

drehungen in der Minute. Er ist also imstande, die Maximallast ohne Überlastung zu heben.

Die angeführte Umlaufzahl bedingt bei einem Trommelradius  $R = 0,3$  m nach Gl. 210, S. 181, eine Gesamtübersetzung des Vorgeleges von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,3\pi \cdot 850 \cdot 60}{30 \cdot 1,4 \cdot 2} = 57,2.$$

Zerlegt man dieselbe in die Faktoren  $3,42 \cdot 3,5 \cdot 4,78$ , so müssen bei den Zähnezahlen  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 16$ ,  $z_3 = 11$  der Ritzel diejenigen der grossen Räder betragen:

$$Z_1 = 19 \cdot 3,42 \approx 65,$$

$$Z_2 = 16 \cdot 3,5 = 56,$$

$$Z_3 = 11 \cdot 4,78 \approx 52.$$

Die Drehscheibe des Kranes ist mit konischen Laufrollen ausgerüstet. Der mittlere Radius der zugehörigen Laufbahn beträgt  $R = 1,848$  m. In ihm ist also die Schwenkgeschwindigkeit, wenn der Kran sich in 3 Minuten oder  $t = 180$  Sekunden einmal ganz herum bewegen soll, nach Gl. 249, S. 243,

$$w_0 = \frac{2 \cdot 1,848 \pi}{180} = 0,0645 \text{ m/Sek.}$$

Der zu überwindende Widerstand der Laufrollen ist aus Gl. 248, S. 242, zu ermitteln. Das Eigengewicht der drehbaren Kranteile inkl. Drehscheibe werde zu  $G_s \approx 25000$  kg geschätzt. Der Neigungswinkel der konischen Bahn ist  $\alpha = 6^\circ 10'$ , der Zapfendurchmesser der Laufrollen  $d_0 = 9,5$  cm, der mittlere Durchmesser der ringförmigen Spurplatte  $d^0 = \frac{3 + 9,5}{2} = 6,25$  cm, der mittlere Durchmesser der Laufrollen  $D_0 = 40$  cm. Es folgt hiermit bei 50 Prozent Zuschlag

$$\mathfrak{W}_0 = 1,5 \cdot \frac{7750 + 25000}{10 \cdot 40} \left( \frac{1}{\cos 6^\circ 10'} + 9,5 + 6,25 \cdot \text{tg } 6^\circ 10' \right) \\ = \sim 1370 \text{ kg.}$$

Ferner setzt der Winddruck dem Schwenken des Kranes einen Widerstand entgegen. Nach S. 231 betrug der ganze Winddruck, wenn dieser mit  $125$  kg/qcm senkrecht auf die  $19$  qm grosse Seitenfläche des Kranes wirkt,  $2375$  kg. Der Schwerpunkt der Fläche liegt ungefähr  $35$  cm seitlich von der Kran-drehachse. Das auf diese ausgeübte horizontale Moment des Druckes ist also  $2375 \cdot 35$  kgcm. Dasselbe belastet aber auch noch den Königszapfen mit einem Drucke von  $2375$  kg. Auf den Radius  $R = 184,8$  cm bezogen, ergibt sich bei einem Durchmesser des Königszapfens von  $20$  cm und einem Reibungskoeffizienten  $\mu_1 = 0,1$  in der Laufbahn also noch eine Vergrösserung des Widerstandes um

$$2375 \cdot \frac{35 + 0,1 \cdot 0,5 \cdot 20}{184,8} \approx 465 \text{ kg}$$

und somit der in Gl. 246, S. 242, einzuführende Wert

$$\mathfrak{W}_0 = 1370 + 465 = 1835 \text{ kg.}$$

Das Vorgelege des Schwenkwerkes besteht aus einer eingängigen Schnecke und zwei Räderpaaren. Für jene wählen wir den mittleren Steigungswinkel  $\alpha = 6$  Grad und setzen nach Gl. 51, S. 38, mit  $\rho = 6$  Grad und  $m_0 = 0,05$

$$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg } 12 + 0,05}{\text{tg } 6} = 2,5,$$

für diese ist je  $1 + \varphi_v = 1,09$  zulässig. Der Verlustfaktor des ganzen Schwenkwerkes ist also

$$1 + \varphi = 2,5 \cdot 1,09^2 \approx 3.$$

Nun folgt aus Gl. 246 mit den angeführten Werten die zum Schwenken der Maximallast bei grösstem Winddrucke erforderliche Leistung zu

$$\mathfrak{N}_0 = 3 \cdot \frac{1835 \cdot 0,0645}{75} = 4,75 \text{ PS.}$$

Der gewählte Motor leistet **4,5 PS** bei  $n_0 = 1010$  minutlichen Umdrehungen; er ist also imstande, bei geringer Überlastung die verlangte Maximalleistung zu liefern.

Für die Übersetzung des Schwenkvorgeleges ergibt sich aus Gl. 250, S. 243, der Wert

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}}{\mathfrak{z}}\right) = \frac{1010 \cdot 180}{60} = 3030.$$

In der Ausführung ist die Zähnezahl des Schneckenrades  $\mathfrak{z}_1 = 30$ , die der beiden Räderpaare  $\mathfrak{z}_2 = 12$ ,  $\mathfrak{z}_3 = 48$  und  $\mathfrak{z}_3 = 12$ ,  $\mathfrak{z}_3 = 296$ , so dass

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}}{\mathfrak{z}}\right) = 30 \cdot \frac{48 \cdot 296}{12 \cdot 12} = 2960$$

nicht ganz so gross, als verlangt, ist; der Kran wird also bei der angegebenen Umlaufzahl des Motors etwas schneller geschwenkt.

