässigen Beanspruchung von  $\sigma = 1000$  bis  $1200 \text{ kg/cm}^2$  berechnet. Die Ventilsitze sind meistens unter  $45^\circ$  abgeschrägt und mit einem spezifischen Druck von  $p = 800$  bis  $1000 \text{ kg/cm}^2$  belastet. Das Feingewinde der Verschraubungen wird gegen Abscheren berechnet mit einer zulässigen Beanspruchung von

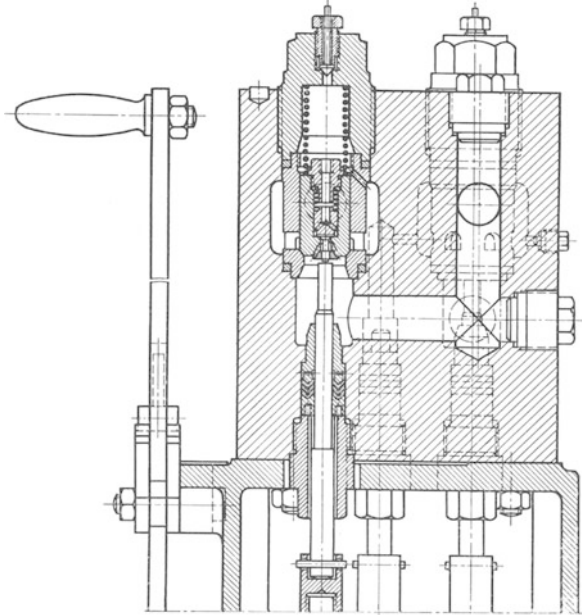


Abb. 94. Schnitt durch das entlastete Einlaßventil einer hydraulischen Steuerung. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

$\sigma_s = 200$  bis  $250 \text{ kg/cm}^2$ . Die Innenteile im Ventilgehäuse werden durch Vulkanfiberringe abgedichtet. Zum Ablassen der Luft setzt man dort, wo sich Einschlüsse bilden können, kleine Entlüftungsventile ein.

Die Ventile müssen gut geführt werden. Die Führungshöhe macht man mindestens  $h = 1,5 d$ . Das Spiel zwischen Ventil und Führung beträgt rd.  $0,1 \text{ mm}$  im Durchmesser. Ventile bis  $15 \text{ mm}$  Dmr. können gegen  $200 \text{ at}$  noch von Hand mit dem Hebestift geöffnet werden. Haben sie einen größeren Durchmesser, so sieht man zur Verringerung des Widerstandes beim Öffnen in dem Steuerventil (Abb. 94) ein kleines Entlastungsventil vor.

Abb. 95 zeigt den Schnitt durch ein Ventilgehäuse mit einem Einlaß- und Auslaßventil. An dieser Konstruktion ist bemerkenswert, daß die Hebestifte gleichzeitig als Entlastungsventile ausgebildet sind und infolge



ihrer durchgehenden Anordnung nach dem Öffnen der Einlaßventile keinen Druck auf die Hebelwelle ausüben. Einlaßventile ohne durchgehende Hebestifte erhalten in der Regel auf ihren gegenüberliegenden

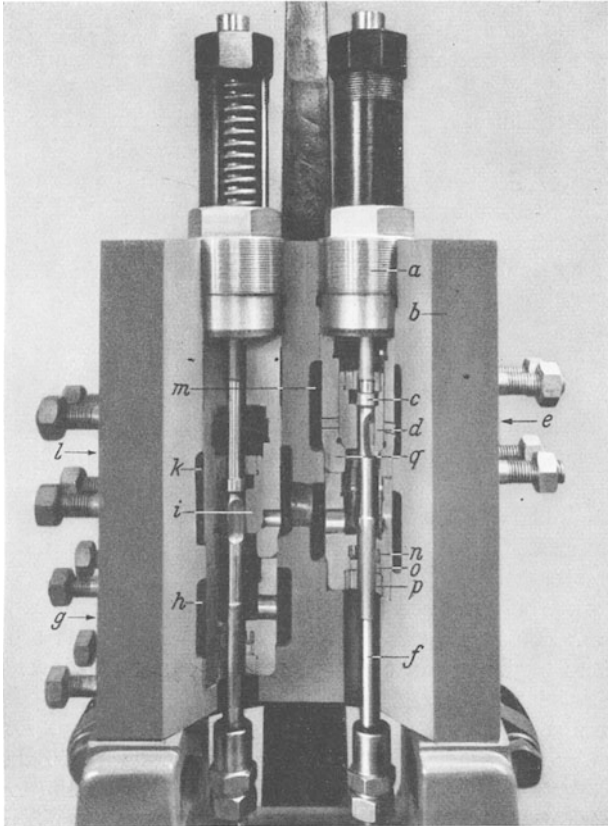


Abb. 95. Schnitt durch das Ein- und Auslaßventil einer hydraulischen Steuerung mit durchgehenden Hebestiften für die Ventile. *a* Ventilverschraubung, *b* Ventilgehäuse, *c* Entlastungsventil, *d* Einlaßventil, *e* Akkumulatoranschluß, *f* Hebestange, *g* Abwasseranschluß, *h* Abwasserraum, *i* Auslaßventil, *k* gesteuerter Druckraum, *l* Zylinderanschluß, *m* Druckwasserraum, *n* Manschette, *o* Druckring, *p* Verschraubung, *q* Ventilsitz. (Schloemann A. G., Düsseldorf.)

Seiten Entlastungsstifte (Abb. 94), die das Gleichgewicht an der Hebelwelle wieder herstellen.

Die Größe des Ventilquerschnittes erhält man aus der Beziehung

$$f = F \cdot \frac{v_p}{v_w}.$$

In dieser Gleichung bedeuten  $F$  = Plungerquerschnitt,  $v_p$  = Plungergeschwindigkeit und  $v_w$  = Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz. Die Wassergeschwindigkeiten in den Einlaßventilen wählt man  $v = 0,1 p$

m/sec für  $p = 200$  bis  $300$  at. Die Geschwindigkeit in den Auslaßventilen beträgt  $v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot h}$ ;  $h$  bedeutet den Abwasserdruck in den Zylindern gemessen in m Wassersäule und vermindert um den Gegen-  
druck hinter der Steuerung. Als Erfahrungswert wird  $\varphi = 0,25$  bis  $0,3$  eingesetzt. Die Querschnitte für die Anschlüsse der Rohrleitungen macht man gleich dem genormten lichten Rohrdurchmesser, der auf den Ventildurchmesser folgt.

Der Hub des Entlastungsventils beträgt 2 bis 3 mm. Der eigentliche Ventilhub richtet sich nach dem Ringspalt zwischen Ventilsitz und Hebestift, sowie nach dem Überhub, der durch den zwangläufigen Hebelantrieb entsteht und aus dem Ventilerhebungsdiagramm für die Steuerung hervorgeht.

Man wählt den Durchmesser der Hebestifte im Ventilsitz 8 bis 12 mm und verstärkt ihn in der Führung auf 15 bis 20 mm. Zur Abdichtung dienen Ledermanschetten mit einer Ringbreite von etwa 10 mm. Die Hebestifte werden mit der Hebelwelle zweckmäßig durch ein Gelenk verbunden, an dem der Ventilhub eingestellt wird.

Nockenantriebe werden verhältnismäßig selten angewendet, da sich die Hebestifte festklemmen können und die Federkraft zum Zurückziehen nicht mehr genügt.

Der Mittenabstand zwischen Hebestift und Hebelwelle beträgt 30 bis 50 m. Bei einer Handhebellänge von etwa 1000 mm kann demnach mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:25 gerechnet werden. Die Handhebelkraft wird beim Öffnen des Entlastungsventils mit 10 bis 12 kg angenommen. Zur Lagerung der Hebelwelle und zur Unterstützung des Ventilgehäuses benutzt man einen gußeisernen oder geschweißten Bock mit einer Rast für die verschiedenen Steuerstellungen.

**3. Steuerungen für elektrohydraulische Schmiedepressen.** Das Steuerungsschema für eine Schmiedepresse mit elektrohydraulischem Zahnstangentreibapparat läßt sich mit Abb. 85 vergleichen. An Stelle des Dampftreibapparates mit dem Abstellgestänge und den Ventilen 3 und 4 der Dampfsteuerung tritt der Zahnstangentreibapparat und die bereits in ihrer Wirkungsweise auf S. 73 bis 76 geschilderte und in Abb. 73 dargestellte elektrische Steuerung des Antriebmotors; im übrigen bleibt alles unverändert. Zur Ausführung von Schlicht- und fortschreitenden Einzelhüben wird der Hebel für die Rückzug- und Füllventilsteuerung ausgekuppelt und festgestellt. Die Rückzugzylinder und der Treibzylinder für das Füllventil werden an eine bestehende Dampf-, Luft- oder Preßwasserleitung angeschlossen.

Das Steuerungsschema für eine *Schmiedepresse mit direktem Pumpenbetrieb* ist in Abb. 96 dargestellt. Die Ventilstellungen in den verschiedenen Handhebellagen sind aus dem Ventilerhebungsdiagramm ersichtlich. In der *Stellung für „Stillstand“* sind die Ventile 1 und 2 geöffnet, wodurch die Pumpe im Leerlauf arbeitet. Eine Abwärtsbewegung des Preßplungers

wird durch das geschlossene Steuerventil 4 und das Rückschlagventil 6 verhindert, die das Wasser aus den Rückzugzylindern nicht austreten lassen. In der *Vordruckstellung* sind die Ventile 1, 2 und 4 geöffnet, die Pumpe arbeitet nach wie vor leer, der Preßplunger bewegt sich durch die Eigengewichte und den Druck des Füllwassers, welches das Ventil 5 aufdrückt und in den Preßzylinder einströmt, nach unten; das Wasser aus den Rückzugzylindern fließt durch Ventil 4 in den

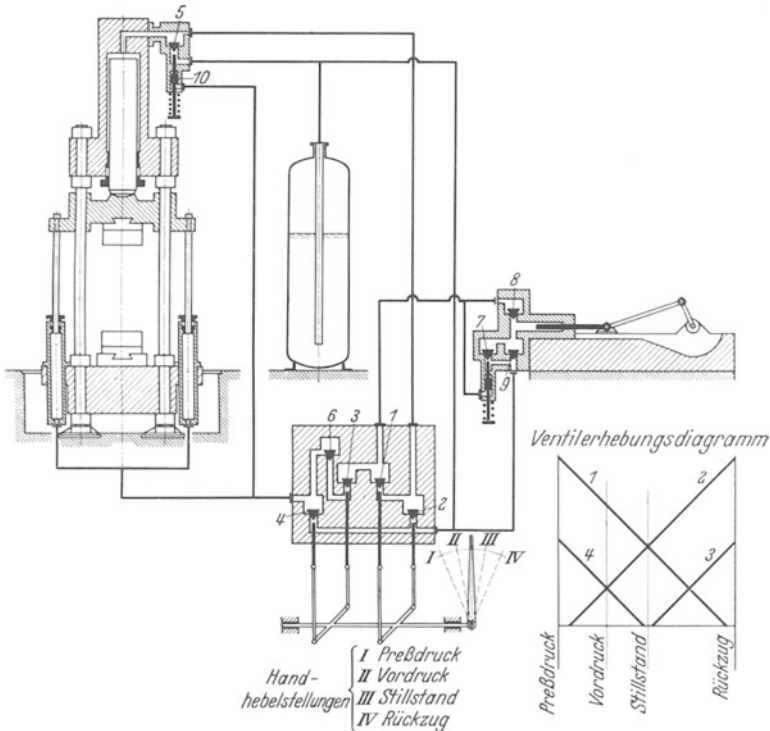


Abb. 96. Steuerschema für eine Schmiedepresse mit direktem Pumpenbetrieb.

Windkessel. Beim Übergang in die *Preßdruckstellung* wird das Ventil 2 geschlossen. Die Pumpe fördert nunmehr das Wasser in den Preßzylinder, wobei sich eine dem Schmiedewiderstand entsprechende Spannung entwickelt; überschreitet sie ihren Höchstwert, so überwindet der Kolben 9 die Federspannung und stößt das Umlaufventil 7 auf. Die Pumpe arbeitet wieder im Leerlauf. Das Pumpenventil 8 verhindert einen Rücklauf des Wassers aus der Presse. Bewegt man den Handhebel in die *Rückzugstellung*, so wird zunächst das Ventil 2 geöffnet, der Preßzylinder entlastet und das Umlaufventil 7 durch den Rückgang des Kolbens 9 geschlossen, während die Pumpe weiterhin durch die geöffneten Ventile 1 und 2 leerläuft. Sie arbeitet erst wieder gegen Druck,

wenn das Ventil 1 geschlossen wird. In dieser Stellung ist das Ventil 3 geöffnet, so daß der Rückzug stattfinden kann. Das aus dem Preßzylinder verdrängte Wasser fließt durch das vom Treibkolben 10 geöffnete Füllventil 5 in den Windkessel zurück.

Beim Entwurf eines Steuerschemas für direkten Pumpenbetrieb einer Presse ist zu beachten, daß in keiner Handhebelstellung sämtliche Ventile geschlossen sind, da hierdurch ein Stoß in der Pumpenleitung und ein plötzliches Aufspringen des Umlaufventils eintreten würde. Die Ventilerhebungslinien müssen sich infolgedessen überschneiden. Beim Akkumulatorbetrieb dürfen dagegen zueinandergehörige Ein- und Auslaßventile unter keinen Umständen gleichzeitig geöffnet sein, weil dadurch das Preßwasser eine Verbindung zur Abwasserleitung erhält.

Das Steuerschema für die in ihrer Wirkungsweise auf S. 77 bis 79 beschriebene *Schmiedepresse mit elektrohydraulischem Kurbeltreibapparat* zeigt Abb. 97. Ist der Treibapparat in Bewegung, so arbeitet die Presse im Selbstgang. Die Wassersäule zwischen dem Treibzylinder *a* und dem Preßzylinder *b* pendelt hin und her. Soll der Pendelhub nach unten verlagert werden, so wird dem Preßzylinder *b* durch das Ventil 1 Wasser aus dem Niederdruckspeicher zugeführt, umgekehrt läßt man es bei der Verlagerung des Pendelhubes nach oben durch das Ventil 2 aus dem Preßzylinder in den Sammelbehälter entweichen.

Steuert man bei ausgeschalteter Kupplung in der gleichen Weise, so bewegt sich der Preßplunger im Leergang ab- und aufwärts. Die konstante Rückzugkraft wird beim Abwärtsgang durch einen etwas größeren Druck des Preßplungers überwunden.

Die Zufuhr des Niederdruckwassers zur Verlagerung des Pendelhubes während des Selbstganges kann demnach nicht beim Eindringen des Obersattels in das Schmiedestück, wobei der Druck im Preßzylinder höher ist als die im Niederdruckspeicher, stattfinden; andererseits verhindert das Rückschlagventil 3 einen Übertritt des Preßwassers aus dem Zylinder in die Niederdruckleitung.

Das aus dem Speicher entnommene Niederdruckwasser wird durch eine Hilfspumpe wieder ersetzt. Das Aus- und Einschalten der Pumpe geht selbsttätig vor sich, indem bei einer bestimmten Spannung im Speicher das Saugventil der Pumpe durch den Kolben *c* angehoben und bei eintretendem Spannungsabfall wieder geschlossen wird. Eine Akkumulatorsteuerung ist nicht erforderlich, da der Wasserstand nach außen angezeigt wird und Luftverluste, sowie das Ein- und Ausschalten der Pumpe kontrolliert werden können.

Der Antrieb für die Hilfspumpe arbeitet unabhängig von der Kupplung für den Treibapparat. Mit dieser Kupplung lassen sich auch Einzelhübe steuern, wobei die Eindringtiefe durch rechtzeitiges Ausschalten oder durch Öffnen des Abwasserventils 2 reguliert werden kann.

4. **Steuermaschinen oder Servomotoren.** Von einer guten Steuerung muß verlangt werden, daß sich der Steuerhebel ohne großen Kraftaufwand bewegen läßt, damit der Steuermann nicht ermüdet. Die Bedingung ist für Schmiedepressen mit Drücken bis 1500 t noch ohne besondere Schwierigkeiten zu erfüllen; darüber hinaus werden die Reibungs- und Ventilwiderstände jedoch so groß, daß man gezwungen wird, die Drehung der Steuerwelle durch einen Kolben zu veranlassen,

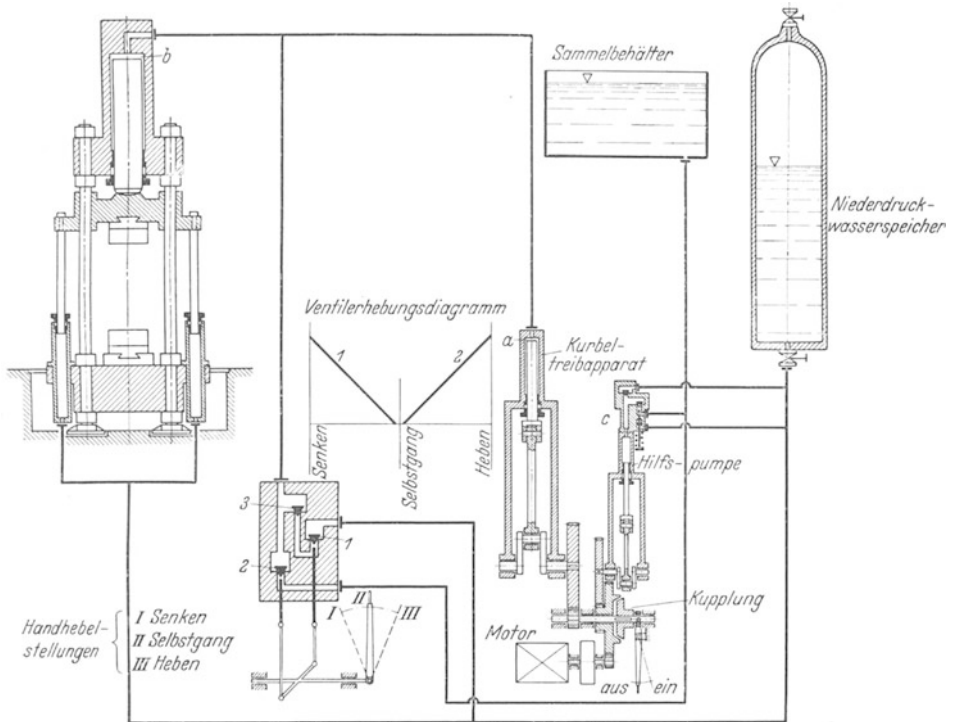


Abb. 97. Steuerschema für eine elektro-hydraulische Schmiedepresse mit Kurbeltriebapparat.

der durch Dampf, Luft oder Preßwasser angetrieben und durch kleine Ventile oder Schieber gesteuert wird. Dabei tritt die Schwierigkeit auf, den Kolben immer genau anzuhalten, wenn der Handhebel beispielsweise in einer Zwischenstellung Stillstand oder Vordruck verharren soll. Einrichtungen, die auf diese Eigenschaft Rücksicht nehmen, bezeichnet man als Steuermaschinen oder Servomotoren.

Die Bauart einer *Steuermaschine für den Betrieb mit Dampf* oder Luft zeigt Abb. 98. Der Dampfkolben *a* wird auf beiden Seiten durch einen kleinen Kolbenschieber gesteuert. Auf der Gegenseite befindet sich ein Ölzylinder mit dem Kolben *k*; er wirkt bremsend und verhindert eine Expansion des Dampfes. Zieht man an dem Steuergestänge *b*, so

wird der Hebel *c* um den Punkt *d* gedreht. Die Schieberstange *f* wird vorgeschoben, so daß der Dampf durch den Kanal *g* auf die äußere Kolbenseite einwirken kann. Die innere Kolbenseite steht durch den Kanal *h* mit der Abdampfleitung in Verbindung. Der Dampfkolben bewegt sich vorwärts und dreht die Steuerwelle *i*, während der Kolben *k* das Öl durch ein Drosselventil *l* von der äußeren Zylinderseite auf die innere Seite verdrängt.

Mit der Kolbenstangenbewegung ist aber auch gleichzeitig wieder eine rückläufige Schieberbewegung verbunden, indem der Hebel *c* von

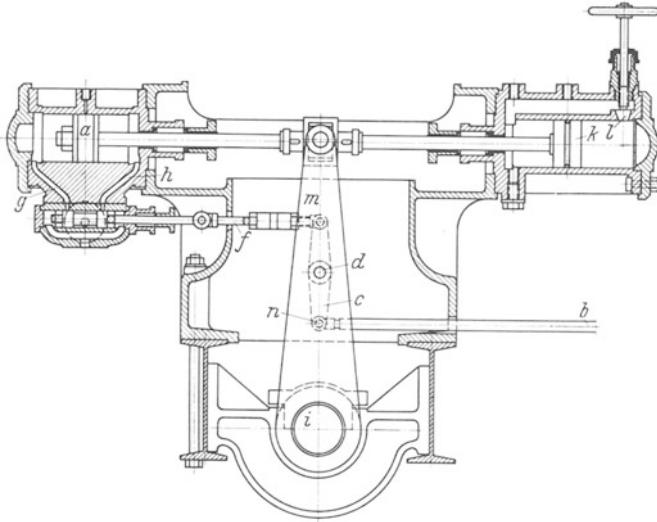


Abb. 98. Servomotor für Steuerungsantriebe.

dem Antriebshebel *m* um den nunmehr festen Punkt *n* gedreht wird. Werden die Schieberkanäle *g* und *h* wieder überdeckt, so hört sofort die Kolbenbewegung auf. Eine bestimmte Handhebelbewegung hat also immer eine entsprechende Kolbenbewegung zur Folge, so daß die Steuerwelle in Zwischenstellungen genau angehalten werden kann.

Beim Entwurf des Steuergestänges wird das Übersetzungsverhältnis für den Schwinghebel *c* zweckmäßig 1:1 gewählt, um gleiche An- und Abstellwege zu erzielen. Dem Kolbenschieber gibt man einen großen Überhub, damit die Drosselung der Steuerquerschnitte auf einem möglichst kleinen Abstellhub stattfindet. Zur Regelung der Kolbengeschwindigkeiten werden die Steuerquerschnitte durch Drosselscheiben oder Drosselventile eingestellt.

Bei einer mit *Preßwasser* betriebenen *Steuermaschine* fällt der Ölzylinder weg. Der doppelt wirkende abgestufte Antriebskolben wird in der Regel auf der größeren Seite durch zwei kleine Ventile gesteuert

und auf der Gegenseite unter konstanten Druck gesetzt. Die Anordnung des Gestänges bleibt im Prinzip bestehen. Die Stange *f* bewegt an Stelle des Kolbenschiebers die Hebelwelle einer Zweiventilsteuerung. Abb. 93 zeigt den Servomotorantrieb für eine reinhydraulische 3000 t-Schmiedepresse.

**5. Steuerungen zu den hydraulischen Hilfseinrichtungen.** In Abb. 99 ist das Steuerschema für den *Verschiebetisch* und die *Ausstoßvorrichtung*

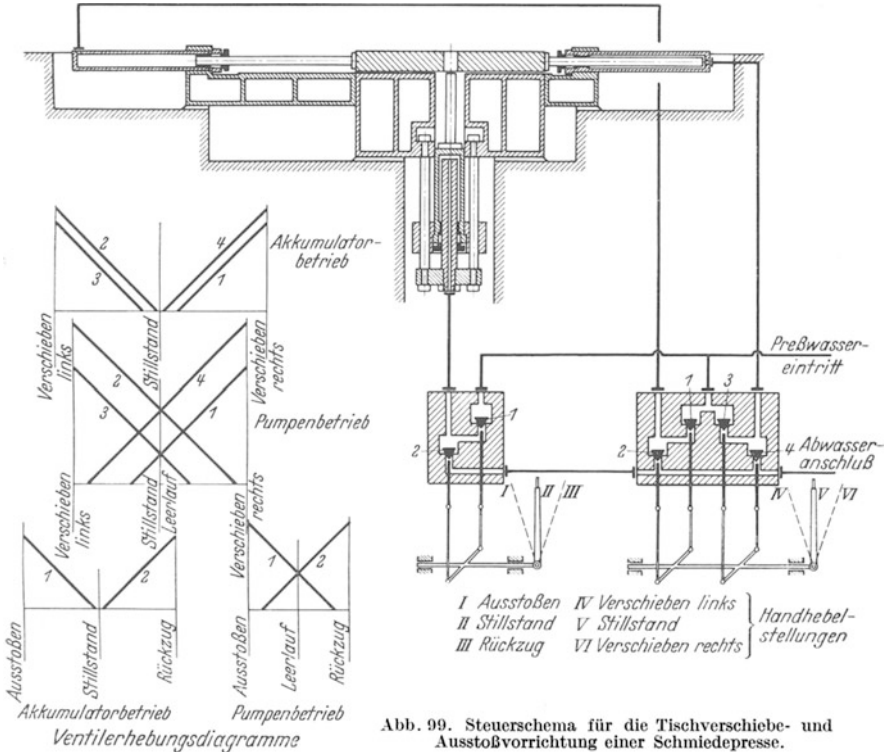


Abb. 99. Steuerschema für die Tischverschiebe- und Ausstoßvorrichtung einer Schmiedepresse.

einer Schmiedepresse dargestellt. Für die hin- und hergehende Bewegung des Verschiebetisches ist eine Steuerung mit vier Ventilen erforderlich, die Ausstoßvorrichtung benötigt dagegen für die Auf- und Abwärtsbewegung infolge Anordnung eines Rückzuggewichtes nur eine Steuerung mit zwei Ventilen. Hieraus folgt ganz allgemein die Regel, daß man zur Steuerung der beiden Bewegungsrichtungen eines Plungers immer mit einem Ein- und Auslaßventil auskommt und durch Ersparung von 2 Ventilen die Steuerung einfach gestalten kann, wenn eine der beiden Bewegungen durch ein Gewicht, eine Federkraft oder einen konstanten, hydraulischen Druck ausgeführt wird. Entscheidend sind bei der Wahl die Zweckmäßigkeit und die Kostenfrage.

