

Original 1896

Zizmann, Jng., Krane. II. Teil:

Antrieb der Krane.

Zweite Auflage.

Mit 209 in den Text gedruckten Figuren und zahlreichen
Rechnungsbeispielen.



Leipzig,
J. M. Gebhardt's Verlag.



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297663



TECHNISCHE LEHRHEFTE.

Abt. B. Maschinenbau.

Heft 4b:

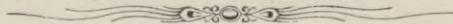
DIE KRANE.

Von

Ingenieur **P. Zizmann.**

Zweite neubearbeitete Auflage.

II. Teil: Antrieb der Krane.



Leipzig

J. M. Gebhardt's Verlag.

3442



DIE KRANE.

II. Teil.

Antrieb der Krane.

Von

Ingenieur **P. Zizmann.**

Zweite vermehrte Auflage.

Mit 209 in den Text gedruckten Figuren und zahlreichen
Rechnungsbeispielen.



J. M. Gebhardt's Verlag.

1905.

H. P.
42

XXX
1026



~~113412~~

Inhalt des zweiten Teiles.



II-351307

Handantrieb.

Allgemeines. Kurbeln. Haspelräder. Vorgelege. Anordnung	Seite 1
Berechnung der Handwindwerke. Beispiele	4

Maschinenantrieb.

Wendegetriebe	8
Arbeitsgleichung	11
I. Wellenantrieb	13
Art und Reihenfolge der Berechnung. Beispiele	15
II. Seilantrieb	20
III. Dampfkrane	26
IV. Hydraulischer Antrieb	28
Druckpumpen	30
Treibzylinder	31
Kolben	34
Dichtung	34
Rohrleitungen	37
Akkumulatoren	40
Steuerungen	42
Beispiele	45
V. Elektrischer Antrieb	49
A. Gleichstrommotoren	49
1. Hauptstrommotoren und ihre Regulierung	50
2. Nebenschlußmotoren und ihre Regulierung	51
3. Compoundmotoren	53
Anlasser. Nebenapparate	54
B. Wechselstrommotoren	55
Synchronmotoren	56
Asynchronmotoren	56
Drehstromsystem. Sternschaltung. Dreieckschaltung	59
Regulierung, Wicklung, Anlassen und Umsteuerung der Drehstrommotoren	60
Schaltung der Motoren	62
Triebwerk	65
Kuppelungen	65
Vorgelege	68
Bremsen	70
Allgemeine Anordnung der elektrisch betriebenen Krane	73
Stromzuleitungen	74

————— —————

BBK-B-26/2018

Akc. Nr. ~~328/50~~

II. Teil.

Antrieb der Krane.

I. Handantrieb.

In den vielen Fällen, wo eine Kraftzuleitung nicht vorhanden, ist der Handantrieb noch immer in hohem Ansehen, wenn auch neuerdings durch die so bequeme Verteilbarkeit der elektrischen Energie der Betrieb mit elektrischen Motoren selbst für kleine Lasten mehr und mehr Boden gewinnt.

Die Hubgeschwindigkeit ist beim Handbetrieb beschränkt, sodaß z. B. für Gießereien die erzielte Hub- und Fortbewegungsgeschwindigkeit bei Lasten über 5000 kg meist nicht mehr ausreicht. Da ferner für große Lasten eine weitgehende Übersetzung nötig ist, so wird für solche der Wirkungsgrad ein sehr geringer.

Kurbelantrieb ist für die Windwerke der Drehkrane ebenso wie für die Bühnenkrane mit einem Laufsteg an der Bühne durchgeführt. Zwei oder vier Arbeiter können bei längerer Arbeitszeit einen Kurbeldruck von je 15 kg bei etwa 0,8 bis 1 m Geschwindigkeit, am Handgriff gemessen, ausüben. Der Kurbelhalbmesser ist etwa 350 bis 400 mm und es müssen die Kurbelwellen etwa 1 m über dem Boden liegen. Gut bewährt hat sich im Gebrauch die Triumphkurbel von Mohr, Fig. 5 u. 6, mit sofort je nach der Größe der Last einstellbarem Handgriff.

Haspelräder sind zum Antrieb hochliegender Räderwerke bequemer. Über eine Scheibe ist ein endloses Seil oder eine Kette so gelegt, daß durch Ziehen an der freihängenden Schlinge die Scheibe, welche an der ersten Welle des Räderwerkes liegt, gedreht werden kann.

Für kleine und mittlere Räder zieht man die Zugketten vor. Fig. 1 und Fig. 65 u. 66 Teil I zeigen solche Ketten-Haspelräder. Schutzbügel verhindern das Ablaufen der Ketten. Die Ketteneisenstärke sei in Rücksicht auf bequemes Anfassen 6 bis 8 mm. Für große Scheiben und wenn die Schlinge genügend lang herunterhängt, um einen festen Reibungsschluß zu erzielen, kann man Hanfseile von 23 bis 26 mm Durchmesser anordnen, die in keilförmigen Rillen liegen.

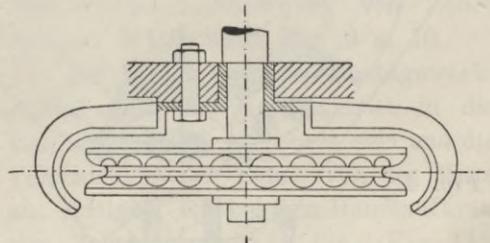
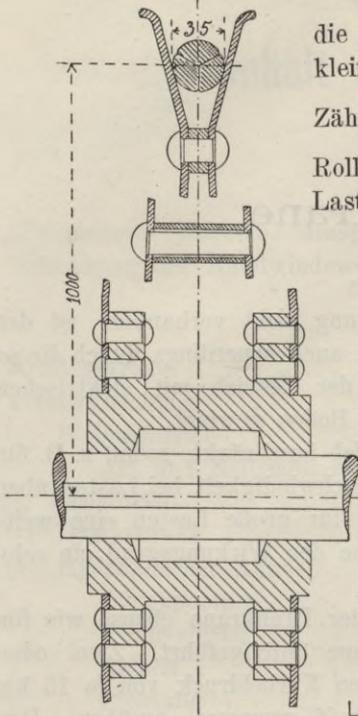


Fig. 1.

Ein Haspelrad großen Durchmessers von R. Dinglinger zeigt Fig. 2 u. 3.

Alle Haspelräder sind mit möglichst großem Durchmesser und mit starken Kränzen auszuführen, um das Rad auch in den Zugpausen durch seine Schwungmasse weiter laufen zu lassen. Für andauernde Arbeit geht man bis unter 8 kg Zugkraft herunter, während ausnahmsweise auch noch 30 bis 40 kg für kurze Zeit verlangt werden können.

Fig. 2.



Die Vorlegezahl sei 2, höchstens 3, dabei soll die Einzelübersetzung höchstens 1 : 8 erreichen; die kleinste Zähnezahle sei 10, das Breitenverhältnis der Zähne $\frac{b}{t} = 2$; bei größeren Lasten schaltet man Rollen oder Flaschenzüge zwischen Trommel und Last ein.

Fig. 3.

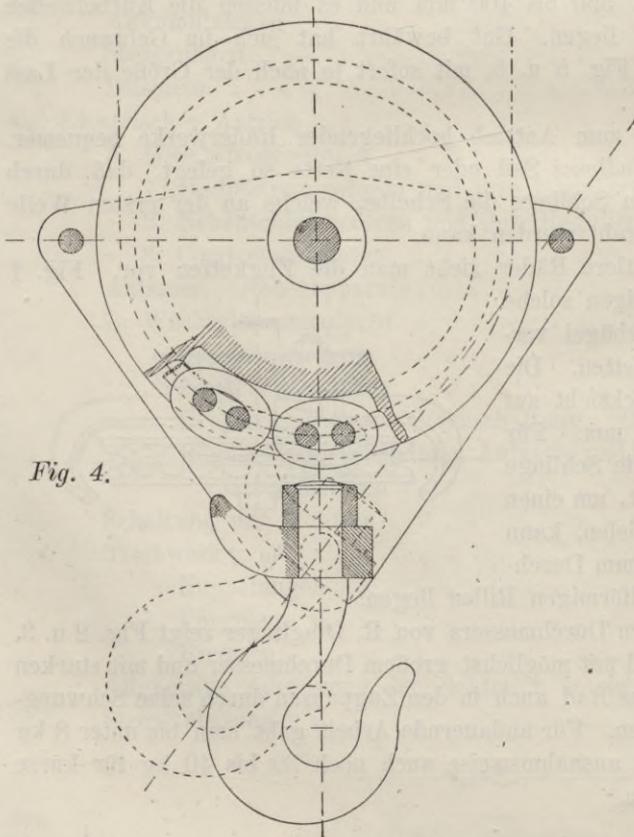
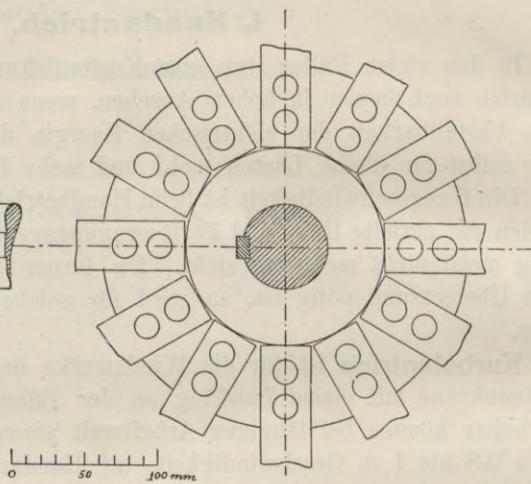


Fig. 4.

Die Übersetzungen sollen von der Antriebs- zur Trommelwelle abnehmen, um die Radgrößen tunlichst zu beschränken.

Bei mehreren Übersetzungen macht man das erste Vorgelege ausrückbar, um kleinere Lasten schneller heben zu können.

Für Krane mit loser Rolle eignet sich zur raschen Halbierung der Übersetzung die Anordnung von Gauhe, Gockel & Co. (Fig. 4).

Die Textfiguren des Teil I geben Anordnungen der Windwerke von Dreh-

kranen wieder, Fig. 7 u. 8 zeigt eine Laufkrankatze*) für Kurbelantrieb von der Bühne aus.

Für alle Krane sind die Windwerke so anzuordnen, daß ein unbeabsichtigtes Ablaufen der Last ausgeschlossen ist. Hierzu sind selbsthemmende Band- oder seltener Backenbremsen, Sicherheitskurbeln und Klemmgesperre im Gebrauch.

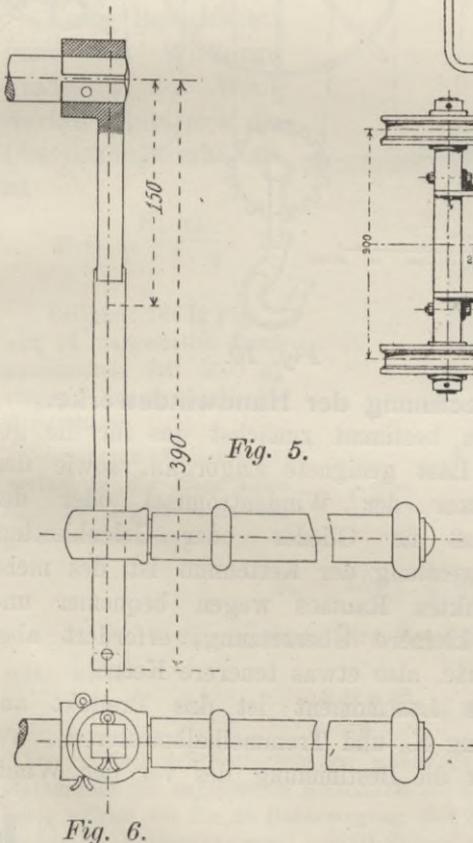
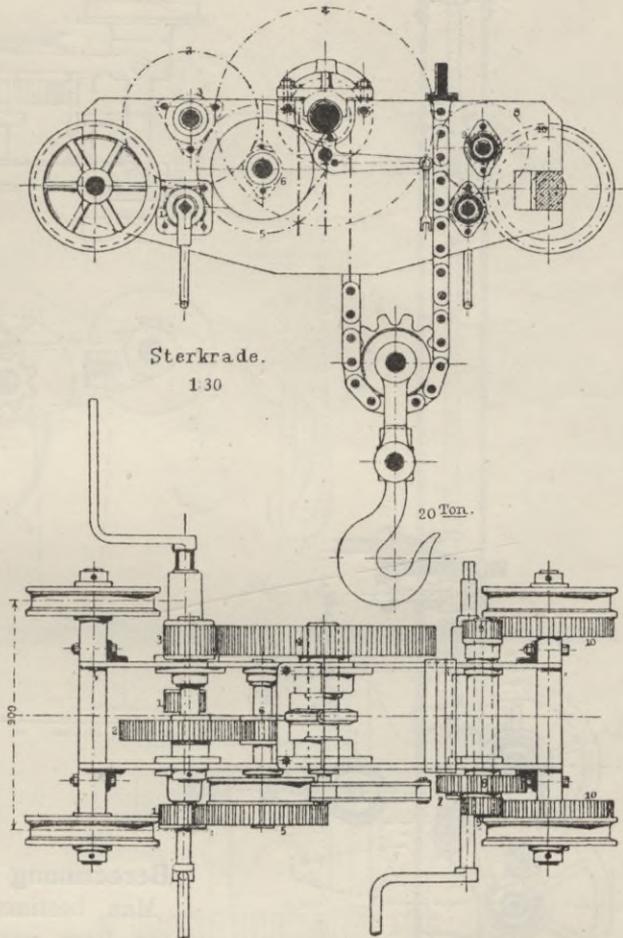


Fig. 7.



Eine Laufwinde mit selbsthemmendem Differentialräderwerk von Zobel, Neubert & Cie. zeigt Fig. 9 u. 10.

Bei Laufkranen in Montagewerkstätten kann der Haspelantrieb in die Laufkatze selbst eingebaut sein und die Verschiebung der Bühne von der Mitte aus erfolgen, wie bei dem Handlaufkran von Zobel, Neubert & Cie. (Fig. 11). Für Gießereikrane legt man den Antrieb, wie Fig. 12*) zeigt, an die Seite,

um die Arbeiter nicht der strahlenden Hitze auszusetzen. Bei der letzteren Anordnung ist die Anbringung einer Plattform für die Arbeiter günstig, welche an einem Ende der Bühne so aufgehängt ist, daß der Kranführer die Bewegungen der Last bequem verfolgen kann.

*) Riedler, Skizzen.

Fig. 9.

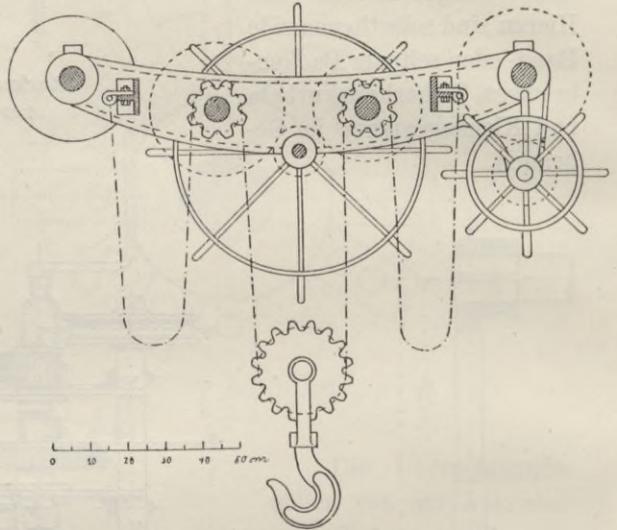
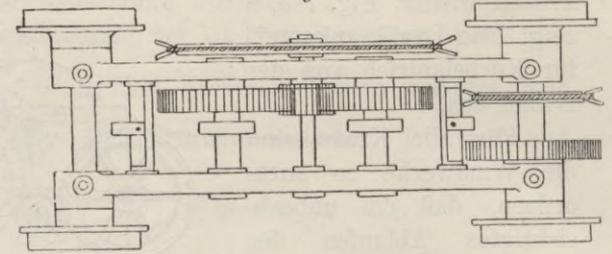
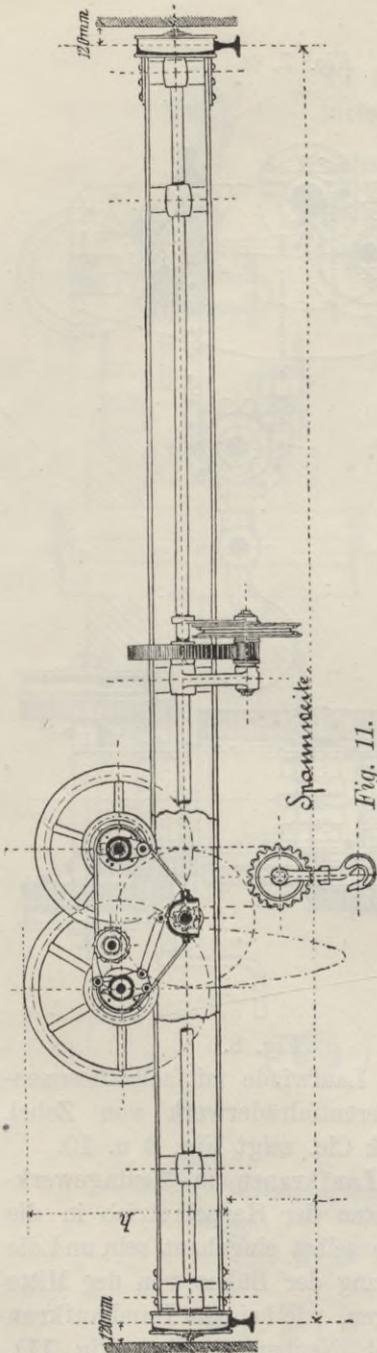


Fig. 10.

Fig. 11.



Berechnung der Handwindewerke.

Man bestimmt zunächst das für die gegebene Last geeignete Zugorgan, sowie den Halbmesser der Windentrommel oder der Kettenuß für Glieder- oder Gelenkketten. Die Anwendung der Kettenuß ist des meist beschränkten Raumes wegen bequemer und ergibt kleinere Übersetzung, erfordert aber kalibrierte, also etwas teurere Kette.

Das Lastmoment ist das Produkt aus Kettenzug K_0 und Trommelhalbmesser r_0 , wobei aber die Bestimmung des vor der Winde

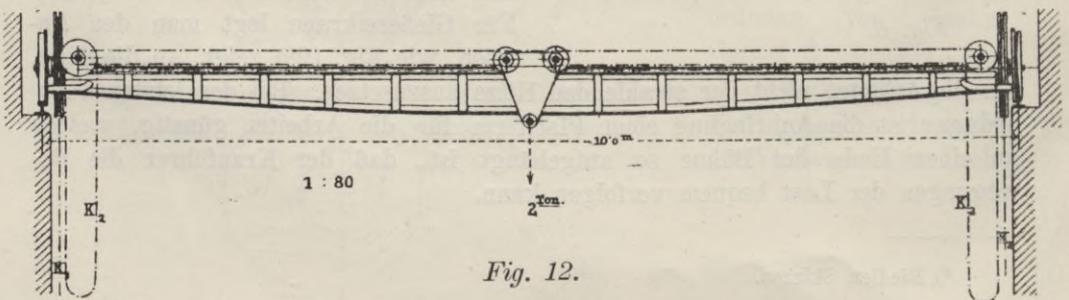


Fig. 12.

herrschenden Kettenzuges mit Rücksicht auf die Reibung der Kette an etwa vorhandenen losen und Führungsrollen zu erfolgen hat.

Das Arbeitsmoment ist das Produkt aus Kurbeldruck P und Kurbellänge l oder aus der Kraft an der Handkette der Haspelräder und dem Halbmesser der letzteren.

Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades η des Windwerkes ergibt sich das Übersetzungsverhältnis zu

$$\varphi = \frac{K_o r_o}{P \cdot l \cdot \eta}$$

Beispiel: Die in Fig. 13 und 14 dargestellte Laufkatzenwinde soll 2500 kg tragen. Zugorgan sei eine Gliederkette.

Nimmt man 4% Reibungsverlust in der losen Rolle an, so ergibt sich ein größter Kettenzug

$$K_o = 1,04 \cdot \frac{Q}{2} = 1,04 \cdot \frac{2500}{2} \approx 1300 \text{ kg.}$$

Die Ketteneisenstärke wird, wenn die zulässige Zugspannung zu $\mathfrak{S}_z = 640 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ gewählt wird,

$$\frac{2 \delta^2 \pi \mathfrak{S}_z}{4} = K_o \text{ und } \delta = 1,2 \text{ cm.}$$

Nach den Kettentabellen wählt man eine 13 mm Kette mit 36 mm Baulänge. Der Halbmesser der zugehörigen Kettennuß mit 5 Zähnen ist zu 57,5 mm angegeben. Als Handkette wählen wir für die Hubbewegung eine 8 mm Gliederkette mit einer Baulänge von 22,5 mm, zu der ein Kettendaunenrad von 60 Zähnen mit 425 mm Halbmesser gehört. Da wohl zweifaches Vorgelege nötig wird, so sei der Wirkungsgrad zu $\eta = 0,8$ angenommen; die Gesamtübersetzung wird dann bei 13 kg Handkettenzug

$$\varphi = \frac{1300 \cdot 5,75}{13 \cdot 42,5 \cdot 0,8} = 16,9$$

sodaß auf beide Räderpaare die Übersetzungen

$$\frac{R_1}{r_1} = 4,5 \text{ und } \frac{R_2}{r_2} = 3,8$$

kommen würden.

Fig. 13.

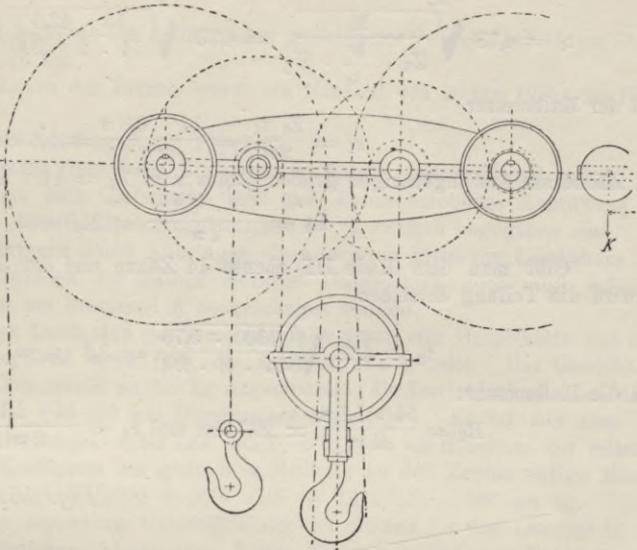
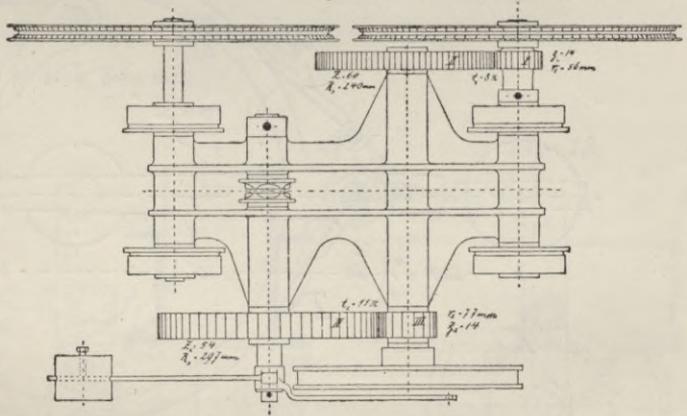


Fig. 14.



Gibt man dem Rade I 14 Zähne, so wird die Teilung

$$t_1 = 4,73 \sqrt[3]{\frac{M}{Z_1 \cdot b \cdot \mathcal{E}_b}} = 4,73 \sqrt[3]{\frac{13 \cdot 42,5}{14 \cdot 2 \cdot 200}} = 2,2 \text{ cm} \approx 0,8 \pi \text{ cm}$$

und der Halbmesser

$$r_1 = \frac{Z_1 t_1}{2\pi} = \frac{14 \cdot 0,8 \pi}{2\pi} = 5,6 \text{ cm.}$$

Die Zähnezahzahl des zugehörigen großen Rades wird $Z_1 = 14 \cdot 4,5 \approx 60$ und der Halbmesser

$$R_1 = \frac{60 \cdot 0,8 \pi}{2\pi} = 24,0 \text{ cm.}$$

Gibt man dem Rade III ebenso 14 Zähne und dem Rade IV $3,8 \cdot 14 \approx 54$ Zähne, so wird die Teilung derselben

$$t_2 = 4,73 \sqrt[3]{\frac{1300 \cdot 5,75}{54 \cdot 2 \cdot 200}} = 3,3 \text{ cm} \approx 1,1 \pi \text{ cm}$$

und die Halbmesser:

$$R_2 = \frac{54 \cdot 1,1 \pi}{2\pi} = 29,7 \text{ cm} \text{ und } r_2 = \frac{14 \cdot 1,1 \pi}{2\pi} = 7,7 \text{ cm.}$$

Fig. 15.