### § 37.

#### Die Drehkrane mit Druckwasserbetrieb.

Seitdem der elektrische Antrieb mit seiner bequemen und sicheren Energieverteilung von einer Zentrale nach den verschiedenen Verbrauchsstellen hin sich bei Hebezeuganlagen mehr und mehr Eingang verschafft hat, ist die Anwendung hydraulischer Drehkrane bedeutend gesunken. Die Vor- und Nachteile beider Antriebe wurden schon auf S. 8 u. 9 einander gegenübergestellt. Konnte daselbst zu Beginn dieses Buches die Frage, welche von beiden Betriebsarten den Sieg davontragen würde, als noch unentschieden bezeichnet werden, so darf heute behauptet werden, dass bei vollständig neuen Krananlagen der Druckwasserbetrieb nicht mehr in Frage kommt und neue hydraulische Drehkrane nur dort noch aufgestellt werden, wo eine diesbezügliche Anlage mit vorhandenem Rohrnetz und entsprechender Kraftstation erweitert und vergrössert werden soll. Mit Rücksicht hierauf konnte, zumal es dem Zwecke dieses Buches entspricht, von einer eingehenden Behandlung der Drehkrane mit Druckwasserbetrieb an dieser Stelle abgesehen und nur auf einzelne Ausführungen derselben hingewiesen werden.

Auf Taf. 36 u. 37 ist zunächst ein hydraulischer Drehkran dargestellt, der von der Firma Gebr. Scholten in Duisburg mehrfach für Stahlwerke geliefert wurde. Er besitzt drei Cylinder mit einfachem Plunger, die horizontal in einer Aussparung des Fundamentes (Fig. 1, Taf. 36) aufgestellt sind. Der mittlere, grössere Cylinder mit seinem Plunger bewirkt das Lastheben und -senken, die beiden äusseren, kleineren das Kranschwenken. Das Hubseil ist durch Schraube und Feder an der oberen Seite seines Cylinders festgelegt, geht über die lose Kraftrolle des zugehörigen Plungers zu einer Leitrolle unterhalb der Kransäule, durch die es oben über eine weitere Leitrolle zum Lastausleger gelangt. Das Seil zum Kranschwenken ist mit seinen beiden Enden ebenfalls an den betreffenden Cylindern befestigt und unter Einschaltung zweier losen Kraftrollen mehrfach um eine an der Kransäule befestigte Seilscheibe geschlungen. Wird hinter den einen Plunger der Schwenkcylinder Druckwasser gelassen, so zieht derselbe, indem er aus seinem Cylinder tritt, das eine Seilende an und dreht dadurch die Kransäule mit dem Ausleger in dem einen Sinne, während gleichzeitig das andere Seilende den zweiten Plunger in seinen Cylinder drückt. Das Eintreten des Druckwassers in diesen letzteren hat ein Kranschwenken im entgegengesetzten Sinne und das Einziehen des erstgenannten Plungers zur Folge.

Die Cylinder und Plunger sind in der auf S. 128 angegebenen Weise ausgebildet und mit den nötigen



Entleerungs- und Entlüftungsventilen versehen. Zur Führung des Hubplungers dienen zwei Laufrollen mit bearbeiteten [-Eisen als Schienen (Fig. 2, Taf. 37). Die Führung der Schwenkcyliner wird durch Augen und Rundeisen bewirkt (Fig. 3, Taf. 37). Der Wärter hat nur zwei Steuerhebel  $H_1$  und  $H_2$  (Fig. 1, Taf. 37) zu bedienen.  $H_1$  bewegt den Schieber des Hub-,  $H_2$  denjenigen der Schwenkcyliner, die beide durch einen einzigen Schieber gesteuert werden. Derselbe (Fig. 5, Taf. 37) öffnet gleichzeitig den Kanal des einen Cylinders für den Druckwassereintritt und den Kanal des anderen Cylinders für den Wasseraustritt. Zum selbstthätigen Abstellen der Schwenkbewegung stösst der eine von beiden Plungern kurz vor dem Ende der Drehbewegung gegen die Rolle eines doppelarmigen Hebels  $h$  (Fig. 1, Taf. 37). Der andere Arm desselben nimmt dann durch die Ringe  $x$  das Gasrohr  $S$  mit, das wiederum durch  $x_0$ ,  $h_0$  die Welle  $w$  des Steuerhebels dreht und diesen in seine Mittellage zurücklegt. Die beiden Schiebergehäuse der Steuerung sind mit den erforderlichen Armaturen versehen.

Fig. 189 bis 191 auf S. 250 u. 251 zeigen weiter die gebräuchliche Ausführung eines fahrbaren Portalkranes für Hafenanlagen nach G. Luther in Braunschweig. Das Krangestell ist in der früher angegebenen Form ausgebildet und besteht aus dem Portal und dem eigentlichen Drehkran. Der letztere dreht sich mit seiner Plattform um eine kurze Säule und ist auf dem Portale nicht verschiebbar. Die Säule sitzt in einem Stahlgussrahmen  $K$ , der auf dem Portale befestigt ist und der Plattform des eigentlichen Drehkranes als Laufbahn dient.

Das Hubwerk arbeitet mit 8facher Rollenübersetzung und dreifacher Lastabstufung. Um nämlich den Verbrauch an Druckwasser der zu bewegenden Last bis zu einem gewissen Grade anzupassen und um nicht zum Heben und Senken jeder Last (auch des leeren Hakens) immer dieselbe Wassermenge zu verbrauchen, sind hier drei Cylinder  $D$  mit Plunger von gleichem Durchmesser stehend nebeneinander angeordnet. Von ihnen erhält beim Heben und Senken leichter Lasten und des leeren Hakens nur der mittlere Druckwasser, während solches beim Bewegen mittlerer Lasten nur unter die beiden äusseren und erst beim Fördern der schwersten Lasten unter alle drei Plunger tritt. Dabei saugen diejenigen Plunger, die kein Druckwasser erhalten, beim Heben Wasser aus der Ablassleitung an. Die drei Plunger tragen oben in einer gemeinsamen Traverse  $T$  die vier losen, die drei Cylinder unten in entsprechender Weise die vier festen Rollen. Das Lastseil ist an dem einen der beiden äusseren Cylinder festgelegt und geht in bekannter Weise immer abwechselnd um eine obere und untere Rolle, um nach Verlassen der letzten unteren Rolle mit Hilfe der Leitrollen  $R_1, R_2$  zum Lasthaken zu gelangen. Zur Führung der Hubplunger dienen zwei Augen und Rundeisen neben den äusseren Cylindern. Die Rundeisen, sowie die Cylinder selbst werden von zwei kräftigen [-Eisen  $b$  gehalten, die an das Krangerüst anschliessen.