Die Ventilerhebungsdiagramme zeigen die Einstellung der Ventile für *Akkumulator-* und für *Pumpenbetrieb*. Kennzeichnend für den Pumpenbetrieb ist wieder, daß sich die Ventilerhebungslinien überschneiden, die Fördermenge also in allen Handhebelstellungen aufgenommen wird und bei geöffnetem Ein- und Auslaßventil die Pumpe leerläuft.

Bei der Bestimmung der Ventilquerschnitte ist mit den auf S. 103 angegebenen Wassergeschwindigkeiten zu rechnen, jedoch wählt man den kleinsten Ventildurchmesser in der Regel nicht unter 15 mm.

Die Verschiebe- und Ausstoßgeschwindigkeiten betragen  $v = 0,1$  bis  $0,2$  m/sec. Werden große Verschiebehöhe zurückgelegt, so erhöht man die Geschwindigkeit auf  $v = 0,4$  bis  $0,5$  m/sec und drosselt kurz vor Hubende die Preßwasserzufuhr, damit beim Auffahren auf die Hubbegrenzungen kein harter Schlag entsteht.

Die *Drosselvorrichtungen* bestehen meistens aus einem Ventil, das durch einen Anschlag am Verschiebetisch geschlossen wird, durch eine kleine zentrale Bohrung die Preßwasserzufuhr und dadurch die Endgeschwindigkeit auf  $v = 0,05$  bis  $0,1$  m/sec verringert.

#### Vierter Abschnitt.

### Hydraulische Rohrleitungen, Armaturen und Sammelbehälter.

Für die *Druck und- Abwasserleitungen* werden nahtlose Stahlrohre verwendet. Genormte Außen- und Innendurchmesser sind in dem aufgeführten Herstellungsplan der Röhrenwerke angegeben.

Die *Wandstärke für Druckleitungen* wird wie für Preßzylinder auf S. 24 nach der Gleichung

$$d_a : d_i = \sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4 p_i}{\sigma_z - 1,3 p_i}}$$

berechnet. Die zulässige Beanspruchung  $\sigma_{zul}$  richtet sich nach dem Betriebswasserdruck und dem lichten Rohrdurchmesser, sie wird vorteilhaft eingesetzt bei Betriebswasserdrücken von 200 bis 300 at mit

$\sigma_{zul} = 300 + 8,5 \cdot d_i$  kg/cm<sup>2</sup> für Rohre mit einem Innendurchmesser  $d_i \cong 60$  mm,

$\sigma_{zul} = 800$  bis  $850$  kg/cm<sup>2</sup> für Rohre mit einem Innendurchmesser  $d_i \cong 60$  mm,

und bei Betriebswasserdrücken von 300 bis 400 at mit

$\sigma_{zul} = 600 + 8,5 \cdot d_i$  kg/cm<sup>2</sup> für Rohre mit einem Innendurchmesser  $d_i \cong 60$  mm,

$\sigma_{zul} = 1100$  bis  $1150$  kg/cm<sup>2</sup> für Rohre mit einem Innendurchmesser  $d_i \cong 60$  mm.



Tabelle 12. Nahtlose Flußstahlrohre (Leitungs- und Konstruktionsrohre). Herstellungsplan der Röhrenwerke unter Berücksichtigung der früheren Siederohrliste für bevorzugt anzuwendende Rohrdurchmesser. Auszug aus DIN 2448.

Äußerer Rohrdurchmesser	Innerer Rohrdurchmesser (Wandstärke mm)																											
	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	35	
10	7																											
14	10	6	5																									
18	14	13	12	8																								
22	18	17	16	15	14																							
25	21	20	19	18	17	16	15																					
30	25	24	23	22	21	20																						
32	27	26	25	24	23	22	21	20																				
35	30	29	28	27	26	25	24	23	21	20																		
38	33	32	31	30	29	28	27	26	24	23	21																	
44,5	39,5	38,5	37,5	36,5	35,5	34,5	33,5	32,5	30,5																			
51	46	45	44	43	42	41	40	39	37	35																		
57	51	50	49	48	47	46	45	43	41	39																		
63,5	57,5	56,5	55,5	54,5	53,5	52,5	51,5	49,5	47,5	45,5	43,5																	
76	70	69	68	67	66	65	64	62	60	58	56	54																
89	83	82	81	80	79	78	77	75	73	71	69	68	66	64	62	60	58	56	54									
108	101	100	99	98	97	96	94	92	90	88	86	84	80															
133	126	125	124	123	122	121	119	117	115	113	111	109	105	101														
159	152	151	150	149	148	147	145	143	141	139	137	135	131	127	123													
191	183	182	181	180	179	177	175	173	171	169	167	163	159	155	151	147												
216	208	207	206	205	204	202	200	198	196	194	192	188	184	180	176	172												
267	258	257	256	255	253	251	249	247	245	243	239	235	231	227	223	219												
318	308	307	306	304	302	300	298	296	294	290	286	282	278	274	270	266	262	258										
368	357	356	354	352	350	348	346	344	340	336	332	328	324	320	316	312	308	304										
419	407	406	405	403	401	399	397	395	391	387	383	379	375	371	367	363	359	355	349									
470	456	454	452	450	448	446	442	438	434	430	426	422	418	414	410	406	400											
521	507	505	503	501	499	497	493	489	485	481	477	473	469	465	461	457	451											
622	606	604	602	600	598	594	590	586	582	578	574	570	566	562	558	552												

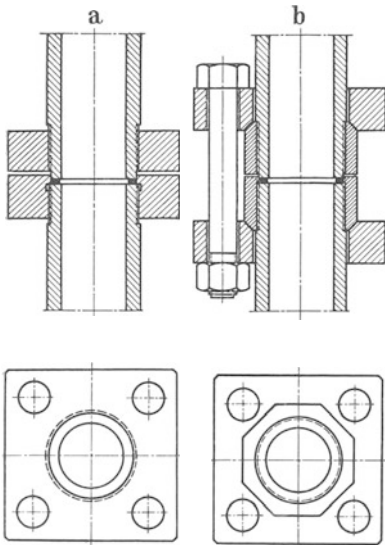
Werkstoff: St. 00 29 Handelsgüte  
St. 35 29  
St. 55 29

Wiedergegeben mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich ist die jeweils neueste Ausgabe des Normblattes im Normformat A 4, das beim Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin SW 19, erhältlich ist.

Für diese zulässigen Beanspruchungen ist als Werkstoff S.M.-Stahl (St. 45.29) angenommen. Sie liegen unter den vom Normenausschuß empfohlenen Werten, da im Betriebe Wasserschläge auftreten können und die Wandstärke durch das Rohrgewinde an den Enden zum Aufschrauben der Flanschen geschwächt wird.

Der Probedruck für die Rohre beträgt  $p_1 = 1,5 p$  für Betriebswasserdrücke  $p \leq 500$  at.

Bekannte Ausführungen von Rohrverbindungen für lichte Rohrweiten bis rd. 120 mm mit festen oder losen Flanschen zeigt Abb. 100;



die Flanschen haben meistens quadratische Form und werden durch 4 Schrauben angezogen. Für kleine Rohre genügen zwei Schrauben, wobei man rechteckige Flanschen anwendet. Die zulässige Beanspruchung der Schrauben ist von ihrer Stärke, die nicht unter  $1/2''$  gewählt wird, abhängig und schwankt unter Berücksichtigung der zusätzlichen Vorspannung für den Dichtungsdruck zwischen  $\sigma_{zul} = 300$  bis  $800 \text{ kg/cm}^2$ . Praktische Werte erhält man innerhalb dieser Grenzen für einen anzunehmenden Kernquerschnitt  $f_K$  aus der Beziehung:  $\sigma_{zul} = 300 + 18 f_K$ .

Abb. 100 a u. b. Rohrverbindungen für Drücke bis 500 at. Ausführung a mit Gewindeflanschen, Ausführung b mit losen Flanschen.

Als Werkstoff für Schrauben bis  $1\frac{1}{4}''$  verwendet man S.M.-Stahl (St. 38.13); stärkere Schrauben werden in der Regel aus S.M.-Stahl

(St. 50.11) hergestellt und mit Feingewinde versehen.

Bei der Bestimmung der von den Schrauben aufzunehmenden Kraft setzt man für die Druckfläche den äußeren Durchmesser des Dichtungsringes ein. Die Annahme ist für die größeren Rohre etwas ungünstig, woraus sich die verhältnismäßig hohe zulässige Beanspruchung erklärt.

Flanschen werden aus S.M.-Stahl (St. 50.11) hergestellt und auf Biegung mit den für die Schrauben angenommenen Belastungen und Beanspruchungen berechnet. Bei aufgeschraubten Flanschen ist die Beanspruchung des Gewindes zu prüfen. Die Bunde an Rohrverbindungen mit losen Flanschen werden zum Aufschrauben aus Sechskantstahl angefertigt.

Die 2 bis 4 mm starken Dichtungsringe bestehen aus Kupfer. Die Rohrenden stoßen stumpf aufeinander und springen an einem Flansch oder Bund etwas vor und am anderen entsprechend zurück.

Bei der Verlegung der Druckleitungen wird an den tiefsten Stellen eine Rohrverbindung mit einem Zwischenstück in Form und Stärke eines Flansches vorgesehen, das einen Gewindeproppen für die Ent-

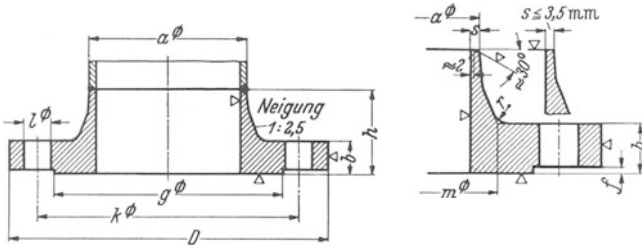


Abb. 101. Vorschweißflansche für Füll- und Rücklaufleitungen.

wässerung der Rohrleitungen erhält. Versuche mit geschweißten Flanschverbindungen für Druckleitungen haben bisher noch keine überwiegenden Vorteile beim Vergleich mit den abgebildeten Ausführungen ergeben.

Tabelle 13. Abmessungen der Rohre und Flansche nach Abb. 101 für Drucke bis 10 at (DIN 2632).

Nennweite	Rohr		Flansch			Ansatz			Arbeitsleiste		Schrauben		
	Außendurchmesser	Durchmesser	Dicke	Lochkreisdurchmesser	Höhe	Durchmesser	Dicke	Run- dung	Durch- messer	Höhe	An- zahl	Ge- winde	Loch- durch- messer
NW	<i>a</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>k</i>	<i>h</i>	<i>m</i>	<i>s</i>	<i>r</i>	<i>g</i>	<i>f</i>		Zoll	<i>l</i>
10	14	90	14	60	35	25	2,5	6	40	2	4	1/2	15
15	18	95	14	65	35	30	2,5	6	45	2	4	1/2	15
20	25	105	16	75	38	38	2,5	8	58	2	4	1/2	15
25	30	115	16	85	38	42	2,5	8	68	2	4	1/2	15
32	38	140	16	100	40	52	2,5	8	78	2	4	5/8	18
40	44,5	150	16	110	42	60	2,5	8	88	3	4	5/8	18
50	57	165	18	125	45	72	3	8	102	3	4	5/8	18
70	76	185	18	145	45	90	3	8	122	3	4	5/8	18
80	89	200	20	160	50	105	3,5	8	138	3	4	5/8	18
100	108	220	20	180	52	125	4	8	158	3	8	5/8	18
125	133	250	22	210	55	150	4	10	188	3	8	5/8	18
150	159	285	22	240	55	175	4,5	10	212	3	8	3/4	22
200	216	340	24	295	62	232	6,5	10	268	3	8	3/4	22
250	267	395	26	350	68	285	6,5	10	320	3	12	3/4	22
300	318	445	26	400	68	335	7	10	370	4	12	3/4	22
350	368	505	26	460	68	385	7	10	430	4	16	3/4	22
400	419	565	26	515	72	440	7	10	482	4	16	7/8	25

Die Tabellen 13 und 14 sind wiedergegeben mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich ist die jeweils neueste Ausgabe des Normblattes im Normformat A 4, das beim Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin SW 19, erhältlich ist.

Tabelle 14. Abmessungen der Rohre und Flansche nach Abb. 101 für Drucke bis 25 at (DIN 2634).

Nennweite NW	Rohr	Flansch				Ansatz			Arbeitsleiste		Schrauben		
	Außen- durch- messer	Durch- messer	Dicke	Loch- kreis- durch- messer	Höhe	Durch- messer	Dicke	Run- dung	Durch- messer	Höhe	An- zahl	Ge- winde	Loch- durch- messer
	<i>a</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>k</i>	<i>h</i>	<i>m</i>	<i>s</i>	<i>r</i>	<i>g</i>	<i>f</i>	Zoll	<i>l</i>	
10	14	90	16	60	35	25	2,5	8	40	2	4	1/2	15
15	18	95	16	65	38	30	2,5	8	45	2	4	1/2	15
20	25	105	18	75	40	38	2,5	8	58	2	4	1/2	15
25	30	115	18	85	40	42	3	8	68	2	4	1/2	15
32	38	140	18	100	42	52	3	8	78	2	4	5/8	18
40	44,5	150	18	110	45	60	3	8	88	3	4	5/8	18
50	57	165	20	125	48	72	3,5	8	102	3	4	5/8	18
70	76	185	22	145	52	90	4,5	10	122	3	8	5/8	18
80	89	200	24	160	58	105	4,5	10	138	3	8	5/8	18
100	108	235	24	190	65	128	5	10	162	3	8	3/4	22
125	133	270	26	220	68	155	5	10	188	3	8	7/8	25
150	159	300	28	250	75	182	6	12	218	3	8	7/8	25
200	216	360	30	310	80	240	7	12	278	3	12	7/8	25
250	267	425	32	370	88	292	8	12	335	3	12	1	28
300	318	485	34	430	92	345	8	15	395	4	16	1	28
350	368	555	38	490	100	398	9	15	450	4	16	1 1/8	32
400	419	620	40	550	110	452	10	15	505	4	16	1 1/4	35
450	470	670	42	600	115	505	12	15	555	4	20	1 1/4	35
500	521	730	44	660	125	558	13	15	615	4	20	1 1/4	35

Die Rohr- und Flanschverbindungen für die *Abwasserleitung* sind genormt (Abb. 101) und ihre Abmessungen in den aufgeführten Tabellen angegeben. Die Rohre werden aus Stahl (St. 00.29) hergestellt und zu längeren Leitungen aneinandergeschweißt.

Die Flanschverbindungen sieht man nur zum Ausbau der Rohre vor. Die runden Flanschen aus Stahl (St. 37.11) haben einen Ansatz zum Anschweißen des Rohres. Ihre Abmessungen wählt man, wenn die Leitungen unter Windkesseldruck stehen, nach den für Nenndruck ND 25 festgelegten Normen; führen die Leitungen dagegen zu einem Hochbehälter, so genügen die Abmessungen für Nenndruck ND 10.

Rohrenden und Flanschansätze mit einer Wandstärke bis 3,5 mm werden stumpf bei etwa 1 mm Spiel zwischen den Enden zusammengeschweißt; bei größeren Wandstärken dreht man die Schweißenden konisch unter 30° an jeder Seite ab.

Die Dichtungsringe bestehen aus Gummi mit einer Leineneinlage; sie liegen in Rillen der glatten Flanschen.

Zur *Bestimmung der lichten Rohrweiten* wählt man die Wassergeschwindigkeiten in der nicht gesteuerten Druckleitung bei einer

Spannung von 200 bis 300 at zu  $v = 10$  bis 15 m/sec und in der Füll- und Rücklaufleitung zu  $v = 3$  bis 4 m/sec. Die lichten Durchmesser für die gesteuerten Leitungen richten sich nach den Querschnitten der Steuerventile (S. 103). Sämtliche Rohrleitungen werden in Kanäle verlegt und

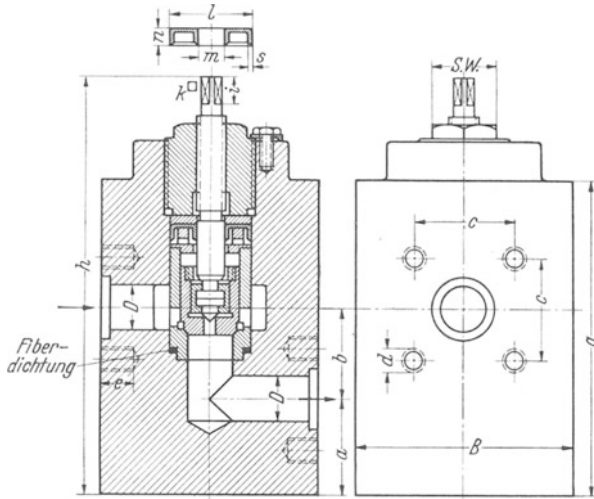


Abb. 102. Hochdruckabspernung mit vorröndendem Entlastungsventil für Spannungen bis 500 at. (Schwietzke, Düsseldorf.)

Tabelle 15. Werkstoff: Gehäuse S.M.-Stahl, Innenteile Bronze.  
Betriebsdruck: max. 500 atü.

D	B	a	b	ND 200			ND 400			g	h	i	k	j	m	n	s	Fiberdichtung Ø	S. W.
				c	d Zoll	e	c	d Zoll	e										
25	140	60	55	64	5/8	21	70	3/4	24	210	290	22	14	57	22	12	3	57/47 · 5	41
32	170	65	60	74	3/4	24	84	1	30	220	305	22	14	60	22	12	3	60/50 · 5	45
40/42	190	85	80	90	7/8	27	100	1 1/8	35	275	370	24	14	70	26	12	3	70/60 · 5	55
45	220	90	90	110	1 1/8	35	126	W 36 × 1/8	43	300	400	26	17	78	28	12	3	78/68 · 5	55
50/54	220	100	90	110	1 1/8	35	126	W 36 × 1/8	43	320	405	28	19	84	32	12	3	84/74 · 5	55
60	240	110	100	130	1 1/4	39	150	W 42 × 1/8	49	360	470	30	22	100	34	13	3	100/90 · 5	70
70	260	120	110	130	1 1/4	39	150	W 42 × 1/8	49	420	535	32	24	112	36	15	4	112/100 · 6	75
80	280	130	130	150	W 39 × 1/8	45	180	W 52 × 1/8	60	450	585	36	27	124	39	15	4	124/112 · 6	85
90	300	140	140	150	W 39 × 1/8	45	180	W 52 × 1/8	60	485	610	36	27	128	40	17	4	128/116 · 6	95
100	320	140	150	175	W 42 × 1/8	49	196	W 60 × 1/6	68	535	660	42	30	140	41	16	4	140/128 · 6	95
120	340	150	160	200	W 48 × 1/8	56	224	W 64 × 1/6	72	580	670	42	30	165	42	17	4	165/150 · 7,5	90

fest verankert, damit sie bei Wasserschlägen nicht abreißen können. Der Übergangsradius in Rohrkrümmungen soll möglichst groß und an der Innenseite  $r \cong 5 d_a$  sein, wenn mit  $d_a$  der Außendurchmesser des Rohres bezeichnet wird. Für die Abwasserleitungen werden handelsübliche Krümmer zum Anschweißen verwendet.

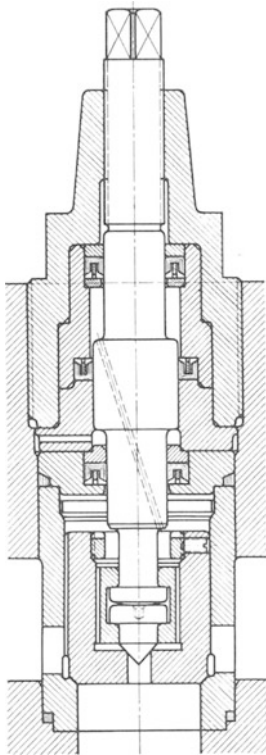


Abb. 103. Hochdruckabspernung mit vorröffnendem Entlastungsventil und entlasteter Ventilschneidspindel. (Schwietzke, Düsseldorf.)

Versorgt ein Akkumulator mehrere Schmiedepressen mit Druckwasser, so ist es zweckmäßig, die Steuerungen an *Ringleitungen* anzuschließen, damit bei einem Rohrbruch der Betrieb keine längere Unterbrechung erleidet. Die entstehende Rohrlücke wird in der Regel blind verflanscht.

Zu den *Armaturen* eines Rohrnetzes gehören Verteilstücke, Hochdruckabspernungen, Absperrschieber und Dreiweghähne.

Die *Verteilstücke* für die Druckleitungen sind einfache Blöcke aus Schmiedestahl (St. 50.11) mit eingebohrlen Kanälen; sie werden nach Möglichkeit so eingebaut, daß die Rohrleitung an ihnen durch Lösen eines Gewindepfropfens entwässert werden kann. Für die Abwasserleitung verwendet man geschweißte Rohrformstücke, wenn es nicht einfacher ist, die Abzweigungen unmittelbar an den Hauptstrang anzuschweißen.

*Hochdruckabspernungen* (Abb. 102) sieht man in der Regel nur in Leitungsnetzen vor, die von einem Akkumulator gespeist werden. Sie sind so verteilt, daß sowohl der Akkumulator als auch die Pressen einzeln abgeschaltet werden können. Auf die Anordnung einer Absperrung vor jeder Steuerung der Presse und der Hilfseinrichtungen verzichtet man, da bei Ausbesserungen doch meistens

mit der Presse nicht weiter gearbeitet wird.

Das Absperrventil befindet sich in einem geschmiedeten Gehäuse aus Stahl (St. 50.11); bei größeren Ausführungen werden das Ventil und die Ventilschneidspindel (Abb. 103) entlastet. Die Werkstoffe für die Innenteile werden nach den Angaben auf S. 102 gewählt.

Die Anordnung von *Absperrschiebern* ist nur in Abwasserleitungen gestattet, in denen, wie z. B. bei den Saugleitungen für Pumpen, kein Rücklauf des Wassers stattfindet, da im anderen Falle bei zufällig geschlossenem Schieber die Rückzugvorrichtung einen unzulässig hohen Druck in den Rohren hervorrufen würde (S. 89). Man wendet die

Absperrschieber infolgedessen wenig an und baut an ihrer Stelle in die Rücklaufleitungen *Rückschlagklappen und Dreiweghähne* ein.

Dreiweghähne (Abb. 104), eignen sich nur für Leitungen mit einem lichten Durchmesser bis etwa 80 mm. Sie werden im allgemeinen unmittelbar hinter jeder Steuerung vorgesehen und haben den Vorteil, daß man bei kleinen Reparaturen, z. B. beim Verpacken der Stopfbüchsen, Auswechseln der Hebestifte oder der Abwasserventile in den Steuerungen gleichzeitig die Rücklaufleitung absperren und das Wasser aus den Zylindern, der Steuerung und Rohrleitung ablassen kann.

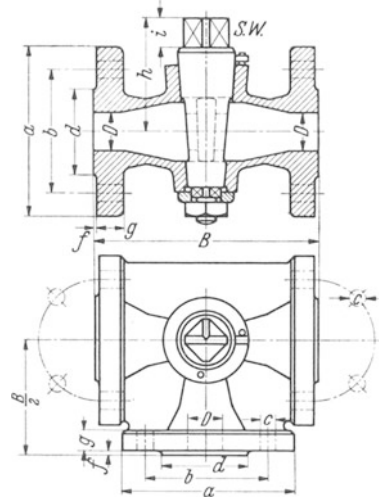


Abb. 104. Dreiweghahn für Rücklaufleitungen und Spannungen bis 10 at. (Schwietzke, Düsseldorf.)

Der *Sammelbehälter* (Abb. 105) nimmt während des Betriebes das Wasser, das vom Akkumulator an die Pressen abgegeben und aus dem Windkessel durch ein Überlaufventil in die Rücklaufleitung zurückgeführt wird, wieder auf; es fließt alsdann aus dem Behälter zu den Pumpen und wird von diesen unter Schließung des Kreislaufes erneut im Akkumulator aufgespeichert. Der Sammelbehälter muß den Wasserinhalt  $V_1$  des Akkumulators,  $V_2$  der Windkessel und  $V_3$  der Preßzylinder aufnehmen können; man macht deshalb seinen Nutzinhalt  $V \cong 1,5 (V_1 + V_2 + V_3)$ . Ein großer Sammelbehälter hat den Vorteil, daß das Wasser, das sich durch angestrengten Betrieb und vor allen Dingen durch starke Drosselung bei geringen Schmiedewiderständen erwärmt, Zeit zum Abkühlen hat. In diesem Zusammenhang sei erwähnt, daß man in Sammelbehältern infolge starker Drosselung des Preßwassers in den Steuerungen Temperaturen von rd.  $50^\circ \text{C}$  gemessen hat.