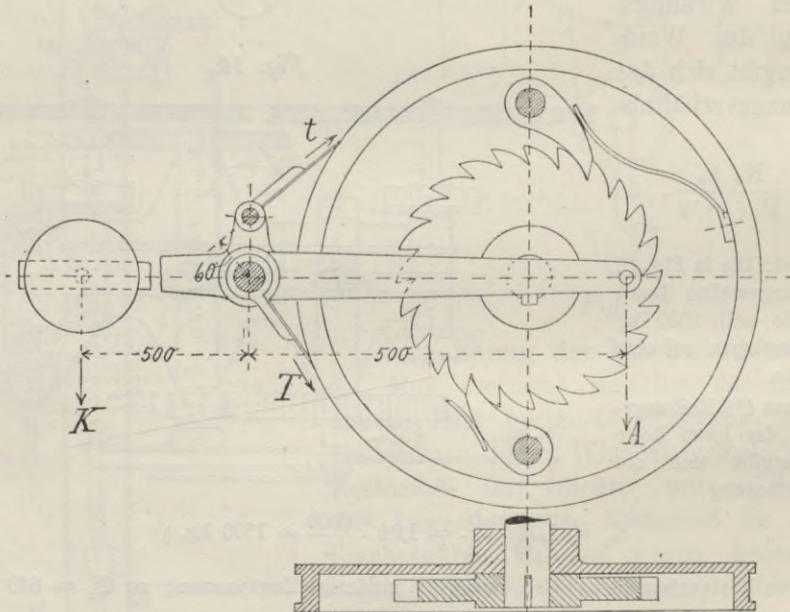


Fig. 16.

Bremse: Diese sei selbstschließend (nach Fig. 15 und 16) und auf der Zwischenwelle angebracht; das in der letzteren herrschende Moment wird

$$M_z = 15 \cdot 42,5 \cdot 4,5 = 2870 \text{ cm kg.}$$

Man gibt der Bremsscheibe etwa 300 mm Halbmesser und setzt das Sperrad wie in der Fig. 16 angegeben, in die Bremsscheibe derart, daß die Bremsscheibe lose auf der Welle läuft, das Sperrad dagegen festgekeilt ist. Die Umfangskraft an der Bremsscheibe beträgt dann

$$P = \frac{M_z}{30} = \frac{2870}{30} \approx 96 \text{ kg.}$$

Wählt man den kleinen Hebelarm des Bremsbandes zu 60 mm und wirkt das Gewicht K am Hebelarm von 500 mm, so ist

$$K = \frac{t \cdot 6}{50} = \frac{96 \cdot 6}{50} = 11,5 \text{ kg}$$

wenn die Bremse bei dem ungünstig niedrig angenommenen Wert $e^{\mu\alpha} = 2$ gerade die Last halten soll.

Genügende Sicherheit gewährt ein zylindrisches gußeisernes Gewicht bei 15 cm Durchmesser und 12 cm Länge mit 16 kg.

Das Zugorgan zum Lösen der Bremse werde ein Hanfseil von 20 mm Dicke am Hebelarm 500 mm.

Das Sperrrad und die Klinke zeigt die Figur 15.

Die Last bleibt in jeder Höhe beim Loslassen der Kurbel freischwebend stehen. Das lästige Klappern der Sperrklinke beim Aufwinden läßt sich durch besondere Anordnung von Federn vermeiden, wie sie in „Korn, Maschinenelemente II“*) vielfach angegeben sind.

Die Laufkatze ist übrigens durch Anbringen eines zweiten kleineren Lasthakens auch zum doppelt so schnellen Aufwinden der halben Nutzlast eingerichtet, doch muß dabei die Bremse durch ständiges Ziehen am Bremsseil A ausgeschaltet werden.

Die Fortbewegung der Laufkatze geschieht ebenfalls durch eine Haspelkette und es sei der Einfachheit halber das Haspelrad direkt auf die Laufradwelle gekeilt. Das Gewicht der Laufkatze samt Kette und Haken werde zu 350 kg angenommen, die Laufradachsen seien durchweg 50 mm dick, die Laufräder mit 250 mm Durchmesser ausgeführt. Es ist das zum Verschieben der Laufkatze bei voller angehängter Last bei $f = 0,05$ cm als Hebelarm der rollenden Reibung und bei $\mu = 0,1$ als Koeffizient der gleitenden Reibung an den Zapfen nötige Moment

$$M = (Q + G_1) (f + \mu r) = (2500 + 350) (0,05 + 0,1 \cdot 2,5) = 855 \text{ cm kg.}$$

Wählt man diesmal, um eine äußerliche Unterscheidung der Ketten für den Lasthub (8 mm) und das Katzenfahren zu ermöglichen, hierzu eine 7 mm Kette mit 22,5 mm Baulänge, und wieder ein Kettenrad von 60 Zähnen und 425 mm Halbmesser, so ist beim Katzenfahren mit voller Last eine Kettenzugkraft

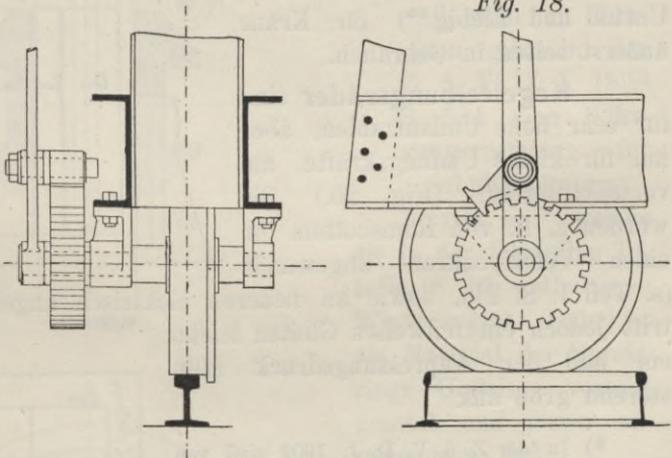
$$P_1 = \frac{855}{42,5} = 20 \text{ kg}$$

zu leisten, was gerade noch zulässig sein mag.

Beispiel: Zum Fortbewegen der Bockkrane dienen Handhebelvorrichtungen nach Fig. 17 und 18.

Fig. 17.

Fig. 18.



Berechnung: Der in Teil I Fig. 81 u. 82 gegebene Bockkran für 7500 kg Höchstlast besitze ein Konstruktionsgewicht von 3000 kg. Zum Verfahren auf den Geleisen ist eine Ratsche auf der Laufradachse angeordnet, deren Handhebel 1200 mm lang angenommen sein soll. Der Durchmesser der Laufräder ist 600 mm, derjenige der Laufradzapfen 80 mm. Bei

$f = 0,05$ cm und $\mu = 0,1$ ist das zum Verschieben des Kranes nötige Moment:

$$M = (Q + G) (f + \mu r) = (7500 + 3000) (0,05 + 0,1 \cdot 4,0) = 4725 \text{ cm kg,}$$

sodaß am Ende des 1200 mm langen Hebels mit $\frac{4725}{120} \approx 40$ kg gearbeitet werden müßte.

Bei $r = 170$ mm Sperrradhalbmesser ist der wirksamste Zahndruck

$$P = \frac{4725}{17} = 278 \text{ kg.}$$

Macht man die Zahndicke und Zahnhöhe $= 0,5 t$, die Breite $b = 2 t$ und nimmt man, für Gußeisen, die Biegespannung der stoßweisen Beanspruchung wegen zu $\mathcal{E}_b = 100 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ an, so wird unter der Voraussetzung, daß der Zahndruck an der oberen Kante des Zahnes angreift:

*) J. M. Gebhardt's Verlag, Leipzig.

$$278 \cdot 0,5 t = \frac{b (0,5 t)^2}{6} \cdot \sigma_b$$

$$278 \cdot 0,5 t = \frac{2 t \cdot 0,25 t^2}{6} \cdot \sigma_b$$

$$t = 4,1 \approx 4,5 \text{ cm.}$$

Um übrigens ein Festfahren zu verhüten, ist jedenfalls an jedem Fuß eine solche Verschiebvorrichtung anzuordnen, von denen aber jede einzelne beinahe gerade so, wie eben berechnet, beansprucht wird, wenn die Last an einem Ende der Bühne steht.

2. Maschinenantrieb.

Um größere Geschwindigkeiten in der Beförderung der Last zu erzielen, werden die Triebwerke der Krane durch Elementarkraft angetrieben.*)

Wendegerieße.

Bei den meisten durch Maschinenkraft angetriebenen Kranen werden, wenn die Betriebsmaschinen keine Umkehrsteuerung für Vor- und Rücklauf besitzen, besondere Wendegerieße für die Hub-, Fahr- und Schwenkwerke nötig.

Auch für die umsteuerbaren Motoren sind mitunter solche Wendegerieße notwendig, damit das Heben und Bewegen der Last gleichzeitig und unabhängig von einander erfolgen kann.

Die **Wendegerieße mit offenem und gekreuzten Riemen**, deren einfachste, von den Drehbänken her bekannte Ausführung Fig. 19 zeigt, erfordern viel Platz und sind selbst in den verbesserten Konstruktionen von Sellers, G. Luther, Th. Lißmann, Unruh und Liebig***) für Krane äußerst selten in Gebrauch.

Kegelreibungsräder sind für sehr hohe Umlaufzahlen, aber nur für kleine Umfangskräfte, am vorteilhaftesten. (Fig. 20.) Sie wurden z. B. von Ramsbottom für einen Velozipedkran angewandt

(s. Teil I. S. 21), sowie an neueren elektrisch angetriebenen Laufkranen; es tritt jedoch ein teilweises Gleiten leicht ein und der Anpressungsdruck fällt störend groß aus.

*) In der Z. d. V. D. J. 1902 sind von Ernst die Ergebnisse von Versuchen mit elektrisch betriebenen Motorlaufwinden einerseits und einer Lüderschen Katze für 3 t mit Handbetrieb andererseits bekannt gegeben. Das Schaubild Fig. 19a gibt in der ausgezogenen Linie die Geschwindigkeit des Lasthebens bei der elektrisch betriebenen, in der punktierten Linie die Geschwindigkeit des Lasthebens bei der Handlaufkatze wieder. Die letzteren Versuche wurden von 6 Leuten ohne Pausen hintereinander ausgeführt; 3 Mann arbeiteten und 3 Mann ruhten abwechselnd.

**) Ad. Ernst, Hebezeuge I.

Fig. 19.

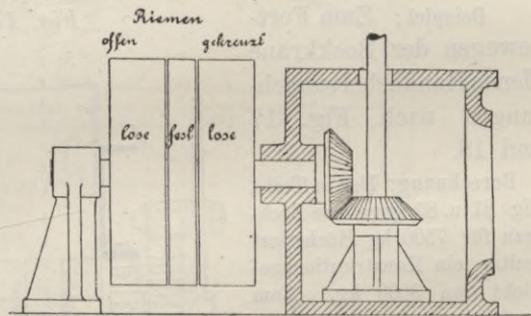
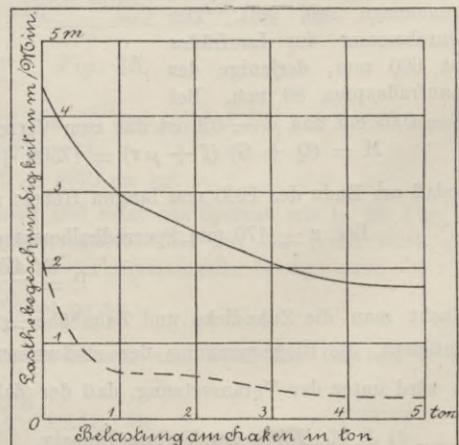


Fig. 19a.



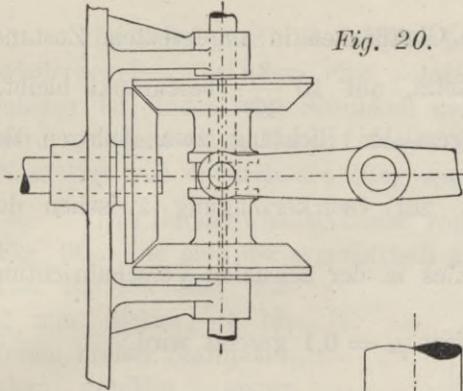


Fig. 20.

Zahnradwendetriebe müssen nachgiebige Kuppelungen erhalten. Zu meist wird diese Kuppelung durch in den Zahnrädern liegende geschlitzte Ringe, ähnlich den bekannten Kolbenringen, erreicht, welche, um die Kuppelung zu schließen, durch Hebeldruck (Fig. 21 und 22 und Fig. 50 Seite 15)

oder Keildruck auseinander gespreizt werden.

Fig. 23 bis 29*) zeigt eine von der Duisburger Maschinenbauaktiengesellschaft, vormals Bechem u. Keetman ausgeführte, bewährte Konstruktion, bei der insbesondere das Zurückfedern der Ringe beim Ausrücken durch den Keil selbst sicher gestellt wird. H. Bethmann gibt in der Z. d. V. D. J. 1898 S. 534 eine Näherungsrechnung für Schubkeilkuppelungen an, welche

die in der folgenden Tabelle (S. 10) enthaltenen Werte ergibt. Dabei ist als Material der Spreizringe Gußeisen vorausgesetzt und ferner angenommen, daß:

der Durchmesser des Ringes im ungespreizten Zustand ≈ 2 mm kleiner als der innere Trommeldurchmesser ist,

der halbe Keilwinkel α des Schubkeiles der Steigung $\text{tg } \alpha = 0,2$ entspricht,

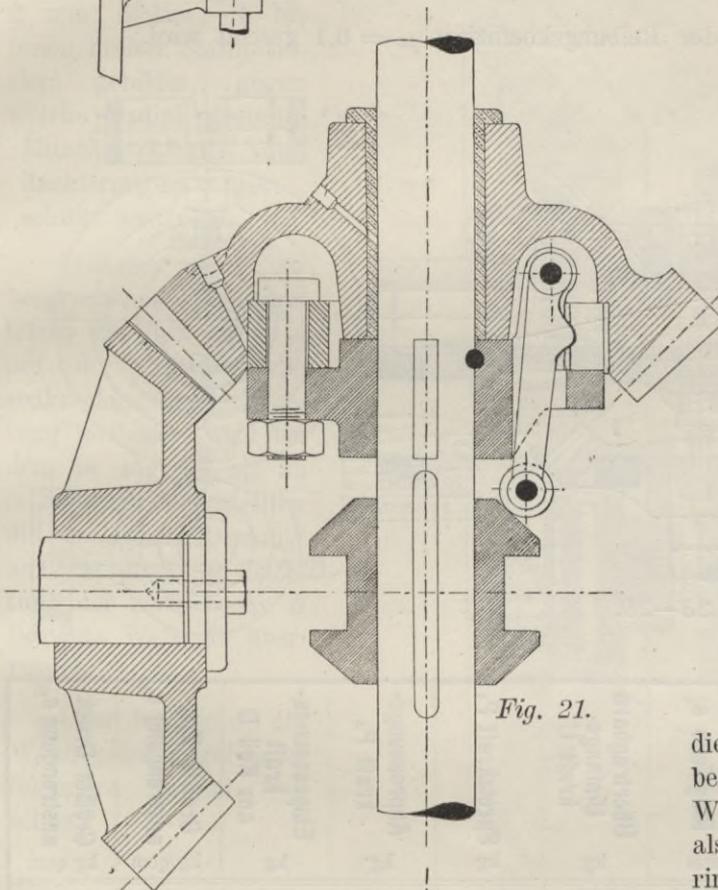
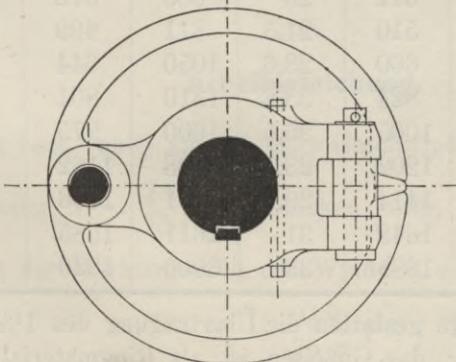


Fig. 21.

Fig. 22.



*) D. R. P. 86 116.

In Teil I S. 27 ist das Wendegetriebe von Gebrüder Scholten, Duisburg wiedergegeben, bei dem eine achsial wirkende Kraft auf den Spreizring vermieden ist, indem der Schubkeil nicht unmittelbar in den Kuppelring gepreßt wird, sondern einen Hebel *f* dreht, der sich gegen eine am Ringe *c* sitzende Nase legt und dadurch den Ring spannt.

Das Bürstenwendegetriebe von G. Luther in Braunschweig, D R P, zeigt Fig. 30. Die eine der symmetrisch gebauten Hälften ist in Fig. 21 fortgelassen.

Die Bürsten sind aus 2 mm dicken, 4 bis 5 mm breiten Stahlplättchen gebildet, gegen welche radial gestellte Mitnehmerkämme von dachförmigem Querschnitt anstreifen.

Während alle bisher besprochenen Wendegetriebe die Bewegung in auf der Antriebswelle senkrecht stehender Richtung fortleiten, wird bei dem in Fig. 31 bis 33 (s. Seite 12) dargestellten die wechselnde Drehung auf die direkt in Richtung der Antriebsaxe *A* liegende Welle *B* übertragen.

Über den Einbau der Wendegetriebe geben die folgenden Kapitel Aufschluß.

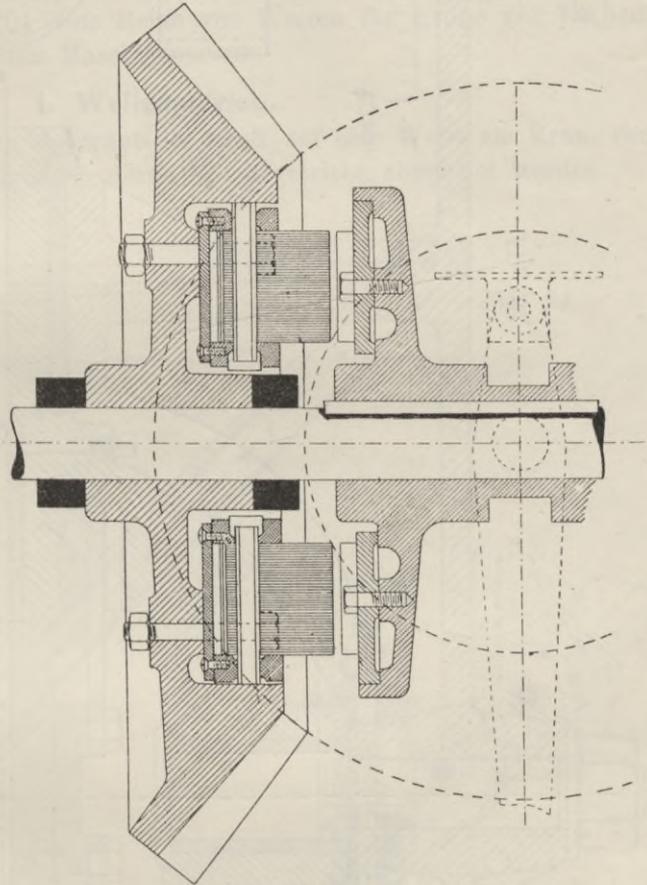


Fig. 30.

Arbeitsgleichung.

Um eine Last von Q kg mit einer Geschwindigkeit von $v \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ zu heben, sind $Q v \frac{\text{m kg}}{\text{Sek.}}$ oder $N = \frac{Q v}{75}$ Pferdestärken nötig.

Beträgt der Wirkungsgrad der Winde η , so sind auf die Antriebswelle

$$N_e = \frac{Q v}{75 \eta} \text{ PS}$$

zu übertragen.

Fig. 32.

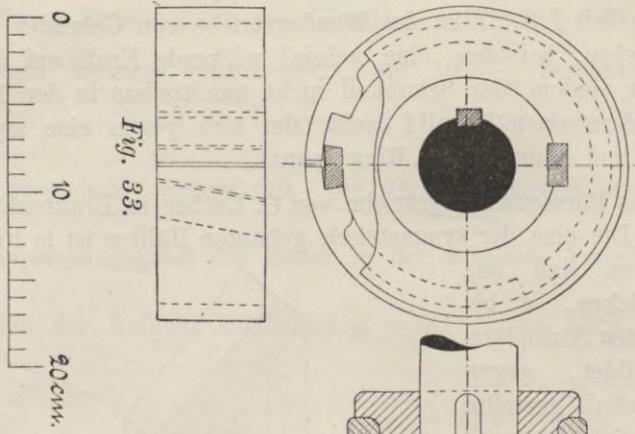


Fig. 33.

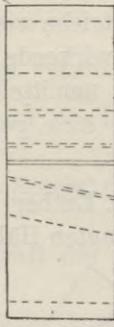
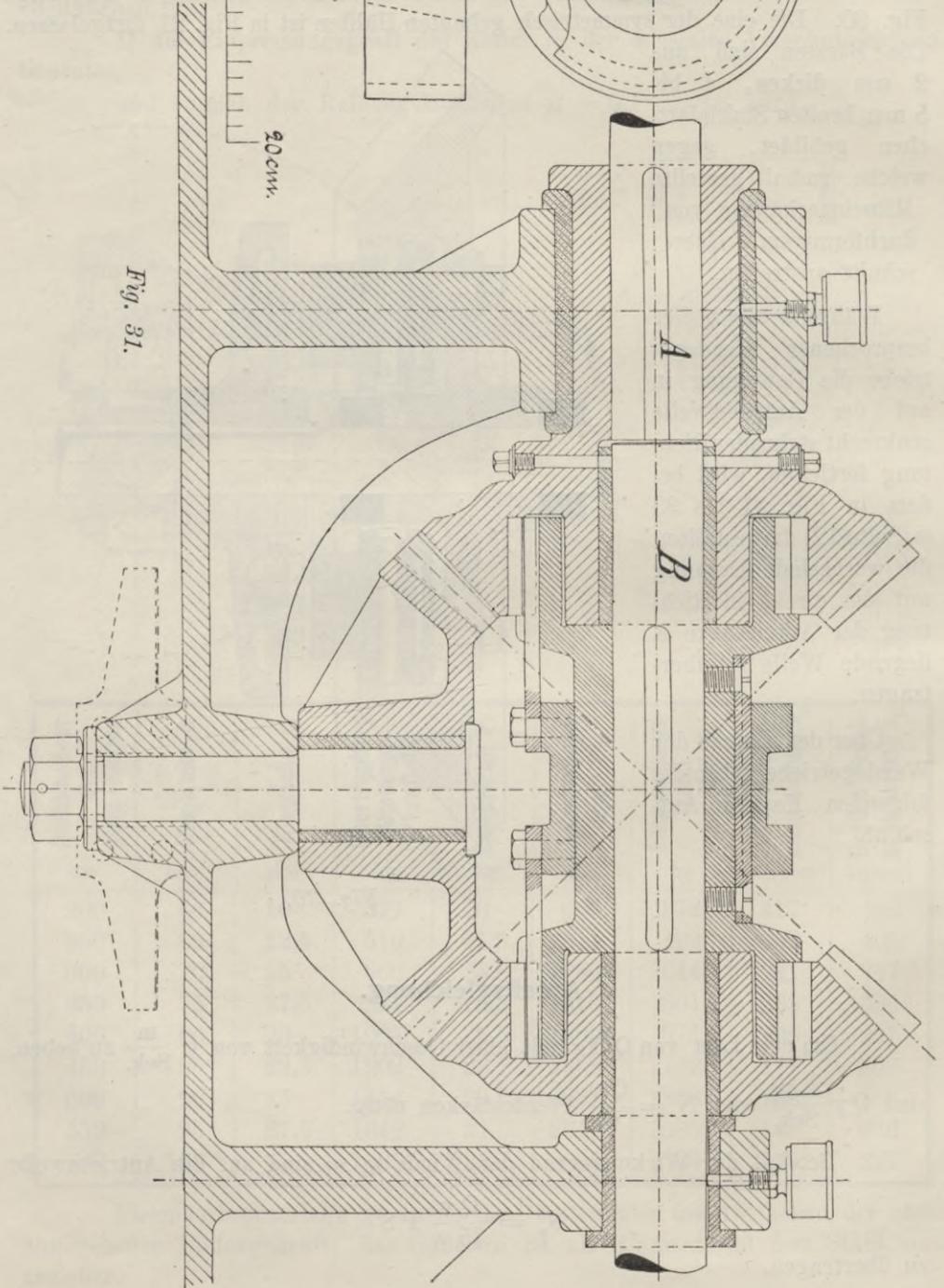


Fig. 31.