Die beiden Cylinder  $d$  für das Kranschwenken sind ebenfalls stehend angeordnet, und zwar zur Seite der beiden vorerwähnten [-Eisen  $b$ . Das zugehörige Drahtseil ist wieder um eine Scheibe  $S$  geschlungen, die sich beim Schwenken des Kranes mit der Plattform um die feststehende Säule dreht. Die Seilenden sind unter Einschaltung je einer losen Kraft- und Leitrolle mit der Übersetzung 2:1 an der Seite der Cylinder befestigt.

Die Druckwasserleitung  $r$  und Abflussleitung  $r_1$  des Rohrnetzes befinden sich in einem unterirdischen Kanale.  $r$  kann der Druckleitung  $s$  am Krane durch die Gelenkrohre  $p$  angeschlossen werden. Das Rohr  $s$  und die Ableitung  $s_1$  gehen zu der hohlen Kransäule, durch die zwei konzentrische Rohre treten, von denen das äussere mit  $s$ , das innere mit  $s_1$  verbunden ist. Am oberen Ende der Säule schliessen die weiteren Leitungen, die zu den Schieberkästen führen, mit Gelenkzapfen an, um der Schwenkung des Kranes folgen zu können.

Das Fahrwerk des Kranes wird von Hand angetrieben und ist in gewohnter Weise ausgebildet.

Die Lastabstufung wird bei hydraulischen Drehkranen nicht nur durch mehrere Cylinder von gleichem Querschnitt, sondern auch durch solche von ungleichem Querschnitt, die teleskopartig ineinander gebaut sind, erreicht. Fig. 192 auf S. 252 zeigt eine diesbezügliche Cylinderkonstruktion nach einer Ausführung der Firma Fr. Gebauer, vereinigt mit C. Hoppe, in Berlin für ebenfalls dreifache Lastabstufung.  $C$  ist der grössere Cylinder,  $K$  der Plunger, der in bekannter Weise oben die losen Kraftrollen trägt. In  $K$  ist ein zweiter, kleinerer Cylinder  $C_1$  eingebaut, der fest und dicht auf einem Ansätze des unteren Deckels  $F$  sitzt und oben durch eine doppelte Ledermanschette in der Haube  $A$  und dem Aufsätze  $B$  gegen den Plunger abgedichtet ist. Beim Heben leichter Lasten tritt das Druckwasser nur durch den Kanal  $b$  in den Cylinder  $C_1$  und durch die Öffnung in  $B$  unter die Platte des oberen Rollengehäuses, den Plunger in einer Druckfläche vom Durchmesser  $D_1$  hochdrückend, während gleichzeitig vom Plunger Wasser aus der Abflussleitung durch den Kanal  $a$  in den ringförmigen Raum vom Durchmesser  $D_2$  und  $D_3$  angesaugt wird. Beim Heben mittlerer Lasten findet das Umgekehrte statt, wirkt also das durch  $a$  kommende Druckwasser nur auf die ringförmige Fläche vom Durchmesser  $D$  und  $D_1$ , während durch  $b$  Ablasswasser in den Cylinder  $C_1$  gelangt. Beim Heben der grössten Lasten endlich tritt Druckwasser durch  $a$  und  $b$  unter beide Druckflächen.

Eine mehr als dreifache Lastabstufung findet jetzt nur noch selten Anwendung, da mit gesteigerter Stufenzahl die Steuerung komplizierter wird, sowie Undichtigkeiten und sonstige Störungen leichter eintreten.