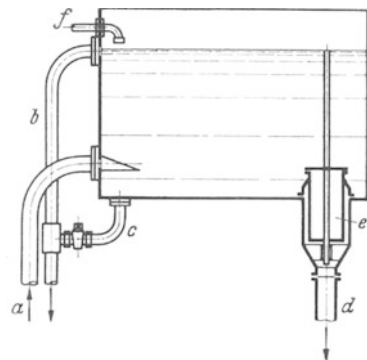


Abb. 105. Schematische Darstellung eines Sammelbehälters. *a* Rücklaufleitung, *b* Überlaufrohr, *c* Entleerung, *d* Saugleitung, *e* Filter, *f* Frischwasseranschluß.

Der Sammelbehälter hat die Form eines rechteckigen Kastens und wird vollkommen geschweißt. Die beiden Längswände werden zur Erhöhung der Steifigkeit und zur Verbesserung der Zirkulation des Wassers durch Querwände mit gegenüberliegenden Ausschnitten in den

Tabelle 16. Werkstoff: Gehäuse und Kegel: Gußeisen oder Bronze.  
Betriebsdruck: ND 10.

<i>D</i>	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	Anzahl von <i>c</i>	<i>d</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	S. W.
16	130	100	70	15	4	50	2	14	55	13	14
20	145	105	75	15	4	58	2	16	64,5	18	17
25	160	115	85	15	4	68	2	16	73	21	22
32	180	140	100	18	4	78	2	18	91,5	26	24
40	190	150	110	18	4	88	3	18	102,5	30	30
50	220	165	125	18	4	102	3	20	108,5	30	32
60	230	175	135	18	4	112	3	20	127,5	36	36
70	265	185	145	18	4	122	3	20	144,5	38	36
80	285	200	160	18	4	138	3	22	162,5	40	41

Ecken verbunden. Gegen das Eindringen von Staub wird der Kasten durch einen Deckel geschützt.

Am Sammelbehälter müssen Anschlüsse vorhanden sein für die Rücklaufleitung von den Pressen, für die Saugleitung zu den Pumpen, für die Frischwasserzufuhr, sowie für die Entleerung und den Überlauf. Die Leitung für die Entleerung wird mit einem Muffenhahn an die Überlaufleitung, für die im Behälter oft ein Standrohr angeordnet ist, angeschlossen.

Die Rücklauf- und die Saugleitung tritt etwas über den Boden in den Behälter ein, damit sich Schmutz und Fremdkörper absetzen können. Um den Wasserspiegel ruhig zu halten, läßt man das Wasser aus der Rücklaufleitung nicht senkrecht nach oben, sondern horizontal austreten. Ein senkrechter Rohrstutzen im Boden wird infolgedessen am Ende verschlossen und seitlich mit Schlitz versehen.

Das Wasser wird im Sammelbehälter zum Schutze der Plunger gegen Rostbildung und zu ihrer Schmierung mit Glyzerin oder wasserlöslichem Öl, das als Emulsion unter verschiedenen Bezeichnungen im Handel zu haben ist, durchsetzt.

#### Fünfter Abschnitt.

### Berechnung von Schmiedepreßanlagen.

Nachdem die Erläuterungen abgeschlossen sind, soll an einem praktischen Beispiel die Bestimmung der Abmessungen für den Entwurf einer 2000 t Schmiedepreßanlage gezeigt werden.

Nach den vorzunehmenden Arbeiten wird für die Schmiedepresse ein *Hub von 1400 mm*, eine *mittlere Säulenentfernung von 2500 × 1400 mm*, eine *lichte Höhe zwischen den bearbeiteten Aufspannflächen* für die Schmiedesättel *von 2700 mm* und beim exzentrischen Schmieden mit dem vollen Preßdruck eine *Abweichung von 150 mm aus der Pressenmitte* angenommen.



Zur Vornahme von Gesenk- und Locharbeiten ist eine *Ausstoßvorrichtung* für einen Druck von etwa 35 bis 40 t und einen nutzbaren Hub von 500 bis 600 mm erforderlich. Die Gesenke müssen nach jeder Pressenseite mit einem *Verschiebetisch* 1000 mm in der Längsrichtung ausgefahren werden können. Die Tischlänge sei zum Aufspannen eines Vor- und Fertiggesenkes mit 2800 mm gewählt, während die Breite sich aus der Konstruktion ergeben soll.

Der Unterholm ist derart auszubilden, daß die Ausstoßvorrichtung sowohl in Pressenmitte als auch seitlich im Abstand eines Verschiebehubes eingebaut werden kann.

Die Verschiebevorrichtung ist zur Ausführung eines Gesamthubes von 4 m, der sich aus zwei Teilhuben von 1000 mm nach jeder Pressenseite ergibt, einzurichten. An beiden Seiten des Unterholmes sind zwei Verschiebezylinder vorzusehen, damit die Baulänge verkürzt wird und die Verschiebepunger in der Achse des Verschiebebandes angreifen können. Die Verschiebekraft soll das Verschiebeband auf Zug und nicht auf Knickung beanspruchen.

Die Schmiedepreßanlage soll für *dampf- und reinhydraulischen Betrieb* berechnet werden. Elektrohydraulischer Betrieb soll nicht weiter untersucht werden, da sich die Rechnungen für die Presse wiederholen würde und Treibapparate in der erforderlichen Größe noch nicht ausgeführt worden sind.

Für dampfhydraulischen Betrieb ist eine *Einzyylinderpresse* mit einem Betriebswasserdruck von 400 at und einem Dampfüberdruck von 10 at zu berechnen. Der Dampftreibapparat ist zur Ausführung eines Einzelhubes von 150 mm in der Presse zu bemessen. Die Rückzugzylinder erhalten gesteuerten Unterdampf.

Die Verschiebe- und Ausstoßvorrichtung soll für einen Betriebswasserdruck von 200 at und für direkten Pumpenbetrieb eingerichtet werden, unter Berücksichtigung einer Verschiebegeschwindigkeit von 0,1 m/sec.

Die reinhydraulische Schmiedepresse ist in *Dreizylinderkonstruktion* auszuführen mit Druckstufen im Verhältnis von 1:2:3 und einem Betriebswasserdruck von 200 at.

Die *Akkumulator- und Pumpenanlage* sollen so groß bemessen werden, daß im Dauerbetrieb in jeder Minute 10 Preßhübe mit 100 mm Eindringtiefe und 10 zugehörige Rückzughübe von 200 mm zurückgelegt werden können.

Als Abschluß der Rechnungen folgt die Bestimmung der Hauptabmessungen für einen hydraulischen Druckübersetzer zu einer Einzyylinderpresse. Die Presse arbeitet bei einem Druck von 1000 t und 200 at in direkter Verbindung mit dem Akkumulator. Der Druckübersetzer soll den Druck auf 2000 t und 400 at erhöhen unter Berücksichtigung eines Einzelhubes von 150 mm wie beim dampfhydraulischen Betrieb.

Tabelle 17. Werkstoffe für die Konstruktionsteile von Schmiedepreßanlagen.

Werkstoff	Abkürzung DIN	Festigkeitseigenschaften				Verwendung
		Zug- festigkeit kg/mm <sup>2</sup>	Streck- grenze kg/mm <sup>2</sup>	Dehnung (kurzer Probestab) %	Brinellhärte  etwa	
Handelübliches Walzeisen ohne Gewährleistung der Festigkeitswerte . . . . .	St. 00.02 St. 37.12	37—45 37—45	18—23	25	105—125	Eisenkonstruktionen Befestigungsschrauben, Fundamentanker, Gestänge Flanschen, Gehäusedeckel, Rückzug- stangen, Traversen, Hebel, Verschluss- pfropfen Säulen, Preßzylinder, Ventilgehäuse, Kur- belwellen, Flaschen für Akkumulatoren, Anker, Schrauben für größere Kraft- übertragung, Verteilstücke Wellen, Kupplungen, Radbandagen Plunger, Druckstücke, Pfannen, Kurbel- wellen, Ritzel Holme, Traversen, Schiebetsche, Laternen für Übersetzer Preßzylinder, Pressenänder, Pleuel- stangen, Säulenmutter, Räder Schmiedesattel, Druckstücke Führungsbüchsen, Steuerböcke, Verschleiß- leisten, Grundrahmen Dampfzylinder, Kolben, Pumpenstände, Lager Räderkästen, Radkränze, Lager
Schraubentahl . . . . .	St. 42.11	42—50	23—28	25	115—140	
Schmiedestahl, weich . . . . .	St. 50.11	50—60	28—33	22	140—170	
Schmiedestahl, hart . . . . .	St. 60.11 St. 70.11	60—70 70—85	33—38 38—46	17 12	170—210 210—255	
Stahlformguß, weich . . . . .	Stg. 45.81	45		16	125	
Stahlformguß, mittel . . . . .	Stg. 50.81 R.	50		19	140	
Stahlformguß, hart . . . . .	Stg. 60.81	60		8	165	
Gußeisen, weich . . . . .	Ge. 12.91	12			130	
Gußeisen, mittel . . . . .	Ge. 18.91	18			160	

	Rg. 5	15	10	10	60	Grundbüchsen für Zylinder, Führungs- büchsen und -leisten
Rotguß . . . . .					60	Lagerschalen
Bronze, gegossen . . . . .	f G. Bz. 10	20	16	15	60	Lagerbüchsen, Druckpfannen
	G. Bz. 16	20	18	2	110	Führungsbüchsen und -leisten, Laternen
Sondermessing, gegossen . . . . .	So. G. Ms.	30	35	30	90	für Ventile, Zylinderbüchsen
	So. G. Ms.	65	32	18	155	Gehäuse für Hähne und Ventile, Armaturen
Sondermessing, ge- schmiedet . . . . .	So. Ms.	60	40	20	185	Ventile, Ventilsitze, Ventilverschraubungen Druckbüchsen
Aluminiumbronze, ge- schmiedet . . . . .	Al. B.	75	40	15	180	Ventile, Ventilsitze, Hebestifte

## a) Schmiedepreßanlage für dampfhydraulischen Betrieb.

### Berechnung der Schmiedepresse.

1. **Preßzylinder** (Abb. 106). Werkstoff Schmiedestahl (St. 50.11).

Betriebswasserdruck  $p = 400$  at.

Durchmesser des Preßplungers  $d = 800$  mm,  $f \cong 5026$  cm<sup>2</sup>.

Statischer Preßdruck  $P = f \cdot p \cong 2010,4$  t.

Innendurchmesser des Zylinders an der schwächsten Stelle  $d_i = 835$  mm.

Außendurchmesser des Zylinders an der schwächsten Stelle  $d_a = 1200$  mm.

Verhältnis der Durchmesser  $d_a : d_i = 1,44$ .

Tabellenwerte  $p_i : \sigma_z d_i \cong 0,35$ ,

$\sigma_z d_a : \sigma_z d_i \cong 0,545$ .

Tangentiale Zugbeanspruchung in der Innenfaser des Zylinders  $\sigma_z \cong 1150$  kg/cm<sup>2</sup>.

Tangentiale Zugbeanspruchung in der Außenfaser des Zylinders  $\sigma_z = 630$  kg/cm<sup>2</sup>.

Höhe des Zylinderbodens  $h \cong 1,5$  s = 300 mm; s = Zylinderwandstärke.

Spannung in einer frei aufliegenden, ebenen, kreisrunden Platte mit der Höhe des Zylinderbodens  $h = 300$  mm und dem Durchmesser des Preßzylinders  $d_1 = 815$  mm bei dem Flüssigkeitsdruck  $p = 400$  at

$$\sigma_b \max = \varphi \cdot \frac{r_i^2}{h^2} \cdot p \cong 550 \text{ kg/cm}^2.$$

Übergangsradius zwischen Zylinderwand und Boden  $r_i \cong 1/8 d_1 = 100$  mm.

Querschnitt des Füllventils  $f_z \cong 0,05 f + 20$  cm<sup>2</sup> = 270 cm<sup>2</sup>.

Durchmesser des Füllventils  $d_z = 185$  mm.

Durchmesser des Zylinderanschlusses  $d_{z_1} = 190$  mm.

Äußerer Durchmesser des Dichtungsringes aus Vulkanfiber  $d_{z_2} = 232$  mm,  $f_{z_2} = 422$  cm<sup>2</sup>.

Anzahl der Befestigungsschrauben für das Füllventilgehäuse  $z_1 = 6$ .

Tabelle 18. Abmessungen für Whitworth-Feingewinde 2 (DIN 240).

Nenn- durch- messer mm	Gewinde- durch- messer mm	Sechskantschraube				Sechskantmutter		
		Kern- durch- messer mm	Kern- quer- schnitt cm <sup>2</sup>	Gang- zahl auf 1''	Kopf- höhe mm	Mutter- höhe 0,8 d mm	Schlüssel- weite mm	Maß über Eck mm
20	19,624	16,746	2,202	10	14	16	32	36,9
22	21,624	18,746	2,760	10	16	18	36	41,6
24	23,624	20,746	3,380	10	16	18	36	41,6
27	26,624	23,746	4,429	10	18	20	41	47,3
30	29,624	26,746	5,618	10	20	22	46	53,1
33	32,624	29,746	6,949	10	22	25	50	57,7
36	35,530	31,934	8,009	8	24	28	55	63,5
39	38,530	34,934	9,585	8	27	30	60	69,3
42	41,530	37,934	11,30	8	30	32	65	75
45	44,530	40,934	13,16	8	32	35	70	80,8
48	47,530	43,934	15,16	8	34	38	75	86,5
52	51,530	47,934	18,05	8	36	40	80	92,4
56	55,374	50,580	20,09	6	40	45	85	98
60	59,374	54,580	23,40	6	43	50	90	104
64	63,374	58,580	26,95	6	46	50	95	110
68	67,374	62,580	30,76	6	48	55	100	116
72	71,374	66,580	34,82	6	50	55	105	121
76	75,374	70,580	39,12	6	52	60	110	127
80	79,374	74,580	43,69	6	55	65	115	133
84	83,374	78,580	48,50	6	58	65	120	139
89	88,374	83,580	54,86	6	62	70	130	150
94	93,374	88,580	61,63	6	68	75	135	156
99	98,374	93,580	68,78	6	72	80	145	167
104	103,374	98,580	76,33	6	75	85	150	173
109	108,374	103,580	84,26	6	75	85	155	179
114	113,374	108,580	92,60	6	80	90	165	191
119	118,374	113,580	101,32	6	85	95	175	202

Wiedergegeben mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich ist die jeweils neueste Ausgabe des Normblattes im Normformat A 4, das beim Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin SW 19, erhältlich ist.

Schraubenstärke  $\delta_1 = W 84 \times 1/6''$ ,  $f_1 = 48,5 \text{ cm}^2$ .

Zugbeanspruchung in den Schrauben  $\sigma_z = \frac{f_{z_2} \cdot p}{z \cdot f_1} \cong 580 \text{ kg/cm}^2$   
(Werkst. St. 50.11).

Breite des Packungsraumes  $b = 25 \text{ mm}$ .

Tiefe des Packungsraumes  $t = 10 b = 250 \text{ mm}$ .

Höhe der Grundbüchse  $h_1 \cong 0,4 d = 320 \text{ mm}$  (Werkst. Rg. 5).

Anzahl der Stopfbüchsschrauben  $z_2 = 12$ .

Schraubenstärke  $\delta_2 = W 72 \times 1/6''$ ,  $f_2 = 34,82 \text{ cm}^2$ .

Zugbeanspruchung in den Schrauben:

$$\sigma_z = \frac{\left( \frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot p}{z_2 \cdot f_2} \cong 620 \text{ kg/cm}^2.$$

$d_2 = 850$  mm,  $d = 800$  mm. (Werkst. St. 50.11).

Anzug der Stopfbüchse  $a = 3b = 75$  mm.

Stärke des Stopfbüchsenflansches  $s_1 \approx 2 \delta_2 = 150$  mm.

Biegungsbeanspruchung im Stopfbüchsenflansch  $\sigma_b = \frac{P_1 \cdot y_1}{W_1} \approx 1220$  kg/cm<sup>2</sup>.

$P_1 = \frac{1}{2} \left( \frac{\pi d_3^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot p$  (Druck auf den halben Stopfbüchsenflansch, Abb. 107).

$y_1 = l_1 - l_2$  ( $l_1 =$  Schwerpunktsabstand des Halbkreises für die Schraubenlöcher und  $l_2 =$  Schwerpunktsabstand der Kreisringfläche von der Einspannstelle)

$W_1 = \frac{b_1 \cdot s_1}{6}$  (Widerstandsmoment der beiden durch Schraubenlöcher geschwächten Flanschquerschnitte).

Spez. Flächendruck auf den Zylinderbund  $p = \frac{P}{\frac{\pi d_3^2}{4} - \frac{\pi d_4^2}{4}} \approx 790$  kg/cm<sup>2</sup>.

$P = 2000$  t;  $d_3 = 1400$  mm;  $d_4 = 1280$  mm.

Zugbeanspruchung im Zylinderbund  $\sigma_z = \frac{P \cdot y_2 \cdot e}{J} \approx 550$  kg/cm<sup>2</sup>.

$J = 202000$  cm<sup>4</sup> (Trägheitsmoment der abgewickelt gedachten zylindrischen Bruchfläche).

$e = 8,85$  cm (Abstand der äußersten Zugfaser von dem Schwerpunkt der Bruchfläche).

$y_2 = 5$  cm.

Anzahl der Befestigungsschrauben für den Preßzylinder  $z_3 = 12$ .

Schraubenstärke  $\delta_3 = W 39 \times \frac{1}{8}''$ ,  $f_3 = 9,58$  cm<sup>2</sup>.

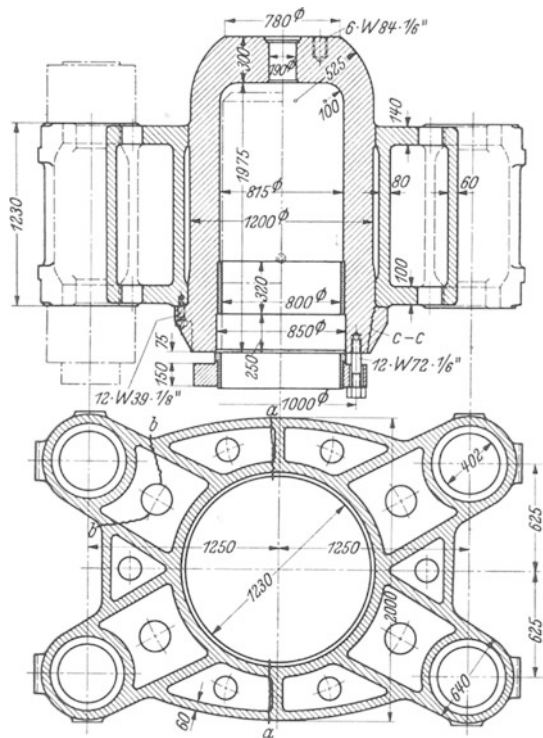


Abb. 106. Preßzylinder und Zylinderholm.

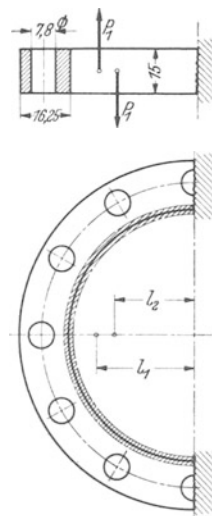


Abb. 107. Belastungsschema für die Stopfbüchse.

Zugbeanspruchung in den Schrauben  $\sigma_z = \frac{G}{z_3 \cdot f_3} \cong 435 \text{ kg/cm}^2$   
(Werkst. St. 50.11).

$G = 50000 \text{ kg}$  (Gewichte von Zylinder, Plunger, Querhaupt, Windkessel, Schmiedesättel, Rückzugkolben und Kolbenstangen).

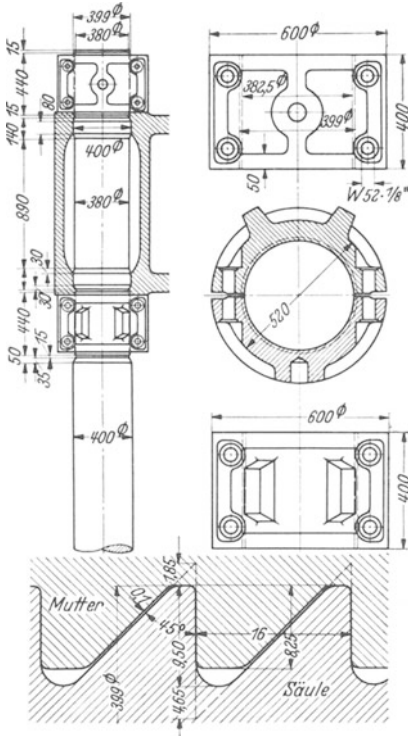


Abb. 108. Säulen und Muttern.

**2. Säulen** (Abb. 108). Werkstoff Schmiedestahl (St. 50.11).

Schaftdurchmesser  $d_1 = 400 \text{ mm}$ ; äußerer Gewindedurchmesser  $d_2 = 399 \text{ mm}$ .

Steigung des Gewindes  $H \cong 0,03 d_2 + 4 \text{ mm} = 16 \text{ mm}$ .

Gewindetiefe  $t \cong H : 1,7 = 9,5 \text{ mm}$ .

Kerndurchmesser  $d_3 = d_2 - 2t = 380 \text{ mm}$ ,  $f = 1134 \text{ cm}^2$ .

Zugbeanspruchung im Kernquerschnitt  $\sigma_z = \frac{P_1}{f} \cong 440 \text{ kg/cm}^2$ ;  $P_1 = \frac{1}{4} P \cong 500 t$ .

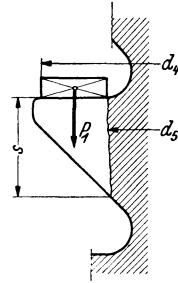


Abb. 109. Belastung des Säulengewindes.

Biegemoment für eine Säule beim exzentrischen Schmieden

$$M_b = P_1 \cdot l = 7500000 \text{ cmkg}; \quad l = 15 \text{ cm}.$$

Zusätzliche Biegebungsbeanspruchung im Kernquerschnitt

$$\sigma_b = \frac{M_b}{2W} \cong 700 \text{ kg/cm}^2; \quad W = 0,1 d_3^3 \cong 5387 \text{ cm}^3.$$

Annäherungswert für die zu erwartende Durchbiegung der Säule

$$f_2 = \frac{1}{E \cdot J} \cdot F_{M_b} \cdot x_0 = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{P' \cdot l_1}{2} \left( l_2^2 + l_1 \cdot l_2 + \frac{l_1^2}{3} \right) = 0,398 \text{ cm}, \quad f \cong 0,8 \text{ cm}.$$

$$E = 2200000; \quad J \cong 102354 \text{ cm}^4; \quad P' = \frac{M_b}{2l_1} \cong 76500 \text{ kg}. \quad \begin{matrix} l_1 = 49 \text{ cm}, \\ l_2 = 194 \text{ cm}. \end{matrix}$$

Äußerer Durchmesser der Säulenmuttern  $D = 1,5 \cdot d_1 = 600 \text{ mm}$   
(Werkst. Stg. 45.81).

Höhe der Säulenmutter  $h = d_1 = 400$  mm,

Spez. Flächendruck zwischen Säulenmutter und Holm

$$p_1 = \frac{\pi D^2}{4} \frac{P_1}{\pi d^2} \simeq 320 \text{ kg/cm}^2.$$

Spez. Flächendruck im Gewinde (sämtliche Gänge als tragend angenommen)

$$p_2 = \frac{P_1}{z_1 \left( \frac{\pi d_4^2}{4} - \frac{\pi d_5^2}{4} \right)} \simeq 327 \text{ kg/cm}^2; \quad z_1 = 25; \quad d_4 = 396 \text{ mm}; \quad d_5 = 386 \text{ mm}.$$

Schubbeanspruchung im Gewinde der Mutter

$$\sigma_s = \frac{P_1}{\pi \cdot d_4 \cdot s \cdot z_1} \simeq 120 \text{ kg/cm}^2.$$

$$s = 1,35 \text{ cm}.$$

Biegebungsbeanspruchung im Gewinde der Mutter

$$\sigma_b = \frac{P_1 \cdot a}{W_g} \simeq 270 \text{ kg/cm}^2; \quad a = 0,5 \text{ cm}; \quad W_g = \frac{b \cdot s^2}{6}; \quad b = z_1 \cdot d_5 \cdot \pi.$$

Anzahl der Verbindungsschrauben für die Mutterhälften  $z_2 = 4$ .

Schraubenstärke  $\delta = W 52 \times 1/8''$ ,  $f\delta = 18,05 \text{ cm}^2$ .

Verhältnis der Kernquerschnitte  $z_2 \cdot f_\delta : f \simeq 6,3 : 100$ .