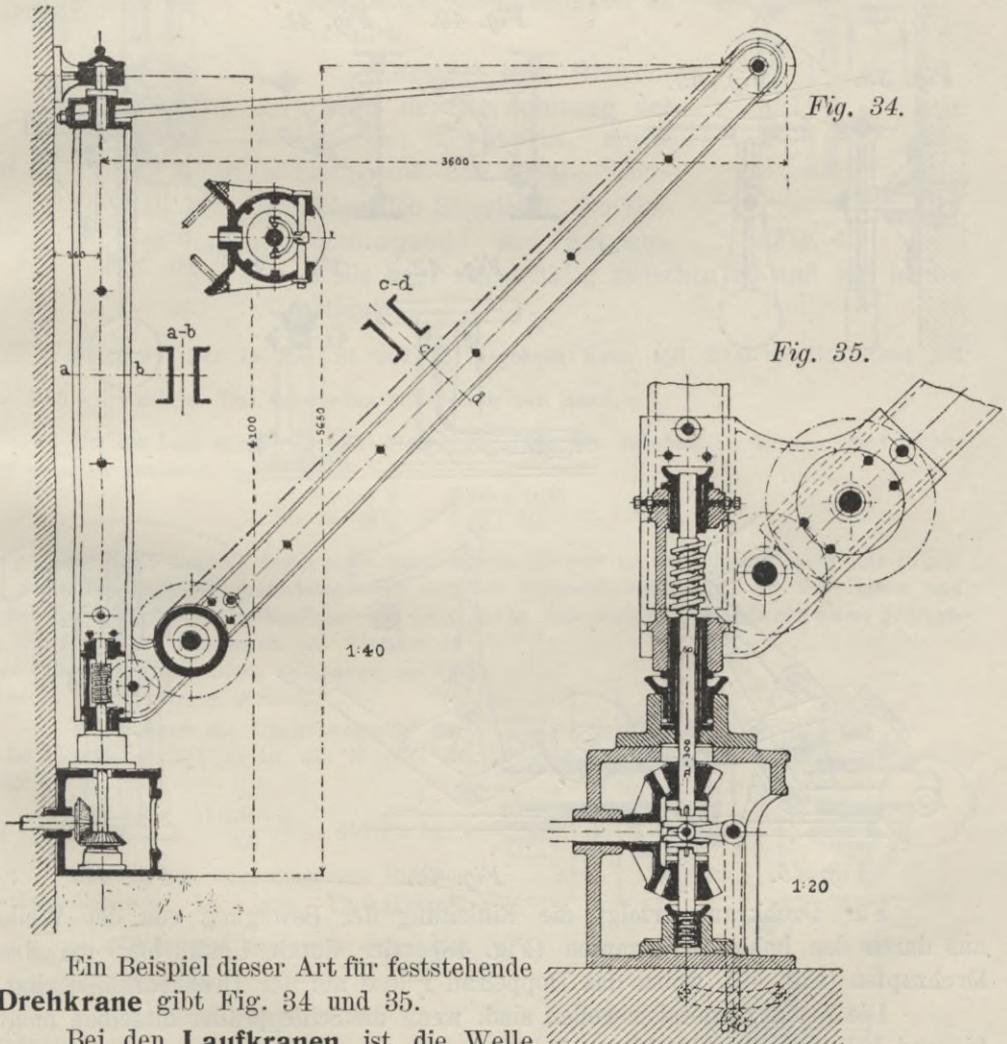
Nach Ernst beträgt für die bei den meisten Kranen vorhandenen geringen Hubhöhen die Lastgeschwindigkeit für Lasten

bis 500 kg	$v \geq 0,25$ m/Sek.
500 bis 1000 „	$v \geq 0,15$ „
1000 „ 1500 „	$v \geq 0,10$ „
1500 „ 2000 „	$v \geq 0,05$ „

Neuerdings sind die Geschwindigkeiten auch für größere Lasten ganz bedeutend höher gewählt worden. Die 18. Auflage des Taschenbuchs „Hütte“ gibt auf Seite 1103 und 1104 eine Reihe von Werten für Krane von Bechem u. Keetman und der Benrather Maschinenfabrik.

I. Wellenantrieb.

Die Betriebsmaschine überträgt die Kraft auf eine Welle am Kran, von der aus die einzelnen Bewegungen durch Wendegetriebe abgeleitet werden.



Ein Beispiel dieser Art für feststehende Drehkrane gibt Fig. 34 und 35.

Bei den **Laufkränen** ist die Welle längs der Werkstatt neben der Fahrbühne verlegt und die Kraft wird auf die an der Bühne angeordnete und mit dieser sich fortbewegende Antriebswelle durch

sogen. Schleppräderwerke übertragen, indem auf der ersten Welle ein längsver-schiebbares, aber nicht ohne die Welle drehbares Schlepprad sitzt, als welches ein Stirn- oder Kegelrad, eine Schnecke, oder auch die Zwillingsskegel eines Wendegetriebes dienen können. (Fig. 36 und 37.)* Die Welle (und dementsprechend das Loch in der Nabe) ist vierkantig, oder sie ist mit durchlaufender Nut versehen, in welche eine in das Schlepprad eingelegte Feder greift.

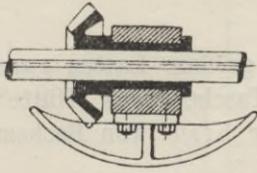


Fig. 36.

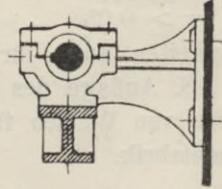


Fig. 37.

Da die Wellen lang ausfallen, so sind die zwischen den Endlagern liegenden Wellenlager als bewegliche Stützlager, welche dem Schlepprad ausweichen können, anzuordnen. Der Abstand von Lager zu Lager betrage ≈ 3 m. (Fig. 38 bis 47.)

Fig. 40. Fig. 41.

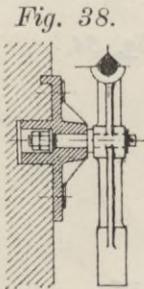


Fig. 38.

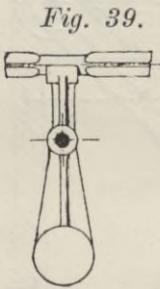


Fig. 39.

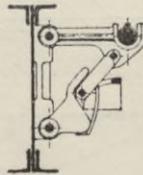


Fig. 40.

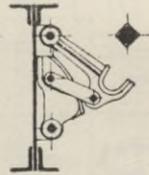


Fig. 41.

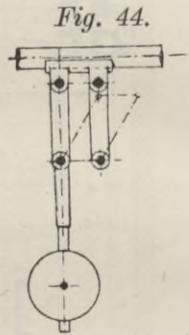


Fig. 44.

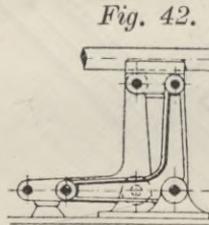


Fig. 42.

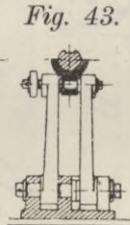


Fig. 43.

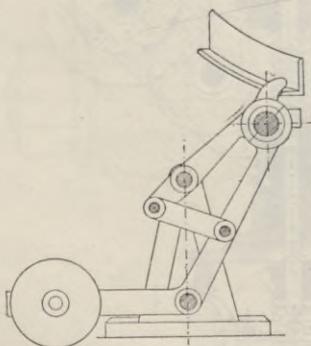


Fig. 45.

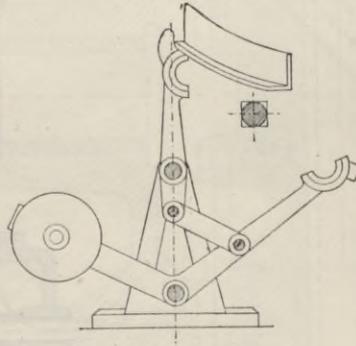


Fig. 46.

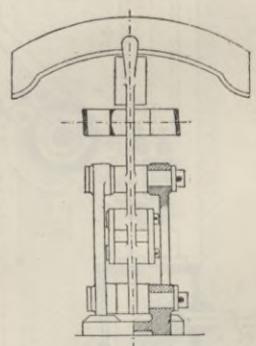


Fig. 47.

Für Drehkrane erfolgt die Einleitung der Bewegung von der Welle aus durch den hohlen Kranzapfen (Fig. 48) oder durch Umführung um den Drehzapfen (Fig. 49), wobei das Doppelrad r lose auf der Drehkransäule sitzt.

Die Krantransmissionswellen sind, wenn die Schleppräder dieselben nicht biegend belasten, auf Torsion zu berechnen,

*) Riedler, Skizzen.

$$71620 \frac{N}{n} = M_t = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \mathcal{S}_t,$$

wobei man \mathcal{S}_t bis zu $240 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ wählen kann.

Sind die Wellen noch durch aufgekeilte Räder biegend belastet, so wird, solange die Biegemomente nicht groß sind, mit genügender Sicherheit verfahren, wenn die zulässige Drehspannung mit $\mathcal{S}_t = 120 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ eingeführt wird.

Sind merklich große Biegungskräfte vorhanden, so sind die Wellen auf zusammengesetzte Festigkeit zu rechnen.

Die Art und Reihenfolge der Berechnung des ganzen Triebwerks ergibt sich aus den beiden nachfolgenden Beispielen. Die Umdrehungszahl der Antriebswelle liegt zweckmäßig zwischen 80 und 120 in der Minute.

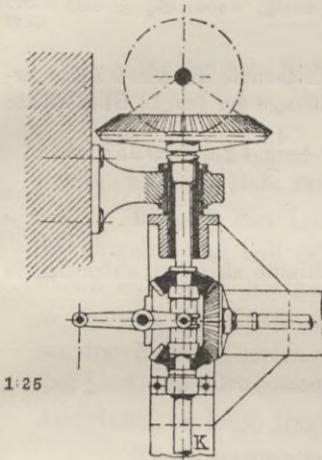


Fig. 48.

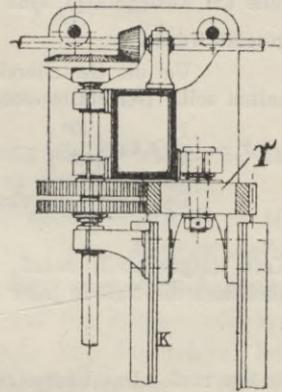


Fig. 49.

Beispiel: Der in Fig. 34 und 35 gegebene Kran soll 3000 kg Höchstlast mit $v = 0,05 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ heben. Das Schwenken erfolge nur von Hand.

Um die Last mit der gewünschten Geschwindigkeit anheben zu können, sind, wenn man $\eta = 0,5$ annimmt,

$$N_e = \frac{Q v}{75 \eta} = \frac{3000 \cdot 0,05}{75 \cdot 0,5} = 4 \text{ PS}$$

nötig. Die Welle 1 werde durch einen ausrückbaren Riemen von der Transmission aus in fein und demselben Drehsinn angetrieben. Die vertikale Schneckenwelle wird für das Heben und Senken der Last durch ein Wendegetriebe (Fig. 35) in dem jeweils erforderlichen Sinne gedreht. Um die Last nach Ausrücken des Riemens in jeder beliebigen Höhe halten zu können, sei die Schnecke selbsthemmend gemacht.

Wählt man die Umdrehungszahl der Welle 1 zu $n_1 = 300$, so ist das Moment in dieser Welle:

$$M_1 = \frac{71620 \cdot N}{n} = \frac{71620 \cdot 4}{300} = 955 \text{ cm kg.}$$

Bei 200 mm angenommenem Riemenscheibenhalmeser ist eine Umfangskraft

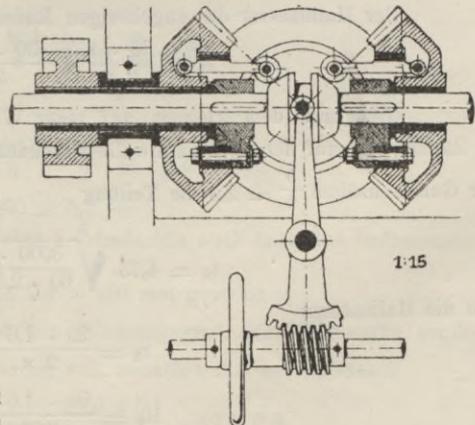
$P = \frac{955}{20} = 47,8 \text{ kg}$ und eine größte Spannung im gezogenen Trum von

$$T = 2P = 2 \cdot 47,8 = 95,6 \text{ kg}$$

vorhanden.

Wählt man die Riemendicke zu $\delta = 5 \text{ mm}$, die zulässige Riemenspannung zu

Fig. 50.



$\mathcal{S}_z = 25 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, so wird die Riemenbreite b aus

$$T = b \delta \cdot \mathcal{S}_z$$

$$b = \frac{T}{\mathcal{S}_z} = \frac{96}{0,5 \cdot 25} = 7,7 \approx 8 \text{ cm.}$$

Die Übersetzung in den Zahnrädern des Wendegetriebes sei 1 : 2, sodaß die Schneckenwelle 150 Umdrehungen macht.

Für eine Last von 3000 kg ist unter Berücksichtigung der Reibung an der Führungsrolle am Auslegerkopf eine Ketteneisenstärke von $\delta = 1,8$ cm nötig, wobei $\mathcal{S}_z = 640 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ gesetzt wurde.

Um die Gestellbreite zu beschränken, wählt man eine Kettenuß, die $z = 9$ Zähne erhalten soll. Der Halbmesser dieser Nuß wird bei $1 = 2,6 \delta$ Baulänge der (engl.) Gliederkette

$$r = \frac{1}{2} c t g \left(\frac{90^\circ}{z} \right) - \frac{\delta}{2} t g \left(\frac{90^\circ}{z} \right) = \frac{2,6 \cdot 1,8}{2} c t g \cdot 10^\circ - \frac{1,8}{2} t g 10^\circ = 13,3 \text{ cm.}$$

Bei einer Umdrehung der Nuß werden demnach

$$13,3 \cdot 2 \cdot \pi = 83,6 \text{ cm}$$

Kette aufgewickelt, sodaß, weil in der Sekunde 0,05 m, in der Minute also 3 m, aufzuwickeln sind, sich die Nuß in jeder Minute

$$\frac{300}{83,6} = 3,6 \text{ mal}$$

drehen muß. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Nuß und Schneckenwelle ist

$$\varphi = \frac{150}{3,6} = 42 \approx 45$$

Wir wählen eine Übersetzung von 1 : 15 für die Schnecke, von 1 : 3 für die Zahnräder.

Die Schnecke werde zweigängig, aus Stahl ($\mathcal{S}_b = 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$) auf Bronz Zahnkranz des zugehörigen Rades laufend. Die Teilung derselben wird für das in derselben herrschende Drehmoment $M = \frac{71620 \cdot N}{150} = 1910 \text{ cm kg}$

$$t = 4,73 \sqrt[3]{\frac{1910}{2 \cdot 2 \cdot 500}} = 4,66 \text{ cm} \approx 1,4 \pi.$$

Soll die Schnecke selbsthemmend sein, so muß die Tangente des Steigungswinkels kleiner als 0,12 sein.

$$\frac{2t}{2r\pi} = t g \alpha = 0,1$$

$$r = \frac{2t}{2\pi \cdot 0,1} = \frac{2 \cdot 1,4 \pi}{0,1 \cdot 2\pi} = 7,0 \text{ cm}$$

Der Halbmesser des zugehörigen Rades mit 30 Zähnen wird

$$R = \frac{30 \cdot t}{2\pi} = \frac{30 \cdot 1,4 \pi}{2\pi} = 21,0 \text{ cm.}$$

Gibt man dem kleinen, auf einer Welle mit dem Schneckenrad sitzenden Zahnrad 20 Zähne, dem auf der Kettenußwelle sitzenden 60 Zähne, so wird bei einem Breitenverhältnis der Gußeisenzähne $\frac{b}{t} = 2,5$ die Teilung

$$t_2 = 4,73 \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 13,3}{60 \cdot 2,5 \cdot 200}} = 5,2 \approx 1,6 \pi$$

und die Halbmesser

$$r_2 = \frac{20 \cdot 1,6 \pi}{2\pi} = 16,0 \text{ cm}$$

$$R_2 = \frac{60 \cdot 1,6 \pi}{2\pi} = 48,0 \text{ cm.}$$

Für das Wendegetriebe wählt man 50 bzw. 25 Zähne. Die Teilung wird

$$t = 4,73 \sqrt[3]{\frac{955}{50 \cdot 2 \cdot 200}} = 1,72 \text{ cm} \approx 0,8 \pi$$

und die Halbmesser

$$r = \frac{25 \cdot 0,8 \pi}{2 \pi} = 10 \text{ cm} \text{ und } R = \frac{50 \cdot 0,8 \pi}{2 \pi} = 20,0 \text{ cm.}$$

Die Welle 1 wird, wenn die feste Riemenscheibe dicht an der Lagerstelle liegt, in Rücksicht auf den Riemenzug bei $n = 300$

$$\frac{71620 \cdot N}{n} = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot \mathcal{E}_t \text{ und } d = 3,42 \approx 4 \text{ cm.}$$

Die vertikale Welle wird bei $n = 150$

$$\frac{71620 \cdot N}{n} = \frac{\pi}{16} d^3 \mathcal{E}_t \text{ und } d = 4,3 \approx 5 \text{ cm.}$$

Die Schneckenrad- und Kettenußwelle müssen auf Biegung und Verdrehung berechnet werden, wobei die Maße für die Stütztlängen aus der Zeichnung zu entnehmen sind.

Beispiel: Ein Laufkran für eine 40 m lange Werkstatt erhält $L = 10$ m Spannweite und soll 5000 kg Höchstlast heben können. Der Antrieb erfolge durch eine über die ganze Länge der Werkstatt an der einen Wand liegende Welle und die Kraft wird durch ein Kegelschlepprad auf die horizontale Welle an der Bühne übertragen. Drei nebeneinander liegende Wendegetriebe leiten das Lastheben und Senken, das Bühnen- sowie das Katzenfahren ein. Die ganze Anordnung erfolge ungefähr nach Fig. 51 und 52.

Nimmt man vorläufig das Eigengewicht der Trägerkonstruktion samt Räderwerk zu $G = 3000$ kg, das Gewicht der Laufkatze nebst Führungsrollen zu $G_1 = 300$ kg an, so wird für den gefährlichen Querschnitt in der Mitte, wenn $\mathcal{E}_b = 750 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$

$$(G_1 + Q) \frac{L}{4} + G \cdot \frac{L}{8} = W \cdot \mathcal{E}_b$$

$$W = \frac{(300 + 5000) \cdot \frac{1000}{4} + 3000 \cdot \frac{1000}{8}}{750} = 2270 \text{ cm}^3$$

Man kann 2 Stück Doppel **T**Eisen Profil No. 38 mit einem Widerstandsmoment von je 1274 cm³ wählen, auf die man, um die Fahrgeleise für die Laufkatze zu bilden, Flacheisen von 25 mm Dicke und 80 mm Breite versenkt aufnietet.

Die Zapfen für die Laufräder der Bühne werden am stärksten belastet, wenn die Last an einem Ende der Bühne steht. Die Laufräder seien auf ihren Achsen festgekeilt und mögen zwischen 2 Lagern in den Querträgern der Bühne laufen. Auf jeden Zapfen kommen dann $\frac{1}{3}$ des Trägereigengewichtes und $\frac{1}{4}$ von der Last und dem Laufkatzen-gewicht. Man rechnet die Zapfen zunächst auf Biegung

$$\left(\frac{Q + G_1}{4} + \frac{G}{8} \right) \frac{1}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathcal{E}_b$$

und für $\frac{1}{d} = 1,5$ und $\mathcal{E}_b = 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ wird

$$\left(\frac{5000 + 300}{4} + \frac{3000}{8} \right) \frac{1,5 d}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 500$$

$$d = 5,05 \approx 5,5 \text{ cm.}$$

Später ist zu bedenken, daß die eine Laufradachse auch noch das Drehmoment zum Bewegen der Bühne zu übertragen hat.

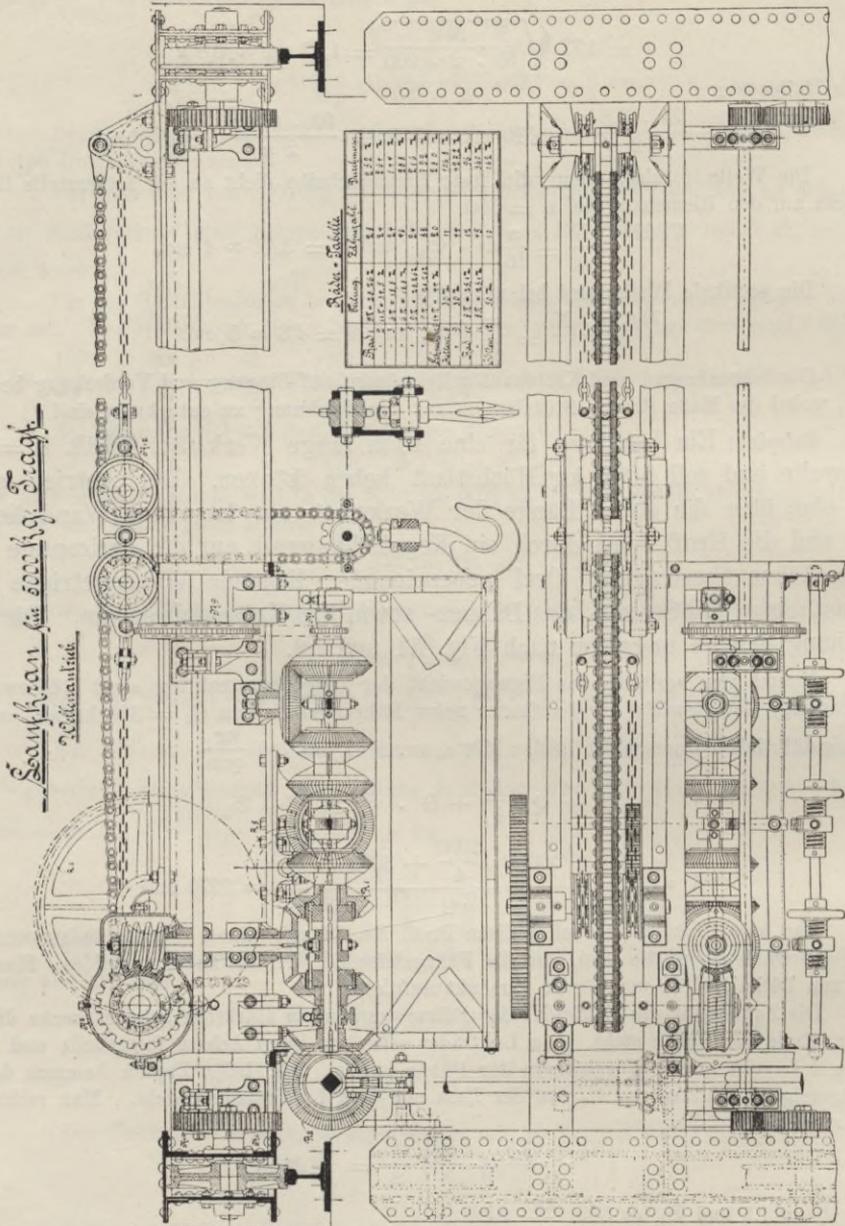
Der Laufraddurchmesser sei zu $D = 7 d \approx 400$ mm gewählt.

Kraftbedarf. Ohne Rücksicht auf den Wirkungsgrad der Triebwerke ergibt sich wenn die Last mit $c = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ gehoben werden soll, zunächst für das Lastheben

$$N_1 = \frac{Q \cdot c}{75} = 1,04^2 \cdot \frac{5000 \cdot 0,1}{75} = 7,2 \text{ P.S.}$$

Fig. 51.

Fig. 52.