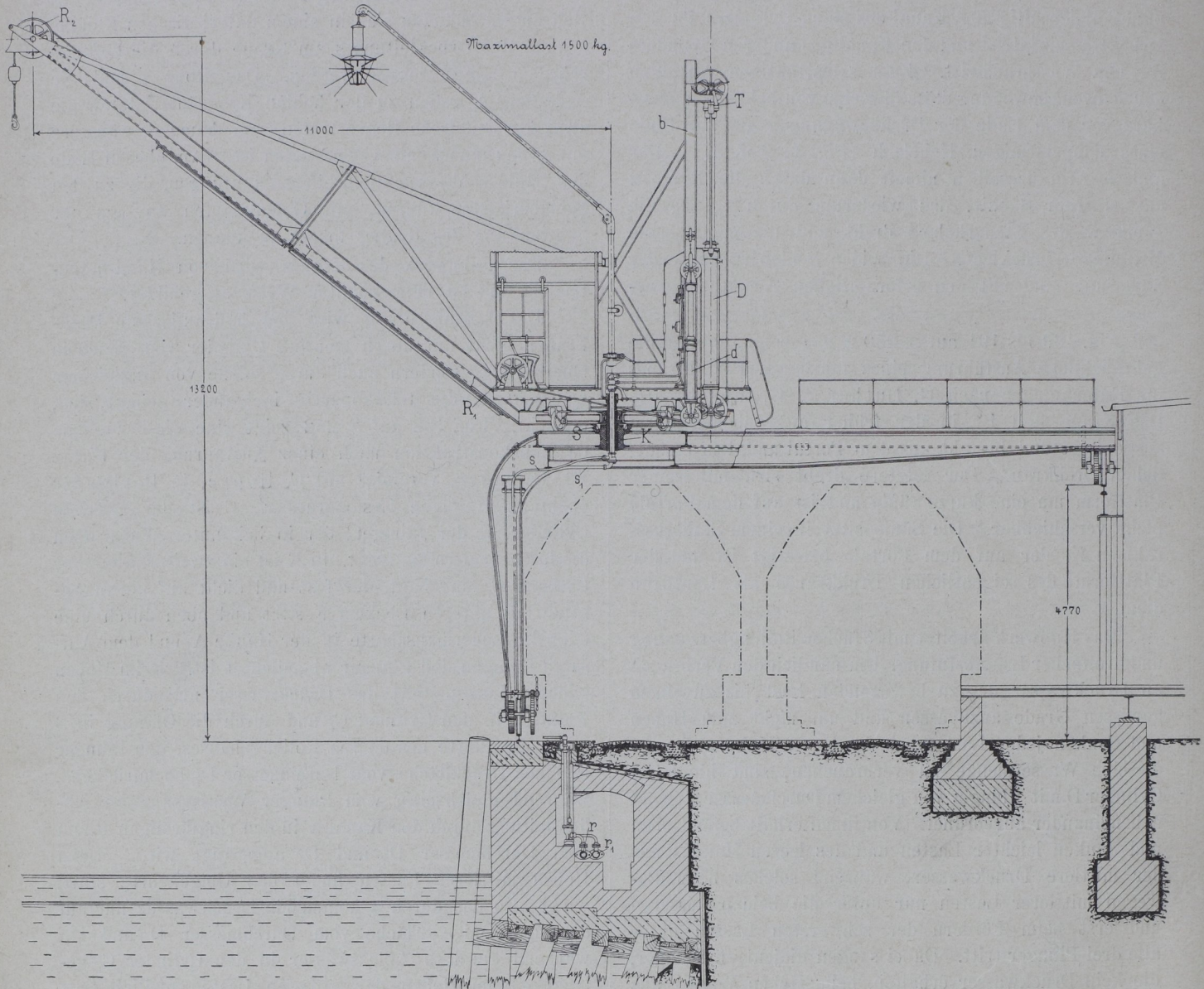
Fig. 193 auf S. 253 zeigt die Steuerung für eine Maschine mit dreifacher Lastabstufung, wie sie ebenfalls von Fr. Gebauer, vereinigt mit C. Hoppe, in Berlin mehrfach ausgeführt wurde. Die Schieberplatte  $P$  aus harter Bronze besitzt drei Öffnungen I, II und III. I mündet in die Rohrleitung, welche zum Kanal  $a$  des Cylinders  $C$  (Fig. 192), II in diejenige, welche zum Kanal  $b$



des Cylinders  $C_1$  führt, III steht mit der Abflussleitung in Verbindung. Der Schieber S besitzt eine nach oben erweiterte Durchlassöffnung  $s$  und seine steuernde Kante ist gebrochen, d. h. sie springt an der Hälfte, welche die Öffnung  $s$  enthält, weiter vor als an der anderen Hälfte. Die Aussparung  $k$  im Schieber, welche das von den Cylindern kommende Wasser nach III überführt, ist nach

wasser unter die kleinste, dann, wenn diese noch nicht zum Heben der Last genügen sollte, unter die mittlere und zum Schluss erst unter die grösste Druckfläche treten. Es ist dies aus den der Fig. 193 beigegebenen schematischen Darstellungen ersichtlich, in denen die Öffnungen I, II und III der Deutlichkeit wegen schraffiert sind. Bei der Mittellage des Schiebers sind, entsprechend

Fig. 189.



der einen Seite schlitzartig erweitert. Um den Bewegungswiderstand des Schiebers beim Steuern zu vermindern, ist dieser teilweise entlastet. Zur Schmierung der Schieberfläche dienen zwei Behälter, aus denen das Fett durch Kanäle auf die Gleitflächen gedrückt werden kann. Die beiden Rohrstützen, welche mit I und II bzw. a und b (Fig. 192) in Verbindung stehen, können gegebenen Falles einerseits durch die Ventile  $v_1$  und  $v_2$  mit dem Abflusskanal, andererseits durch die Ventile  $w_1$  und  $w_2$  mit dem Schieberkasten kommunizieren.

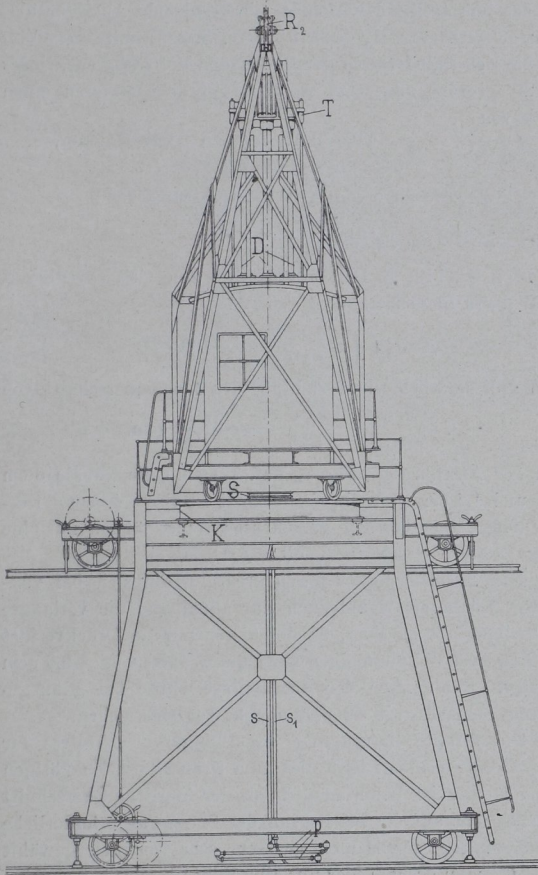
Die Steuerung erfolgt zwangsläufig, d. h. der Schieber lässt bei entsprechender Ausweichung zuerst das Druck-