**3. Zylinderholm** (Abb. 106). Werkst. Stahlformguß (Stg. 45.81).

Höhe des Zylinderholmes  $h = 3d = 1200$  mm;  $d = 400$  mm (Säulenschaftsdurchmesser).

Trägheitsmoment der gefährdeten Querschnittsfläche  $a-a$  in Holmmitte  $J_1 = 7600000 \text{ cm}^4$  (Abb. 110).

Schwerpunktsabstände der Querschnittsfläche von den Außenfasern

$$e_1 = 577 \text{ mm}, \quad e_2 = 623 \text{ mm},$$

$$e_1 + e_2 = h.$$

Beanspruchungen in den Außenfasern bei zentrischer Belastung

$$\sigma_z = \frac{2 \cdot P_1 \cdot l \cdot e_1}{J_1} \simeq 625 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma_d = \frac{2 P_1 \cdot l \cdot e_2}{J_1} \simeq 675 \text{ kg/cm}^2.$$

$P_1 = 500$  t (Belastung einer Säule!)

$l = l_1 - l_2 = 82,3$  cm ( $l_1 =$  Säulenabstand,  $l_2 =$  Schwerpunktsabstand der Druckfläche des Zylinderbundes vom gefährdeten Querschnitt).

Ideelle Beanspruchungen bei gleichzeitigem Auftreten eines Drehmomentes von der Größe des zusätzlichen Biegemomentes  $M_d = M_b = 7500000 \text{ cmkg}$  für 2 Säulen

$$\sigma_z = \frac{M_i \cdot e_1}{J_1} \simeq 630 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma_d = \frac{M_i \cdot e_2}{J_1} \simeq 680 \text{ kg/cm}^2,$$

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \cdot \sqrt{M_b^2 + (1,5 \cdot \alpha_0 \cdot M_d^2)}.$$

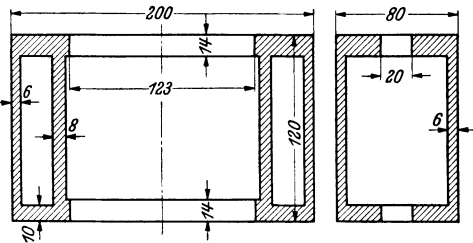


Abb. 110.  
Querschnitte  $a-a$  und  $b-b$  des Zylinderholmes.

Trägheitsmoment der Querschnittsfläche  $b \div b$   $J_2 \cong 4980000 \text{ cm}^4$  (Abb. 110).

Schwerpunktsabstände der Querschnittsfläche von den Außenfasern

$$e'_1 = 563 \text{ mm}, \quad e'_2 = 637 \text{ mm}, \quad e'_1 + e'_2 = h.$$

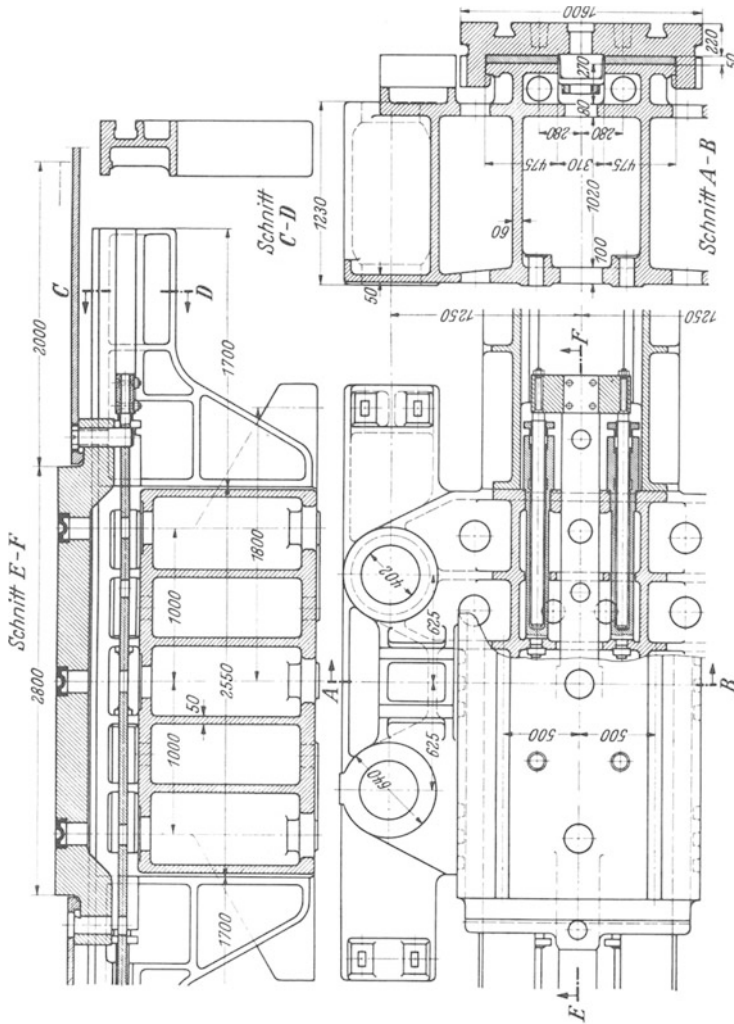


Abb. 111. Unterholm und Verschiebetisch.

Beanspruchungen in den Außenfasern durch die zentrische Belastung einer Säule  $\sigma_z = \frac{P_1 \cdot a \cdot e'_1}{J_2} \cong 283 \text{ kg/cm}^2$ ;  $\sigma_d = \frac{P_1 \cdot a \cdot e'_2}{J_2} \cong 320 \text{ kg/cm}^2$ .

$a = 50 \text{ cm}$  (Abstand der Säule vom Schwerpunkt der Bruchfläche).

Druckbeanspruchung in den Säulenkanonen ohne Berücksichtigung der Vorspannung  $\sigma_d = \frac{P_1}{\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}} \cong 460 \text{ kg/cm}^2$ ;  $d_1 = 640 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 520 \text{ mm}$ .



**4. Unterholm (Abb. 111). Werkst. Stahlformguß. (Stg. 45.81.)**

Höhe des Unterholmes  $h = 3d = 1200$  mm wie unter 3.

Trägheitsmoment der gefährdeten Querschnittsfläche  $E-F$  in Holmitte  $J_1 \approx 10700000$  cm<sup>4</sup> (Abb. 112).

Schwerpunktsabstände der Querschnittsfläche von den Außenfasern

$$e_1 = 595 \text{ mm}; \quad e_2 = 605 \text{ mm}; \\ e_1 + e_2 = h.$$

Beanspruchungen in den Außenfasern bei zentrischer Belastung

$$\sigma_z = \frac{2 P_1 \cdot l \cdot e_1}{J_1} \approx 460 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma_d = \frac{2 P_1 \cdot l \cdot e_2}{J_1} \approx 467 \text{ kg/cm}^2.$$

$P = 500$  t (Belastung einer Säule).

$l = l_1 - l_2 = 82,5$  cm ( $l_1 =$  Säulenabstand,  $l_2 =$  Abstand der resultierenden Druckkraft auf die Führungsbahn des Verschiebetisches vom gefährdeten Querschnitt).

Druckbeanspruchung in den Säulenkanonen wie unter 3.

Mittlere Druckbeanspruchung in den Stegen des Führungsbettes für den Verschiebetisch bei einer tragenden Steglänge von 1500 mm

$$\sigma_d = \frac{2 P_1}{f} \approx 780 \text{ kg/cm}^2; \\ f \approx 1280 \text{ cm}^2 \text{ (Abb. 113).}$$

Breite des Verschiebetisches  $b = 1600$  mm; Stärke der Tischplatte  $s = 220$  mm.

Trägheitsmoment der Querschnittsfläche  $J_2 \approx 300000$  cm<sup>4</sup>.

Schwerpunktsabstände der Querschnittsfläche von den Außenfasern

$$e'_1 = 285 \text{ mm}; \quad e'_2 = 135 \text{ mm}.$$

Zugbeanspruchung in den überstehenden Tischenden bei 1000 mm Sattelbreite und 1500 mm tragender Tischlänge (Abb. 114)

$$\sigma_z = \frac{P_2 \cdot l_3 \cdot e'_1}{J_2} \approx 400 \text{ kg/cm}^2.$$

$P_2 \approx 335$  t;  $l_3 = 12,5$  cm Werkst. (Stg. 45.81.)

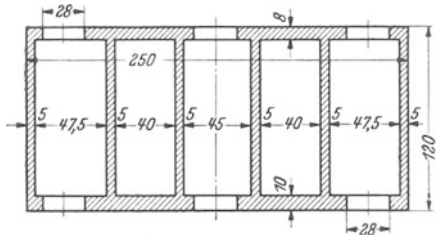


Abb. 112. Querschnitt  $E-F$  des Unterholmes.

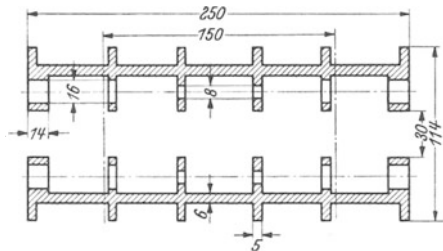


Abb. 113. Druckfläche der Stege des Führungsbettes für den Verschiebetisch.

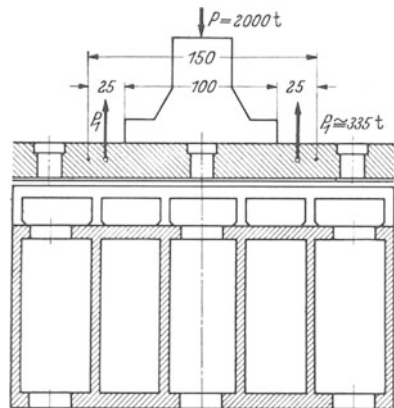


Abb. 114. Belastung des Verschiebetisches.

Bewegungswiderstand der zu verschiebenden Teile  $W = \mu \cdot G = 20000$  kg.

$\mu = 0,5$ ,  $G \cong 40000$  kg (Gewichte des Tisches, Untersattels und größten Rohblockes).

Durchmesser der Verschiebeplunger  $d_v = 80$  mm,  $f_v \cong 50$  cm<sup>2</sup>.

Betriebswasserdruck in den Verschiebezyclindern  $p_v = 200$  at.

Verschiebekraft  $P_v = 2 f_v \cdot p_v = 20000$  kg.

Innendurchmesser des Verschiebezyclinders

$d_1 = 90$  mm.

Zylinderwandstärke mit Rücksicht auf Abweichungen beim Bohren  $s_z = 20$  mm.

Tangentiale Zugbeanspruchung  $\sigma_z \cong 575$  kg/cm<sup>2</sup> (Werkst. St. 50.11).

Anzahl der Stopfbüchsschrauben  $z_1 = 4$ , Schraubenstärke  $\delta_1 = 1''$ ,  $f \cong 3,57$  cm<sup>2</sup>.

Zugbeanspruchung in den Stopfbüchsschrauben  $\sigma_z \cong 400$  kg/cm<sup>2</sup>.

Packungsbreite  $s_1 = 10$  mm; Packungstiefe  $t_1 = 8 s_1 = 80$  mm.

Bestimmung der übrigen Abmessungen wie unter 1.

Durchmesser des Kupplungsbolzens  $d_2 = 130$  mm.

Biegungsbeanspruchung im Bolzenquerschnitt  $\sigma_b = \frac{P_v \cdot a}{W_b} \cong 730$  kg/cm<sup>2</sup>.

$a = 8$  cm;  $W_b = 0,1 d_2^3 \cong 216$  cm<sup>3</sup>.

Querschnittsfläche des durch ein Bolzenloch geschwächten Verschiebebandes  $f_b = 72$  cm<sup>2</sup>.

Abb. 115. Hydraulische Ausstoßvorrichtung.

Zugbeanspruchung in dem geschwächten Querschnitt

$$\sigma_z = \frac{P_v}{f_b} \cong 280 \text{ kg/cm}^2. \text{ Formziffer } \alpha_0 = 3,5.$$

Preßwasserverbrauch  $Q$  in 2 Verschiebezyclindern bei einer Tischgeschwindigkeit von  $v = 100$  mm/sec;  $Q = 2 f_v \cdot v = 1$  l/sec = 60 l/min.

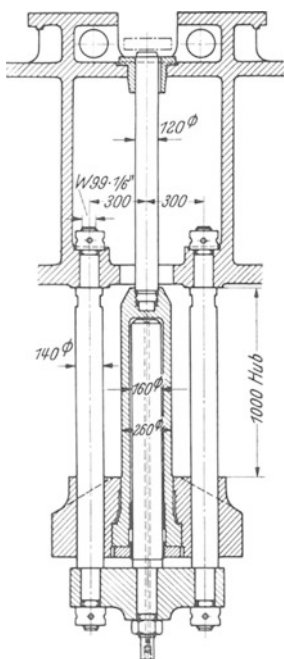
Kraftbedarf einer Pumpe für direkten Tischantrieb bei einem Bewegungswiderstand  $W = 20000$  kg;  $N = \frac{Q \cdot p_v}{c} \cong 35,5$  PS;  $c = 340$ .

Querschnitt des Einlaßventils der Steuerung  $f_e = \frac{Q}{v_W} \cong 0,67$  cm<sup>2</sup>.

$v_W = 15$  m/sec (Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz).

Querschnitt des Auslaßventils  $f' = 2 f_e = 1,34$  cm<sup>2</sup>.

Durchmesser des Ausstoßplungers  $d_a = 160$  mm;  $f_a \cong 200$  cm<sup>2</sup> (Abb. 115).



Betriebswasserdruck im Ausstoßzylinder  $p_a = 200$  at.

Druck des Ausstoßers ohne Berücksichtigung von Verlusten  $P_a = f_a \cdot p_a = 40000$  kg.

Berechnung des Ausstoßzylinders wie die Verschiebezylinder.

Durchmesser der Ausstoßstange  $d_3 = 120$  mm.

Gewindedurchmesser der Zugstangen  $\delta_a = W 99 \times 1/6''$ ,  $f_{\delta a} = 68,8$  cm<sup>2</sup>.

Zugbeanspruchung in den Stangen  $\sigma_z \simeq 290$  kg/cm<sup>2</sup> ohne Berücksichtigung von Stößen bei Hubende.

Biegungsbeanspruchung in der Plungertraverse

$$\sigma_b = \frac{M_{ba}}{W_a} \simeq 575 \text{ kg/cm}^2.$$

$$M_{ba} = \frac{1}{2} \cdot P_a \cdot y; \quad y = 30 \text{ cm}; \quad W_a = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad b = 10 \text{ cm}; \quad h = 25 \text{ cm}.$$

Querschnitt des Einlaßventils der Steuerung  $f_e = \frac{f_a \cdot v_a}{v_W} \simeq 1,33$  cm<sup>2</sup>.

$V_a = 100$  mm/sec (Geschwindigkeit der Ausstoßstange).

$v_W = 15$  m/sec (Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz).

Theoretische Abwasserspannung im Ausstoßzylinder bei einem Rückzuggewicht von  $G_r = 1500$  kg;  $p' = \frac{G_r}{f_a} \simeq 7,5$  at.

Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz  $v_{Wa} = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot 10 p'} \simeq 11,5$  m/sec.

Querschnitt des Auslaßventils  $f'' = \frac{f_a \cdot v_a}{v_{Wa}} \simeq 1,74$  cm<sup>2</sup>.

### 5. Preßplunger und Querhaupt (Abb. 116).

Außendurchmesser des Preßplungers  $d_a = 800$  mm;  $f \simeq 5026$  cm<sup>2</sup>.

Innendurchmesser des Preßplungers  $d_i = 500$  mm.

Verhältnis der Plungerdurchmesser  $d_a : d_i = 1,6$ .

Tabellenwert  $p_a : \sigma \simeq 0,36$ .

Tangentiale Druckbeanspruchung in den Außenfasern  $\sigma_d \simeq 1110$  kg/cm<sup>2</sup> (Werkst. St. 70.11).

Durchmesser der Stelze  $d_1 = 460$  mm;  $f_1 \simeq 1660$  cm<sup>2</sup>.

Druckbeanspruchung in der Stelze  $\sigma_d \simeq 1200$  kg/cm<sup>2</sup>.

Spiel des Drosselbolzens in der Bohrung des Zylinderanschlusses

$$s = 2 \text{ mm}; \quad f_s \simeq 6,3 \text{ cm}^2.$$

Größtes Druckgefälle im Preßzylinder während des Rückzuges  $p_r \simeq 10$  at.

Abwassergeschwindigkeit im Drosselquerschnitt

$$v_a = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot 10 \cdot p_r} \simeq 11,2 \text{ m/sec}, \quad \varphi = 0,8.$$

Rückzugsgeschwindigkeit während des Drosselvorganges

$$v_r = \frac{f_s \cdot v_a}{f} \simeq 1,4 \text{ cm/sec}.$$

Trägheitsmoment der gefährdeten Querschnittsfläche in der Mitte des Querhauptes  $J \simeq 2730000$  cm<sup>4</sup> (Abb. 117a).

Schwerpunktabstände der Querschnittsfläche von den Außenfasern

$$e_1 = 305 \text{ mm}; \quad e_2 = 455 \text{ mm}.$$

Beanspruchungen in den Außenfasern beim Aufsetzen des Querhauptes auf vier die Säulen umgebende Hubbegrenzungshülsen

$$\sigma_z = \frac{2 P_1 \cdot l \cdot e_1}{J} \simeq 1250 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma_d = \frac{2 P_1 \cdot l \cdot e_2}{J} \simeq 1850 \text{ kg/cm}^2.$$

$P_1 = 500 \text{ t}$  (Belastung einer Säule).

$l = l_1 - l_2 = 112 \text{ cm}$  ( $l_1 =$  Abstand der Säulenmitte,  $l_2 =$  Abstand der resultierenden Druckkraft des Plungers vom gefährdeten Querschnitt).

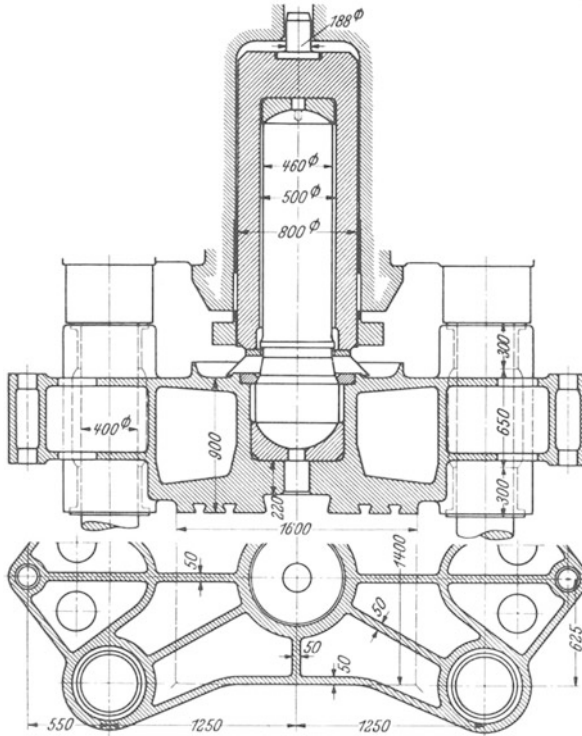


Abb. 116. Preßplunger und Querhaupt.

Spez. Kantenpressung in den Büchsen für die Säulenführungen

$$k = \frac{M_b}{W} \simeq 84 \text{ kg/cm}^2.$$

$M_b = 7500000 \text{ cmkg}$  (Biegemoment für eine Säule beim exzentrischen Schmieden).

$W = \frac{b(H^3 - h^3)}{6 \cdot H} = 89500 \text{ cm}^3$  [Widerstandsmoment der in die Ebene projizierten Führungsflächen einer Säulenkanone (Abb. 117b)].

$H = 125 \text{ cm}$ ;  $h = 65 \text{ cm}$ ;  $b = 40 \text{ cm}$ .

## 6. Rückzugvorrichtung (Abb. 118).

Durchmesser der Rückzugkolben  $D = 880 \text{ mm}$ ;  $f = 6082 \text{ cm}^2$ .

Dampfüberdruck  $p_d = 10$  at.

Rückzugkraft  $P_r = 2f \cdot p_d \approx 121\,500$  kg.

Rückzugwiderstände  $W_1 \approx 45\,000$  kg Eigengewichte der beweglichen Teile.

$W_2 \approx 20\,000$  kg Gegendruck des Preßplungers bei einer Windkesselspannung von  $p_W = 4$  at.

$W_3 \approx 30\,000$  kg Gegendruck des Preßplungers zur Erzeugung eines theoretischen Druckgefälles von  $p_W = 6$  at beim Rückzug.

$W_4 \approx 21\,500$  kg Hubkraft für das Verschieben von Schmiedestücken.

$W_5 \approx 5\,000$  kg Reibungskraft in Stopfbüchsen, Zylindern und Führungen.

$P_r = \sum W = 121\,500$  kg.

Wandstärke der Rückzugzylinder  $s_1 = \frac{D}{40} + 15$  mm  $\approx 40$  mm (Werkst. Ge. 22.91).

Stärke der Zylinderdeckelschrauben  $\delta_1 = 1\frac{1}{4}$ '' ,  $f_1 \approx 5,77$  cm<sup>2</sup>.

Schraubenteilung  $t = 3,5$  bis  $4,5$   $\delta_1$ .

Anzahl der Deckelschrauben  $z_1 = 24$ .

Äußerer Durchmesser des Dichtungsringes  $d_z = 940$  mm,  $f_z = 6940$  cm<sup>2</sup>.

Zugbeanspruchung in den Deckelschrauben  $\sigma_z = \frac{f_z \cdot p_d}{z \cdot f_1} \approx 500$  kg/cm<sup>2</sup>.

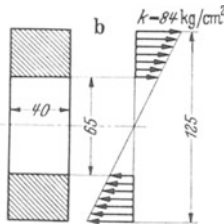
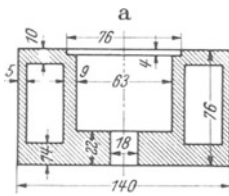


Abb. 117 a u. b. Querschnittsflächen. a Schnitt durch die Querhauptmitte, b Projektion der Säulenführungen.

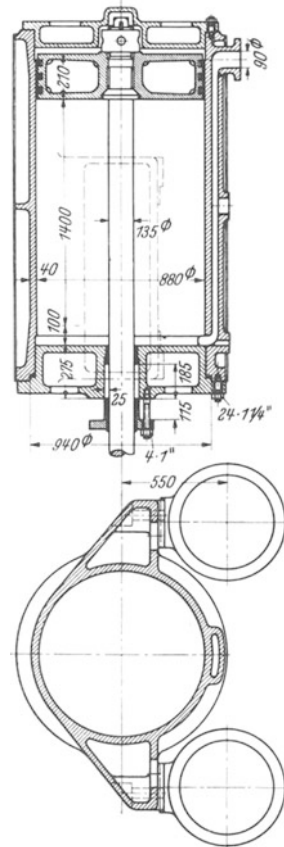


Abb. 118. Dampfrückzugzylinder und Kolben.

Gewindedurchmesser der Kolbenstange  $\delta_K = W 129 \times \frac{1}{6}$ '' ;  $f_K \approx 119,9$  cm<sup>2</sup>.

Zugbeanspruchung im Kernquerschnitt  $\sigma_z = \frac{P_r}{2f_K} \approx 500$  kg/cm<sup>2</sup>.

Schaftdurchmesser der Kolbenstange  $d_K = 135$  mm.

Höhe des Dampfkolbens  $h_1 = 1,4 \div 1,5 d_K \approx 210$  mm.

Nabendurchmesser  $d_2 = 1,5 \div 1,7 d_K \approx 230$  mm.

Wandstärke des Kolbens  $s_2 \approx \frac{D}{60} \div \frac{D}{40} + 10$  mm = 30 mm.

Anzahl der Rippen  $z_2 = 6$ .

Beanspruchung im Kolbenboden, gedacht als kreisförmige eingespannte Platte mit einem Radius von  $r = 125$  mm zwischen 2 Rippen

$$\sigma = \varphi \cdot \frac{r^2}{s_2^3} \cdot p_d \cong 140 \text{ kg/cm}^2; \quad \varphi = 0,8.$$

Anzahl der Kolbenringe  $z_3 = 3$ .

Stärke der Kolbenringe  $s_3 \cong \frac{D}{x} = 25$  mm;  $x = 35$ .

Ringausschnitt  $a = \frac{D}{10} = 88$  mm.

Beanspruchung der Kolbenringe  $K_b = \frac{E}{2,4 \cdot 10 \cdot x} \cong 960 \text{ kg/cm}^2$ .

$E = 800000$ .

Anpreßdruck der Ringe  $p = \frac{a \cdot E}{7,2 \cdot x^3} \cong 0,26 \text{ kg/cm}^2$ .

Beanspruchung der Ringe beim Überstreifen  $k_{b1} = \frac{1280000}{x^2} \cong 1045 \text{ kg/cm}^2$ .

Ringhöhe  $h_2 = s_3 = 25$  mm.

Packungsbreite für die Stopfbüchse  $b = 0,65 \sqrt{d_K} \cong 2,5$  cm.

Packungstiefe  $t = d_K + 2b = 185$  mm.

Höhe der Grundbüchse  $h_3 \cong d_K \div 0,5 d_K = 90$  mm.