Um die Bühne zu bewegen, ist die rollende und Zapfenreibung in den Laufrädern zu überwinden. Ist R der Radhalbmesser, r der Zapfenhalbmesser, $f = 0,05$ cm der Koeffizient der rollenden und $\mu = 0,1$ der Koeffizient der Zapfenreibung, so ist zum Verschieben ein Moment an der Laufrachse nötig von

$P \cdot R = (Q + G + G_1) (f + \mu r) = (5000 + 3000 + 300) (0,05 + 0,1 \cdot 2,75) = 2697$ cm kg

und die Bühne kann mit einer Zugkraft von

$$P = \frac{2697}{R} = \frac{2697}{20} = 135 \text{ kg}$$

verschoben werden, welche Kraft auf 200 kg nach oben abgerundet werde.

Der Kraftbedarf wird, wenn die Bühne mit $c = 10 \frac{\text{m}}{\text{Min}}$ verschoben werden soll

$$N_2 = \frac{200 \cdot 10}{60 \cdot 75} = 0,45 \text{ P.S.}$$

Beim Verschieben der Laufkatze ist die rollende und die Zapfenreibung und der Widerstand der Kette auf der losen und den zwei festen Führungsrollen zu überwinden. Nach Teil I S. 29 beträgt dieser Kettenwiderstand etwa 0,06 von der Last. Jedes Rad der Laufkatze wird mit $\frac{Q + G_1}{4}$ belastet, sodaß der Zapfendurchmesser aus

$$\frac{Q + G_1}{4} \frac{1}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathfrak{S}_b$$

bei $\frac{1}{d} = 1,5$ und $\mathfrak{S}_b = 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ wird:

$$d = 4,46 \approx 5,0 \text{ cm.}$$

Der Radhalbmesser sei zu 300 mm gewählt.

Die zum Bewegen der Katze nötige Kraft ist

$$P = \frac{(Q + G_1)(f + \mu r)}{R} + 0,06 Q = \frac{(5000 + 300)(0,05 + 0,1 \cdot 2,5)}{15} + 0,06 \cdot 5000$$

$$P = 406 \approx 500 \text{ kg}$$

und, wenn auch die Laufkatze mit $c = 10 \frac{\text{m}}{\text{Min.}}$ bewegt werden soll, so sind

$$N_3 = \frac{500 \cdot 10}{60 \cdot 75} = 1,11 \text{ P S}$$

nötig.

Um im flotten Betrieb alle Bewegungen gleichzeitig ausführen zu können, müssen in die Welle, wenn die gesamte Anordnung den Wirkungsgrad $\eta = 0,5$ besitzt, eingeleitet werden

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta} = \frac{7,2 + 0,45 + 1,11}{0,5} = 17,5 \text{ P S.}$$

Die Umdrehungszahl der Welle sei zu $n = 120$ angenommen, dann ergibt sich ihr Durchmesser aus

$$71620 \frac{17,5}{120} = \frac{\pi}{16} d^3 \mathfrak{S}_t \text{ zu } d = 6,1 \approx 6,5 \text{ cm.}$$

Von der Welle werde die Bewegung durch ein Kegelhäderpaar mit gleichen Durchmesser auf die Wendegetriebswelle übertragen, welche also ebenfalls 120 Umdrehungen in der Minute macht.

Die einzelnen Triebwerke sollen Stirnrädervorgelege erhalten.

Lasthebevorrichtung. Das Zugorgan sei ein Drahtseil, welches, da eine lose Rolle vorhanden, 2500 kg tragen muß.

Ein Aufzugsseil von Felten und Guilleaume mit 252 Drähten von 1,2 mm Durchmesser*) werde auf eine Trommel von 600 mm Durchmesser gewunden. Soll die Last in der Sekunde um 0,1 m, in der Minute um $60 \cdot 0,1 = 6$ m gehoben werden, so muß vom Zugseil eine Länge von 12 m aufgewickelt werden. Bei einer Trommelumdrehung werden $0,6 \cdot \pi = 1,88$ m aufgewickelt, sodaß die Trommel beim normalen Betrieb $n_o = \frac{12}{1,88} = 6,3$ Umdrehungen in einer Minute macht. Von der Wendegetriebswelle zur Trommelwelle ist also ein Übersetzungsverhältnis nötig von

$$\varphi_1 = \frac{120}{6,3} = 19,1$$

welches auf 2 Räderpaare zu verteilen wäre.

Die Berechnung der Zahnräder geschieht nach Ermittlung der in den Wellen herrschenden Momente nach der Formel $M = 71620 \frac{N}{n}$ unter Berücksichtigung der jeweiligen Kraftverluste von Welle zu Welle genau wie in den ersten Beispielen angegeben.

Bühnenverschiebung. Bei einer Umdrehung der Laufräder wird die Bühne um $40,0 \cdot \pi = 125$ cm verschoben, um also $10 \frac{\text{m}}{\text{Min.}}$ zu erreichen, sind $\frac{1000}{125} = 8$ Umdrehungen in der Minute nötig. Das Übersetzungsverhältnis wird hier

$$\varphi_2 = \frac{120}{8} = 15.$$

Räder wie vorhin.

*) Die Berechnung der Drahtseile siehe a. a. O.

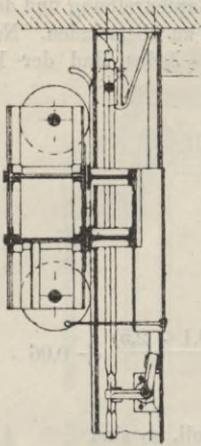


Fig. 53.

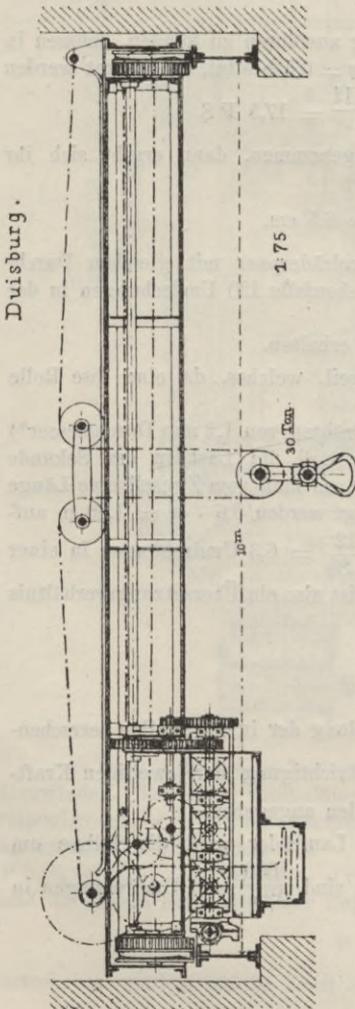


Fig. 54.

Laufkatzenverschiebung. Die Katze werde durch eine Zugkette hin- und herbewegt. Man wählt nach der Tabelle der Hebezeugfabrik Köln a. Rh. (Georg Kieffer) eine Kette von 11 mm Ketteneisenstärke und 30 mm Baulänge, sowie eine dazu gehörige Kettenuß von 14 Zähnen mit 264 mm Durchmesser. Um 10 m Kette pro

Minute abzuwickeln, sind $n = \frac{1000}{26,4 \cdot \pi} = 12$ Umdrehungen der Nuß nötig und die Übersetzung wird

$$\varphi_3 = \frac{120}{12} = 10.$$

Räder wie vorhin.

Auf der Zwischenwelle des Lasthebewerkes wird eine Bandbremse angeordnet. Alle Zwischenwellen sind auf Verdrehung und wo biegende Kräfte mit auftreten, auf Biegung und Verdrehung zu berechnen, wobei die Stützweiten sich erst beim Entwerfen ergeben.

Die Fig. 53 und 54, sowie Fig. 55 geben noch 2 Laufkrane mit Wellenantrieb der allgemeinen Anordnung nach. Fig. 56 u. 57 zeigen die Befestigung der Laufschienen am Gebäudemauerwerk.

II. Seilantrieb.

Zuweilen läßt sich der Betrieb von Kranen vorteilhaft mittels Hanf- oder Baumwollseilen ermöglichen, wenn auch der Wirkungsgrad derartiger Anordnungen zumeist unter 0,4 bleibt.

Die Fig. 58 bis 68*) zeigen eine Reihe von solchen Konstruktionen.

Zum Betrieb des in Teil I S. 21 kurz angegebenen Velocipedkranes verwendete Ramsbottom einen einzigen

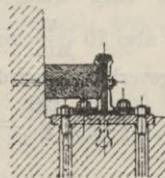


Fig. 56.

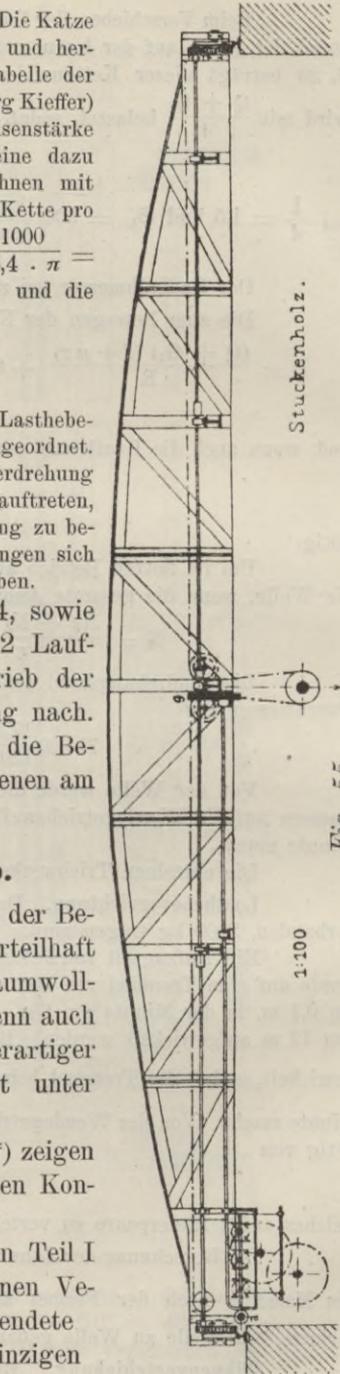
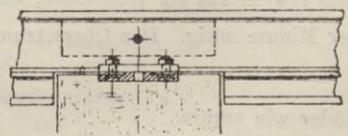


Fig. 55.



1:30

Fig. 57.

*) Riedler, Skizzen.

Fig. 58.

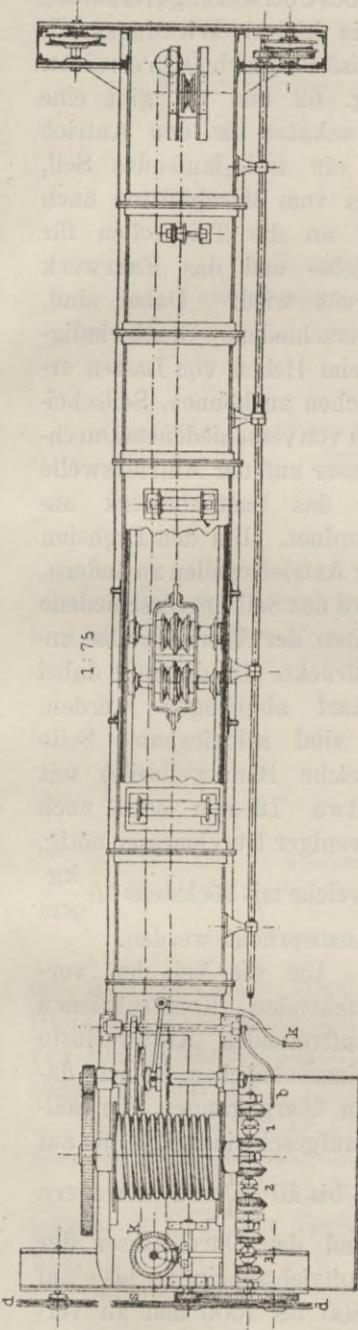


Fig. 60.

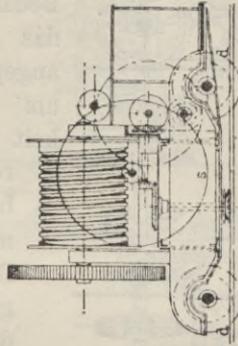


Fig. 61.

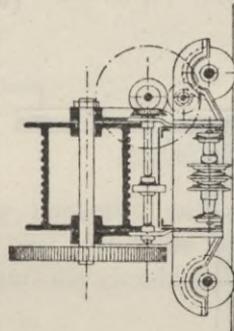
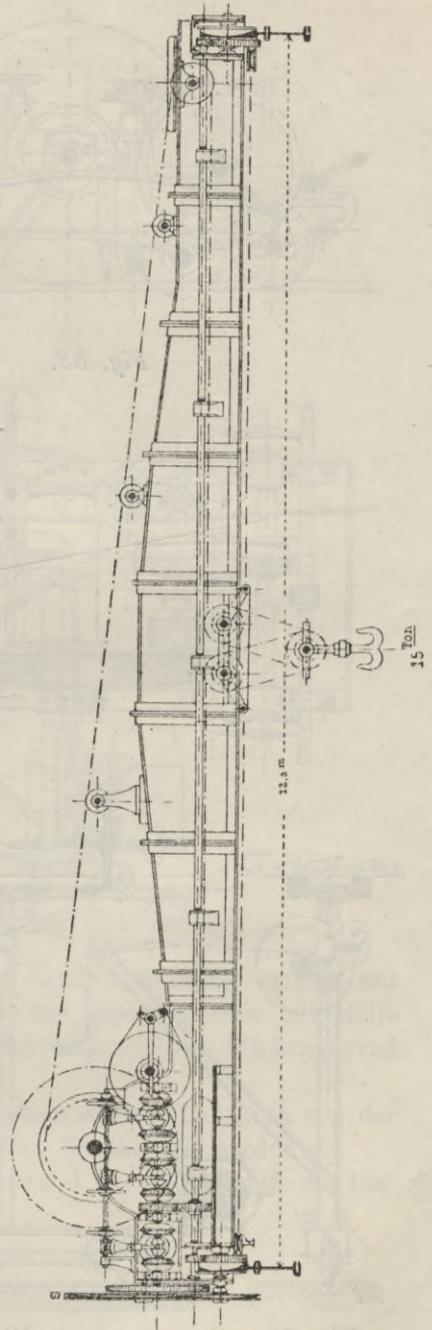


Fig. 59.



Seillauf mit einem sehr dünnen biegsamen Seil und man findet an Kranen älterer Konstruktion auf kleine Seilscheibenumfangskräfte berechnete und dafür sehr raschlaufende dünne schmiegsame Baumwollseile mit noch weniger als 12 mm Durchmesser; beträgt dabei die Seillaufgeschwindigkeit 25 bis 30 $\frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$, so ergeben sich für die Antriebsscheiben von nur 300 bis 400 mm Durchmesser Umlaufzahlen von 1200 bis 2000 in der Minute. Es folgt daraus notwendig

Fig. 62.

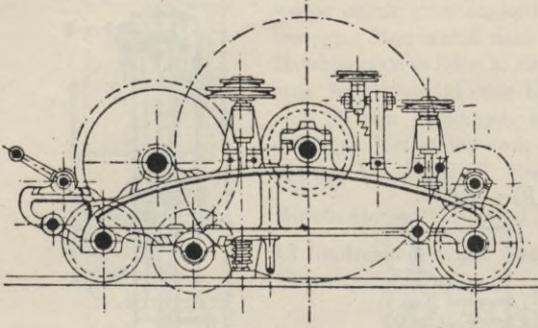


Fig. 63.

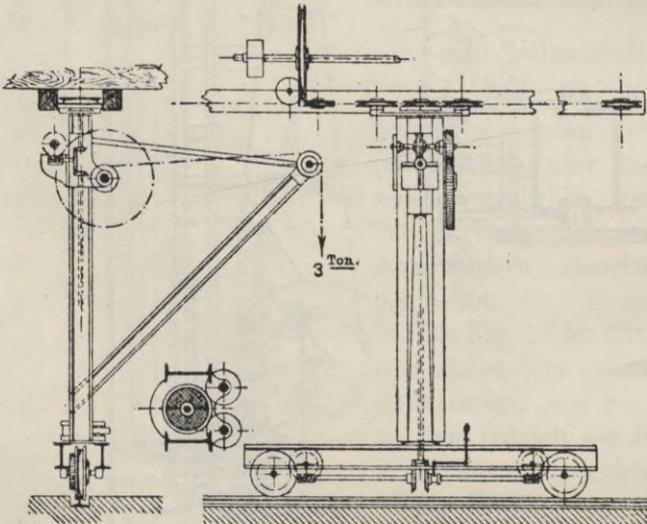
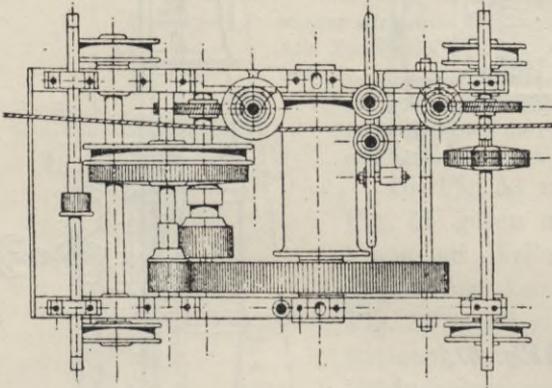


Fig. 64.

Fig. 65.

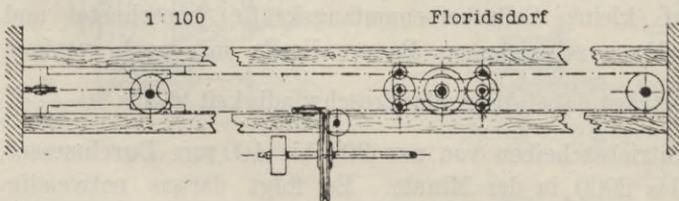


Fig. 66.

ein großes Übersetzungsverhältnis und ein kleiner Wirkungsgrad, der meist noch nicht 0,25 erreicht.

Fig. 62 und 63 gibt eine Laufkrankatz für den Antrieb durch ein frei laufendes Seil, welches vom Maschinisten nach Bedarf an die Triebrollen für das Hebe- und das Fahrwerk angepreßt wird. Dabei sind, um verschiedene Geschwindigkeit beim Heben von Lasten erreichen zu können, Seilscheiben von verschiedenem Durchmesser auf der Antriebswelle für das Lasthebewerk angeordnet. Um den Drehsinn der Antriebswellen zu ändern, wird das Seil an verschiedene Seiten der Antriebsrollen angedrückt. Da die Seile dabei scharf abgelenkt werden, so sind schmiegsame Seile (weiche Baumwollseile) mit etwa 12 mm oder noch weniger Durchmesser nötig, welche mit höchstens $15 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ beansprucht werden.

Um die bei den vorstehenden Konstruktionen auftretenden Kraftverluste einzuschränken, ist man dazu übergegangen, die Seilauflaufgeschwindigkeit bis auf 8 bis $10 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ zu verringern und den Durchmesser der Antriebsscheiben bis auf 800 bis 1000 mm zu vergrößern. Zugleich wird die Umfangskraft an den Scheiben vergrößert und es werden Seile von 20—40 mm Dicke verwendet. Man führt dabei das Seil so in den Kran ein, daß es

Fig. 67.

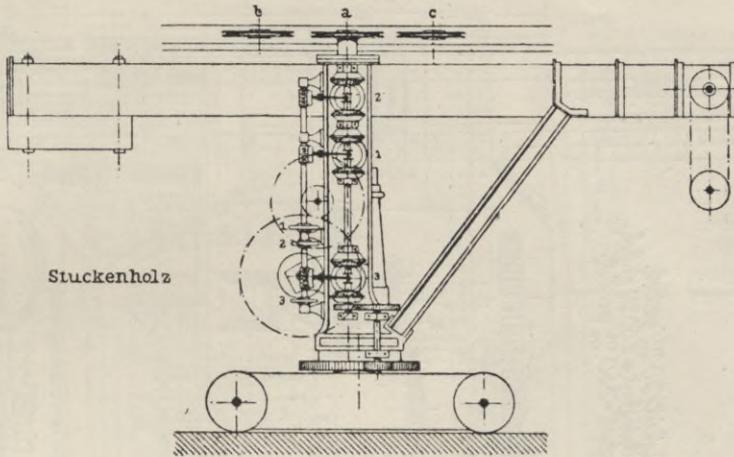
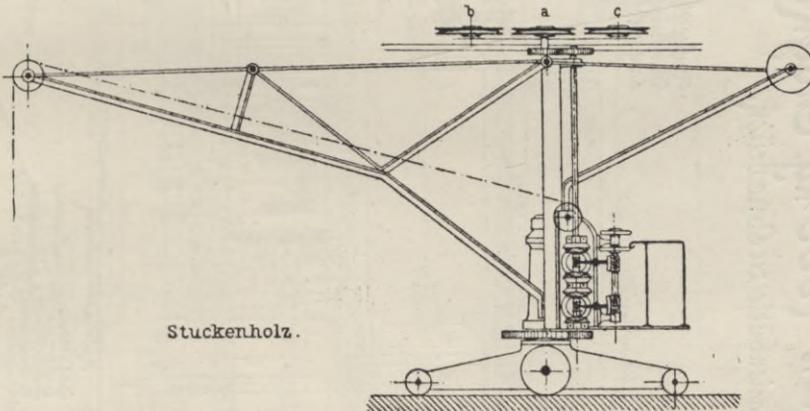


Fig. 68.



die Antriebsscheibe ständig mitnimmt und die Kraftübertragung erfolgt mit Hilfe von Zahnrädern auf eine Kranwelle und von dieser wieder mit Hilfe von Reibungskuppelungen auf die einzelnen Windwerke. Der Wirkungsgrad steigt hier auf 0,4.

Fig. 69 bis 74 (Seite 24 u. 25) geben einen solchen Laufkran von der Nordhäuser Maschinenfabrik Schmidt, Kranz & Co., Nordhausen wieder.

Nach Ernst wählt man den Seildurchmesser d in cm so, daß die Umfangskraft P an der Treibscheibe wird:

$$P \leq 9 d^2$$

und daß der Seilscheibendurchmesser wird:

$$D \geq 30 d.$$

Dabei sollen die Seile mit leichter Klemmung in keilförmigen Rillen laufen, bei denen die Seitenneigung $\frac{8}{20}$ bis $\frac{9}{20}$ beträgt.

Die Gleichmäßigkeit der Seilspannung wird durch eine belastete, in einer Schlittenführung gelagerte Spannrolle erreicht. Das Spannungsgewicht sei $\geq 1,5 P$. In Entfernungen von 4 bis 5 m sind ferner Seilführungen nötig.