der Ruhelage des Plungers, alle Öffnungen geschlossen. Bewegt man den Schieber aus dieser Mittellage nach links, so wird zunächst die Durchlassöffnung  $s$  über den Kanal II (Stellung 1) gebracht, und das Druckwasser gelangt nach  $b$  (Fig. 192) unter die innere Druckfläche (Durchmesser  $D_1$ ) des Plungers. Bei weiterer Ausweichung des Schiebers in der genannten Richtung schliesst derselbe den Kanal II wieder und öffnet darauf durch seine äussere Kante den Kanal I (Stellung 2); es tritt dann das Druckwasser nach  $a$  (Fig. 192) unter die ringförmige Druckfläche (Durchmesser  $D$  und  $D_1$ ) des Plungers. Derjenige von den beiden Cylindern  $C$  und  $C_1$  in Fig. 192, welcher



in den genannten beiden Schieberstellungen kein Druckwasser erhält, saugt durch das Ventil  $v_1$  bzw.  $v_2$  Wasser aus dem Abflusskanal an. Geht der Schieber noch mehr nach links, so tritt bei der Stellung 3 wieder eine Eröffnung des Kanales II durch die äussere Schieberkante ein und das Druckwasser kann nun durch a und b unter beide Druckflächen strömen.

Fig. 190.

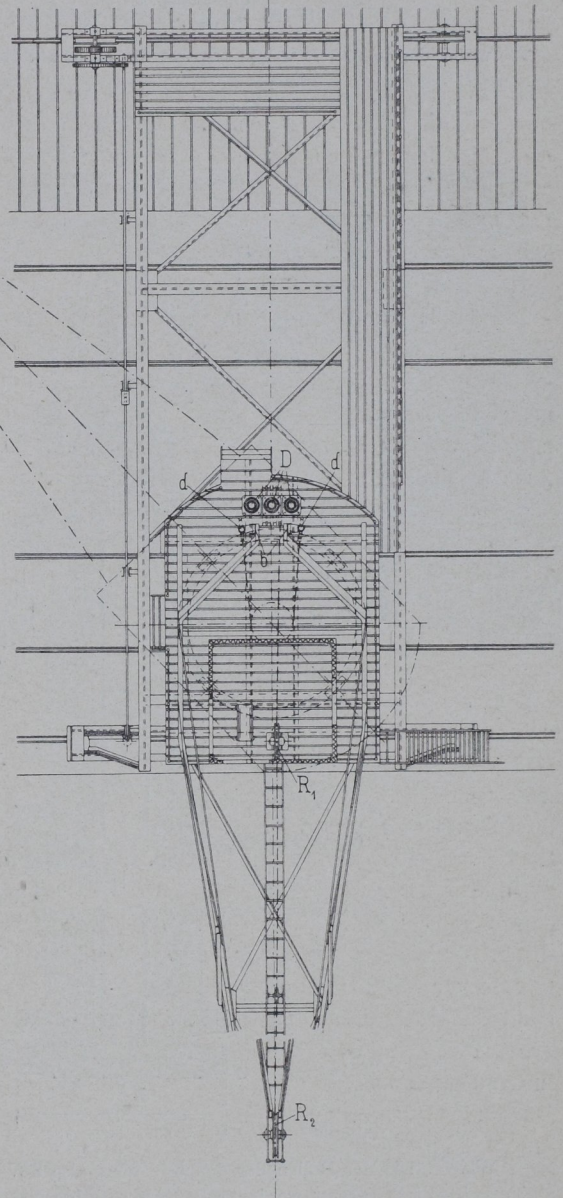


Zur Beendigung der Hubperiode ist der Schieber wieder in seine Mittellage zurück zu bringen. Beim Senken der Last muss der Schieber nach rechts ausweichen. In der Stellung 4 steht dann nur der Kanal I mit III und der anschliessenden Abflussleitung durch die Höhlung k in Verbindung. Genügt die Eröffnung dieses einen Kanales dazu, die Last zum Niedergehen zu bringen, so wird das Wasser aus dem Cylinder  $C_1$  durch b (Fig. 192) und das Ventil  $w_2$  (Fig. 193) in den Schieberkasten zurückgedrückt, wodurch eine teilweise Rückgewinnung an Druckwasser erzielt wird. In der Stellung 5 sind die beiden Kanäle I und II dem Wasseraustritt geöffnet. Die Ventile  $w_1$  und  $w_2$  heben sich auch bei zu schnellem Schliessen der Kanäle I und II durch den Schieber während des Lastniederganges und beugen dadurch der schädlichen Wirkung eines mit diesem schnellen Schluss stets verbundenen Wasserstosses vor.

Zur Berechnung der erforderlichen Plungerdurchmesser und Steuerungsquerschnitte können die auf S. 129 und 130 angegebenen Gleichungen dienen. Der Verlust-

faktor  $1 + \varphi_n$  und der Stopfbuchswiderstand  $W$  ist vorher zu schätzen. Beide zusammen betragen ungefähr bei doppelter Übersetzung (1 feste und 1 lose Rolle im Flaschenzuge) 20 bis 25, bei vierfacher 25 bis 35, bei sechsfacher 35 bis 45, bei achtfacher 45 bis 55, bei zehnfacher 55 bis 65 Prozent der zu hebenden Last. Als Last der Schwenkzylinder gilt der Widerstand, der sich

Fig. 191.



dem Drehen des Kranes entgegengesetzt. In der Regel bemisst man aber die Durchmesser der Schwenkrollen sehr reichlich, um die bei Beginn der Drehbewegung auftretenden bedeutenden Massenwiderstände überwinden zu können.