Anzahl der Stopfbüchsschrauben  $z_4 = 4$ .

Schraubenstärke  $\delta_4 = 1''$ ,  $f_4 = 3,57 \text{ cm}^2$ .

Zugbeanspruchung in den Schrauben  $\sigma_z = \frac{c \left( \frac{\pi d_3^2}{4} - \frac{\pi d_K^2}{4} \right) \cdot p_d}{z_4 \cdot f_4} \cong 270 \text{ kg/cm}^2$ .

$d_3 = d_K + 2b = 185$  mm.

Durchmesser des Dampfanschlusses  $d_5 = 90$  mm;  $f_5 = 63,5 \text{ cm}^2$ .

Rückzugsgeschwindigkeit  $v_r = 30$  cm/sec.

Dampfgeschwindigkeit  $v_{dr} = \frac{f \cdot v_r}{f_5} \cong 29$  m/sec.

Freier Querschnitt des Rückzugeinlaßventils  $f_e = \frac{2f \cdot v_r}{v_d} \cong 45,5 \text{ cm}^2$ .

$v_d = 80$  m/sec.

Freier Querschnitt des Rückzugauslaßventils  $f_a = 2 f_e = 91 \text{ cm}^2$ .

**7. Windkessel und Füllventil (Abb. 119).** Hubvolumen des Preßplungers  $V_1 \cong 700$  l.

Inhalt des Windkessels  $V_2 \cong 4 V_1 = 2800$  l.

Kesseldurchmesser  $D_i = 1500$  mm.

Wandstärke des Kesselmantels  $s_1 = \frac{D_i \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v} + 1 \cong 14$  mm,  $p_{\max} = 10$  at;  $x = 4,25$ ;  $v = 0,7$ ;  $K_z = 36 \text{ kg/mm}^2$ .

Wandstärke des Kesselbodens  $s_2 = \frac{D_a \cdot p \cdot y \cdot x}{200 \cdot K_z} + c \cong 12,4$  mm, ausgeführt  $s_2 = 14$  mm;  $D_a = 1528$  mm;  $y = 1,3$ ;  $x = 3,75$ ;  $c = 2$ .

Wölbungsradius des Bodens  $R_i \cong 0,8 D_a = 1225$  mm.

Übergangsradius  $r_i \cong \frac{1}{6,5} D_a = 235$  mm.

Luftvolumen im Windkessel bei höchstem Wasserspiegel  $V_0 = 1400$  l.  
Entsprechende Betriebsluftspannung  $p_0 = 5$  at = 6 ata.

Luftspannung  $p_1$  durch Vergrößerung des Volumens auf  $V = V_0 + V_1$   
bei isothermischer Expan-

sion  $p_1 = \frac{p_0 \cdot V_0}{V} \cong 4$  ata.

Anzahl der Befestigungsschrauben für den Windkessel  $z = 28$ .

Schraubenstärke  $\delta = 1''$ ,  
 $f = 3,57$  cm<sup>2</sup>.

Schraubenteilung  $t = 3,5$   
bis  $4,5 \delta$ .

Zugbeanspruchung  $\sigma_z = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p_{\max}}{z \cdot f} \cong 570$  kg/cm<sup>2</sup>,  
 $D = 850$  mm.

Abwasserspannung im Preßzylinder bei geschlossenem Füllventil und einem höchsten effektiven Rückzugdruck von  $P_r = 80000$  kg;  $p_W = \frac{P_r}{f_p} \cong 16$  at.

Ventilbelastung bei einem Außendurchmesser von  $d_1 = 225$  mm und einem Windkesselgedrückt von  $p_K = 2$  at;  
 $P_v = \frac{\pi d_1^2}{4} (p_W - p_K) \cong 5600$  kg.

Durchmesser des Kolbens zum Öffnen des Füllventils  $d_f = 225$  mm.  
Dampfdruck  $p_f = 10$  at, Hebelübersetzung  $i = 1 : 2$ .

Kraft an der Ventilstange  $P_f = \frac{\pi d_f^2}{4} \cdot p_f \cdot \frac{1}{i} \cong 8000$  kg (ohne Berücksichtigung der Reibungsverluste und des Federgedrückes).

$P_v : P_f = 0,7$ .

### 8. Hauptabmessungen des Dampftreibapparates und der Steuerventile.

Durchmesser des Dampfzylinders  $D = 1500$  mm,  $F = 17670$  cm<sup>2</sup>.

Kolbenstangenkraft  $P_1 = F \cdot p_d = 176700$  kg.

Durchmesser der Treibstange  $d = 230$  mm;  $f = 415$  cm<sup>2</sup>.

Treibstangenkraft  $P_2 = f \cdot p_W = 166000$  kg;  $p_W = 400$  at.

Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m = P_2 : P_1 \cong 0,94$ .

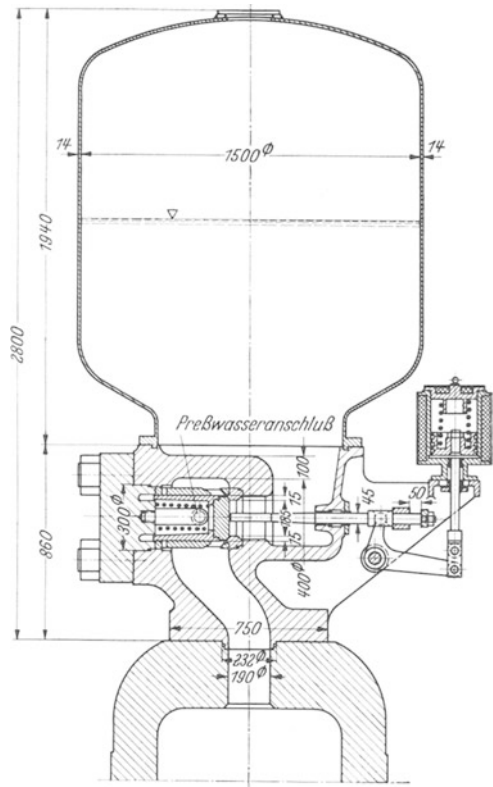


Abb. 119. Windkessel und Füllventil.

Hub des Treibkolbens  $s = 2000$  mm.

Theoret. Preßwasserlieferung des Treibapparates  $Q_1 = f \cdot s \cong 83$  l.

Theoret. Preßwasserverbrauch der Schmiedepresse bei 150 mm Einzelhub  $Q_2 = 75$  l.

Volumetrischer Wirkungsgrad  $\eta_v = Q_2 : Q_1 \cong 0,9$ .

Mittlere Geschwindigkeit des Dampfkolbens bei einer Preßdauer von  $t = 1,5$  sec;  $v_m = \frac{s}{t} \cong 1,33$  m/sec.

Mittlere Dampfgeschwindigkeit im Einlaßventil  $v_{dm} = 100$  m/sec.

Freier Querschnitt des Einlaßventils  $f_{ve} = \frac{F \cdot v_m}{v_{dm}} \cong 235$  cm<sup>2</sup>.

Freier Querschnitt des Auslaßventils  $f_{va} = 2 f_{ve} = 470$  cm<sup>2</sup>.

## b) Schmiedepreßanlage für reinhydraulischen Betrieb.

**Berechnung der Schmiedepresse wie unter a, jedoch:**

Betriebswasserdruck  $p = 200$  at, Anzahl der Preßzylinder  $z = 3$ .  
Plungerdurchmesser  $d = 660$  mm,  $F = 3421$  cm<sup>2</sup>.

Preßdruck  $P_1 = F \cdot p \cong 684$  t;  $P_2 = 2 P_1 = 1368$  t;  $P_3 = 3 P_1 = 2052$  t.

Füllventilquerschnitt  $f \cong 0,05 F + 40$  cm<sup>2</sup> = 211 cm<sup>2</sup>.

Ventildurchmesser  $d_v = 165$  mm, Zylinderanschluß  $d_z = 170$  mm.

Durchmesser der beiden Rückzugplunger  $d_r = 240$  mm,  $f_r = 452$  cm<sup>2</sup>.

Rückzugkraft  $P_r = 2 f_r \cdot p \cong 180000$  kg (Abb. 120).

Rückzugwiderstände  $W_1 \cong 50000$  kg Eigengewichte der beweglichen Teile.

$W_2 \cong 60000$  kg Gegendruck bei einer Windkesselspannung von  $p_W = 6$  at.

$W_3 \cong 40000$  kg Gegendruck zur Erzeugung eines theoretischen Druckgefälles von  $p_d = 4$  at.

$W_4 \cong 25000$  kg Hubkraft für das Verschieben von Schmiedestücken.

$W_5 \cong 5000$  kg Reibungskraft für Plunger und Querhaupt.

Freier Querschnitt der Schaltventile 1 und 2 (Abb. 90).

$f_1 = \frac{F \cdot v_p}{v_W} = 17,1$  cm<sup>2</sup>; Plungerfläche  $F = 3421$  cm<sup>2</sup>, Plungergeschwindigkeit  $v_p = 0,1$  m/sec, Preßwassergeschwindigkeit  $v_W = 0,1$  p = 20 m/sec.

$f_2 = \frac{2 F \cdot v'_p}{v_W} = 17,1$  cm<sup>2</sup>;  $v'_p = 0,05$  m/sec.

Freier Querschnitt des Einlaßventils 3  $f_3 = \frac{3 F \cdot v'_p}{v_W} = 25,7$  cm<sup>2</sup>.

Freier Querschnitt des Entlastungsventils 4  $f_4 = 8$  cm<sup>2</sup> (ang.).

Entlastungsdauer beim Schmieden in tiefster Plungerstellung  $t = \frac{c \cdot V_2 \cdot p}{f_4 \cdot v_e} = 0,3$  sec;  $c = 0,000045$  = Kompressionskoeffizient für Wasser;  $V_2 = 1600$  l = Zylindervolumen in tiefster Plungerstellung;  $p = 200$  at;  $v_e = \varphi \cdot \sqrt{2 g h} \cong 60$  m/sec = Wassergeschwindigkeit im Entlastungsventil;  $\varphi = 0,3$ ;  $h = 10 p = 2000$  m WS.



Die Erhöhung der Entlastungsdauer durch die Ausdehnung des Preßzylinders sei vernachlässigt.

Freier Querschnitt der Rückzugventile  $f_1 = \frac{f_r \cdot v_r}{v_w} \simeq 13,5 \text{ cm}^2$ .

$f_r = 904 \text{ cm}^2$ ;  $v_r = 0,3 \text{ m/sec}$  = Rückzuggeschwindigkeit.

$f_2 = \frac{f_r \cdot v_v}{v_a} \simeq 14,5 \text{ cm}^2$ ;  $v_v = 0,4 \text{ m/sec}$  = Vordruckgeschwindigkeit;

$v_a = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot h} \simeq 25 \text{ m/sec}$ ;

$h = 10 p_r$ ;  $p_r = \frac{P_v}{2 f_r}$ ;

$P_v = W_1 - W_5 = 45000 \text{ kg}$ ;

$\varphi = 0,25$ .

**Hauptabmessungen des Druckluftakkumulators.**

Nutzbarer Druckwasserinhalt

$V_W = \frac{3F \cdot c \cdot s + f_r \cdot s}{0,7} \simeq 1200 \text{ l}$ ;  $s =$

$1400 \text{ mm}$ ;  $c = \frac{500}{P} + 0,25 = 0,5$ .

Gesamtvolumen des Akkumulators  $V = 10 V_W = 12 \text{ m}^3$ .

Druck im Akkumulator bei höchstem Wasserspiegel  $p_1 = 210 \text{ at}$ .

Druck nach einer Wasserentnahme von  $V_W = 1200 \text{ l}$ ;  $p_2 = \frac{p_1 (V - V_W)^n}{V^n} \simeq 183 \text{ at}$ ,  $n = 1,3$ .

Wasserentnahme bei einer Preßgeschwindigkeit von  $v_p = 0,1 \text{ m/sec}$ .

$q = 3F \cdot v_p \simeq 103 \text{ l/sec}$ ;

Durchmesser des Druckwasseranschlusses am Akkumulator  $d_W = 100 \text{ mm}$ ;  $f_W = 78,5 \text{ cm}^2$ .

Durchflußgeschwindigkeit  $v_W = \frac{q}{f_W} \simeq 13,1 \text{ m/sec}$ .

Durchmesser der Wasserflasche  $d_{fl} = 750 \text{ mm}$ ;  $f_{fl} = 4418 \text{ cm}^2$ .

Senkgeschwindigkeit des Wasserspiegels  $v_{fl} = \frac{q}{f_{fl}} \simeq 0,23 \text{ m/sec}$ .

Kompressorleistung  $N = 8 \text{ PS}$ ; angesaugte Luftmenge  $Q = 15 \text{ m}^3/\text{Std}$ .

Zeit zum Einfüllen der Luft  $t = \frac{V \cdot p_2}{Q} \simeq 15 \text{ Std}$ . (angenähert).

**Hauptabmessungen der Preßpumpen.**

Arbeitshub beim Schmieden  $s_1 = 100 \text{ mm}$ .

Zugehöriger Rückzughub  $s_2 = 200 \text{ mm}$ .

Preßwasserverbrauch für einen Arbeitshub  $q_1 = 3F \cdot s_1 \simeq 103 \text{ l}$ .

Preßwasserverbrauch für einen Rückzughub  $q_2 = 2 f_r \cdot s_2 \simeq 18 \text{ l}$ .

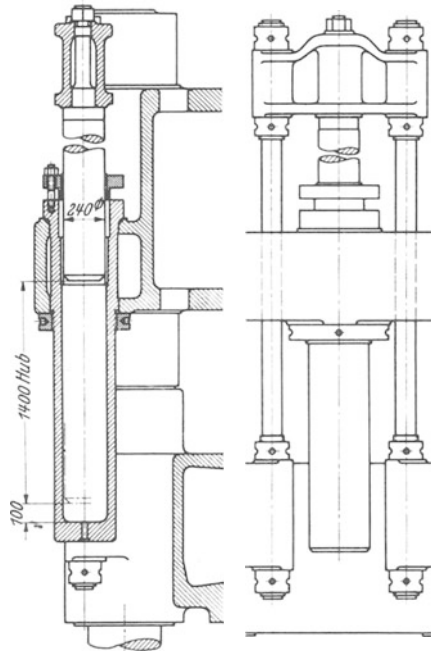


Abb. 120. Hydraulische Rückzugvorrichtung.

Gesamtverbrauch in einer Minute bei einer mittleren Hubzahl im Dauerbetrieb von  $n = 10$  und unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrades von  $\eta = 0,8$  für Kompression, Luftschlüsse und Undichtigkeiten

$$Q = \frac{(q_1 + q_2) \cdot n}{\eta} \approx 1500 \text{ l/min}$$

gewählt: zwei horizontale einfach wirkende Preßpumpen.

Hub  $s = 400 \text{ mm}$ ; Umdrehungszahl  $n = 150 \text{ min}^{-1}$ .

Anzahl der Pumpenplunger  $z = 3$ .

Mittlere Plungergeschwindigkeit  $v_m = \frac{s \cdot n}{30} \approx 2 \text{ m/sec}$ .

Durchmesser der Pumpenplunger  $d = 75 \text{ mm}$ ;  $f = 44 \text{ cm}^2$ ; Plungerdruck  $P = f \cdot p_1 \approx 9700 \text{ kg}$ .

Preßwasserlieferung  $Q_1 = f \cdot s \cdot n \cdot z \cdot \eta_v \approx 760 \text{ l/min}$ ;  $\eta_v = 0,96$ .

Mittlere Pumpenleistung am Kurbelwellenzapfen gemessen

$$N = \frac{Q_1 \cdot p_1}{c} \approx 465 \text{ PS}, \quad c = 360.$$

**Hauptabmessungen eines hydraulischen Druckübersetzers (Abb.121) mit 200/400 at Betriebswasserdruck für eine reinhydraulische Einzylinderschmiedepresse mit Druckstufen von 1000 t und 2000 t.**

Theoretischer Preßwasserverbrauch der Schmiedepresse bei 150 mm Einzelhub  $Q = 75 \text{ l}$ .

Hub des Druckübersetzers  $s = 1500 \text{ mm}$ .

Durchmesser des Hochdruckplungers  $d_1 = 270 \text{ mm}$ ;  $f_1 = 572 \text{ cm}^2$ ;  $p_1 = 400 \text{ at}$ .

Plungerdruck  $P_1 = f_1 \cdot p_1 = 228\,800 \text{ kg}$ .

Theoretische Preßwasserlieferungsmenge

$$Q_1 = f_1 \cdot s \approx 86 \text{ l}.$$

Vol. Wirkungsgrad  $\eta_v = Q : Q_1 \approx 0,9$ .

Durchmesser der Rückzugplunger  $d_r = 60 \text{ mm}$ ;  $f_r = 28,3 \text{ cm}^2$ ;  $p_2 = 200 \text{ at}$ .

Konstanter Rückzugdruck  $P_r = 2 f_r \cdot p_2 \approx 11\,300 \text{ kg}$ .

Durchmesser des Niederdruckplungers  $d_2 = 400 \text{ mm}$ ;  $f_2 = 1256 \text{ cm}^2$ .

$d_2 : s = 1 : 3,75$ .

Plungerdruck  $P_2 = f_2 \cdot p_2 \approx 251\,200 \text{ kg}$ ;

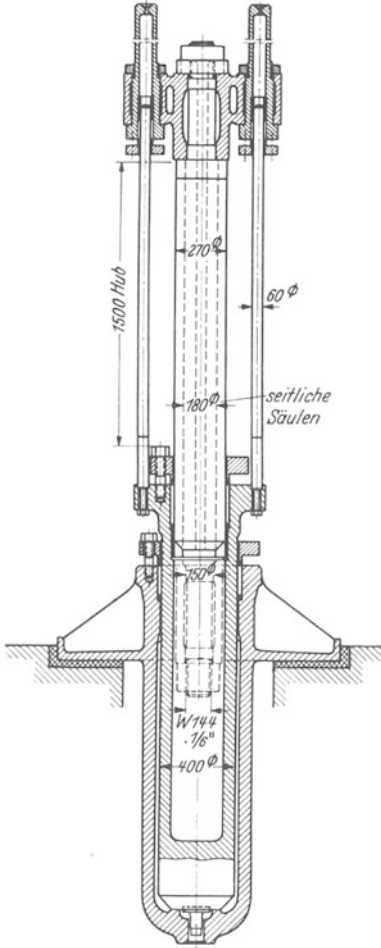


Abb. 121. Hydraulischer Druckübersetzer.

Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m = P_1 : (P_2 - P_r) \cong 0,95$ .

Abwasserspannung im Niederdruckzylinder ohne Berücksichtigung der zusätzlich wirkenden beweglichen Eigengewichte und der Verluste durch Stopfbüchsenreibung  $p_a = P_r : f_2 \cong 9 \text{ at}$ .

## Sechster Abschnitt.

### Allgemeines.

#### a) Wirtschaftlichkeit und Vergleiche der verschiedenen Schmiedepreßanlagen.

**1. Dampf- oder lufthydraulische Schmiedepreßanlagen.** Die Ausnutzung des Dampfes in einer Schmiedepresse ist sehr unwirtschaftlich; die Ursache hierfür liegt hauptsächlich darin, daß sämtliche Dampfzylinder mit Vollfüllung arbeiten und die Expansionsenergie verlorengeht. Besonders verschwenderisch wird mit dem Dampf beim Schlichten umgegangen, nachdem man zur Erzielung großer Hubzahlen die Steuerung umgestellt hat (S. 92). In diesem Falle besteht zwischen dem Dampfverbrauch gleich großer Leer- und Arbeitshübe kein Unterschied, so daß bei geringen Eindringtiefen für die Leerarbeit oft ein Vielfaches der Nutzarbeit aufgewendet wird.

Ähnlich wie beim Schlichten liegen die Verhältnisse für die Rückzugvorrichtung; es kann vorkommen, daß die Rückzugzylinder fast mit Vollfüllung arbeiten müssen, obwohl der eigentliche Rückzughub nur einen Bruchteil der Füllhöhe beträgt. Am anschaulichsten läßt sich diese Unwirtschaftlichkeit durch ein Beispiel ausdrücken.

Nach den Angaben auf S. 131 haben die beiden unter einer Dampfspannung von 10 at stehenden Rückzugkolben einer 2000 t Schmiedepresse einen Durchmesser von 880 mm und einen Hub von 1400 mm. Nimmt man an, daß beim Ausschmieden des größten Blockes auf einen Arbeitshub von 100 mm ein Rückzughub von 150 mm folgt, wobei sich die Rückzugkolben in ihrer oberen Stellung noch 250 mm vor Hubende befinden sollen, so beträgt das Hubvolumen unter den beiden Kolben rd. 1400 l. Das gleiche Dampfvolmen wiegt etwa 7,7 kg und erzeugt in einer neuzeitlichen Turbine mit einem Dampfverbrauch von 5,6 kg/1 kWh (AEG-Mitteilungen 1925) 1,37 kWh Strom.

Für denselben Rückzugweg werden in zwei hydraulischen Zylindern bei derselben Rückzugkraft und 200 at Spannung etwa 9 l Preßwasser benötigt, das eine Pumpe nach den Angaben auf S. 58 bei einem Stromverbrauch des Motors von annähernd 0,07 kWh liefert. Es ergibt sich daraus ein Verhältnis von ungefähr 1:20.

Der Vergleich wird noch ungünstiger, wenn die Eindringtiefe und der Rückzughub kleiner sind und die Dampfverluste durch schädliche Räume im Zylinder und in den Rohrleitungen, sowie durch Konden-

sation berücksichtigt werden. Ein besseres Verhältnis erhält man dagegen beim Weiterschmieden durch die Abnahme des Blockquerschnittes, so daß sich die Zahlen bei einer Vergrößerung des Kolbenabstandes von 250 mm auf 800 mm. z. B. auf 1:10 stellen.

Der Vergleich zeigt, daß bei größeren dampfhydraulischen Schmiedepressen trotz bester Abdampfverwertung der hydraulische Betrieb für die Rückzugvorrichtung anzustreben ist. Falls der Anschluß an eine vorhandene Druckleitung nicht möglich ist, empfiehlt es sich, für die Rückzugvorrichtung eine eigene Kraftwasseranlage aufzustellen, welche alsdann auch für den Betrieb der

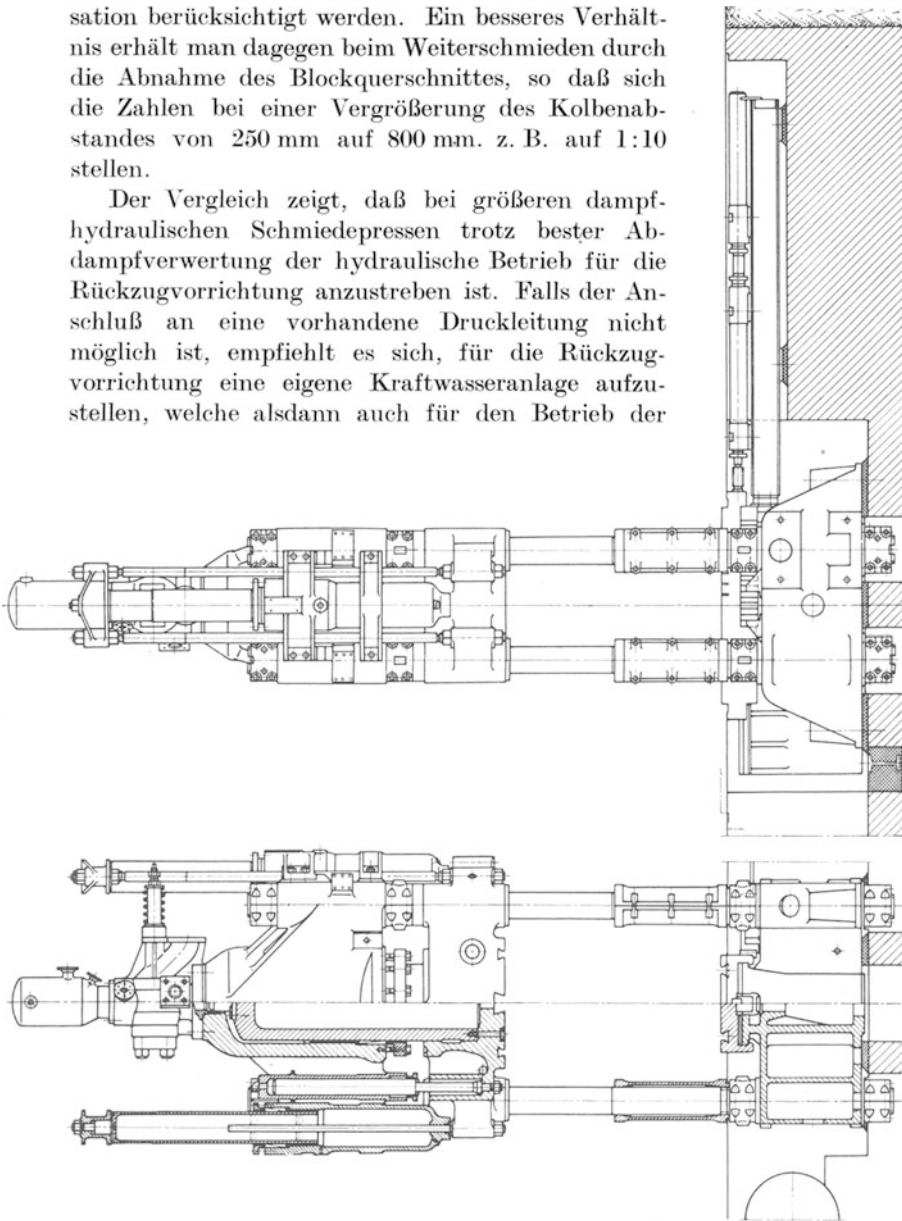


Abb. 122. 800 t reinhydraulische Einzylinder-Schmiedepresse mit konstantem Lufrückzug und hydraulischen Vordruckzylindern für die Abwärtsbewegung im Leerang. (Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.)