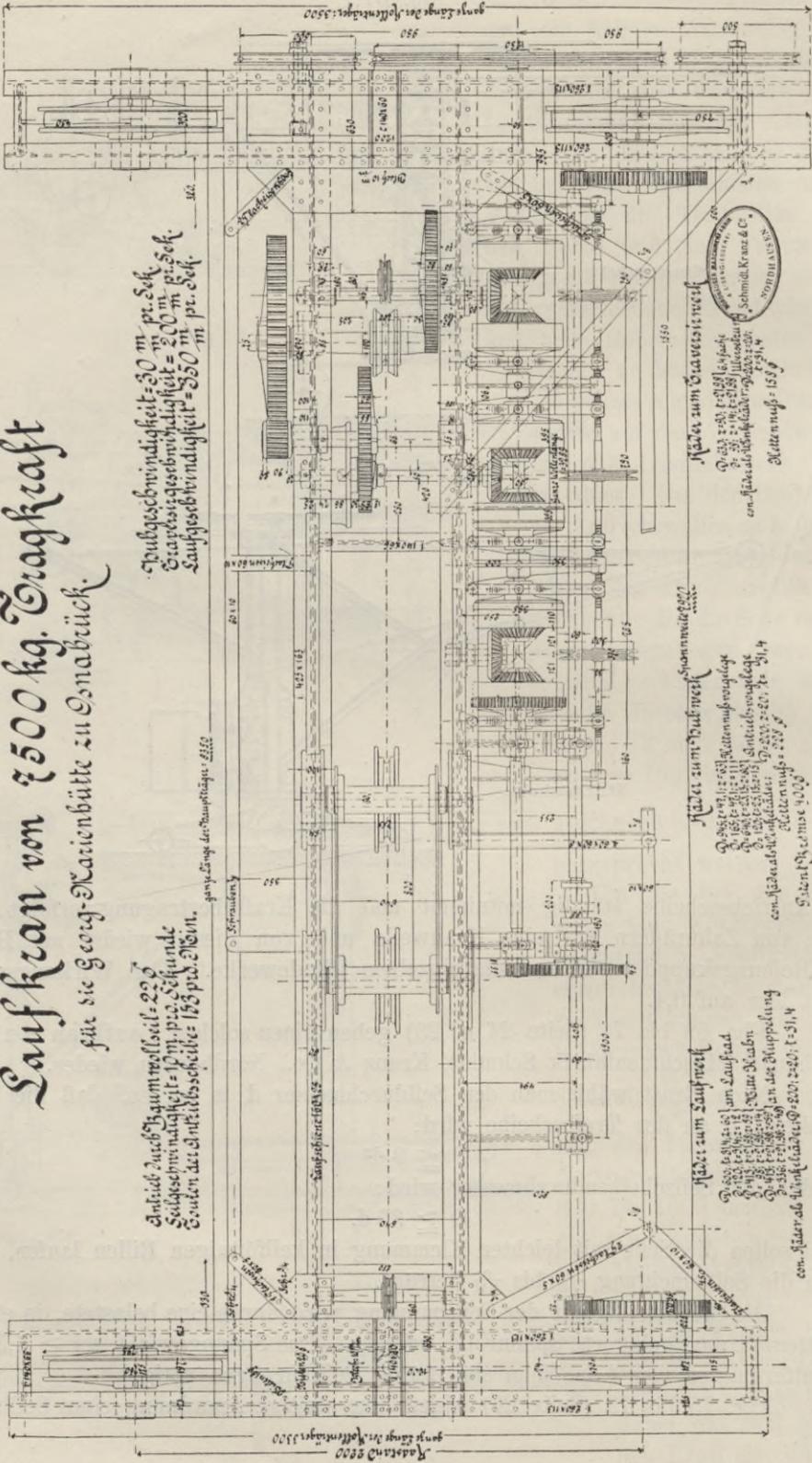
Fig. 75 bis 79 (Seite 26) zeigen eine weitere Anordnung eines Seilaufkranes.

Laufkan von 2500 kg. Tragkraft

für die Geog-Narrienbütte zu Onabüch.

Einleit. auch Baumwollsaat = 220
 Laufgeschwindigkeit = 10 m. pr. Sek.
 Touren der Einleiterschneibe = 155 pr. Min.

Laufgeschwindigkeit = 30 m. pr. Sek.
 Einleitgeschwindigkeit = 20 m. pr. Sek.
 Laufgeschwindigkeit = 250 m. pr. Sek.



Nadel zum Einleiten
 Durchmesser = 2,5 mm
 Länge = 100 mm
 Material = Stahl
 Schmidt, Kraus & Co.
 Hofmannstr. 15
 Nürnberg

Nadel zum Laufwerk
 Durchmesser = 2,5 mm
 Länge = 100 mm
 Material = Stahl
 Schmidt, Kraus & Co.
 Hofmannstr. 15
 Nürnberg

Nadel zum Laufwerk
 Durchmesser = 2,5 mm
 Länge = 100 mm
 Material = Stahl
 Schmidt, Kraus & Co.
 Hofmannstr. 15
 Nürnberg

Fig. 69.

Fig. 70.

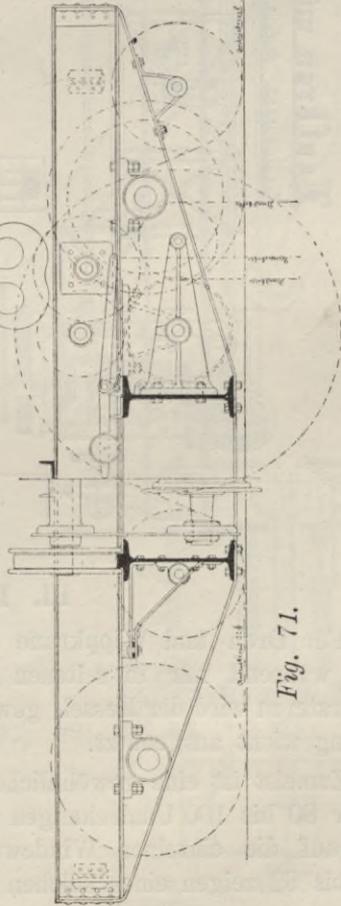
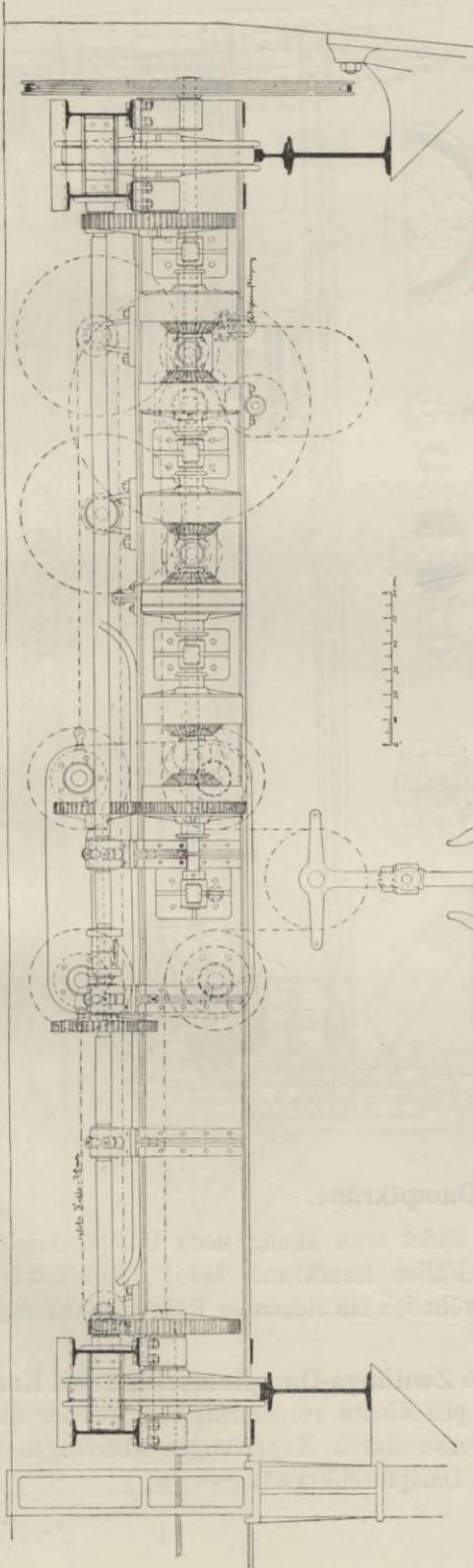


Fig. 71.

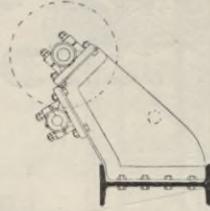


Fig. 72.

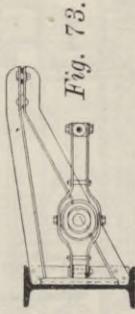


Fig. 73.

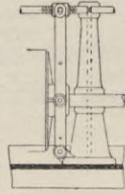


Fig. 74.

Toukran mit Seilantrieb

Spannweite im Beladungszustand

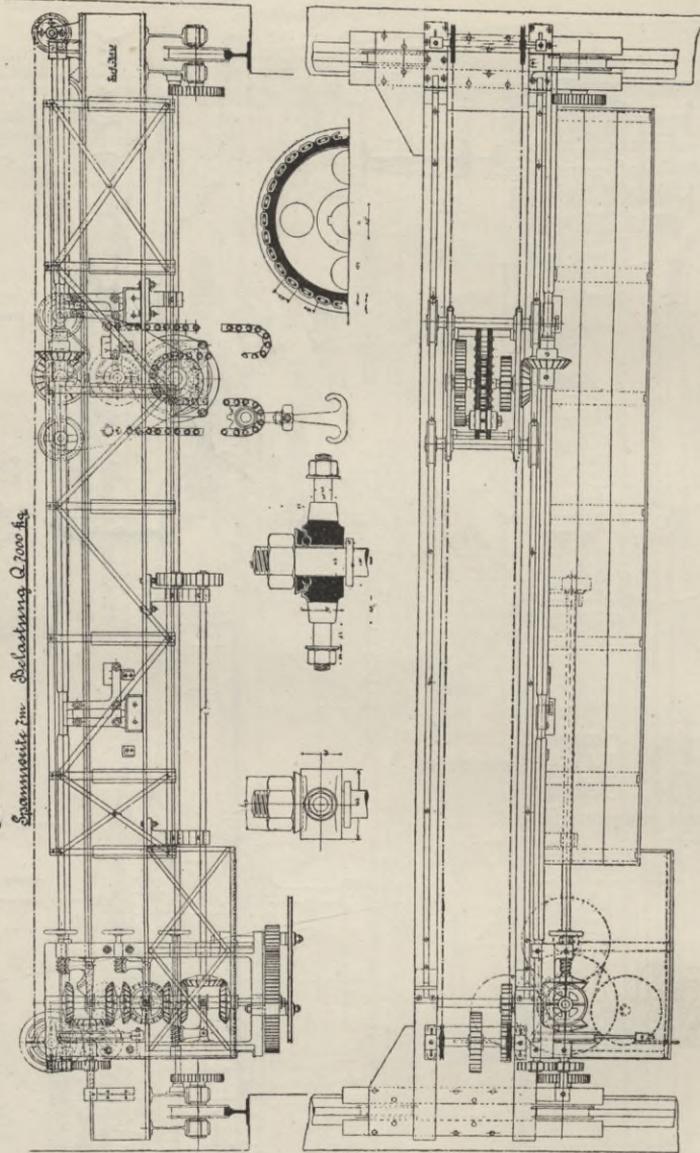


Fig. 75 bis 79.

III. Dampfkrane.

Für Dreh- und Wippkrane findet man häufig noch Dampftrieb ausgeführt, während nur in seltenen Fällen Laufkrane damit ausgerüstet sind. Für die ersteren wird der Kessel, gewöhnlich ein stehender Röhrenkessel, zugleich als Gegengewicht ausgenützt.

Zumeist ist eine gewöhnliche **Zwillings-Dampfmaschine mit Kurbelwelle** für 80 bis 100 Umdrehungen pro Minute vorhanden, von welcher die Bewegung auf die einzelnen Windwerke durch Kuppelungen übertragen wird. Fig. 80 bis 82 zeigen einen solchen Dampfrehkran.)*

*) II. Jahrbuch des polytechn. Vereins.

Fig. 80.

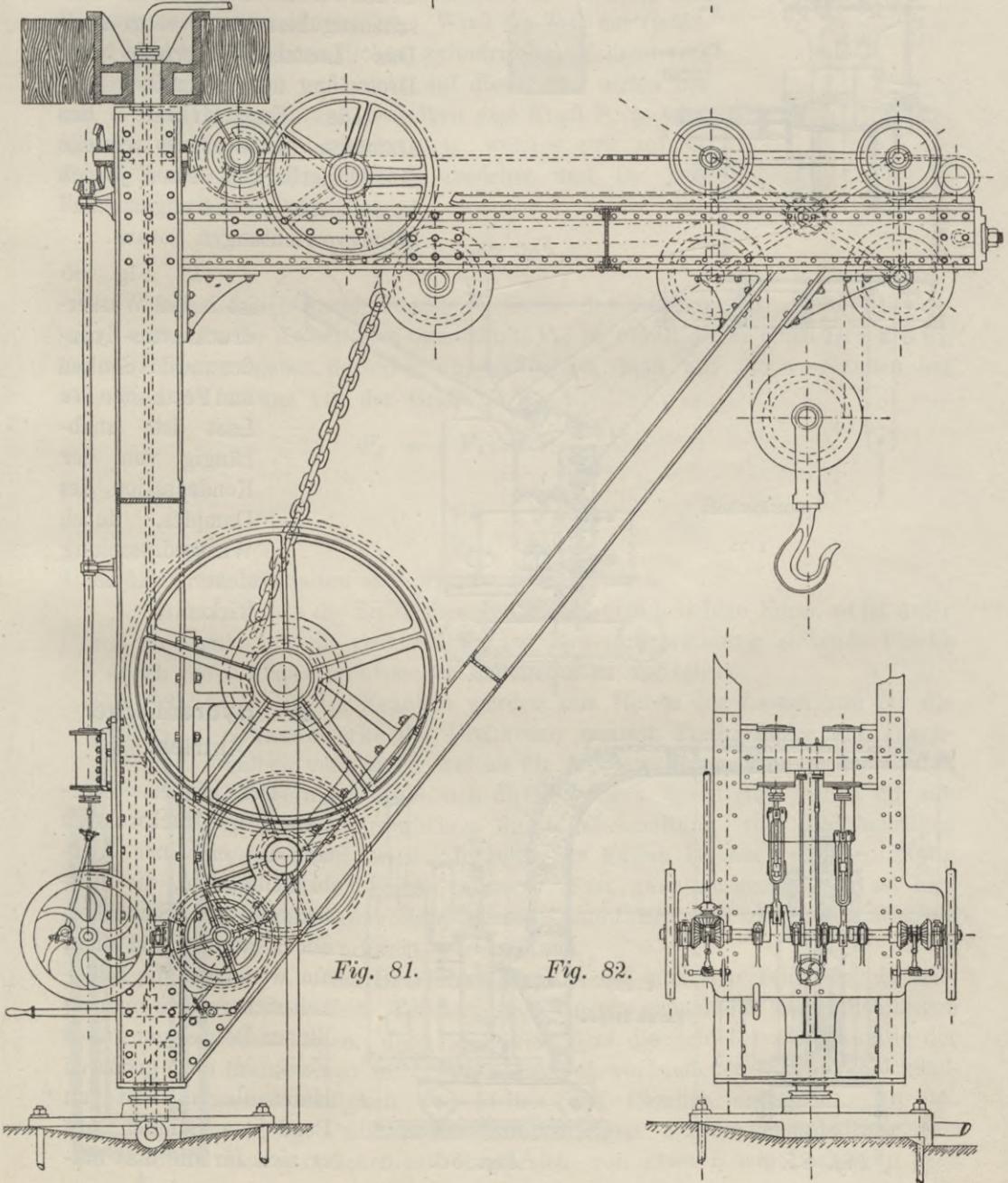
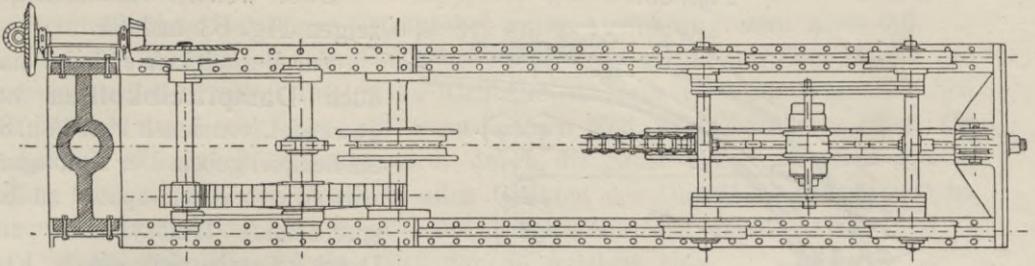
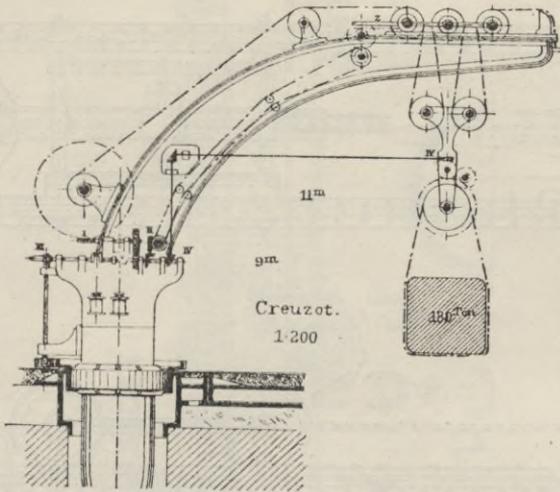


Fig. 81.

Fig. 82.

Fig. 83.

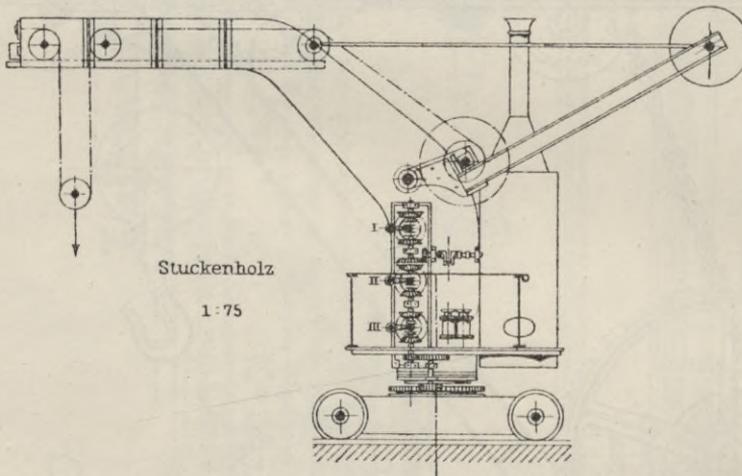


Zwei weitere Ausführungen zeigen Fig. 83 und 84.

Für Verladekrane findet man auch **Dampftreibkolben** angewendet, von denen Fig. 85 u. 86 ein Beispiel geben. Der Kolbenhub wird wie bei den später zu besprechenden Treibzylindern mit Druckwasserbetrieb durch Flaschenzugübersetzung vergrößert. Das Lastsenken erfolgt bei Drosselung des Auspuffs.

Die Expansivkraft des Dampfes, sowie seine schnelle Kondensierbarkeit setzen jedoch komplizierte Steuerungen und Schutzvorrichtungen voraus.

Fig. 84.



In Fig. 85 ist b ein Wasserdruk-brems-Zylinder und das Senken und Festhalten der Last ist, unabhängig von der Kondensation des Dampfes, durch Wasserdrosselung sicher zu bewirken.

IV. Hydraulischer Antrieb.

Die bequeme Verteilung des Druckwassers an die einzelnen Verbrauchsstellen, die Einfachheit und Sicherheit der Steuerung und nicht am wenigsten die Billigkeit sichern dem hydraulischen Betrieb ein weites Feld; in den größeren Hafenanlagen und an Bord von Schiffen hat er sich für die dort not-

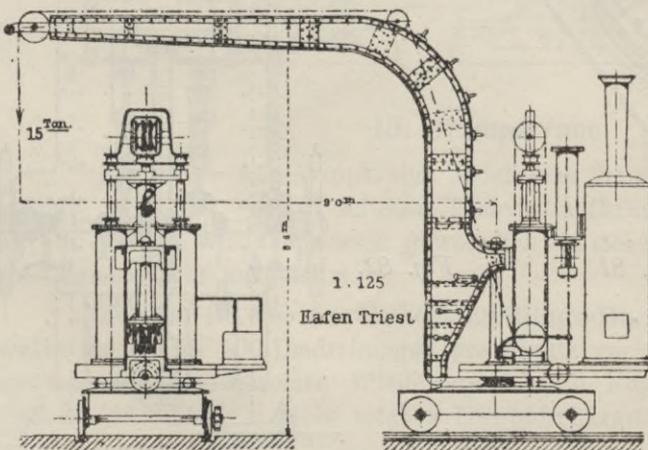


Fig. 85.

Fig. 86.

wendigen Aufzüge, Krane, Spills usw. sehr gut bewährt. Der Wirkungsgrad der hydraulischen Hebezeuge beträgt bei guter Ausführung etwa $\eta = 0,6$.

Die Wirkung der hydraulischen Hebezeuge beruht auf dem Gesetz des hydrostatischen Druckes: Infolge der leichten Verschiebbarkeit der Wasserteilchen pflanzt sich der Druck, der auf irgend einen Teil der Oberfläche einer abgesperrten Flüssigkeit ausgeübt wird, durch die ganze Masse derselben gleichmäßig fort, so daß der Druck in allen Punkten der Oberfläche sowohl wie im Innern der Flüssigkeit und in allen Richtungen eine und dieselbe Größe hat.

Es stellt Fig. 87 ein Gefäß dar, in welchem eine Wassermasse eingeschlossen ist. Wird ein Teil der Gefäßwand durch einen beweglichen zylindrischen Kolben vom Querschnitt F ersetzt und wirkt auf diesen von außen her und in der Achsenrichtung desselben eine Kraft P , so wird dadurch ein Druck p hervorgerufen, welcher sich auf die ganze Wandfläche des Gefäßes ausdehnt und für jede Flächeneinheit die Größe hat

$$p = \frac{P}{F}.$$

Befindet sich an einer anderen Stelle des Gefäßes ein zweiter beweglicher zylindrischer Kolben vom Querschnitt F_1 , so erhält dieser einen Druck $p F_1$. Um ein Herausschieben desselben zu verhindern, muß auf ihn von außen her eine Kraft P_1 wirken von der Größe

$$P_1 = p F_1 = P \cdot \frac{F_1}{F}$$

Daraus folgt:

$$\frac{P}{P_1} = \frac{F}{F_1}$$

d. h. die Kräfte verhalten sich wie die Kolbenflächen.

Bem.: Haben die Endflächen der Kolben eine beliebige Form, so ist unter F und F_1 immer nur die rechtwinklig zur Bewegungsrichtung stehende Fläche der durch die Kolben geschlossenen Öffnungen zu verstehen.

Fig. 88.



Im Kranbau werden zum Heben der Lasten und für die Schwenkwerke der Drehkrane zumeist Treibzylinder mit Tauchkolben verwendet, welche für die Bewältigung von großen Lasten bei geringen Hubhöhen direkt wirken, deren Hub jedoch für alle größeren Förderhöhen durch Einschaltung von Flaschenzügen vervielfacht wird. In einzelnen Fällen ist auch die Anordnung von Scheibenkolben geboten. Fast ganz ausgeschlossen ist hier der Teleskopkolben, dessen Anordnung aus der schematischen Figur 88 erkannt werden kann.

Das **Betriebswasser** selbst muß sehr rein sein, da mitgeführte feste Teilchen, Sand usw., einmal die Kolbendichtungen beschädigen, dann aber besonders die Schieber oder Ventile der Steuerungen infolge der daselbst vorhandenen großen Durchfließgeschwindigkeit ausschleifen und förmlich anfressen. An den tiefsten Punkten der Rohrleitungen ist die Einschaltung von Schlamm säcken mit Kupfersieb von etwa 5 mm Lochweite nach

Fig. 87.

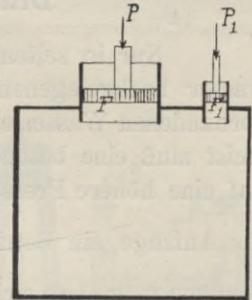


Fig. 89*) mit Ablaufvorrichtung erforderlich, damit alle größeren Schmutzteile aus den Leitungen von Zeit zu Zeit und namentlich während des Betriebs entfernt werden können. Vor dem Ingangsetzen der Anlage müssen besonders auch alle Dreh- und Bohrspähne sorgfältigst aus den Maschinen und Leitungen entfernt werden.

Druckpumpen.

Nur in seltenen Fällen kann das Betriebswasser hochgelegenen offenen Behältern oder der vorhandenen Wasserleitung entnommen werden, zumeist muß eine besondere Druckpumpe das Wasser auf eine höhere Pressung bringen. Während noch für Aufzüge ein Betriebsdruck von 5 bis 10 $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ genügen mag, hat sich im Kranbetrieb ein Wasser-

druck von etwa 50 $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ als in jeder Beziehung vorteilhaft erwiesen. Über 70 $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ hinaus wird die Abdichtung der Maschinen und der Rohrleitungen besonders dann schwierig, wenn es sich um größere Wassermengen handelt.

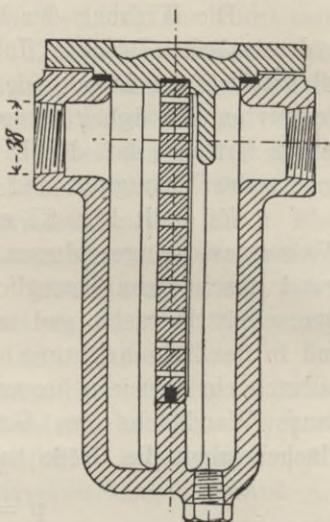
Während für transportable hydraulische Hebezeuge Handdruckpumpen benutzt werden, sind für die feststehenden Krane Druckpumpen mit Maschinenbetrieb vorzusehen, welche bei allen größeren Anlagen an einer Stelle vereinigt werden. Um die Wasserlieferung gleichmäßig zu gestalten, werden Drillingspumpen mit um 120° gegeneinander versetzten Kurbeln gebaut; die sicherste Dichtung erzielt man mit Kegelsitzventilen. Da, wie gleich hier erwähnt werden möge, unter Druck stehendes Wasser die Eigenschaft hat, viel Luft aufzunehmen und sie dann bei ruhigem Stehen wieder abzuschneiden, so sind in den Ventilgehäusen Entlüftungsventile vorzusehen.