#### Beispiel.

Wie berechnen sich die Verhältnisse des Hub- und Schwenkwerkes bei dem hydraulischen Drehkran auf Taf. 36 u. 37, wenn die Maximallast von 3500 kg mit ca. 0,2 m/Sek. Geschwindigkeit gehoben und im Hakenkreise von 10 m Ausladung mit ca. 1,5 m/Sek. Geschwindigkeit geschwenkt werden soll und das Druckwasser mit 22,5 Atm Überdruck in die Schieberkästen tritt?

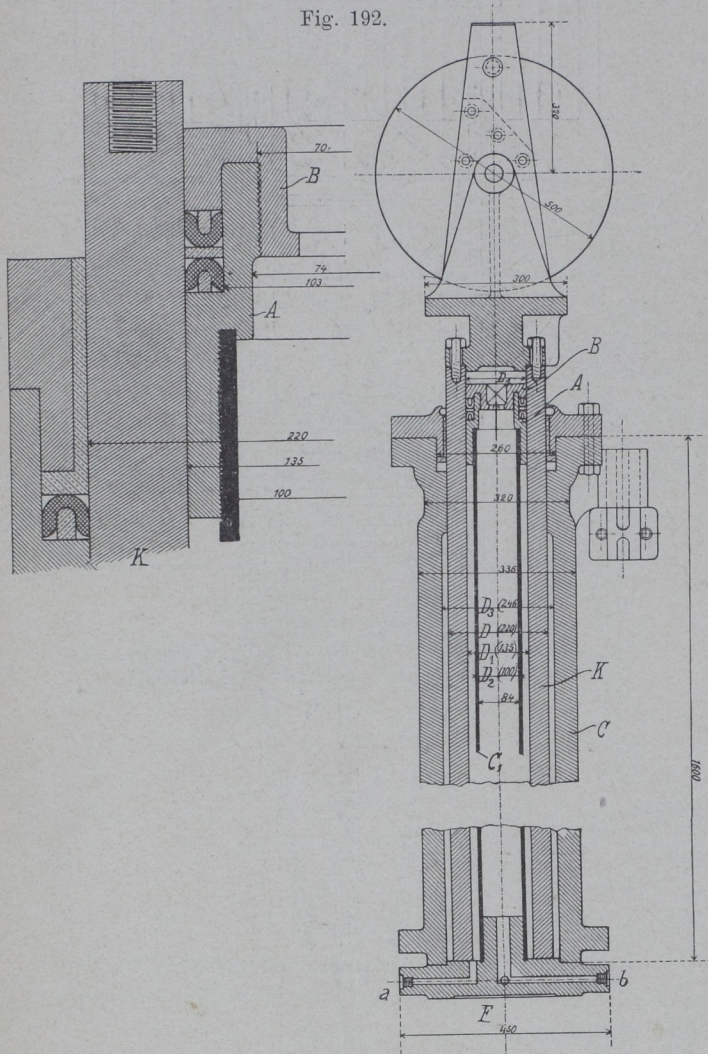


Auf S. 229 wurde die Spannung in dem an den ruhenden Ausleger anschliessenden Trum des Lastseiles zu  $S = 6500$  kg ermittelt. Beim Heben der Last wird diese Spannung noch um den Reibungswiderstand vergrössert, den die Führungsrollen des Auslegers an der vertikalen Säule finden. Der Normdruck, mit dem jede Rolle gegen ihre Führungsschiene gepresst wird, bestimmte sich nach S. 229 zu  $H_0 = 14190$  kg. Ferner ist der Rollendurchmesser 40, der Zapfendurchmesser 10 cm. Für  $f = 0,08$  cm und  $\mu_1 = 0,1$  beträgt somit der fragliche Widerstand beider Rollen

$$W = 2 \cdot 14190 \frac{0,08 + 0,1 \cdot 5}{20} = \sim 823 \text{ kg,}$$

wofür der Sicherheit wegen und mit Rücksicht auf die übrigen

Fig. 192.



Widerstände der Rollen der doppelte Wert also  $2W = 2 \cdot 823 = 1646$  kg, gesetzt werden soll. Als sonstige Nebenhindernisse treten die eigenen Widerstände der Leit- und Kraftrollen, sowie des Plungers in seiner Stopfbuchse und Führung auf. Wir schätzen dieselben auf 20 Prozent von  $S + 2W$  und erhalten somit unter Berücksichtigung der Kraftrolle als eigentliche Last des Plungers, einschliesslich aller Widerstände,  $2 \cdot 1,2 (S + 2W) = 2 \cdot 1,2 (6500 + 1646) = \sim 19550$  kg.

Der Druckverlust des Wassers in der Stenerung sei zu  $0,1 \cdot 22,5 = 2,25$  Atm geschätzt, so dass auf den Plunger noch  $22,5 - 2,25 = 20,25$  Atm wirken. Hiermit ergibt sich als erforderlicher Plungerquerschnitt

$$F = D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{19550}{20,25} = \sim 966 \text{ qcm.}$$

Die Ausführung zeigt einen Plungerdurchmesser von  $D = 355$  mm, dem ein Querschnitt von  $F = 990$  qcm entspricht;

die Differenz dürfte bei den reichlich gerechneten Widerständen wohl genügen, um die Last und Massen beim Anheben hinreichend zu beschleunigen.