Verschiebe- und Ausstoßvorrichtung sowie des Füllventils mit benutzt werden kann.

Um von einer Kraftwasseranlage unabhängig zu sein, kann man auch die Rückzugkolben nach Abb. 122 unter konstanten Druck setzen

und für die Abwärtsbewegung zwei Vordruckplunger vorsehen, die mit Preßwasser aus dem Dampftreibapparat betrieben werden. Die Rückzugzylinder sind entweder an der Dampfleitung oder an einem Behälter mit Luft von etwa 50 at Spannung angeschlossen (S. 97). Bei derartigen Pressen wird für die Rückzugbewegung nur die dem tatsächlichen Rückzughub entsprechende Dampfmenge indirekt im Dampftreibapparat verbraucht, der dafür größere Abmessungen und eine gesteuerte Preßwasserleitung zu den Vordruckzylindern erhält.

Die Wahl dreier Preßzylinder und einer Schaltsteuerung zur Unterteilung des Preßdruckes (S. 98) hat auf den Dampfverbrauch keinen wesentlichen Einfluß, da auch bei der Einzylinderkonstruktion der Preßdruck einem verringerten Schmiedewiderstand durch Drosselung des Dampfes angepaßt werden kann. Die Anzahl der Zylinder richtet sich daher meistens nur nach der Breite des Zylinderholmes, der schmal sein soll, damit man mit den Kranketten bei der Verarbeitung kurzer Schmiedeblocke nahe an die Pressenmitte herankommt.

Die Einrichtung von Druckstufen, sei es durch Anwendung der Dreizylinderkonstruktion oder eines Stufentreibapparates (S. 49), kommt nur vereinzelt vor und ermöglicht eine dem verringerten Preßdruck entsprechende Vergrößerung des Einzelhubes, was für Locharbeiten oft erwünscht sein kann.

Zur Verbesserung des Wärmewirkungsgrades einer dampfhydraulischen Schmiedepresse wird der Abdampf, wenn eben möglich, in Turbinen, in Vorwärmern für Kesselspeisewasser und für Heizzwecke weiter verwertet.

Abb. 123 zeigt schematisch den Anschluß eines Preß- und Hammerwerkes an eine Speichereinrichtung. Die vorhandenen Schmiedepressen haben Drücke von 500, 600, 800, 1500, 3000, 5000 und 10000 t. Die Kesselanlage erzeugt stündlich etwa 400 t Dampf mit einer Spannung von 33 ata und einer Temperatur von 425° C.

Die Belastung der Kessel ist gleichmäßig. Beim Stillstand der Pressen und Hämmer dient die Kondensationsmaschine I mit einer Leistung von 25000 kW zur Stromerzeugung. Umgekehrt setzt die Turbine I aus, wenn die Turbinen II und III, sowie die Pressen und Hämmer arbeiten.

Die Turbine II ist eine Gegendruckmaschine mit einer Leistung von 4000 kW. Der Abdampf mit einer Spannung von 15 ata wird zum Betriebe der Pressen, Hämmer und des Hochdruckteiles der Zweidruckturbine III verwendet, die ebenfalls für eine Leistung von 4000 kW eingerichtet ist. Die Turbine III nimmt in ihrem Niederdruckteil den Abdampf der Pressen auf und gibt aus ihrem Hochdruckteil den Abdampf an die Heizung ab, wenn der Abdampfanfall von den Pressen und Hämmern nicht ausreicht.

Bezeichnend für die Anlage ist das Fehlen eines nennenswerten Druckgefälles. Für den Ausgleich der Schwankung des mittleren Dampf-

bedarfes dienen zwei Gleichdruckschichtenspeicher. Sie enthalten in ihrem unteren Teil abgekühltes Kondenswasser und in ihrem oberen Teil heißes, vorgewärmtes Wasser zur Kesselspeisung. Für die Vorwärmung wird eine gewisse Menge Anzapfdampf und Gegendruckdampf mit 15 ata Spannung verbraucht. Bei steigendem Dampfbedarf der Pressen hören die Dampfentnahme für die Speisewasservorwärmung, sowie der Wasserdurchfluß durch die Vorwärmer selbsttätig auf, so daß

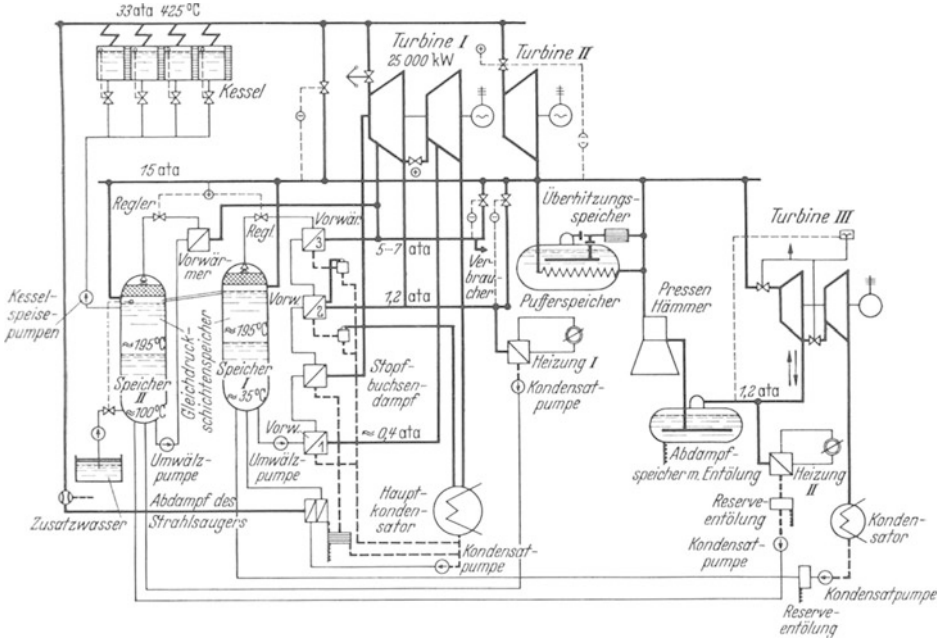


Abb. 123. Schaltbild für eine Kesselanlage mit Speichern zum Betrieb von Schmiedepressen und zur Stromerzeugung. (Ruths G. m. b. H., Berlin.)

diese überschüssigen Dampfmen gen für die Pressen zur Verfügung stehen ; dabei werden die Speicher entladen, indem die Trennschicht zwischen Heiß- und Kaltwasser nach oben steigt. Die Wirkung der Speicher wird durch die Turbine III unterstützt, da die von den Pressen eintreffenden größeren Abdampfmengen den Dampfverbrauch im Hochdruckteil verringern, während die Leistung der Turbine konstant bleibt.

Zum Ausgleich der kurzzeitigen Belastungsstöße bei jedem Hub der Pressen ist ein Puffer oder Gefällespeicher vorgesehen, dessen Spannung bei der Entladung von 15 auf 14 ata sinkt. Zur Vermeidung einer starken Abnahme der Dampf tempera tur bei der Freigabe großer Mengen Satt dampf ist ein Überhitzungsspeicher im Leitungsnetz eingebaut, mit dem eine mittlere Temperatur von 250° C aufrechterhalten wird.

Da der Abdampf von den Schmiedepressen ebenfalls stoßweise abgegeben wird und dadurch eine einwandfreie Steuerung der Abdampfturbine unmöglich macht, ist es erforderlich, auch im Abdampfnetz noch einen Gefällespeicher anzuordnen.

Zur Vermeidung einer Unterbrechung der Dampfzufuhr für die Heizanlage während des Stillstandes der Schmiedepressen erhält die Turbine I eine gesteuerte Entnahmestelle; außerdem sind an ihr noch zwei weitere ungesteuerte Entnahmestellen für den Anzapfdampf zur Speisewasservorwärmung vorgesehen.

Wird zum Betriebe einer Schmiedepresse an Stelle des Dampfes Luft verwendet, so ist der Energieaufwand bedeutend geringer (AEG-Mitteilungen 1925). Versuche an dampfhydraulischen Pressen, die mit Kaltluft betrieben wurden, haben ergeben, daß unter Voraussetzung gleicher Spannungen einem mittleren Sattdampfverbrauch von 1000 kg/h eine angesaugte Luftmenge von 600 bis 800 m<sup>3</sup>/h entspricht. Nimmt man an, daß bei großen Kolbenkompressoren für Drücke bis 10 ata und elektrischem Antrieb mit 1 kWh ungefähr 10 m<sup>3</sup> Luft angesaugt werden und daß andererseits in einer Turbine 1 kWh durch 5,6 kg Dampf erzeugt wird (S. 137), so erhält man beim Vergleich der Leistungszahlen ein Verhältnis von 1:2,2.

Die Unwirtschaftlichkeit des Dampfbetriebes gegenüber Luft ist hauptsächlich auf die großen Abkühlungsverluste bei schwachem Betrieb, Stillstandszeiten, Schichtwechsel, Frostwetter usw. zurückzuführen. Wird beispielsweise angenommen, daß die Temperatur eines Luftvolumens von 100 m<sup>3</sup> bei 9 ata Spannung während des normalen Betriebes 50° C beträgt und auf 15° C sinkt, so vermindert sich das Volumen nach der Gleichung  $V_1 : V_2 = T_1 : T_2$  auf 88,9 m<sup>3</sup>. Betrachtet man dagegen 1000 kg Sattdampf mit 9 ata Spannung, so entspricht dieses Dampfgewicht einem Volumen von 22 m<sup>3</sup> bei einer Temperatur von etwa 174° C. Bei einer Abkühlung auf 15° C verwandeln sich die 22 m<sup>3</sup> Dampf in ein Kondensatvolumen von 1 m<sup>3</sup>. Die Volumenverminderung findet demnach bei Luft von 100 auf 88,9 und bei Dampf von 100 auf 0,455 statt.

Das Volumen der Luft kann noch durch Erhitzung mit den Abgasen von Glühöfen erheblich gesteigert werden. Bei ölhaltiger Preßluft, wie sie von Kolbenkompressoren geliefert wird, ist eine Erwärmung bis etwa 175° C möglich. Hierdurch erhält man unter Voraussetzung eines konstanten Druckes nach der bereits angegebenen Gleichung eine Leistungserhöhung von etwa 40%, wenn die Betriebstemperatur wieder mit 50° C zugrunde gelegt wird. Ölfreie Luft von Turbokompressoren kann man auf rd. 250° C überhitzen, wodurch sich die Leistungserhöhung auf 60% stellt.

Durch die Abdampfverwertung in Turbinen wird die Wirtschaftlichkeit des Dampfbetriebes verbessert. Man rechnet für 1 kWh etwa 16,6 kg

Abdampf mit einer Spannung von 1,1 ata. Ohne Überhitzung der Luft stellt sich dadurch das Verhältnis der Verbrauchszahlen ungefähr auf 1:1,5. Vor die Turbine wird zweckmäßig wie in Abb. 123 dargestellt, ein Abdampfspeicher geschaltet.

Kann der Abdampf in einer Heizungsanlage verwertet werden, so wird der Dampfbetrieb infolge Rückgewinnung der Verdampfungswärme wirtschaftlicher als der Luftbetrieb. Man hat deshalb auch schon Anlagen ausgeführt, die im Sommer mit Preßluft und im Winter mit Dampf betrieben werden. Die Rohrleitungen erhalten zu diesem Zwecke Umschaltventile.

**2. Reinhydraulische Schmiedepreßanlagen.** Solange wie man für die Kraftwasseranlagen auf Gewichtsakkumulatoren, deren Nachteile auf S. 53 geschildert sind, angewiesen war, bestand gegen die Aufstellung reinhydraulischer Schmiedepressen große Abneigung. Die mit diesen Akkulatoren im Schmiedebetrieb gemachten schlechten Erfahrungen wurden in der Regel noch durch einen schweren Gang der Pressensteuerungen vermehrt, wodurch der Steuermann schnell ermüdete und das an sich schon durch den Aggregatzustand des Antriebmittels bedingte langsamere Schmieden im Vergleich zum Dampfbetrieb noch mehr Zeit in Anspruch nahm.

Ebenfalls ungünstig wirkten die Antriebe der Pumpen, die bei mittleren Leistungen von 300 bis 400 PS an Stelle von Getrieben Riemenscheiben mit einem Durchmesser von 4 bis 5 m erhielten.

Die Verhältnisse änderten sich jedoch grundlegend, nachdem die Kraftwasseranlagen hauptsächlich durch Einführung des Druckluftakkumulators, sowie Änderung der Steuerungen wesentlich verbessert wurden. Das hat dazu geführt, daß man seit ungefähr 5 bis 10 Jahren reinhydraulischen Schmiedepressen meistens den Vorzug bei der Errichtung von Neuanlagen gibt und in vielen Fällen dampfhydraulische Schmiedepreßanlagen auf reinhydraulischen Betrieb umstellt.

Die Vorteile einer reinhydraulischen Schmiedepreßanlage liegen in ihrer Wirtschaftlichkeit und in dem elektrischen Antrieb der Pumpen. Weiterhin wurde ihre Überlegenheit beim Ausschmieden großer Blöcke durch Abkürzung der Schmiededauer festgestellt. Der Zeitgewinn entsteht beim Vorschmieden, da man nicht mehr an einen bestimmten Einzelhub gebunden ist, während das Fertigschmieden nach wie vor unter der dampfhydraulischen Presse schneller geht.

Als Beispiel hierzu sei angegeben, daß das Ausschmieden eines Blockes mit einem Einsatzgewicht von 38 t zu einer Säule mit einem Durchmesser von 520 mm und einer Länge von 19 m unter einer dampfhydraulischen 2000 t-Schmiedepresse (Abb. 11) 7 Hitzen in Anspruch nahm. Dieselbe Arbeit erforderte dagegen nur noch fünf Hitzen, nachdem die Presse auf reinhydraulischen Betrieb umgestellt worden war.



Die Betriebskosten einer dampf- und einer reinhydraulischen Schmiedepreßanlage lassen sich praktisch am einfachsten in der Weise vergleichen, daß man unter zwei gleich starken Pressen für beide Betriebsarten dieselben Arbeiten ausführt und den Strom und Dampfverbrauch feststellt. Die angegebenen Vorbedingungen trifft man jedoch selten in einer Schmiede an, während die von verschiedenen Werken herrührenden Zahlen in der Regel große Ungenauigkeiten einschließen. Man begnügt sich aus diesem Grunde meistens mit einem theoretischen Vergleich.

Nimmt man z. B. an, daß mit dem Dampftreibapparat der 2000 t Schmiedepresse (S. 133) 10 Einzelhübe von 100 mm Eindringtiefe, entsprechend einem Treibkolbenhub von 1300 mm ausgeführt werden, so beträgt der Dampfverbrauch hierfür 23 m<sup>3</sup>; er erhöht sich durch die Rückzugvorrichtung um weitere 9,75 m<sup>3</sup> bei einem Rückzughub von 200 mm und einer 600 mm vor Hubende liegenden höchsten Kolbenstellung. Bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 0,8$  für Verluste durch schädliche Räume, Kompression des Wassers, Lufteinschlüsse, Dehnung der Presse und Undichtigkeiten stellt sich der gesamte Dampfverbrauch auf etwa 41 m<sup>3</sup> oder 225 kg bei einer Spannung von 10 at. Nach den Angaben auf S. 137 entspricht diesem Dampfverbrauch in einer Turbine eine Stromerzeugung von 40 kWh.

Der Preßwasserverbrauch beträgt für die gleiche Arbeit bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 0,85$  rd. 1425 l (S. 135), woraus sich ein Stromverbrauch von 10 kWh ergibt. Die aufgewendeten Energiemengen in Form von elektrischem Strom und Dampf verhalten sich also wie 1:4.

Wird die Rückzugvorrichtung der dampfhydraulischen Schmiedepresse dagegen mit Preßwasser betrieben, so ändert sich das Verhältnis ungefähr in 1:3.

Bei einem Vergleich der Dampf- und Stromkosten verschieben sich die Werte meistens zugunsten der dampfhydraulischen Presse. Legt man den Verbrauchszahlen beispielsweise die Angaben eines großen Preßwerkes zugrunde, wonach 1 t Dampf 2,50 RM. und 1 kWh 0,025 RM. kosten, so geht das Verhältnis von 1:4 in 1:2,25 über.

Alle Gegenüberstellungen sind unter der Voraussetzung entstanden, daß zur Überwindung des Schmiedewiderstandes der ganze Preßdruck erforderlich ist. Diese Annahme trifft für den größten Teil der Arbeitszeit jedoch nicht zu.

Da sich nun aber einem geringeren Schmiedewiderstand der Dampfdruck durch Drosselung anpaßt (Abb. 124), während beim reinhydraulischen Betrieb für sämtliche Arbeiten der volle Preßdruck aufgewendet wird, kann noch mit einer wesentlichen Verbesserung des Verhältnisses zugunsten des dampfhydraulischen Betriebes gerechnet werden, so daß er unter Umständen billiger ist als der reinhydraulische.

Aus diesen Überlegungen geht hervor, daß bei geringem Schmiedewiderstand unter einer reinhydraulischen Presse die aufgewendete

Arbeit ein Mehrfaches der Nutzarbeit betragen kann und daß der Wirkungsgrad sehr schlecht ist, wenn der Druck nicht voll ausgenutzt wird.

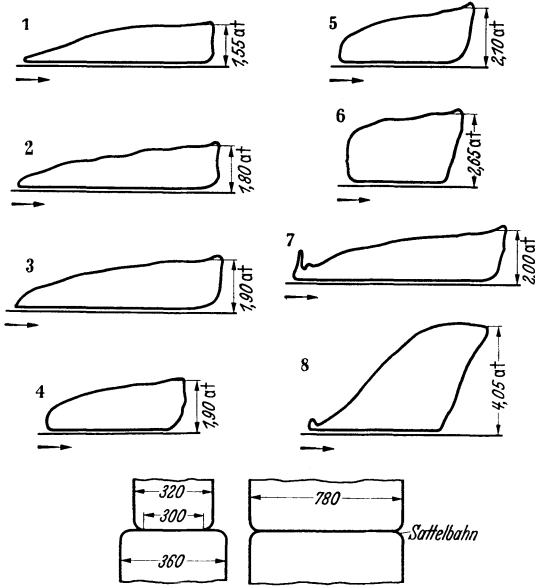


Abb. 124. Anstieg der Dampfspannung im Treibapparat für eine 1200 t-Schmiedepresse. (DAELEN: Stahl u. Eisen 1898, Nr. 18.)

Man soll deshalb zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit beim Schmieden leichter Teile reinhydraulische Pressen für höhere Drücke stets in Dreizylinderkonstruktion und mit einer Schaltsteuerung zur Erzielung von drei verschiedenen Druckstufen ausführen (S. 98).

Die reinhydraulische Einzylinderpresse mit Druckübersetzer für zwei Druckstufen ist für Neuausführungen nicht zu empfehlen; ihre Anschaffungskosten sind höher als für eine Dreizylinderpresse, an Stelle von drei treten nur

zwei Druckstufen, außerdem ist man in der Hochdruckstufe an die Ausführung begrenzter Einzelhübe gebunden, wobei die Hubzahlen durch die Zwischenschaltung des Übersetzers etwas geringer sind. Die

Tabelle 19. Angaben für die Diagramme nach Abb. 124.

Diagramm	Druckfläche mm	Blockquerschnitt mm	Dampfdruck in der Leitung at	Zustand und Farbe des Schmiedestückes
1	260 × 320	260 × 260	4,2	sehr warm gelb
2	260 × 320	260 × 260	4,2	etwas kälter dunkelgelb
3	260 × 320	260 × 260	4,2	weiter abgekühlt rot
4	110 × 320	300 × 110	4,4	dunkelrot
5	110 × 320	300 × 110	4,4	weiter abgekühlt braun
6	110 × 320	300 × 110	4,3	weiter abgekühlt fast schwarz
7	260 × 320	260 × 260	4,3	mäßig warm
8	780 × 320	—	4,2	rotwarm

Einrichtung kommt nur für die Umstellung dampfhydraulischer Schmiedepressen auf reinhydraulischen Betrieb in Betracht, wenn es sich hierbei um Einzylinderpressen mit einem Betriebswasserdruck von 400 bis 500 at handelt.

Um den größten Preßwasserbedarf einer reinhydraulischen Schmiedepresse zu ermitteln, müssen die durchschnittlichen Hubzahlen während einer Arbeitsperiode, die Eindringtiefen und die entsprechenden Rückzughübe angenommen werden. Nach der Feststellung des gesamten in

Tabelle 20. Leistungen für Schmiedepressen und Kraftwasseranlagen bei reinhydraulischem Betrieb.

Abmessungen der Schmiedepressen						Leistung der Pressen beim Vorschneiden			Kraftwasseranlagen		
Preßdruck	Plungerdurchmesser	Hub	Rückzug-Plungerdurchmesser	Ausgleich-Plungerdurchmesser	Spannung	Hubzahl in der Minute	Arbeitshub	Rückzughub	Preßwasserverbrauch $\eta=0,9$ l/min	Gesamte Pumpenleistung PS	Akkumulatoreninhalt l
t	mm	mm	mm	mm	at	z	mm	mm			
100	255	400	80		200	30	30	50	60	35	50
200	360	450	110		200	28	40	60	145	85	120
300	440	500	2×95		200	26	50	70	250	150	200
400	510	600	2×110		200	24	60	85	370	220	300
500	570	700	2×120		200	22	70	100	490	290	400
600	620	800	2×135		200	20	80	115	610	340	500
800	720	900	2×155		200	18	90	130	830	460	650
1000	800	1000	2×170		200	16	100	145	1000	560	800
1200	880	1200	2×185		200	14	110	160	1175	650	900
1500	980	1400	2×200		200	12	125	180	1400	780	1100
2000	3×655	1600	2×230		200	10	140	200	1750	975	1400
2500	3×735	1800	2×260		200	9	155	220	2175	1200	1800
3000	3×800	2000	2×280		200	8	170	240	2540	1400	2200
4000	3×925	2200	2×290	2×170	200	7	185	260	3170	1750	2800
5000	3×1030	2400	2×320	2×200	200	6	200	280	3630	2000	3600
6000	3×925	2600	2×290	2×180	300	5	225	320	2750	2300	3000
8000	3×1065	2800	2×340	2×200	300	4,5	250	360	3660	3000	4000
10000	3×1200	3000	2×370	2×240	300	4	275	400	4450	3700	5000
15000	3×1460	3200	2×400	2×340	300	3,5	300	450	6270	5200	7500

der Minute benötigten Hubvolumens wird unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrades von ungefähr  $\eta = 0,8$  der Kraftbedarf für die Preßpumpen berechnet.

In der aufgeführten Tabelle 20 sind Erfahrungswerte für Hubzahlen und Hubhöhen von Schmiedepressen für Dauerbetrieb, sowie der Kraftbedarf für die Pumpen und die zweckmäßige Größe der Druckluftakkumulatoren angegeben.

Bei gleichbleibender Pumpenleistung erhält man durch Änderung der Hubhöhen in gleichem Verhältnis größere oder kleinere Hubzahlen, deren Grenzen für Reckarbeiten bei 20 bis 30 und für Schlichtarbeiten bei 40 bis 50 liegen. Die angegebenen mittleren Hubzahlen können auch der Bestimmung von Kessel- oder Kompressoranlagen für dampf- oder lufthydraulische Schmiedepressen zugrunde gelegt werden.

**3. Elektrohydraulische Schmiedepreßanlagen.** Die Überlegenheit des elektrohydraulischen Antriebes für Schmiedepressen besteht im Vergleich zum reinhydraulischen Betrieb in der genauen Anpassung des Kraftverbrauches an den Schmiedewiderstand, im Einzelantrieb und in der Vermeidung eines umfangreichen Rohrnetzes, das dauernd unter Druck steht, gute Wartung erfordert und durch undichte Steuerventile oft erhebliche Preßwasserverluste aufweist.

Die auf S. 73 bis 80 beschriebenen elektrohydraulischen Treibapparate sind in ihrer Wirkungsweise für den praktischen Betrieb erst seit 5 bis 10 Jahren bekannt und vorläufig nur für Pressen mit Drücken bis etwa 1000 t ausgeführt worden. Die Konstruktionen haben sich gut bewährt, jedoch stehen der Einführung des Zahnstangentreibapparates noch die hohen Kosten der elektrischen Ausrüstung im Wege. Versuche, den Antrieb mit einem normalen Elektromotor über eine Schaltkupplung herzustellen, führten bisher noch zu keinem befriedigenden Ergebnis.