Weil die Hebezeuge nur für den Lasthub Betriebswasser verbrauchen und für das Lastsenken sowohl wie für die Aufnahme der Last vom Haken keine Wasserentnahme stattfindet, so werden die Pumpen nur für ein mittleres Wasserquantum gebaut und fallen verhältnismäßig klein aus. Gerade diesem Umstand, sowie dem hohen Wirkungsgrade der Treibzylinder selbst bei vier- bis zehnfacher Hubübersetzung ist die Billigkeit des Druckwasserbetriebes zu danken.

Die Fig. 90 bis 101**) geben eine Reihe von Anordnungen hydraulisch betriebener Krane wieder.

Im folgenden sollen zunächst die Einzelheiten der Triebwerke nebst Zubehör behandelt werden.

Fig. 89.



*) Gutermuth, Z. d. V. D. I. 1893.

**) Riedler, Skizzen.

Fig. 90.

Holley in New-York

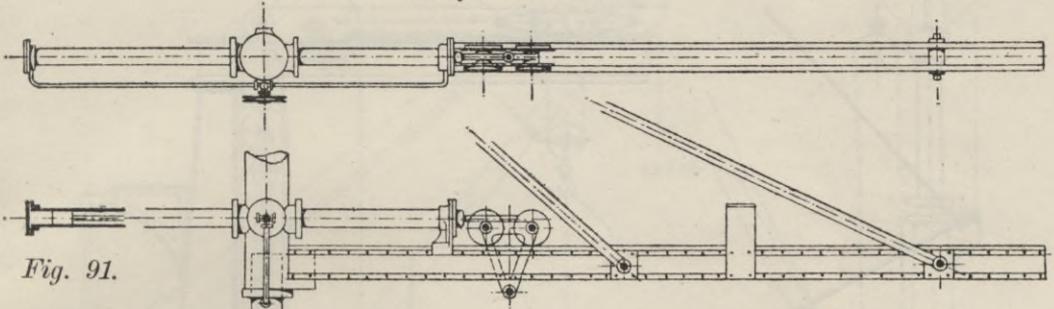


Fig. 91.

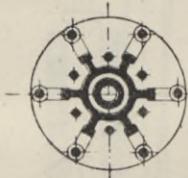


Fig. 92.

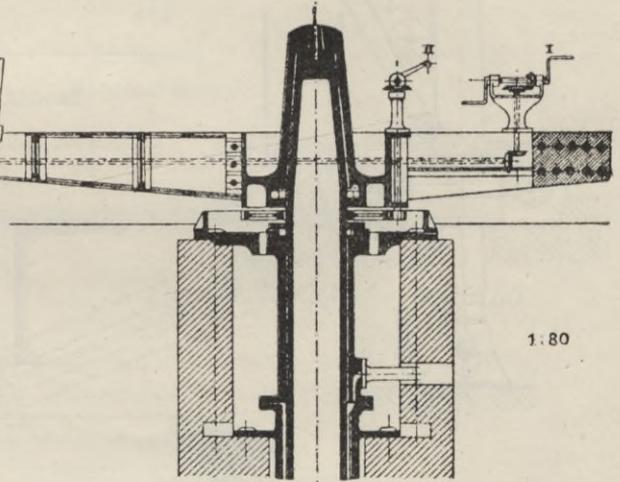
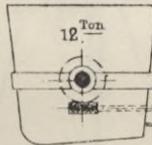
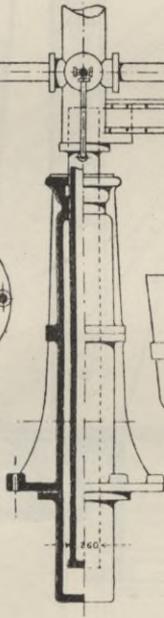
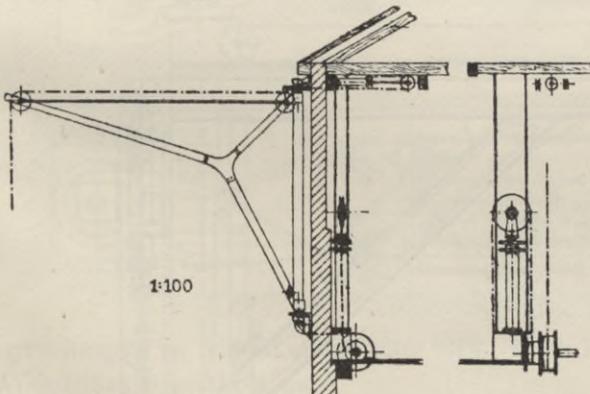


Fig. 93.

1:80



1:100

Fig. 94.

Treibzylinder.

Zumeist wird Gußeisen, für höchste Drucke auch Gußstahl verwendet.

Außer der Zugbeanspruchung in Richtung des Umfanges treten infolge des Druckes auf die Böden der Treibzylinder auch noch Zugbean-

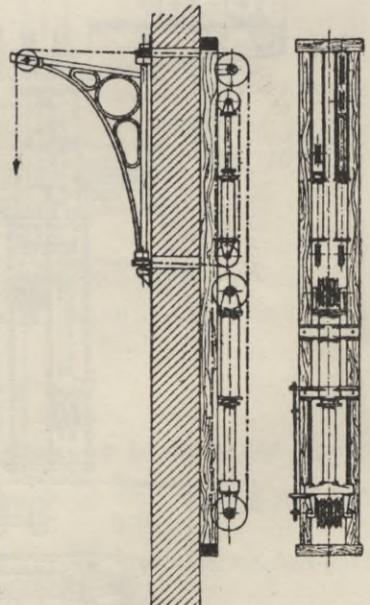


Fig. 95.



Fig. 96.

Fig. 98.

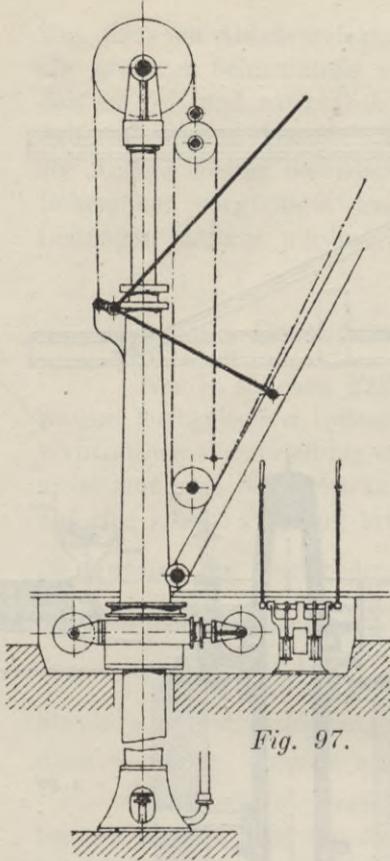
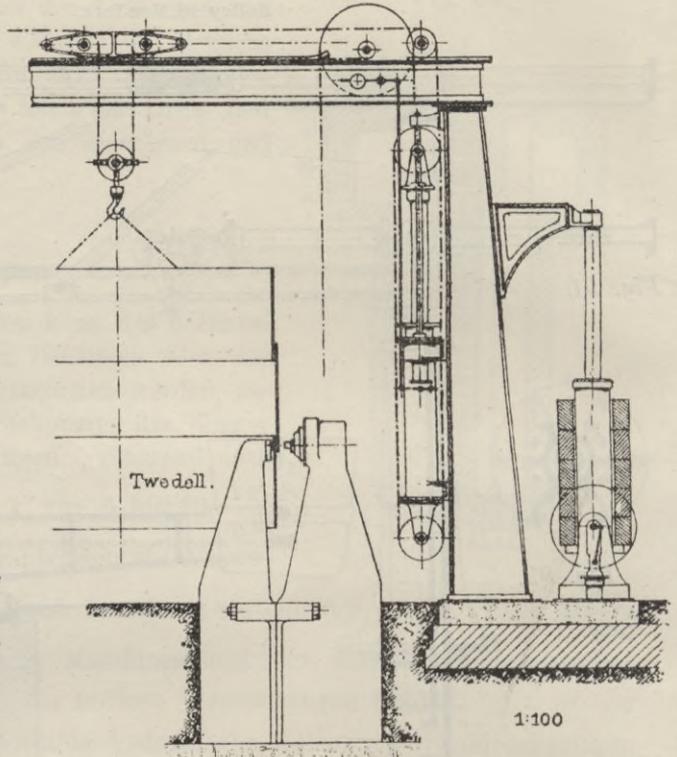


Fig. 97.



1:100

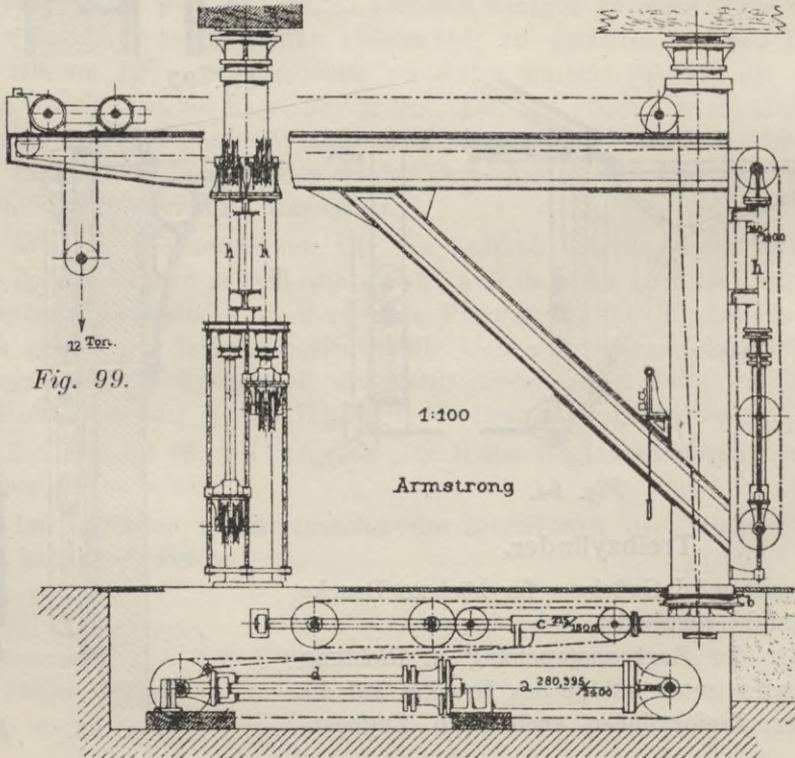


Fig. 99.

1:100

Armstrong

12 Ton.

280,396

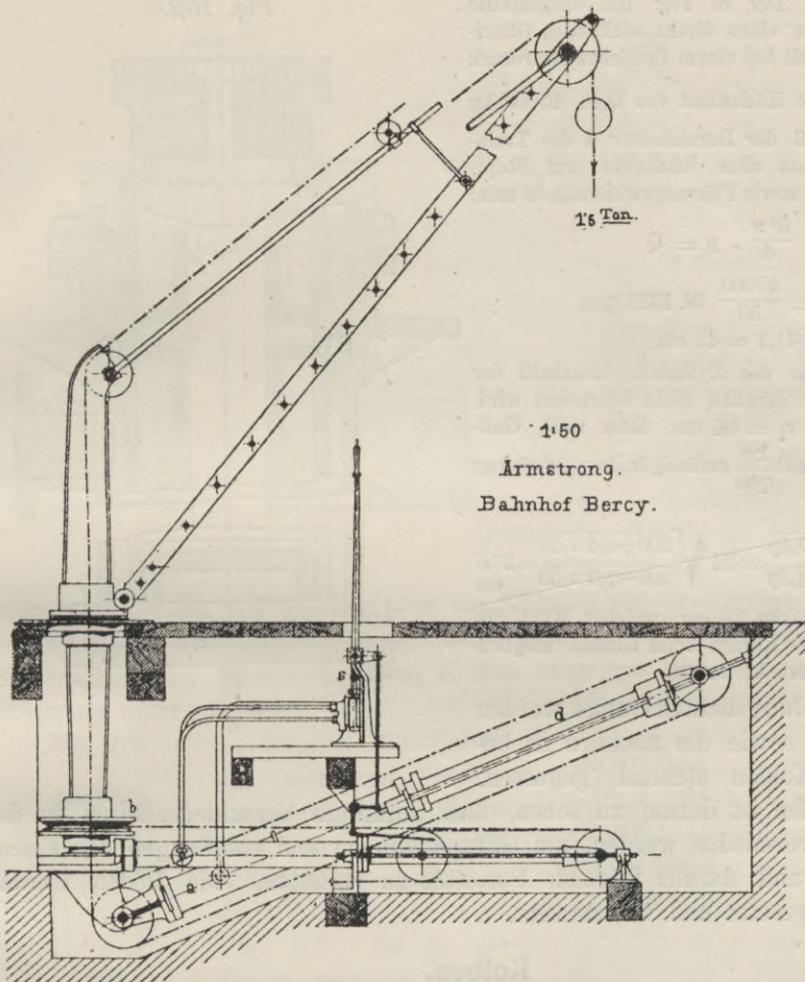


Fig. 100.

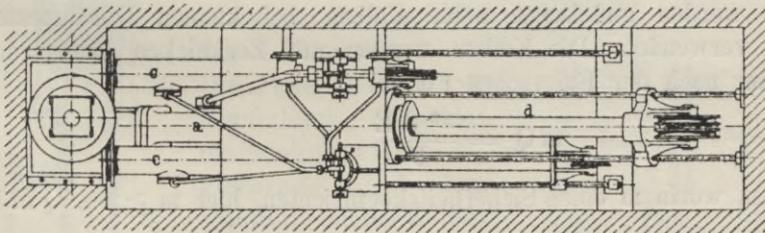


Fig. 101.

spruchungen in der Längsrichtung auf. Nach Bach*) kann die Berechnung der Wandstärken erfolgen nach

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\mathcal{E}_z + 0,4 p}{\mathcal{E}_z - 1,3 p}}$$

Darin bedeutet: r_a den äußeren, r_i den inneren Halbmesser in cm, p den inneren Überdruck in $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ und \mathcal{E}_z die zulässige Zugspannung in $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, welche für Gußeisen bis $\mathcal{E}_z = 300 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, für Gußstahl bis zu $\mathcal{E}_z = 1900 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ gewählt werden darf.

*) Siehe C. Bach, Elastizität und Festigkeit.

Beispiel: Der in Fig. 102 dargestellte Hubzylinder für einen direkt wirkenden Güterwagenantrieb soll bei einem Betriebswasserdruck von $30 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ eine Höchstlast von $Q = 40000 \text{ kg}$ heben. Es muß der Durchmesser d des Treibkolbens zunächst ohne Rücksicht auf Stopfbüchsenreibung, sowie Führungswiderstände sein:

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot p = Q$$

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{40000}{30} \approx 1333 \text{ qcm}$$

und daher $d = 41,2 \approx 42 \text{ cm}$.

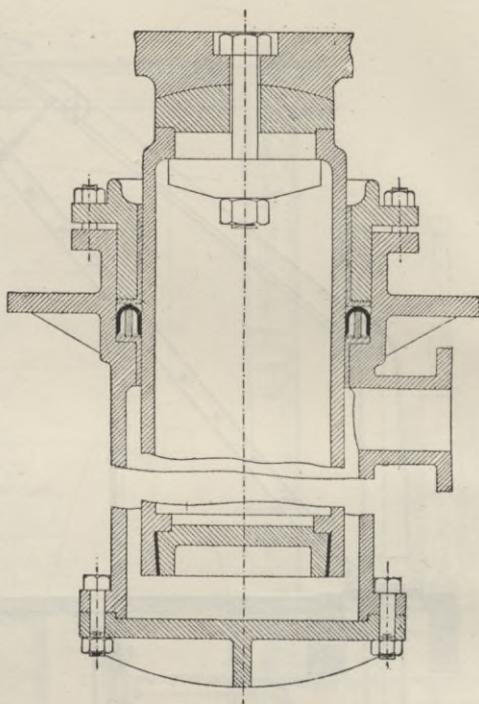
Die Weite des Zylinders unterhalb der Stopfbüchse, wo derselbe nicht bearbeitet wird, sei 48 cm , also $r_i = 24 \text{ cm}$, dann wird, Gußeisen mit $\mathcal{E}_z = 200 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ zulässiger Beanspruchung vorausgesetzt:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\mathcal{E}_z + 0,4p}{\mathcal{E}_z - 1,3p}} = 24 \sqrt{\frac{200 + 0,4 \cdot 30}{200 - 1,3 \cdot 30}} = 27,6 \text{ cm}$$

also die Wandstärke $3,6 \text{ cm}$, welcher Wert, da ein Verliegen des Kernes beim Gießen möglich ist, auf $4,5 \text{ cm}$ erhöht werde.

Zur Erzielung dichten Gusses werden die Zylinder, sowie die nachher zu behandelnden Kolben stehend gegossen. Beim Entwerfen ist darauf zu sehen, daß auffällige Verschiedenheiten in der Wandstärke vermieden werden, um Gußspannungen und ein Saugen des Eisens beim Gießen und daraus folgende Porosität zu verhüten. Die Böden werden besonders eingesetzt und verschraubt.

Fig. 102.



Kolben.

Zumeist werden gußeiserne hohle Kolben, bei kleinen Durchmessern schmiedeeiserne, verwendet. Die Kolben werden auf Zerknicken beansprucht und können daher nach der Eulerschen Formel

$$m Q = \frac{\pi^2 J E}{l^2}$$

berechnet werden, worin m einen Sicherheitskoeffizienten, hier $m \geq 10$, Q in kg die axial gerichtete Belastung, E den Elastizitätsmodul in $\frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, l die freie Länge in cm und J das aequatoriale Trägheitsmoment der Querschnittsfläche in cm^4 bedeutet.

Häufig liefert die Rechnung zu geringe Wandstärken und muß letztere dann in Rücksicht auf die Herstellung und die Beanspruchung beim Bearbeiten und Montieren entsprechend vergrößert werden.

Dichtung.

Die Dichtung zwischen Zylinder und Kolben erfolgt durch Lederstulpe, wie in den Fig. 102 und Fig. 103 oder durch Baumwolldichtung wie in Fig. 88

Fig. 103.

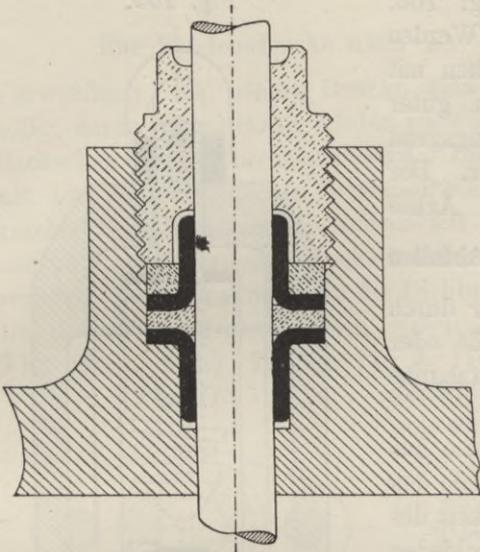


Fig. 104.

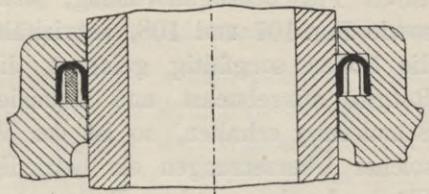
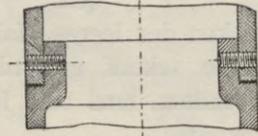
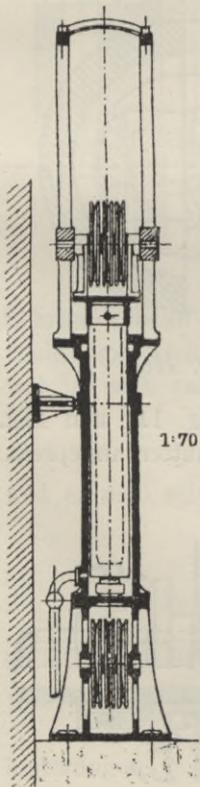


Fig. 105.



und Fig. 131. In beiden Fällen sind Bronzeringe einzulegen, um ein Festrosten der Kolben zu vermeiden. Eine Vereinfachung der ersten Anordnung für sehr hohe Drücke, bei welcher aber ein Einlegen von Grundringen nicht möglich ist, zeigt Fig. 104. Die Ledermanschette wird noch feucht, sodaß sie sich noch biegen läßt, bei herausgehobenem Kolben eingelegt und der dreiteilige Stützring untergeschoben.

Fig. 106.



Werden die Kolben aus mehreren Stücken zusammengesetzt, so genügt, wenn keine seitlichen Kräfte auftreten, die Verbindung nach Fig. 105, da ja der Druck von der Grundfläche her die Festigkeit der Verbindung erhöht. Die Fuge ist durch ein Kupferblech gedichtet, die Schrauben radial eingeschraubt und dann sorgfältig mit der Kolbenfläche abgeglichen. Für Gießereikrane, wie sie Fig. 91 und 93 zeigen, werden häufig direkt wirkende Kolben verwendet. Selten finden sich im Kranbau die Teleskopkolben, welche Fig. 88 schematisch darstellt. Für alle größeren Förderhöhen wird der Kolbenhub

Fig. 107.

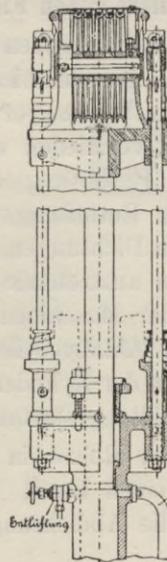
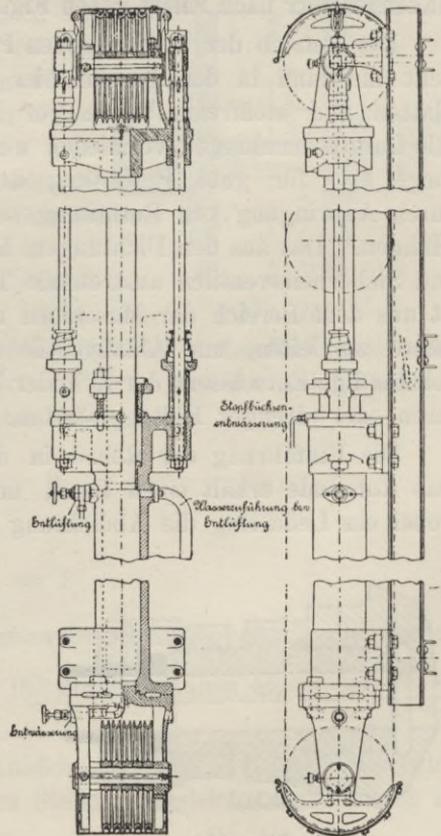


Fig. 108.



durch Flaschenzuganordnung, siehe Fig. 106, sowie Fig. 107 und 108, vervielfältigt. Werden die Rollen sorgfältig gelagert, die Naben mit Rotguß ausgebucht und besonders in guter Schmierung erhalten, so ist der Wirkungsgrad solcher Übersetzungen ein befriedigender. Der Flächendruck zwischen Rollennabe und Achse betrage höchstens $100 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$. Um das Abfallen

der beim Senken des leeren Hakens oder durch sonstige Zufälle schlaff gewordenen Seile oder Ketten zu verhüten, muß eine Blechschutzhäube angeordnet werden.

Als Zugorgane sind schmiegsame, also aus vielen dünnen Drähten hergestellte Drahtseile den Ketten der Elastizität, der Geräuschlosigkeit des Ganges und der Billigkeit wegen entschieden vorzuziehen, wenn auch häufig der Drall der Seile sich störend bemerkbar macht. Die Aufhängung der Seilenden am Treibzylinder und am Lasthaken muß federnd erfolgen. Ein federndes Hakengeschirr nach Eilert geben Fig. 109 u. 110.