Die Grösse der Kanäle in der Schieberplatte der Hubsteuerung wird zunächst mit Rücksicht auf die Senkgeschwindigkeit des leeren Hakens zu bestimmen sein. Soll diese Geschwindigkeit ebensogross wie die Hubgeschwindigkeit der Maximallast, also  $0,2$  m/sek. sein, so bewegt sich der Plunger während des Senkens infolge der losen Rolle mit

$$c' = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ m/sek.,}$$

und der nun treibend wirkende, niedergehende Ausleger übt, wenn  $W$  jetzt für  $H_0' = 3310$  kg (s. S. 229) mit  $\sim 200$  kg und die Nebenhindernisse der Rollen und des Plungers wieder mit 20 Prozent angesetzt werden, auf den letzteren einen Druck von

$$2 \cdot 0,8 (S - Q - 2W) = 2 \cdot 0,8 (6500 - 3500 - 400) = \sim 4160 \text{ kg}$$

aus. Die hierdurch erzeugte Wasserpressure von

$$P_x' = \frac{4160}{990} = 4,2 \text{ Atm}$$

rufft nach Gl. 148, S. 130, mit  $\zeta = 4,5$  eine Geschwindigkeit des Wassers in den Kanälen von

$$v' = 14 \sqrt{\frac{4,2}{4,5}} = \sim 13,5 \text{ m/sek.}$$

hervor; diese wiederum verlangt einen Kanalquerschnitt von

$$f = \frac{F \cdot c'}{v'} = \frac{990 \cdot 0,1}{13,5} = \sim 7,33 \text{ qcm.}$$

Nach der Ausführung (Fig. 4, Taf. 37) sind die Kanäle 6 cm breit und 1,4 cm weit, ihr Querschnitt ist also  $8,4$  qcm. Derselbe liefert aber bei den gerechneten Widerständen nur eine wenig grössere Geschwindigkeit als  $0,2$  m/sek.

Für das Heben der Maximallast würde sich bei vollständig geöffnetem Kanal auch nur annähernd die verlangte Geschwindigkeit ergeben, da der angenommene Druckverlust von  $2,25$  Atm für diese einen Kanalquerschnitt von  $\sim 9,9$  qcm verlangt. Das Senken der Maximallast würde bei ganz geöffnetem Schieber mit ca.  $0,32$  m/sek. vor sich gehen.

Die direkte Berechnung des Plungerquerschnittes für das Schwenkwerk mit Hilfe des zum Kranschwenken nötigen Drehmomentes ist kaum möglich, da der fragliche Querschnitt mit Rücksicht auf die bei Beginn der Bewegung erforderliche Beschleunigung der Massen meistens sehr reichlich gewählt wird. Es kann deshalb hier nur eine Kontrolle der berechneten Dimensionen angestellt werden.

Der horizontale Druck in den beiden Lagern der Kransäule betrug nach S. 229 bei voll belastetem Kran  $H = 6400$  kg. Das obere Rollenlager hat 20 Rollen von  $\mathcal{D}_0 = 12$  cm Durchmesser; der Durchmesser der Rollenbahn ist  $D = 110$  cm. Das Reibungsmoment dieses Lagers ist also, wenn man annimmt, dass zwei Rollen den ganzen Druck übertragen, für  $f = 0,08$  cm

$$4 \frac{H}{2 \cdot \cos 18} 0,08 \left(1 + \frac{D}{\mathcal{D}_0}\right) = 4 \frac{6400}{2 \cdot 0,951} 0,08 \left(1 + \frac{110}{12}\right) = \sim 10950 \text{ kgcm.}$$

Der untere Halszapfen (Fig. 5, Taf. 36) hat  $d = 16$  cm Durchmesser. Für  $\mu_1 = 0,1$  setzt er also seiner Drehung ein Reibungsmoment von

$$H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} = 6400 \cdot 0,1 \cdot 8 = 5120 \text{ kgcm}$$

entgegen. Der Druck auf das untere Kugellager beträgt bei angehängter Maximallast ca.  $22000$  kg. Das Reibungsmoment dieses Lagers ist, da die nötigen Koeffizienten fehlen, nicht zu berechnen. Würde ein einfacher Spurzapfen von  $8$  cm mittlerem Durchmesser an stelle des Kugellagers vorhanden sein, so würde dessen Reibungsmoment für  $\mu_1 = 0,1$

$$22000 \cdot 0,1 \frac{8}{2} = 8800 \text{ kgcm}$$

betragen. Das Moment des Kugellagers wird keinesfalls höher



sein. Mit dem berechneten Wert ergibt sich ein gesamtes Widerstandsmoment der Säule beim Drehen von

$$10950 + 5120 + 8800 = 24870 \text{ kgcm.}$$

Die Seilrolle, um welche das Schwenkseil geschlungen ist, hat einen Radius  $R_0 = 57,5$  cm. Der Widerstand an dieser Rolle folgt somit zu

$$\frac{24870}{57,5} = \sim 432,5 \text{ kgcm.}$$

Mit 20 Prozent Zuschlag für die Nebenhindernisse der Rollen und des Plungers erzeugt dieser Widerstand eine Belastung des treibenden Kolbens von

$$2 \cdot 1,2 \cdot 432,5 = 1038 \text{ kg.}$$

Nach der Ausführung ist der Durchmesser des Plungers  $D_0 = 16$  cm, sein Querschnitt  $F_0 = 201$  qcm. Zur Überwindung