Ständerpressen mit Kurbeltreibapparaten (Abb. 75 u. 76) haben dagegen bemerkenswerte Erfolge zu verzeichnen, die darauf schließen lassen, daß sich diese Konstruktion im Laufe der Zeit auch für größere Schmiedepressen in Säulenkonstruktion vorteilhaft einführen wird. Besondere Erwähnung verdienen die hohen Hubzahlen im Selbstgang, die denen von Hämmern gleichkommen und von den übrigen Schmiedepressen nicht erreicht werden. Dabei wird mit größter Hubgenauigkeit gearbeitet, so daß beim Schmieden Abstandsstücke zur Einhaltung eines bestimmten Endmaßes nicht mehr erforderlich sind.

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit konnten Schmiederversuche unter zwei nebeneinanderstehenden 300 t Ständerpressen für dampf- und elektrohydraulischen Betrieb durchgeführt werden. Unter jeder Presse wurde während 1 Stunde ein Block in zwei Hitzen ausgeschmiedet, dabei zeigten die Zähler einen Stromverbrauch von 16 kWh und einen Dampfverbrauch von 1050 kg. Rechnet man nach den Angaben auf S. 143 wieder mit Strom- und Dampfkosten von 0,025 RM/kWh und RM. 2,50/t, so erhält man ein Verhältnis von ungefähr 1:6,5.

Über die zu erwartenden Verluste beim reinhydraulischen Betrieb läßt sich ein Urteil aus den Angaben des Manometers bilden, das die Spannung im Preßzylinder während des größten Teiles der Schmiedezeit mit einem Drittel ihres höchsten Wertes anzeigte. Unberücksichtigt

geblieben sind hierbei die großen Ersparnisse während der Stillstandzeiten.

Der direkte Pumpenbetrieb scheidet aus den bereits früher angegebenen Gründen als elektrohydraulischer Antrieb aus; hierbei soll jedoch nicht die Möglichkeit der Anwendung von Kreiselpumpen ausgeschlossen werden. Sie haben sich für den Antrieb hydraulischer Pressen teilweise sehr gut bewährt; es ist z. B. denkbar, daß diese Pumpen in Verbindung mit Druckübersetzern einen guten Wirkungsgrad haben und sich auch für Schmiedepressen eignen. Damit kann ein weiterer Weg zur Lösung der Frage des direkten Antriebes besprochen werden.

### b) Indizieren der Schmiedepreßanlagen.

Die Messungen an Schmiedepressen und Kraftwasseranlagen werden durch Aufnahme von Diagrammen vorgenommen. Man unterscheidet

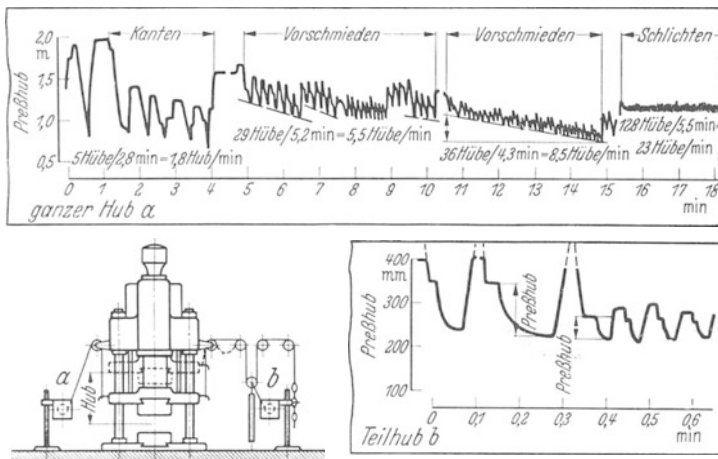
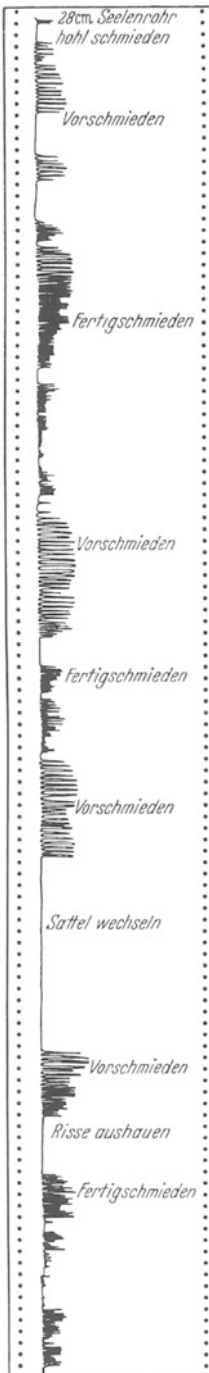


Abb. 125. Aufnahme von Zeitwegdiagrammen in kleinem und vergrößertem Maßstabe an einer 2000 t-Schmiedepresse. (KALKHOF: Stahl u. Eisen 1931, Nr. 32.)

Druckweg, Zeitweg und Druckzeitdiagramme, die von Indikatoren Diagnostikern und Schreib- oder Registriermanometern aufgezeichnet werden.

Die Indikatoren werden in der von den Kolbenmaschinen her bekannten Konstruktion verwendet und bei hydraulischen Zylindern an die Entlüftungs- oder Entwässerungsbohrungen angeschlossen.

Die Diagnostiker dienen zur Bestimmung der verschiedenen Plungergeschwindigkeiten und sollen gestatten, daß außer dem Gesamthub auch ein Teilhub etwa dem Arbeitshub entsprechend in großem Maßstabe dargestellt werden kann (Abb. 125).



Schreibmanometer werden zur leichten Erkennung der verschiedenen Hubzahlen mit einem veränderlichen Papiervorschub ausgeführt; man registriert mit ihnen in vielen Werken die gesamte Schmiedearbeit (Abb. 126), so daß der Betriebsleiter in der Lage ist, nachträglich eine genaue Prüfung der Arbeitsvorgänge vorzunehmen. Die Apparate lassen sich an einer ungehinderten Stelle anbringen, während die Indikatoren und Diagnostiker unmittelbar an der Schmiedepresse angeordnet und deshalb verhältnismäßig selten angewendet werden.

Abb. 127 zeigt Indikator- und Schreibmanometerdiagramme einer dampfhydraulischen 1200 t-Schmiedepresse; es geht aus ihnen hervor, daß der Treibapparat mit Vollfüllung arbeitet und der Dampf den Schmiedewiderständen entsprechend, gedrosselt wird.

Der Druckanstieg bei Beginn des Treibkolbenhubes ist auf den Eintritt des Dampfes in den unteren Brems- oder Pufferraum zurückzuführen, aus dem er erst nach einem kurzen Hube des Kolbens mit starkem Spannungsabfall in den Dampfzylinder gelangt. Die Drosselung des Abdampfes bei der Umkehr der Treibkolbenbewegung wird durch die Entlastung des Preßzylinders hervorgerufen, nach der erst das Füllventil geöffnet wird. Durch einen Vergleich der aufgewendeten und nutzbar gemachten Arbeit nach dem Dampfdruck- und Preßdruckdiagramm der Presse kann man leicht den Wirkungsgrad des Dampftreibapparates und mit Hilfe von Bleidruckproben den Gesamtwirkungsgrad der Preßanlage feststellen. Die Verluste sind bedingt durch die Reibung in den Stopfbüchsen, Undichtigkeiten, die Zusammendrückbarkeit des Wassers und durch die Lufteinschlüsse in den Zylindern und Rohrleitungen.

Abb. 128 zeigt die Zusammenstellung gleichzeitig aufgenommener Indikator- und Schreibmanometerdiagramme eines Treibapparates, sowie das Diagnostikerdiagramm der Schmiedepresse, das durch den Verlauf der Linien *I* und *Ia* die Ausführung zweier aufeinander folgender Einzelhübe

Abb. 126. Verlauf der Schmiedearbeit während der Herstellung eines Geschützrohres. Lochteilung  $\frac{1}{2}$  min.

erkennen läßt. Die Diagramme weisen eine deutliche Übereinstimmung auf, lassen die Spitzenleistung der Presse berechnen und geben

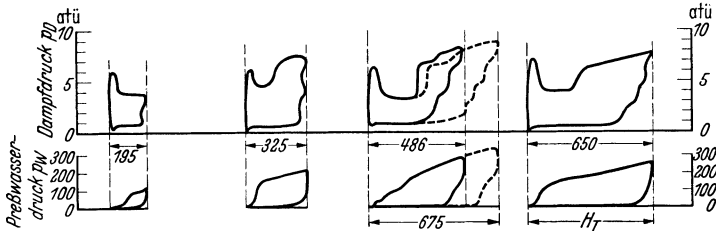


Abb. 127. Indikatordiagramme vom Dampf- und Preßwasserzylinder des Treibapparates für eine 1200 t-Schmiedepresse. (KALKHOF: Stahl u. Eisen 1931, Nr. 32.)

Aufschluß über die Geschwindigkeiten, während des Vordruck-, Preß- und Rückzughubes, sowie über die Zeitverluste beim Umsteuern und Verschieben des Schmiedestückes.

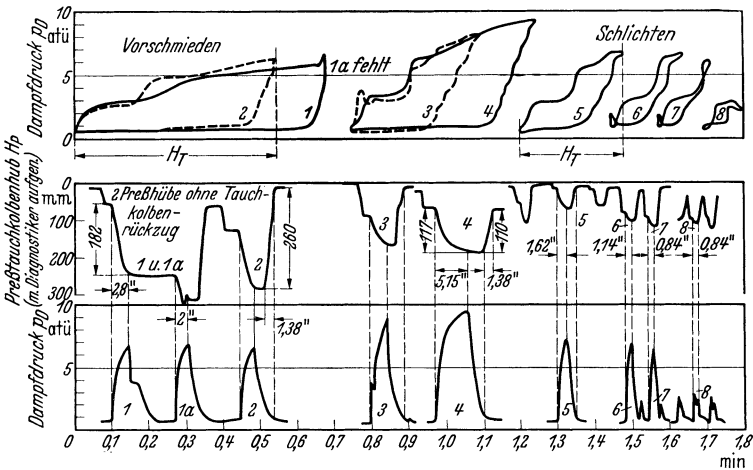


Abb. 128. Indikatordiagramme vom Dampfzylinder des Treibapparates und gleichzeitig aufgenommene Zweiweg- und Zeitdruckdiagramme einer 2000 t-Schmiedepresse. (KALKHOF: Stahl u. Eisen 1931, Nr. 32.)

### Siebenter Abschnitt.

## Hilfsmaschinen für Schmiedepreßanlagen.

Zu den Hilfsmaschinen für Schmiedepressen gehören Krane, elektrisch betriebene Wende- oder Drehvorrichtungen, Blockwendemaschinen oder Manipulatoren, Vorrichtungen zum Schmieden von Turbinenscheiben, Verdrehmaschinen zum Versetzen der Kurbeln an mehrfach gekröpften Kurbelwellen und hydraulische Hebeflaschen.

Beim Blockwenden und Blocktransport arbeiten im allgemeinen zwei Krane zusammen (Abb. 131), an deren Haken eine Wenderolle mit

einfacher Gliederkette und eine Wendevorrichtung aufgehängt sind. Die Wendevorrichtung wird elektrisch angetrieben und dreht den Block mit einer Gelenkkette.

Damit man auch kurze Blöcke mit großem Durchmesser unter der Presse hin- und herbewegen und wenden kann, ist es notwendig, die

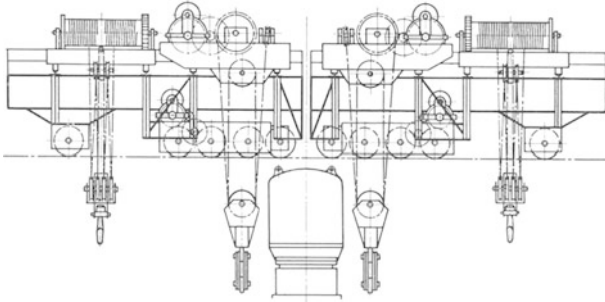


Abb. 129. Schmiedekrane mit Haupt- und Hilfskatzen und geringem Anfahrmaß.  
(Demag A. G., Duisburg.)

beiden Krane auf ein geringstes Maß, das durch die Abmessungen der Presse und der beiden Wendevorrichtungen bedingt ist, gegeneinander

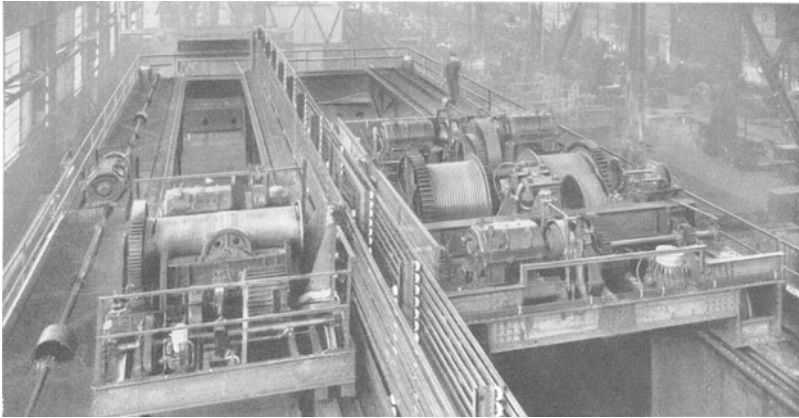


Abb. 130. Schmiedekran mit zwei auf parallelen Rahmen fahrenden Katzen. Tragkraft der Hauptkatze 200 t, der Hilfskatze 50 t. (Demag A. G., Duisburg.)

zu fahren. Aus dieser Forderung ergeben sich Kranausführungen, die von den normalen Laufkranbauarten abweichen. Weitere Unterschiede treten durch die Sicherheitsvorrichtungen auf, die verhindern, daß der Preßdruck auf das Krangerüst übertragen wird. Zu diesem Zweck werden die Seile federnd aufgehängt und die Wendevorrichtung am Kranhaken federnd gelagert. Außerdem ist die Seilaufhängung mit der Hubbremse noch derart verbunden, daß die Bremse bei Überlastung



selbsttätig gelüftet wird, wodurch der Block etwas absinkt, bis die Überlastung aufgehoben ist.

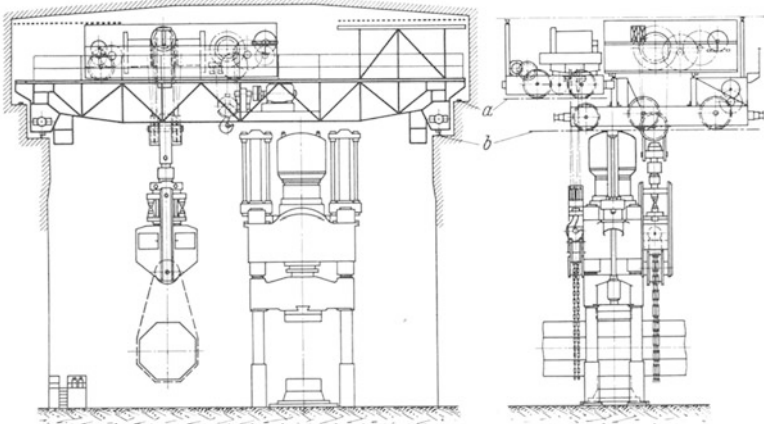


Abb. 131. Einbau einer Krananlage in die vorhandene Halle für eine 3000 t-Schmiedepresse.

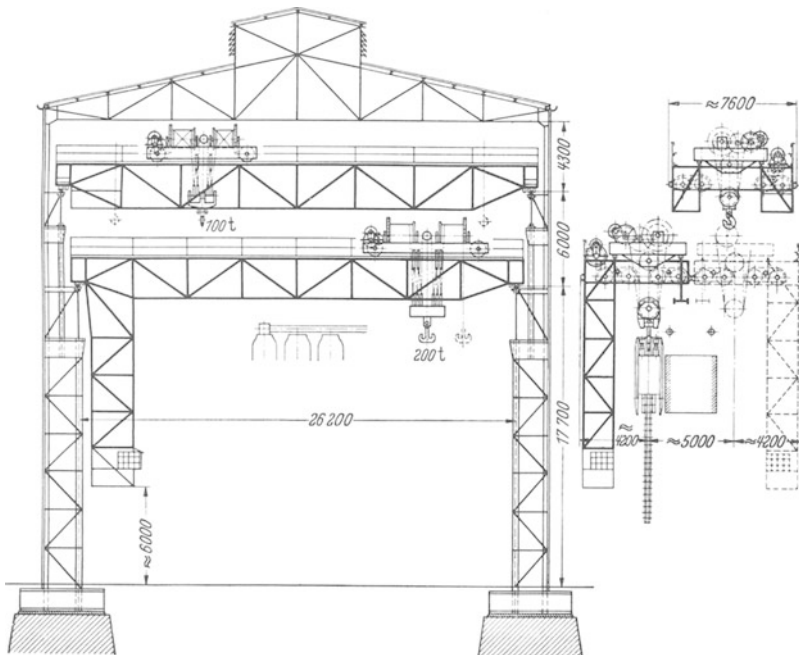


Abb. 132. Schematische Anordnung der Krane für eine 10000 t-Schmiedepresse.  
(Demag A. G., Duisburg.)

Eine vorteilhafte Krankonstruktion ist in Abb. 129 dargestellt. Die beiden Schmiedekrane haben gleiche Tragkraft und laufen auf einer

gemeinsamen Bahn. Das erforderliche geringe Anfahmaß wird durch Zurückziehen der Laufradbaleanciers unter die Hauptträger und durch besondere Ausbildung der Katzen erreicht. Trotz der hohen Krantrag-

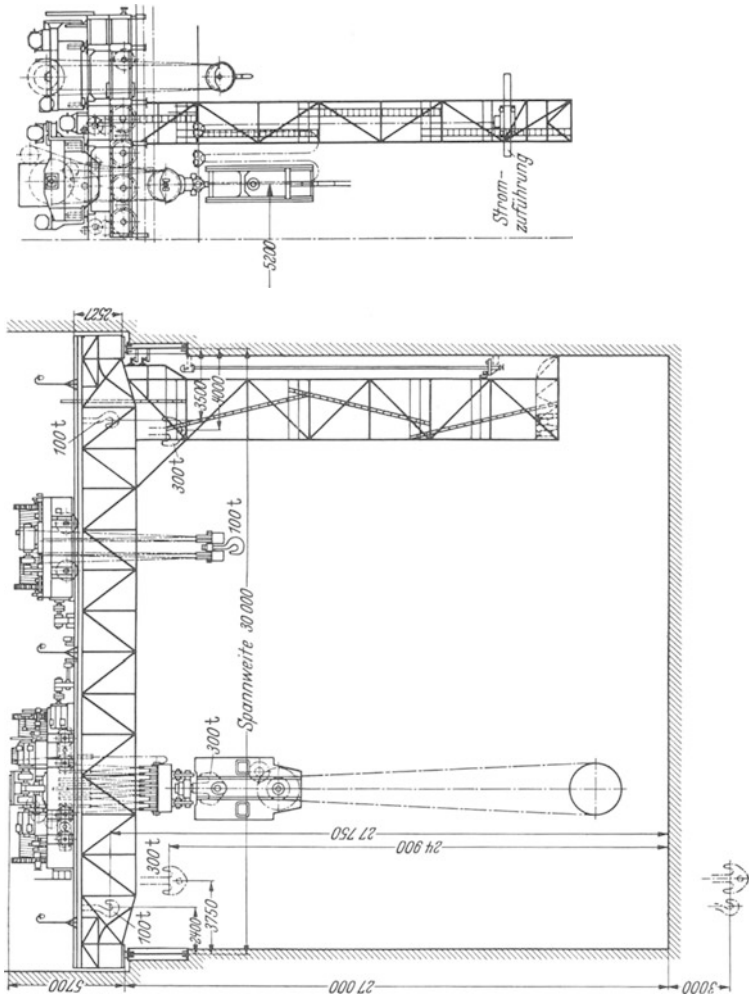


Abb. 133. Laufkrane für eine 15000 t-Schmiedepresse. (MAN, Nürnberg: Z. VDI 1933, Nr. 43.)

kräfte ergibt sich auf diese Weise ein außergewöhnlich geringer Abstand zwischen den beiden Haupthaken.

Eine andere Lösung, die durch die Aufstellung einer Schmiedepresse erschwert wurde, zeigt Abb. 131. Die Fahrbahn *a* des kleinen Kranes liegt etwas höher, als die Fahrbahn *b* des großen Kranes, so daß der kleine Kran über den Kopfträger des großen fahren kann. Die Längsträger des großen Kranes sind auf den Kopfträgern aufgesattelt, um

dem kleinen Kran ein nahes Heranfahren zu ermöglichen. Beide Krane werden von einem in der Nähe der Presse auf Flur befindlichen erhöhten Führerstand aus gesteuert. Der Führer hat also eine gute Übersicht über Block und Presse.

In Abb. 132 ist schematisch die Anordnung der Krane für eine 10000 t-Schmiedepresse dargestellt. Zwei Hauptkrane mit einer Tragfähigkeit von je 200 t laufen auf einem gemeinsamen Träger. Über den beiden Hauptkranen bewegt sich vollkommen unabhängig ein Hilfskran mit einer Tragfähigkeit von 100 t, der von dem Führerstand eines Hauptkranes gesteuert wird.

Abb. 133 zeigt zwei Krane für eine Schmiedepresse mit einem Druck von 15000 t. Jeder Kran hat bei einer Stützweite von 30 m eine Laufkatze für eine Tragfähigkeit von 300 t. Neben der Hauptkatze läuft auf einem Seitenträger eine Hilfskatze mit 100 t Tragfähigkeit, die unter anderem beim Herausziehen der Blöcke aus dem Ofen und beim Heranbringen zur Presse eingesetzt wird. Die Krane können ebenfalls nach Bedarf von dem tiefhängenden Führerkorb am fahrbaren Krangerüst oder von einem ortsfesten Bedienungsstand gesteuert werden.

Die Hilfskatze, die man früher meistens mit der Hauptkatze vereinigte, fährt bei neueren Ausführungen (Abb. 134) auf einer eigenen Bahn parallel zur Hauptkatze. Damit ist neben der Verwendung dieser Katze für die Förderung kleiner Lasten auch die Möglichkeit gegeben den kleinen Haken unabhängig zu Hilfsarbeiten beim Schmieden, sowie zum Drehen des Blockes heranzuziehen.

Abb. 135 zeigt eine Wendevorrichtung mit elektrischem Antrieb. Sie ist, um gute Nachgiebigkeit bei Stößen während des Drehens und

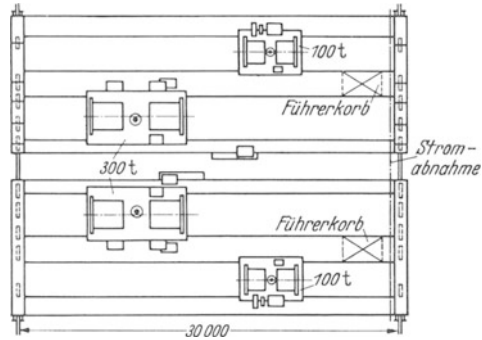


Abb. 134. Anordnung der Katzen des Kranes nach Abb. 133.

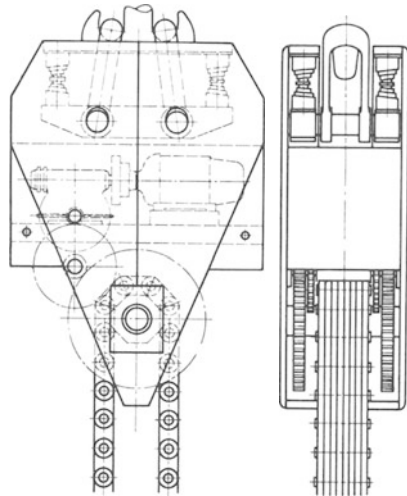


Abb. 135. Elektrische Wendevorrichtung für Schmiedeblocke. (Demag A. G., Duisburg.)

Schmiedens zu erzielen, mit weich abgefederten Aufhängeösen versehen. Die kalibrierte Wendekette besteht mit Rücksicht auf die große Hitze aus hochwertigem Stahl. Die Kettenrolle wird über ein doppeltes Stirnrad und Schneckenvorgelege durch einen normalen Motor angetrieben, dem der Strom durch ein biegsames Kabel, das sich von einer auf der Katze angebrachten Kabeltrommel während des Hebens und

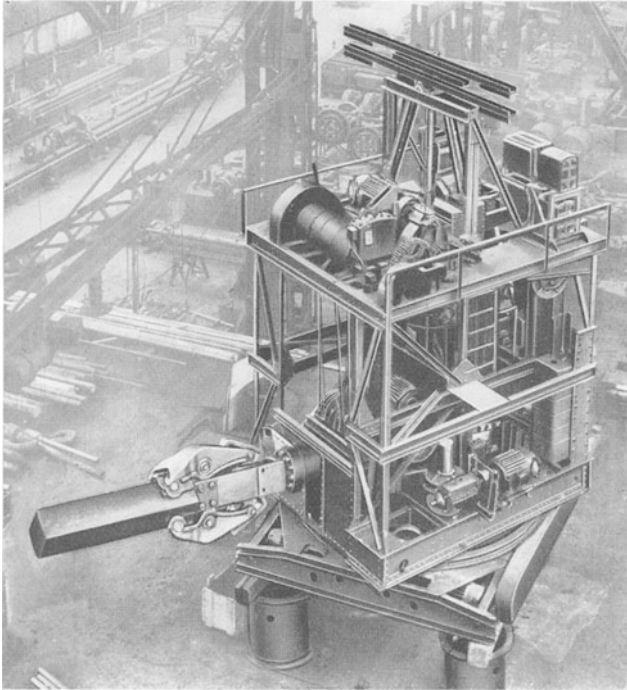


Abb. 136. Elektrische Blockwendemaschine. (Demag A. G., Duisburg.)