Der Betrieb der hydraulischen Preßzylinder geht nur dann in der gerade hier möglichen, glatten und stoßfreien Weise vor sich, wenn alle Luftansammlungen vermieden werden. Man sorge also für gute Entlüftung der Zylinder durch Anbringung von Entlüftungsventilen oder -Hähnen. Das aus den Dichtungen, Entlüftungs- und Sicherheitsventilen austretende Tropfwasser ist aus dem Bereich der Maschinen und Fundamente zu leiten, und Ablaufventile müssen das vollständige Entwässern der Zylinder bei Reparaturen oder strenger Kälte gestatten.

Die Einführung der Rohre in die Wandungen zeigen Fig. 111 und 112. Das Rohrende erhält einen Bund, und wird durch Überwurfmutter angepreßt, wobei ein Lederring die Abdichtung bewirkt.

Fig. 109.

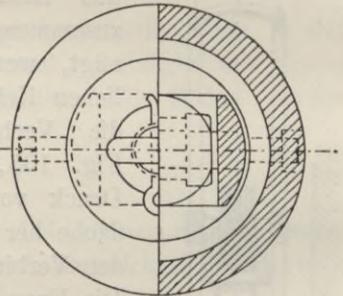
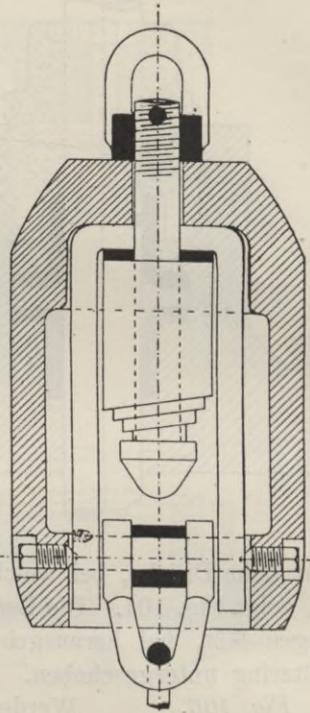


Fig. 110.

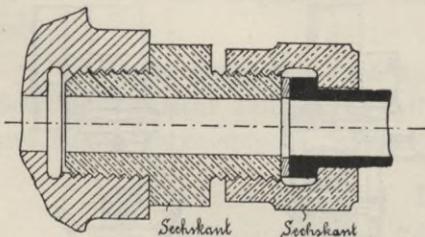


Fig. 111.

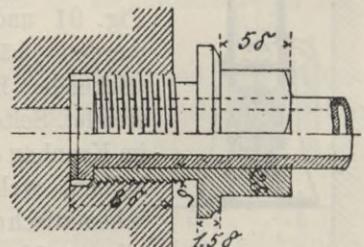


Fig. 112.

Rohrleitungen.

Für Betriebsdrucke unter $10 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ finden die gußeisernen Normalrohre Verwendung, für höhere Drucke sind gußeiserne oder schmiedeeiserne Rohre nötig, deren Wandstärke wieder nach der oben bei den Zylindern angegebenen Bachschen Formel berechnet wird. Die Rohre werden der Wasserdruckprobe mit dem anderthalbfachen Betriebsdruck unterworfen. Die Verbindung der Rohre geschieht bei gußeisernen Rohren mit angegossenen Flanschen, auf schmiedeeiserne Rohre werden die schmiedeeisernen Flanschen aufgeschraubt und hart verlötet. Sehr praktisch ist die Dichtung nach Ernst zu erzielen, wenn man in die dreieckig ausgearbeiteten Nuten in den Flanschen Rundgummi einlegt. (Fig. 113 u. 114.) In Fig. 115 u. 116 ist ein Kupferring eingelegt und durch die Flanschen fest-

Fig. 113.

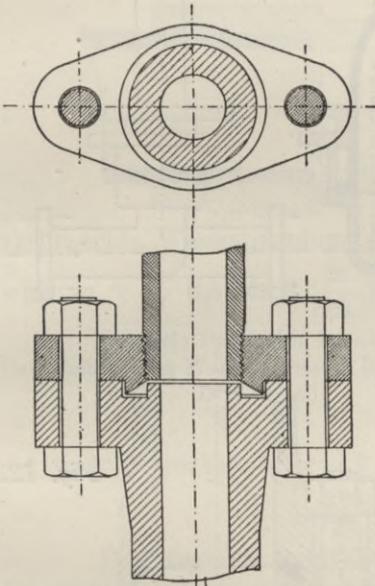


Fig. 114.

die Flanschen fest-
gepreßt.

Für Drucke unter
 $50 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ und kleine

Rohrdurchmesser
genügen 2 Schrauben in den ovalen
Flanschen. Für
größere Rohrweiten
ist die Anzahl der
Schrauben in den
nunmehr rund her-
zustellenden Flans-
chen so zu wählen,
daß höchstens
150 mm Abstand
zwischen den ein-
zelnen Schrauben
besteht. Die

Fig. 115.

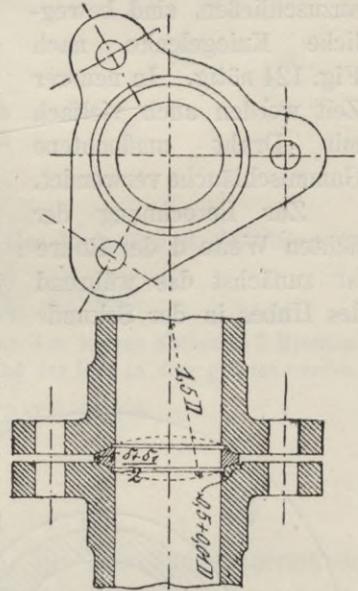


Fig. 116.

Schraubendicke d_0 berechnet man auf Zugfestigkeit. Ist d der Durchmesser des Dichtungsringes in cm und p der innere Druck, so beträgt der axiale Druck P , welcher sich auf die n Verbindungsschrauben überträgt

$$P = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot p$$

und es muß sein

$$n \frac{d_0^2 \pi}{4} \mathcal{S}_z = P$$

Da die Schrauben schon beim Anziehen der Dichtung beansprucht werden, so ist für Schmiedeeisen $\mathcal{S}_z \leq 300 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, für Stahlschrauben $\mathcal{S}_z \leq 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ zu wählen.

Um den Rohren eine gewisse Ausdehnungsfähigkeit bei Temperaturänderungen zu sichern, sind an geeigneten Stellen Ausgleichsvorrichtungen anzubringen.

Fig. 117 zeigt eine Stopfbüchse für diesen Zweck, bei der aber durch eine außerhalb liegende Stützung das Herausdrücken der Rohre unter dem innern Druck vermieden werden muß. Eine gute Beweglichkeit ergibt die Verbindung Fig. 118 und 119.

Bei im Winkel zu verlegenden Rohrleitungen bieten die Anordnungen Fig. 120 u. 121, sowie Fig. 122 u. 123 einen bequemen Ersatz für Krümmer.

Um bei den Drehkränen die Leitung im Kran an die äußere Leitung anzuschließen, sind bewegliche Kniegelenke nach Fig. 124 nötig. In neuerer Zeit werden auch vielfach mit Draht umflochtene Gummischläuche verwendet.

Zur Berechnung der lichten Weite d der Rohre ist zunächst das während des Hubes in der Sekunde

Fig. 117.

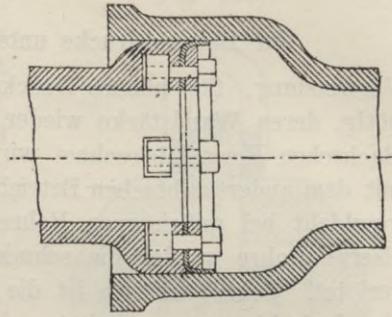


Fig. 118.

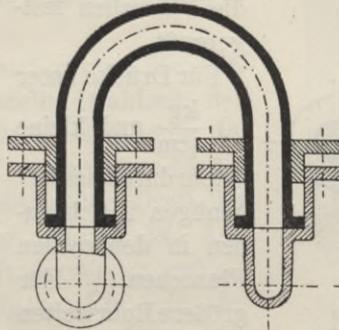


Fig. 119.

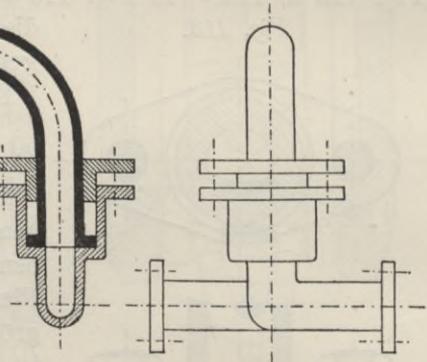


Fig. 120.

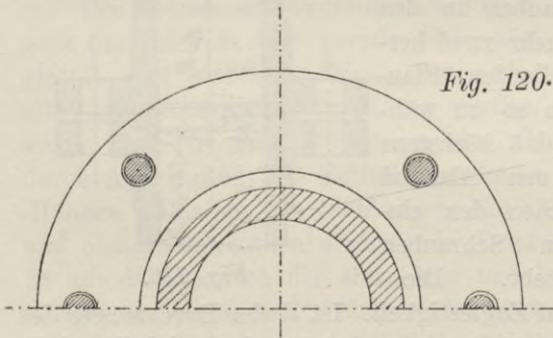


Fig. 122.

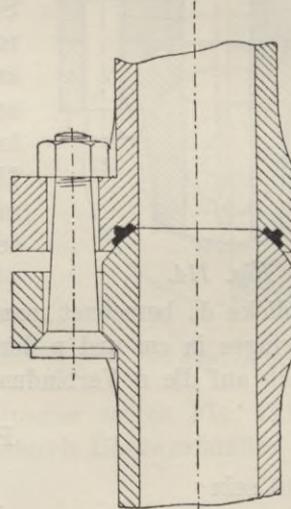


Fig. 123.

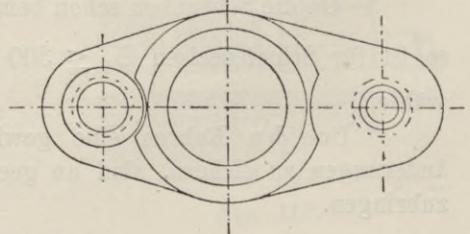


Fig. 121.

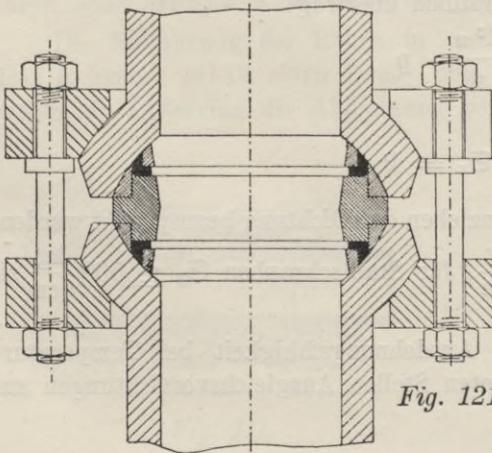
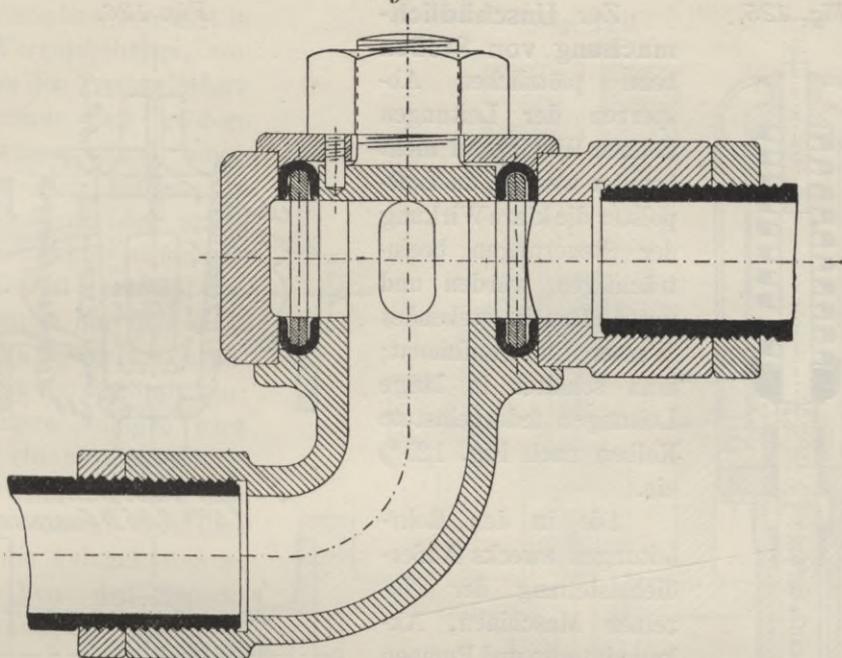


Fig. 124.



verbrauchte Wasserquantum zu bestimmen. Die Geschwindigkeit des Wassers wird zu $v = 0,5$ bis $3 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$, meist zu $v = 1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ gewählt.

Beispiel: Der früher berechnete Zylinder hebe seinen 4 m langen Kolben in 3 Minuten. Dann beträgt der Wasserverbrauch in der Sekunde, wenn D und der Hub in dem gesetzt werden,

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 60 \cdot 3 = \frac{4,2^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 60 \cdot 3 = 3,07 \text{ Liter/Sek.}$$

und der Rohrquerschnitt bei $v = 1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{3,07}{10} = 0,307 \text{ qdem, woraus } d = 63 \text{ mm.}$$

Bei längeren Rohrleitungen treten infolge der Bewegungswiderstände Druckhöhenverluste auf, welche beim Entwurf mit berücksichtigt werden müssen. Diese sogenannte „**Widerstandshöhe**,“ der Verlust h_x an Druckhöhe, bestimmt sich aus

$$h_x = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

wenn h_x in m Wassersäule, d die lichte Rohrweite in m, l die Leitungslänge in m und v die Durchflußgeschwindigkeit in $\frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ gemessen wird und endlich λ ein Koeffizient ist

$$\lambda = 0,02 + \frac{1}{800 d}.$$

Beispiel: Die vorhin berechnete Rohrleitung von $d = 63$ mm lichtigem Durchmesser sei 150 m lang, die Durchflußgeschwindigkeit sei $v = 1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$. Dann ist der Koeffizient

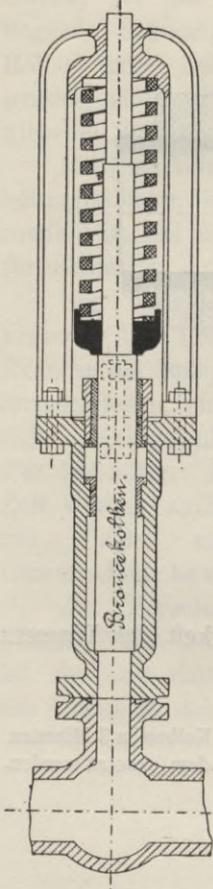
$$\lambda = 0,02 + \frac{1}{800 d} = 0,02 + \frac{1}{800 \cdot 0,063} \approx 0,04$$

und es wird

$$h_x = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{150}{0,063} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} = 4,86 \text{ m}$$

oder es findet ein Druckverlust von $0,486 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ statt.

Fig. 125.



Zur Unschädlichmachung von Stößen

beim plötzlichen Absperren der Leitungen können Windkessel nicht benutzt werden, da Luftpolster die klare Wirkung der Steuerungen beeinträchtigen würden und unter Druck stehendes Wasser Luft aufnimmt; man schaltet in lange Leitungen federbelastete Kolben nach Fig. 125*) ein.

Die in den Rohrleitungen zwecks Außerdienststellung der einzelnen Maschinen, Akkumulatoren und Pumpen sehr zahlreich anzubringenden Hähne, Absperrventile und Schieber zeigen Fig. 126 und 127 bzw. 128, sowie 129.

Um die leichte Handhabung des Schiebers (Fig. 129, Seite 41) zu sichern, ist ein Vorentlastungsventil angeordnet. Für Rohrweiten von mehr als 50 mm sind nur noch Schieber zulässig.

Die **Verlegung** der Rohre hat möglichst so zu erfolgen, daß keine Luftknie, aber auch keine Wassersäcke entstehen, also stets ansteigend, am besten von der Pumpe zum Kran, damit eine vollständige Entleerung stattfinden kann. Ist dies nicht immer möglich, so sind tunlichst selbsttätige Entlüftungsventile an den höchsten und Wasserablaßhähne an den tiefsten Stellen, welche letztere zweckmäßig zugleich als Schlammabscheider dienen, anzubringen.

Akkumulatoren.

Für den Betrieb der Hubzylinder liefern die Pumpen das Druckwasser nicht

Fig. 126.

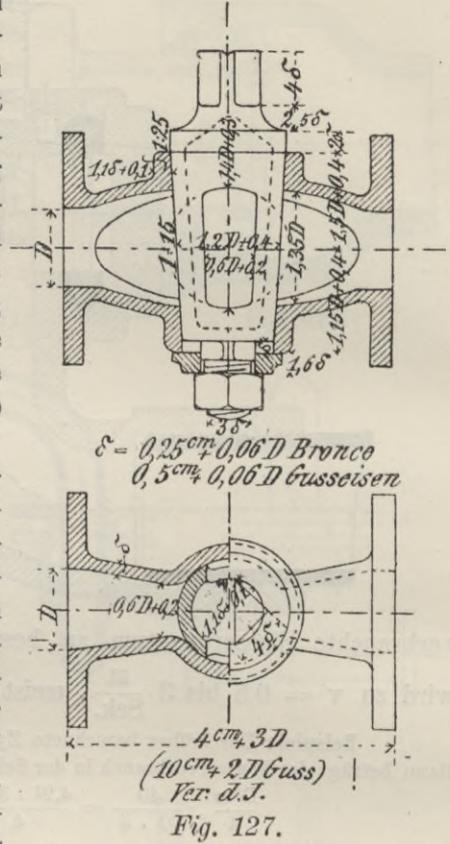
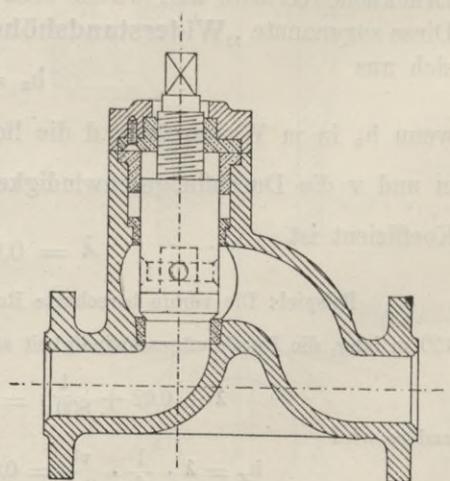


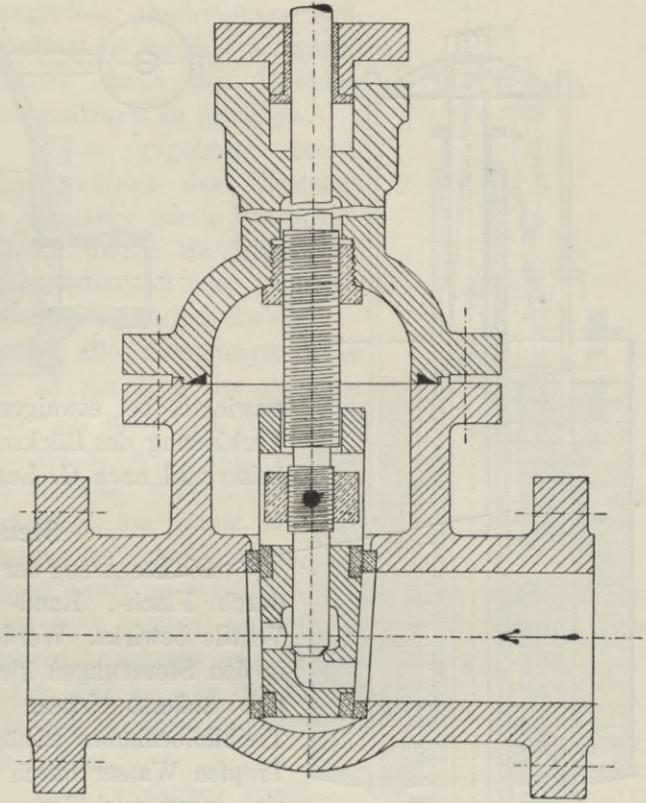
Fig. 128.



*) Eilert, Z. d. V. D. I. 1894.

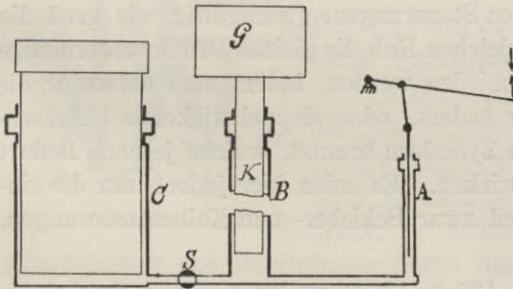
direkt, sondern zunächst in einen Vorratsbehälter, von dem aus den Treibzylindern in kürzerer Zeit größere Druckwassermengen zugeführt werden können; es wird dadurch der schon oben bemerkte wirtschaftliche Vorteil erreicht, daß die Pumpen nur dem mittleren Wasserverbrauch angepaßt zu werden brauchen; für größere Anlagen wird freilich ein einziger Akkumulator zu schwer und eine größere Anzahl derselben erhöht die Anlagekosten zu sehr. Von den Druckwasseraufspeichervorrichtungen sind für den Kranbetrieb am wichtigsten diejenigen mit Gewichtsbelastung, während für die hydraulischen Nietmaschinen Dampf- und Luftdruckakkumulatoren weitere Verbreitung gefunden haben.

Fig. 129.



Die schematische Skizze (Fig. 130) erklärt die Wirkungsweise. Von der Pumpe A strömt das gepresste Wasser in den Hohlzylinder des Akkumulators B und hebt den Kolben desselben samt dem Belastungsgewicht G.

Fig. 130.



Ist der Kolben bis oben hin gestiegen, so strömt das überschüssige Wasser durch ein Sicherheitsventil ab. Beim Öffnen der Steuerung S wird das Druckwasser durch den belasteten Kolben K verdrängt und dem Treibzylinder C zugeführt.

Fig. 131 (Seite 42) zeigt einen Akkumulator mit Scheibengewichten. Die in der Nähe der Pumpen stehenden Akkumulatoren haben aber noch ganz besonders die Aufgabe, die In- und Außerbetriebsetzung der Druckpumpen selbsttätig zu bewirken, um so bei längeren Betriebspausen an Kraft zu sparen. Die Hubbewegung wird dabei vom Akkumulator selbst begrenzt; trotzdem sind noch Sicherheitsventile vorhanden. Auch hier sind Entlüftungs-, Absperr- und Entwässerungsventile anzuordnen, außerdem aber auch ein Rückschlagventil, welches letzteres einen Schutz gegen das Herabstürzen des schweren Belastungs-

Fig. 131.

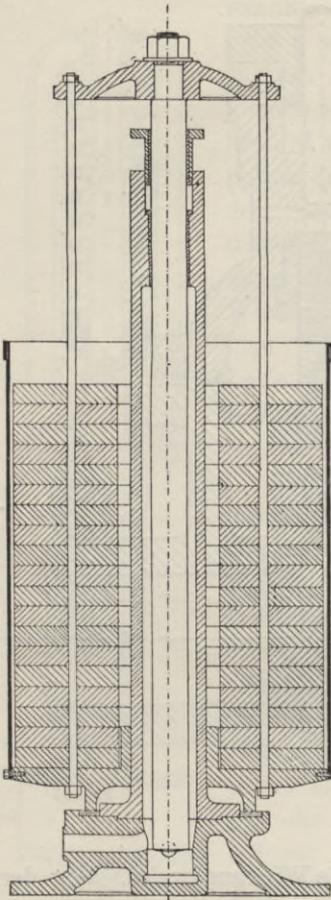
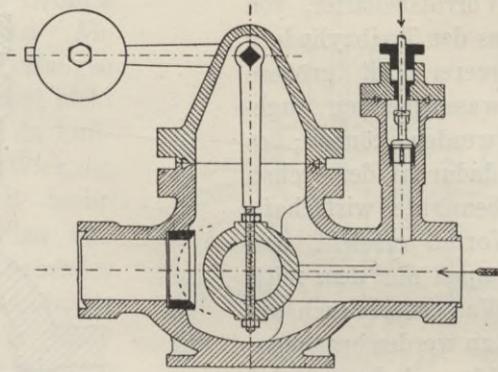


Fig. 132.



gewichtet bei etwaigen Rohrbrüchen bietet. Eine Verbindung des Rückschlagventiles mit dem Sicherheitsventil nach G. Luther zeigt Fig. 132.