und die Plungergeschwindigkeit

$$c_0 = 0,043 \text{ m/Sek.}$$

sein. Aus der Beziehung

$$F_0 \cdot c_0 = f_0 \cdot v_0$$

folgt dann für die Geschwindigkeit des Wassers in den Steuerungskanälen

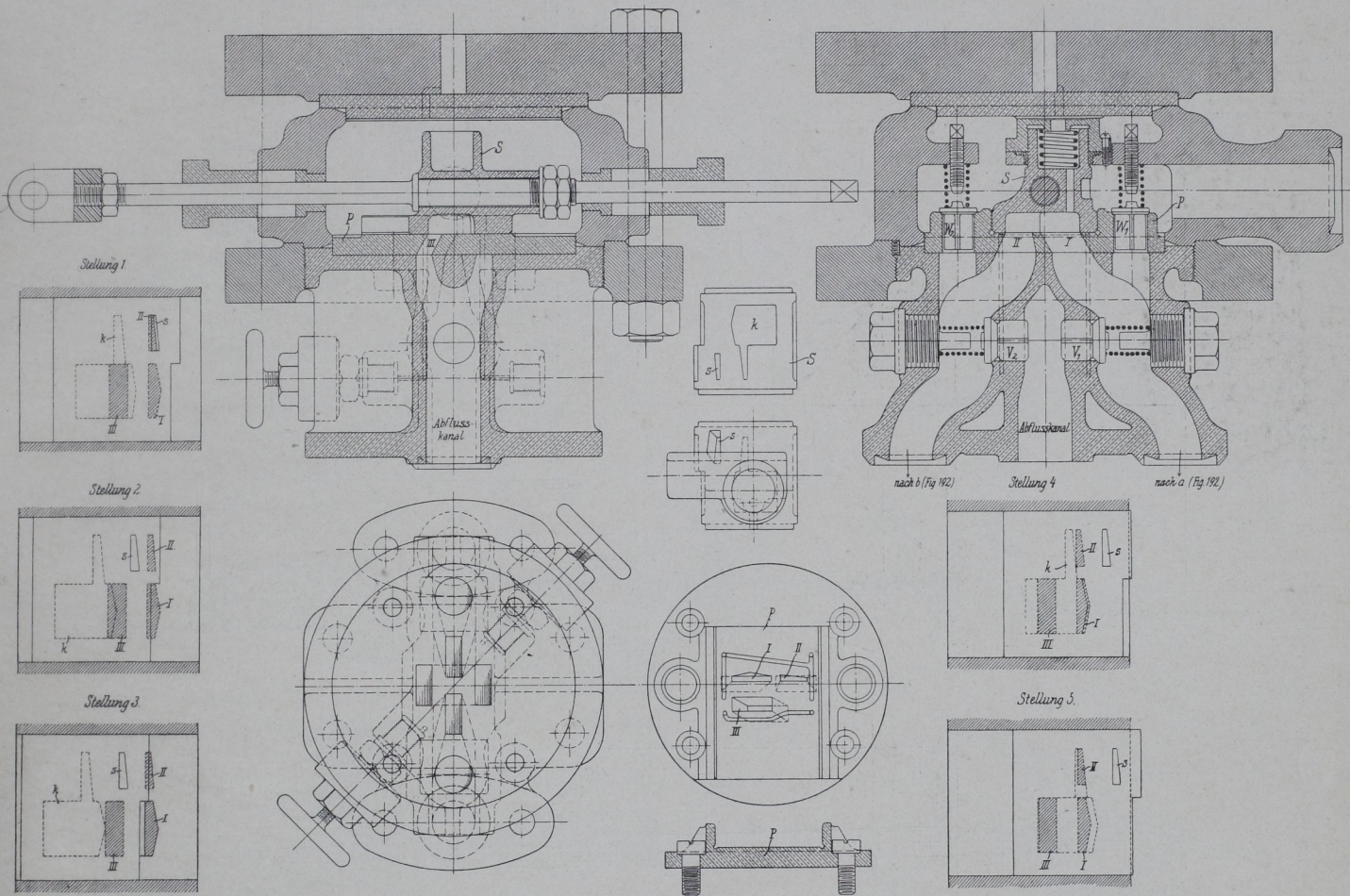
$$v_0 = \frac{201 \cdot 0,043}{0,64} = 13,5 \text{ m/Sek.}$$

Der hierzu erforderliche Wasserdruck ist nach Gl. 148, S. 130, für den grössten Wert  $\zeta = 4,5$

$$p_x' = \left( \frac{13,5}{14} \right)^2 4,5 = 4,185 \text{ atm.}$$

Mit 20 Prozent Zuschlag für die Nebenhindernisse an jedem Cylinder vergrössert sich dieser Druck am treibenden Cylinder auf

Fig. 193.



des genannten Widerstandes ist also eine Pressung von

$$\frac{1038}{201} = \sim 5,16 \text{ atm}$$

unter dem Plunger erforderlich.

Weiter hat der treibende Plunger den Widerstand zu überwinden, welchen der andere Plunger bei seinem Eintritt in den Cylinder findet. Um diesen Widerstand annähernd zu bestimmen, beachten wir, dass die beiden Einlasskanäle in der Steuerung der Drehyylinder nach Fig. 5, Taf. 37, aus zwei abgerundeten Rechtecken von 0,6 cm Weite und 1,2 cm Breite bestehen, jeder von ihnen also einen Durchgangsquerschnitt von

$$f_0 = 0,6^2 + 0,6^2 \frac{\pi}{4} = \sim 0,64 \text{ qcm}$$

bei voller Eröffnung bietet. Weiter soll die Schwenkgeschwindigkeit im Hakenkreise von 10 m Radius 1,5 m/Sek. betragen. Im Kreise vom Radius  $R_0$  muss dieselbe also

$$1,5 \frac{0,575}{10} = \sim 0,086 \text{ m/Sek.}$$

$$1,2^2 \cdot 4,185 = \sim 6,02 \text{ atm.}$$

Im ganzen ist somit unter dem treibenden Plunger eine Pressung von

$$5,16 + 6,02 = 11,18 \text{ atm}$$

erforderlich. Im Schieberkasten beträgt der Wasserdruck 22,5 atm. Der Druckverlust in dem ganz geöffneten Kanäle des treibenden Cylinders ist ebenfalls, wie oben berechnet, höchstens  $p_x' = 4,185$  atm bei der verlangten Geschwindigkeit. Als wirklich vorhandener Druck unter dem treibenden Plunger gelten also

$$22,5 - 4,185 = 18,315 \text{ atm.}$$

Derselbe übersteigt den erforderlichen Druck um

$$18,315 - 11,18 = 7,135 \text{ atm}$$

und dürfte zur Beschleunigung der Schwenkmassen mehr als ausreichend sein. Im Beharrungszustande muss während des Schwenkens der treibende Wasserdruck natürlich stark abgedrosselt werden.