Senkens selbsttätig auf- und abwickelt, zugeführt wird. Um eine Überlastung des Wendemotors zu verhindern, wenn der Block plötzlich durch die Presse festgehalten wird, ist das Getriebe mit einer Rutschkupplung versehen; ferner kann der Block durch eine elektromagnetische Bremse im Getriebe in jeder Lage gehalten werden.

Abb. 136 zeigt eine Blockwendemaschine für Blöcke mit einem Gewicht von 3000 bis 5000 kg, die sich bei der Massenanfertigung von Schmiedestücken, z. B. Achsen und Wellen, bewährt hat. Die Maschine ist in Flurhöhe fahrbar und nicht nur in der Lage, die Blöcke beim Schmieden zu drehen und zu verschieben, sondern sie auch an der Ofenplatte aufzunehmen und zur Presse zu befördern, so daß die

Mitwirkung eines Kranes nur erforderlich ist, wenn nach Abb. 137 die Schmiedestücke sehr lang sind.

Will man die Kranarbeit beim Schmieden gänzlich ausschalten, so ist es zweckmäßig, das Schmiedestück am anderen Ende mit einer zweiten Blockwendemaschine zu fassen (Abb. 138).

Die Maschine Abb. 136 besteht aus einem Unterwagen mit einem drehbaren Oberteil, der nach Art eines Chargierschwengels eine Blockzange mit waagrecht liegender Achse trägt. Die Zangenöffnung ist zur Aufnahme von Blöcken mit einem Durchmesser oder einer Kantenlänge bis 500 mm ausgeführt und kann verändert werden, wenn kurze Blöcke unter der Presse gestaucht werden sollen. Die Schließbewegung der Zange wird mittels

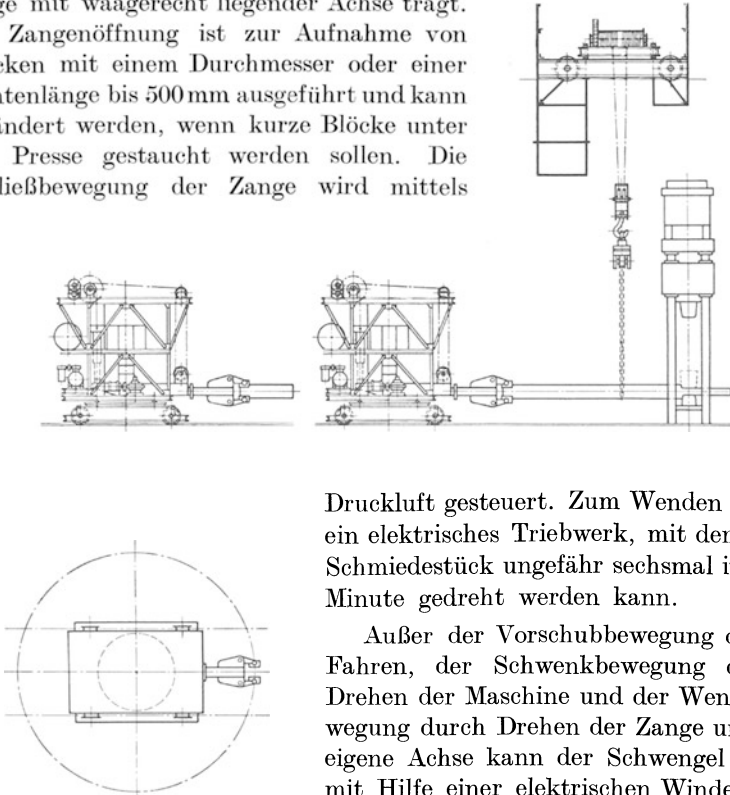


Abb. 137. Schematische Darstellung des Schmiedens mit einer Blockwendemaschine. (Demag A. G., Duisburg.)

Druckluft gesteuert. Zum Wenden dient ein elektrisches Triebwerk, mit dem das Schmiedestück ungefähr sechsmal in der Minute gedreht werden kann.

Außer der Vorschubbewegung durch Fahren, der Schwenkbewegung durch Drehen der Maschine und der Wendebewegung durch Drehen der Zange um die eigene Achse kann der Schwengel noch mit Hilfe einer elektrischen Winde eine Bewegung in senkrechter Richtung ausführen, sowie nach oben oder unten schräg eingestellt werden. Der Schwengel ist in Anbetracht der beim Schmieden auftretenden Stöße in senkrechter und axialer Richtung durch Federn abgestützt. Das Hubwerk ist durch Gegengewichte so ausgeglichen, daß keine Überlastungen eintreten können, indem die Zange bei auftretenden Bewegungswiderständen nach oben oder unten nachgibt. Stöße in seitlicher Richtung werden durch eine in das Drehwerk der Maschine eingebaute Rutschkupplung unschädlich gemacht.

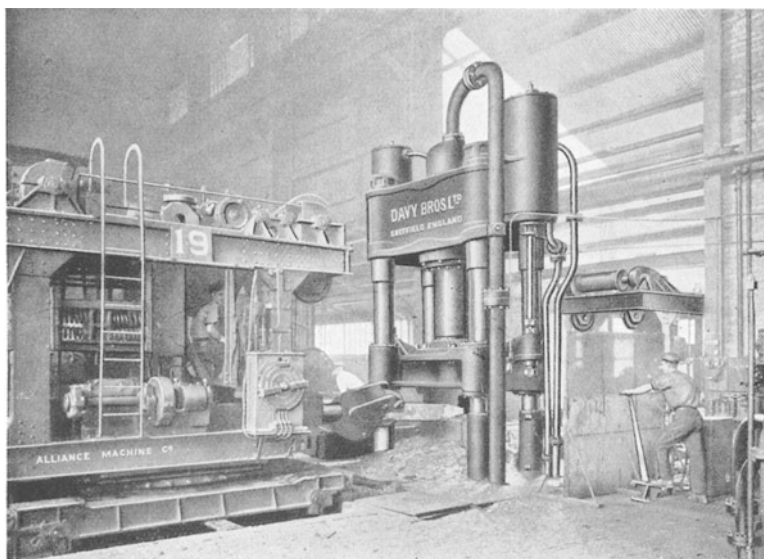


Abb. 138. 1000 t-Schmiedepresse mit zwei Blockwendemaschinen. (Davy Brothers Ltd., Sheffield.)

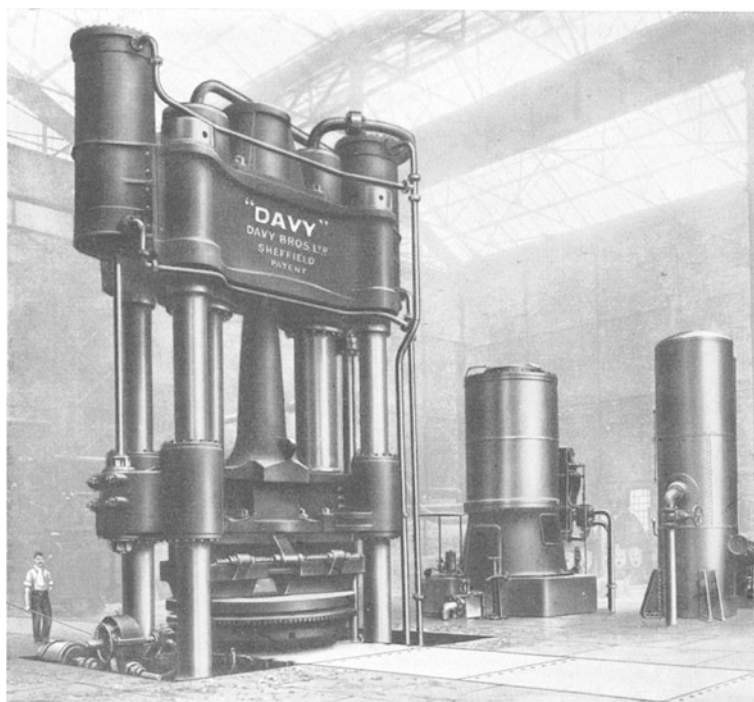


Abb. 139. 3000 t-Schmiedepresse mit Werkzeugen zum Schmieden von Rädern und Turbinenscheiben. (Davy Brothers Ltd., Sheffield.)

Der Antriebsstrom für die Maschine wird durch Stromabnehmer, die an einem drehbaren Bügel angebracht sind, von Schleifleitungen abgenommen. Der Führer hat seinen Stand ungefähr in der Mitte der Maschine, von wo aus er alle Bewegungen steuert und das Arbeitsfeld nach allen Seiten überblicken kann. Die Fahrgeschwindigkeit der Maschine beträgt 50 bis 60 m/min und die Hubgeschwindigkeit etwa 4 m/min.

Abb. 139 zeigt eine dampfhydraulische 3000 t-Schmiedepresse mit eingebauten Werkzeugen, die vorteilhaft beim Ausschmieden von Rädern und Turbinenscheiben verwendet werden. Der Block wird auf einen drehbaren Tisch in der Mitte aufgelegt und mit zwei Druckstücken, die in einem Support am Querhaupt zwangsläufig gegeneinander verstellt werden können, nach den Seiten ausgeweitet, wobei der Druck zentrisch übertragen wird. Der Tisch wird mit einem Kegelrad über ein Schneckengetriebe durch einen Motor angetrieben. Der Motor läuft ununterbrochen durch. Infolge Anordnung einer Rutschkupplung im Getriebe wird genau wie bei den elektrischen Wendevorrichtungen verhindert, daß bei plötzlichem Anhalten des Tisches durch das Auffahren der Druckstücke beim Schmieden eine Überlastung eintritt.

Kurbelverdrehmaschinen sind Vorrichtungen, die unabhängig von den Schmiedepressen arbeiten und deren Anschaffung sich nur lohnt, wenn Kurbelwellen laufend hergestellt werden. Die Verdrehmaschine besteht aus einem feststehenden Bock mit maulförmiger Öffnung und aus einer drehbaren Scheibe, beide auf einem gemeinsamen Grundrahmen angeordnet. Die Scheibe wird entweder elektrisch durch ein Getriebe oder hydraulisch durch eine Zahnstange angetrieben. Der zu verdrehende Schenkel der Kurbelwelle wird in die Scheibe gesteckt und der andere in dem Bock gehalten. Nachdem die Kurbeln versetzt worden sind, löst man den feststehenden Bock vom Grundrahmen, um die Kurbelwelle aus der Drehscheibe herausziehen zu können.

Hydraulische Hebeflaschen werden beim Schmieden zu den verschiedensten Arbeiten, hauptsächlich aber zum Halten von Schneidmessern, Kerbmessern und Setzwerkzeugen verwendet. Die Konstruktion der Hebeflaschen ist aus Abb. 140 ersichtlich. Sie bestehen aus einem hydraulischen Zylinder mit einem einfach wirkenden Plunger, der eine Rolle bewegt und einen Kettenzug von 5 bis 10 t ausübt. Für Hublängen über 2 m wendet man ein größeres Übersetzungsverhältnis und dementsprechend mehrere bewegliche Rollen an.

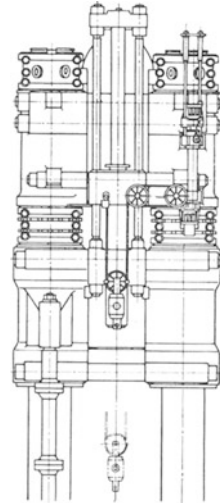


Abb. 140.  
Hydraulische Hebeflasche  
für Schmiedestücke und  
Werkzeuge. (Hydraulik  
G. m. b. H., Duisburg.)

## Sachverzeichnis.

- Absperrventil 67, 116.  
Absperrschieber 116.  
Abstellgestänge 47, 93.  
Ausgleichzylinder 37.  
Ausgleichkessel 87.  
Ausladung 42.  
Ausstoßvorrichtung 6, 15, 16, 109, 128.
- Betriebswasserdruck 52 (s. a. Preßwasserdruck).  
Blockwendemaschine 154.
- Dampfdruck 43, 45.  
Dampfgeschwindigkeit 95.  
Dampfspeicher 139.  
Dampfsteuerung 93, 96.  
Dampfventil 94.  
Dampfverbrauch 92, 94, 139.  
Diagnostiker 147.  
Dichtungsring 112, 114.  
Dreiweghahn 117.  
Drosselbolzen 29, 129.  
Druckluftakkumulator 53, 135.  
— — Inhalt 55.  
Druckstelze 31, 129.  
Druckstufen 49, 97, 100, 139.  
Druckübersetzer 99, 136.
- Einzelhub 42, 45, 92.  
Entlastungsventil 83, 102, 134.  
Entlastungsstift 103.  
Entlüftungsventil 30.  
Entwässerungspfropfen 29.
- Fallgeschwindigkeit 53.  
Feingewinde 122.  
Flanschen 112.  
Füllventil 81, 97.
- Gewichtsakkumulator 52.  
Gewinde 122.  
Gleichförmigkeitsgrad 58.  
Glühfarben 3.  
Grundbüchse 26, 62.  
Grundrahmen 59.  
Gußspannung 9.
- Handhebel 100, 104.  
Hebeflasche 157.  
Hebestift 102, 104.  
Hochbehälter 81, 117.  
Hochdruckabspernung 116.  
Hubzahl 92, 97.
- Indikator 147.
- Kernloch 9.  
Kolben 131.  
Kolbengeschwindigkeit 43, 45, 48.  
Kolbenhub 45.  
Kompressor 72.  
Kraftwasseranlage 51, 145.  
Kreuzkopf 61.  
Kreuzkopfführung 59.  
Kurbeltreibapparat 77, 106, 146.  
Kurbelverdrehmaschine 157.  
Kurbelwelle 60.  
Kurbelwellenlager 59.
- Laufholm 31.  
Laufkran 151.  
Luftflasche 53.  
Luftspannung 43.  
Luftverbrauch 141.
- Magnet 66, 70.  
Manipulator 149.  
Manometer 63, 89.  
Manometerabspernung 65.  
Motor 74.  
Motorsteuerung 76.  
Motorstromaufnahme 75.
- Pendelhub 67.  
Pleuelstange 61.  
Plungergeschwindigkeit 62, 85.  
Preßdruck 2, 4, 6, 42.  
Preßfläche 5.  
Preßhub 6, 42.  
Preßplunger 30, 41, 129.  
Preßpumpe 56, 135.  
Preßpumpenleistung 57.  
Preßzylinder 23, 40, 121.



- Preßwasserbedarf 55, 145.  
 Preßwasserdruck 42.  
 Preßwasserliefermenge 57.  
 Preßwasserventil 102.  
 Preßwasserverbrauch 143.  
 Pufferraum 47, 94.  
 Pumpenbetrieb 78, 104.  
 Pumpenkörper 63.  
 Pumpenplunger 62.  
 Pumpenventil 63.
- Quecksilberspiegel** 67.  
**Quecksilberschaltrohre** 69.  
**Querhaupt** 31, 129.
- Ringventil** 65.  
**Rohrblock** 5, 6, 42.  
**Rohrbruch** 48.  
**Rohrleitung** 42, 110.  
**Rückschlagklappe** 69, 117.  
**Rückzuggeschwindigkeit** 95.  
**Rückzugvorrichtung** 24, 95, 130, 134, 137.
- Sammelbehälter** 117.  
**Sattelplatte** 11.  
**Sattelverschiebevorrichtung** 14.  
**Säulen** 17.  
**Säulenabstand** 6.  
**Säulenberechnung** 19, 124.  
**Säulenführung** 32.  
**Säulenfuß** 22.  
**Säulengewinde** 21.  
**Säulenkanone** 10.  
**Säulenmutter** 21, 125.  
**Schaltsteuerung** 98.  
**Schlichten** 92.  
**Schmiedesattel** 4, 6, 42.  
**Schmiedevorrichtung** 157.  
**Schmiedewiderstand** 3.  
**Schreibmanometer** 148.  
**Schwimmer** 70.  
**Schwimmerglocke** 69.  
**Servomotor** 107.  
**Sicherheitsventil** 89, 63.
- Spannungsabfall** 53, 65, 85.  
**Ständerkonstruktion** 37.  
**Stempelführung** 32.  
**Steuerapparat** 65.  
**Steuerflasche** 70.  
**Steuergehäuse** 69.  
**Steuermaschine** 107.  
**Steuerschema** 82, 91, 98, 106, 109.  
**Steuerventil** 94, 102.  
**Stopfbüchsen** 27, 123.  
 — Packung 26, 63.  
 — Reibung 27  
**Stoßausgleicher** 53.  
**Stufentreibapparat** 49, 139.
- Treibapparat** 42, 73, 133.  
**Treibkolben** 83, 133.
- Überlaufventil** 90.  
**Umlaufventil** 67.  
**Unterholm** 6, 127.
- Ventilgehäuse** 83, 101.  
**Ventilerhebungsdiagramm** 82, 98, 106.  
**Verschiebeband** 13.  
**Verschiebekraft** 14, 16.  
**Verschiebetisch** 6, 11, 16, 109, 127.  
**Verteilstück** 116.  
**Vorfülleinrichtung** 80.  
**Vorschweißflansch** 113.  
**Vorsteuerung** 66.
- Wasserdruckprobe** 54.  
**Wasserflasche** 53.  
**Wassergeschwindigkeit** 54, 63, 85, 103, 115.  
**Wasserstand** 68.  
**Wasserstandsanzeiger** 87.  
**Wendevorrichtung** 153.  
**Werkstoff** 120.  
**Windhaube** 81.  
**Windkessel** 63, 85, 132.  
**Wirkungsgrad** 4, 43, 56.
- Zahnstangentreibapparat** 73, 146.  
**Zylinderholm** 15, 125.

**Spanlose Formung der Metalle.** Von G. Sachs unter Mitwirkung von W. Eisbein, W. Kuntze und W. Linicus. (Mitteilungen der deutschen Materialprüfungsanstalten, Sonderheft XVI.) Mit 235 Abbildungen. 127 Seiten. 1931. RM 23.40; gebunden RM 25.20

---

**Spanlose Formung.** Schmieden, Stanzen, Pressen, Prägen, Ziehen. Bearbeitet von zahlreichen Fachgelehrten. Herausgegeben von Dr.-Ing. V. Litz, Berlin. (Schriften der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Betriebsingenieure, Band IV.) Mit 163 Textabbildungen und 4 Zahlentafeln. VI, 152 Seiten. 1926. Gebunden RM 11.34

---

**Mechanische Technologie für Maschinentechniker.** (Spanlose Formung.) Von Dr.-Ing. Willy Pockrandt, Gleiwitz. Mit 263 Textabbildungen. VII, 292 Seiten. 1929. RM 11.70; gebunden RM 13.05

---

**Schmiedehämmer.** Ein Leitfaden für die Konstruktion und den Betrieb. Von Priv.-Doz. Dr. techn. Otto Fuchs, Brünn. Mit 253 Textabbildungen. VIII, 150 Seiten. 1922. RM 5.40

---

**Schmieden im Gesenk und Herstellung der Schmiedegesenke.** Von Dr.-Ing. W. Pockrandt. Zugleich zweite, völlig selbständig und neu bearbeitete Ausgabe des gleichnamigen Werkes von Joseph V. Woodworth. Mit 160 Abbildungen. VIII, 215 Seiten. 1920. RM 5.40; gebunden RM 8.10

---

**Schmieden und Pressen.** Von P. H. Schweißguth. Mit 236 Textabbildungen. IV, 110 Seiten. 1923. RM 3.60

---

**Das Pressen der Metalle (Nichteisenmetalle).** Von Dr.-Ing. A. Peter. (Werkstattbücher, Heft 41.) Mit 72 Abbildungen im Text. 49 Seiten. 1930. RM 1.80

---

**Handbuch der Ziehtechnik.** Planung und Ausführung. Werkstoffe, Werkzeuge und Maschinen. Von Dr.-Ing. Walter Sellin. Mit 371 Textabbildungen. XII, 360 Seiten. 1931. Gebunden RM 28.80

---

**Klingenberg, Technisches Hilfsbuch.** Herausgegeben von Baurat Dipl.-Ing. Ernst Preger, Oberursel (Taunus), und Dipl.-Ing. Rudolf Reindl, Berlin. Neunte, neubearbeitete Auflage von Schuchardt & Schütte, Technisches Hilfsbuch. Mit zahlreichen Abbildungen und Zahlentafeln. VII, 706 Seiten. 1939. Gebunden RM 10.50

---

**Walzwerkswesen.** (Handbuch des Eisenhüttenwesens, herausgegeben im Auftrage des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute.)

Erster Band. Herausgegeben von **J. Puppe** und **G. Stauber** unter Mitarbeit zahlreicher Fachleute. Mit 941 Abbildungen im Text und auf 15 Tafeln. XIII, 777 Seiten. 1929. Gebunden RM 76.50

Die Stahlwalzwerke in ihrer volkswirtschaftlichen und weltwirtschaftlichen Bedeutung. Von **J. W. Reichert** und **E. Buchmann**. — Die geschichtliche Entwicklung der Walzwerkstechnik. Von **Otto Johannsen**. — Konstitution und Eigenschaften des schmied- und walzbaren Eisens. Von **Paul Oberhoffer**† und **Hans Esser**. — Die Konstitution der Metalle. Von **Otto Hengstenberg**. — Die Werkstoffprüfung. Von **Max Moser**. — Lieferungs- und Abnahmebedingungen. Normen. Von **E. H. Schulz**. — Selbstkostenrechnung in Walzwerken. Von **H. Jordan**. — Betriebsstatistik in Walzwerken. Von **H. Jordan** und **K. Rummel**. — Betriebsüberwachung in Walzwerken. Von **H. Jordan** und **K. Rummel**. — Der Walzvorgang. Von **Friedrich Körber**, unter Mitarbeit von **Otto Emicke** und **Erich Siebel**. — Die Walze, ihr Einbau und ihre Anordnung im Walzgerüst. Von **O. Emicke**. — Die Anordnung von Walzgerüsten zu Walzenstraßen. Von **J. Puppe**.

Zweiter Band. Herausgegeben von **J. Puppe** und **G. Stauber** unter Mitarbeit zahlreicher Fachleute. Mit 610 Abbildungen im Text. XI, 524 Seiten. 1934. Gebunden RM 110.—

Das Walzen von schwerem Halbzeug (Blöcken, Brammen und Vorprofilen). Das Walzen von leichtem Halbzeug (Knüppel und Platinen). Das Walzen von schwerem Form-, Stab- und Mitteleisen. Von **J. Puppe**, **G. Asbeck** und **G. B. Lobkowitz**. — Das Walzen von Breit- und Parallelfansch-I-Trägern (Universalträgern). Von **J. Puppe** und **G. B. Lobkowitz**. — Das Walzen von Feiseisen, Draht, Bandeisen und Bandblechen. Von **A. Nöll** und **K. Hye von Hyeburg**.

Dritter (Schluß-)Band. Herausgegeben von **J. Puppe** unter Mitarbeit zahlreicher Fachleute. Mit 924 Abbildungen im Text und auf 2 Tafeln. XV, 669 Seiten. 1939. Gebunden RM 96.—

Das Walzen von Universaleisen. Von **G. B. Lobkowitz**. — Das Walzen von Grob- und Mittelblechen. Von **F. Popp**. — Das Walzen von Feinblechen. Von **G. Hundt** unter Mitarbeit von **H. Bohr**, **E. Marke**, **E. Schauff**, **W. Schneider** und **E. Siebel**. — Die Herstellung von Röhren. Von **F. Kocks** und **J. Severin**. — Die Herstellung von Radreifen und Radscheiben. Von **W. Sonnabend**. — Das Kaltwalzen von Bandstahl. Von **A. Pomp**.

(Gemeinsam mit Verlag Stahleisen m. b. H., Düsseldorf.)

---

**Die praktische Werkstoffabnahme in der Metallindustrie.**

Von Dr. phil. **Ernst Damerow**, Berlin. Mit 280 Textabbildungen und 9 Tafeln. VI, 207 Seiten. 1935. RM 16.50; gebunden RM 18.—

---

**Hilfsbuch für die praktische Werkstoffabnahme in der Metallindustrie.**

Von Dr. phil. **E. Damerow** und Dipl.-Ing. **A. Herr**, Berlin. Mit 38 Abbildungen und 42 Zahlentafeln. IV, 80 Seiten. 1936. RM 9.60

---

**Deutsche Austausch-Werkstoffe.**

Von Prof. Dipl.-Ing. **H. Bürgel** VDI, VAM, Chemnitz. (Schriftenreihe Ingenieurfortbildung, 2. Heft.) Mit 84 Abbildungen und 23 Zahlentafeln. VIII, 154 Seiten. 1937. RM 6.60

---

Zu beziehen durch jede Buchhandlung