Steuerungen.

Die Steuerung der Druckwasserhebezeuge wird durch Flach-, Rund- oder Kolbenschieber oder Ventile bewirkt. Werden die Durchgangsöffnungen in den Steuerungen klein ausgeführt, so läßt sich eine äußerst sichere und genaue Regelung des Treibkolbenhubes ermöglichen. Solange noch ein Tropfen Wasser durch die Steuerung geht, findet ein, wenn auch langsames Ansteigen des Kolbens mit der vollen Kraft statt. Wird der Zufluß abgesperrt, so bleibt, Dichtigkeit der Anlage vorausgesetzt, die Last sofort freischwebend stehen.

Dagegen wird bei den einfachen Steuerungen, gleichgültig wie groß die aufgenommene Last ist, stets für den gleichen Hub die gleiche Druckwassermenge verbraucht. Dieser Nachteil kann vermieden werden, indem man entweder die Übersetzung des äußeren Triebwerkes ändert, oder doppeltwirkende Scheibenkolben anwendet, oder eine Anzahl von Zylindern benutzt, welche je nach Bedarf miteinander, in Gruppen oder einzeln wirken. Es seien hier jedoch nur die einfachen Steuerungen für Kranbetrieb und zwar Schieber- und Kolbensteuerungen, sowie Ventileinstellung besprochen.

Die Fig. 133 u. 134, sowie Fig. 135 u. 136*) stellen einfache **Schiebersteuerungen** und zwar Fig. 133 mit Vorentlastung des Schiebers, dar. Das Gehäuse ist bequem zugänglich und aus Gußeisen oder besser Bronze. Der Schieberspiegel ist mit versenkten Schrauben auf den Gehäuseboden aufgeschraubt. Schieberspiegel und Schieber sind aus Phosphorbronze oder aus geschmiedeter Manganbronze gefertigt, wobei der Schieber selbst etwas weicher ist. Der letztere muß in seinen äußersten Stellungen etwas über die Schieberspiegelkanten hinauslaufen, um das Ansetzen einer Schmutzkruste zu verhindern. Die seitliche Abweichung des Schiebers wird durch Seitenleisten verhindert, welche, um ein

*) Riedler, Skizzen.

Fig. 133.

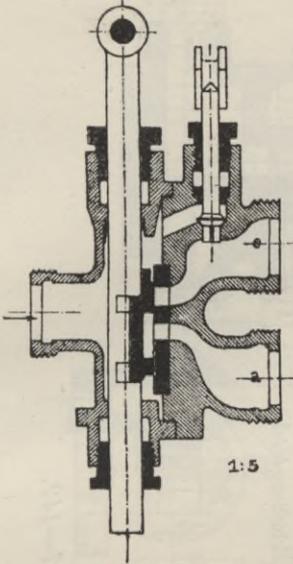
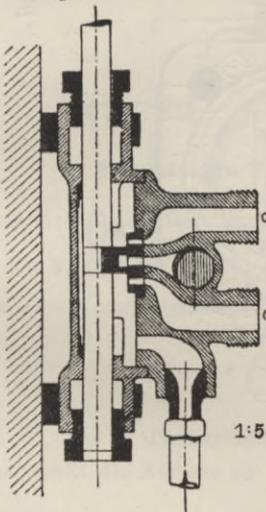


Fig. 135.



geschwindigkeit des Durchflusses durch diese Schieber-
spiegelöffnungen.

Je größer diese ist, desto größer wird der Verlust an Druckhöhe durch die Drosselung des Wassers.

Der Verlust an Druckhöhe in m Wassersäule gemessen ergibt sich aus der Formel

$$h_x = \frac{\xi v^2}{2g}$$

worin ξ ein Koeffizient, welcher nach Versuchen von H. Lang (Z. d. V. D. I. 1893) zwischen $\xi = 4$ bei voller Öffnung bis herab zu $\xi = 1,25$ bei $\frac{1}{10}$ Eröffnung schwankt.

*) Ernst, Hebezeuge.

Nachschießen des Schiebers zu ermöglichen, abschraubbar sind. Unbedingt ist der Schieber gegen Abheben durch den Zylinderbetriebs-Druck zu schützen.

In den gegebenen Anordnungen erfolgt das Einstellen des Schiebers durch Handhebel. Vielfach dienen Handräder mit Schraubenspindel oder auch Exzenter dem gleichen Zweck.

Bei allen Steuerungen dieser Art ist der Hub der Schieber klein und muß nach der Handhabe hin so vervielfältigt werden, daß die Hand einen großen Weg zurücklegt, um einmal die Überwindung der Schieberreibung mit

kleiner Kraft zu ermöglichen und dann auch ein genaues und sanftes Einstellen zu ermöglichen. Eine ähnliche Anordnung zeigt der in Fig. 137 bis 142 (S. 44) gegebene Hochdruckschieber von Luther.*)

Eine einfache Ventilsteuerung mit Handrädchen für kleine Verhältnisse zeigt Fig. 143 (Seite 45).

Berechnung der Schieber- und Ventilquerschnitte.

Die Bemessung der Größe der Schieberspiegelöffnungen erfolgt unter Zugrundelegung einer je nach dem Betriebsdruck zu bemessenden Ge-

Fig. 134.

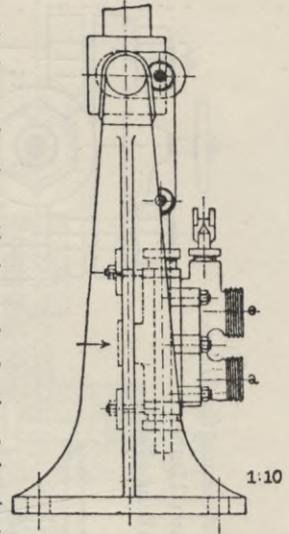
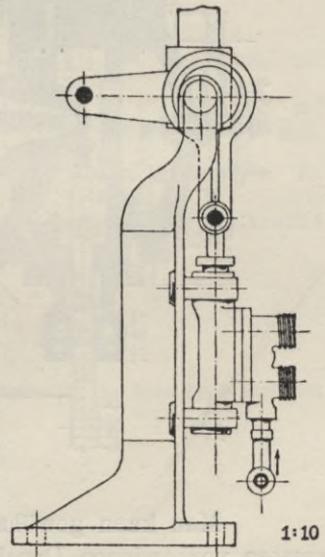
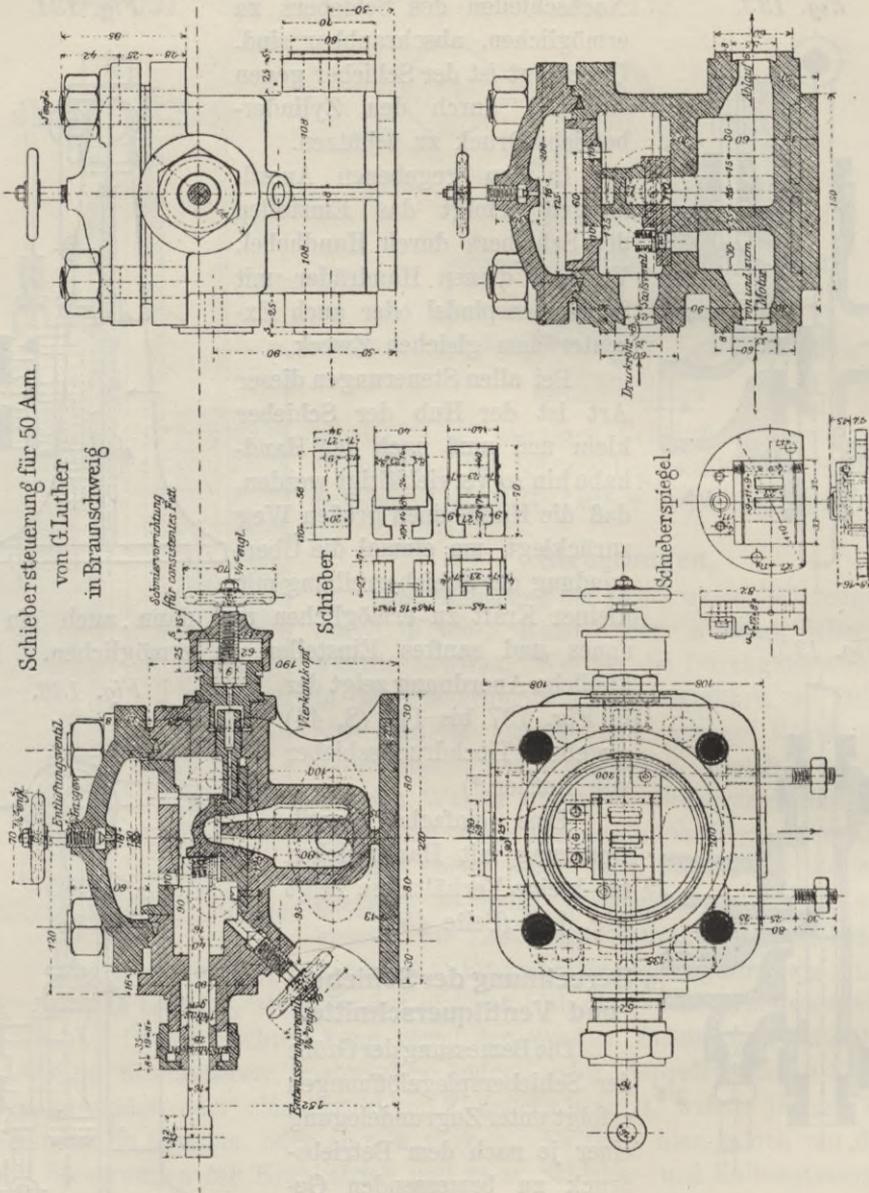


Fig. 136.





Man kann gewöhnlich annehmen, daß die Verlusthöhe $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{5}$ der gesamten vorhandenen Druckhöhe betragen darf und berechnet dann v , aus:

$$v = \sqrt{\frac{2 g h_x}{\xi}}$$

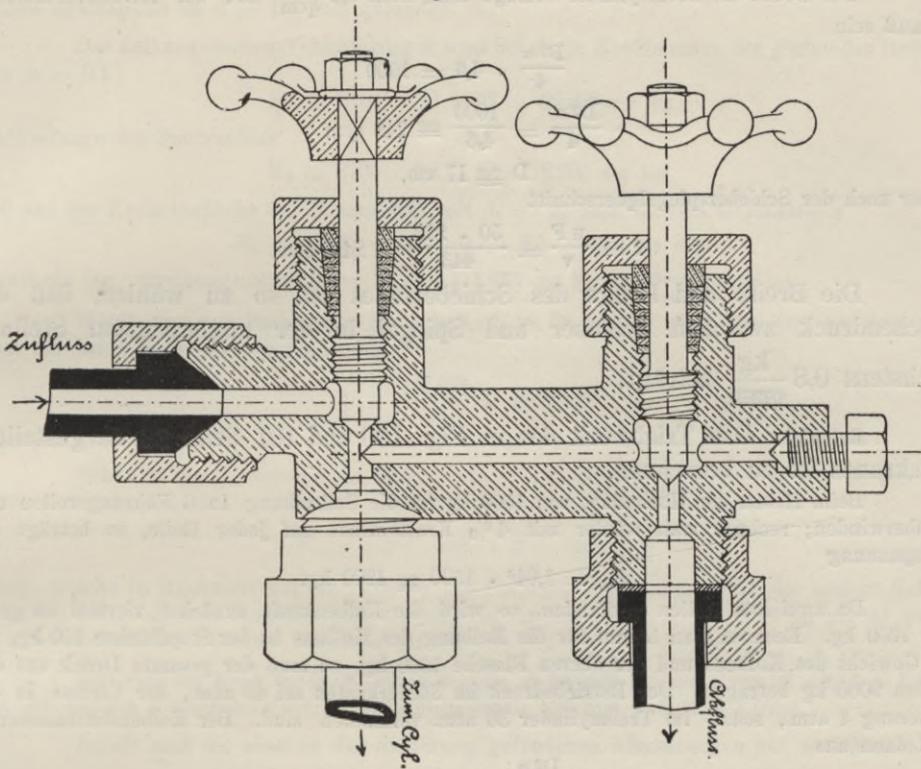
Ist ferner F der Kolbenquerschnitt, u die Hubgeschwindigkeit des Kolbens, f der Durchflußquerschnitt in der Steuerung, so ist

$$f v = F u$$

oder

$$f = \frac{F u}{v}$$

Fig. 143.



1. Beispiel: Ein Treibkolben hebt direkt eine Last von 10000 kg mit $v = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ Geschwindigkeit. Der Druck im Schieberkasten betrage $40 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, also 400 m Wassersäule. Es sei ein Verlust von $4 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, also eine Verlusthöhe von 40m Wassersäule gestattet. Der Koeffizient ξ werde zu 4 angenommen. Dann wird

$$v = \sqrt{\frac{2 g h_x}{\xi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 40}{4}} \approx 14 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$$

Da im Treibzylinder nur noch ein Druck von $36 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ herrscht, so berechnet sich der Querschnitt des Kolbens zu

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 36 = 10000$$

$$D = 19 \approx 20 \text{ cm.}$$

und es wird:

$$\dot{V} = \frac{u \cdot F}{v} = \frac{20 \cdot 314}{1400} = 4,48 \text{ qcm.}$$

2. Beispiel: Ein Aufzug für 1000 kg Höchstlast werde mit der Wasserleitung von $5 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ Druck betrieben. Die Verlusthöhe zwischen Schieberspiegel und Treibzylinder betrage 4 m oder $0,4 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$, die Hubgeschwindigkeit sei $0,5 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$

Für $\xi = 4$ wird zunächst

$$v = \sqrt{\frac{2 g h_x}{\xi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 4}{4}} = 4,43 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$$

Der Druck im Treibzylinder beträgt dann noch $4,6 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ und der Kolbendurchmesser D muß sein

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 4,6 = 1000$$

$$\frac{D^2 \pi}{4} = \frac{1000}{4,6} \approx 218 \text{ qcm}$$

$$D \approx 17 \text{ cm,}$$

ferner noch der Schieberspiegelquerschnitt

$$f = \frac{u F}{v} = \frac{50 \cdot 218}{443} = 24,6 \text{ qcm.}$$

Die Breite und Länge des Schieberfußes ist so zu wählen, daß der Flächendruck zwischen Schieber und Spiegel in der ungünstigsten Stellung höchstens $0,8 \frac{\text{kg}}{\text{qmm}}$ beträgt.

Beispiel: Das Triebwerk des in Fig. 100 und 101 Seite 33 dargestellten Uferkranes ist zu berechnen.

Beim Heben der Höchstlast von 1500 kg ist die Seilreibung in 6 Führungsrollen mit zu überwinden; rechnet man wieder mit 4% Kraftverlust auf jeder Rolle, so beträgt die Seilspannung

$$K_o = 1,04^6 \cdot 1500 \approx 1900 \text{ kg.}$$

Da zwei lose Rollen vorhanden, so wird die Kolbenkraft zunächst viermal so groß, also 7600 kg. Rechnet man hierzu für die Reibung des Kolbens in der Stopfbüchse 200 kg, für das Gewicht des Kolbens und der oberen Flasche 1200 kg, so muß der gesamte Druck auf den Kolben 9000 kg betragen. Der Betriebsdruck im Steuerkasten sei 40 atm., der Verlust in der Steuerung 4 atm., sodaß im Treibzylinder 36 atm. vorhanden sind. Der Kolbendurchmesser D wird dann aus

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p = 9000$$

und

$$\frac{D^2 \pi}{4} = \frac{9000}{36} = 250 \text{ qcm}$$

$$D \approx 18 \text{ cm.}$$

Die Lasthebegeschwindigkeit werde $c = 0,4 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$, dann muß, da die Flaschenzugübersetzung 4 beträgt, die Kolbengeschwindigkeit $\frac{1}{4}$ der Lastgeschwindigkeit sein $= 0,1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$. Die Größe der Durchflußgeschwindigkeit durch den Schieberspiegelquerschnitt wird

$$v = \sqrt{\frac{h_x \cdot 2g}{\xi}} = \sqrt{\frac{40 \cdot 2 \cdot 9,81}{4}} = 14 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$$

und der freie Querschnitt wird:

$$f = \frac{F u}{v} = \frac{250 \cdot 10}{1400} = 1,78 \approx 1,8 \text{ qcm.}$$

Als Zugorgan kann ein Drahtseil dienen.

Der Rollendurchmesser kann zu 400 mm angenommen werden. Soll die Hubhöhe 4 m sein, so muß die freie Kolbenlänge mindestens 1 m sein. Über die Berechnung des Zylinders und Kolbens siehe vorn.

Für das Schwenkwerk sind 2 Treibzylinder angeordnet, welche das Drehen des Kranes mit Hilfe eines um die Scheibe gelegten Drahtseiles ermöglichen, indem immer ein Kolben herausgepreßt wird, während der andere zurückgeht. Das zum Drehen nötige Kraftmoment findet sich wie folgt:

Es sei die Ausladung $L = 3300$ mm, das Eigengewicht des Krangestelles samt oberem Seilstück nebst Haken und Hakengeschirr $G = 1000$ kg, wirksam 600 mm von der Schwenkaxe, und die Länge der Säule zwischen Hals- und Fußlager 1500 mm, dann ergibt sich als Lagerdruck

$$P_1 = \frac{330 \cdot 1500 + 60 \cdot 1000}{150} = 3700 \text{ kg.}$$

Der Durchmesser des Halslagers sei zu $D = 500$ mm, der äußere Durchmesser des hohlen Spurzapfens zu $d = 100$ mm gefunden.

Das Reibungsmoment*) im Halslager wird bei einem Koeffizienten der gleitenden Reibung von $\mu = 0,1$

$$M_1 = 3700 \cdot 0,1 \cdot 25 = 92500 \text{ cm kg,}$$

am Umfange des Spurzapfens

$$M_2 = 3700 \cdot 0,1 \cdot 5 = 18500 \text{ cm kg}$$

und auf der Kreisringfläche des Spurzapfens mit $d_1 = 40$ mm innerem Durchmesser

$$M_3 = (1500 + 1000) 0,1 \cdot 3,5 = 875 \text{ cm kg,}$$

sodaß ein Gesamtreibungsmoment von $M_0 = 111875$ cm kg zu überwinden ist.

Wählt man den Halbmesser der Scheibe b zu 28 cm, so muß der Zug an dem etwa 2mal um die Scheibe geschlungenen Seil

$$P = \frac{111875}{28} \approx 4000 \text{ kg}$$

betragen.

Gehen in den 2 vorhandenen Rollen wieder 4% Zugkraft verloren, so ist, da eine lose Rolle vorhanden, die Kolbenkraft

$$P = 1,04^2 \cdot 4000 \cdot 2 = 8650 \text{ kg}$$

nötig, welche in Rücksicht auf die Reibung des Kolbens, und weil zugleich der andere Kolben, natürlich bei geöffnetem Ausflußventil, zurückgedrückt werden muß, auf 9000 kg erhöht werde, so daß die Kolbenverhältnisse dieselben wie für das Hubwerk sein werden.

Soll sich der Kran um 360° drehen können, so ist eine Seillänge von $56 \cdot 3,14 = 176$ cm auf der Scheibe b abzuwickeln und der Kolben erhält 880 mm wirksame Länge.

Behält man die oben an der Steuerung gefundenen Abmessungen bei, so vollzieht sich die Abwicklung des Seiles mit $v = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ Kolben- und mit $v = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ Seilgeschwindigkeit, die volle Drehung des Kranes erfordert also

$$\frac{0,560 \cdot 3,14}{0,2} = 8,8 \text{ Sekunden.}$$

Diese Zeit erscheint für ein volles Schwenken viel zu kurz, man wird gut tun, durch eine entsprechende Verringerung des Durchflußquerschnittes im Schieberspiegel die Zeit einer Drehung auf etwa 30 Sekunden zu bemessen, weil infolge der Trägheit der Massen sowohl das Anfahren als wie dann auch das genaue Stillhalten nicht gut ausführbar wäre. Man rechne daher für vielleicht $v = 0,025 \frac{\text{m}}{\text{Sek.}}$ Kolbengeschwindigkeit eine neue Steuerung aus.

Für die Begrenzung des Hubes der Kolben sind besondere Vorkehrungen zu treffen und die Steuerung des Schwenkwerkes ist so auszuführen, daß immer erst der Ausfluß des einen Kolbens für den Rückgang geöffnet werden muß, ehe der andere Kolben vorgetrieben werden kann.

Beispiel: Ein hydraulischer Preßzylinder für 40 cm Kolbendurchmesser kann mit 50 atm Betriebsdruck unter Berücksichtigung der Stopfbüchsenreibung eine Höchstlast von 60 000 kg heben. Welche Zugspannung herrscht in der 6 cm dicken Wandung des Zylinders? Nach früher ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4 p}{\sigma_z - 1,3 p}}$$

*) Teil I, S. 6.

Löst man nach \mathcal{S}_z auf, so wird

$$\frac{r_a^2}{r_i^2} = \frac{\mathcal{S}_z + 0,4 p}{\mathcal{S}_z - 1,3 p}$$

$$\mathcal{S}_z \frac{r_a^2}{r_i^2} - 1,3 p \frac{r_a^2}{r_i^2} = \mathcal{S}_z + 0,4 p$$

$$\mathcal{S}_z r_a^2 - 1,3 p r_a^2 = \mathcal{S}_z r_i^2 + 0,4 p r_i^2$$

$$\mathcal{S}_z = p \frac{0,4 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

$$\mathcal{S}_z = 50 \frac{0,4 \cdot 20^2 + 1,3 \cdot 26^2}{26^2 - 20^2} = 188 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$$

sodaß also das tatsächlich angewandte Gußeisen noch nicht voll ausgenutzt wird.

Das Grusonwerk in Magdeburg-Buckau baut als Spezialität Hebezeuge, bestehend aus zwei getrennten hydraulischen Hebevorrichtungen, welche an den Enden eines horizontalen Kranbalkens angreifen und diesen mit der daran hängenden und längs desselben verschiebbaren Last gleichmäßig heben. Das Verfahren der Laufkatze erfolgt durch Kette und Kettenhandrad mit dem nötigen Rädervorgelege. Dabei sind die beiden Hebevorrichtungen entweder feststehend angeordnet oder auf Wagen montiert; es müssen aber die Enden der Bühne mit den beiden Stempelköpfen gelenkig verbunden sein, damit bei den feststehenden Kranen eine geringe Abweichung in der Hubhöhe der beiden Stempel, bei den fahrbaren Hebezeugen eine geringe Änderung des Abstandes der Gleise für die Wagen nicht schadet. Weil die Stempel in den Zylindern drehbar sind, so können die Krane nicht nur in Gleiskurven fahren, sondern auch die Hubzylinder auf ein und demselben Gleis hintereinander hergehen, über Weichen und durch die Werkstatt-Tore fahren.

Um das lästige, den ganzen Betrieb in Frage stellende Einfrieren der Apparate und Leitungen zu vermeiden, kann man bei sehr kurzen Leitungen das Betriebswasser mit Spiritus oder Glycerin versetzen, dies muß aber bei längeren Leitungen der hohen Kosten wegen unterbleiben. Vielfach wird dagegen in ausgedehnten Betrieben eine besondere Leitung zur Zurückführung des in den Hebezeugen verbrauchten Wassers zur Pumpstation angelegt. Es dient dann ein mäßiger, durch besondere Vorkehrungen unterhaltener Wasserumlauf zur Vermeidung des Einfrierens, wobei an besonders kalten Tagen das Betriebswasser mäßig erwärmt werden kann.*)

Ferner sind die Rohre in frostfreie Tiefen (1 bis 1,5 m) einzubauen und mit schlechten Wärmeleitern, Filz usw., zu umhüllen, wobei die Umhüllung durch geöltes oder gefirnissetes Segeltuch vor Nässe geschützt wird.

*) Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Kraftzentralen nebst zugehörigen Hebewerken, Z. d. V. D. I. 1894.

V. Elektrischer Antrieb.

So vorzüglich sich auch der Hebezeugbetrieb mit Druckwasser, besonders in großen weitverzweigten Anlagen, bewährte, so erwuchs doch auch diesem durch den elektrischen Betrieb eine ernste Konkurrenz, welche nach Überwindung der Schwierigkeiten einmal in bezug auf die Regulierung der Motoren selbst und ferner in bezug auf die Übertragung der Bewegung vom Motor zur Lasttrommel jetzt vollständig gesiegt hat, denn den auch jetzt noch hohen Betriebskosten stehen schwerwiegende Vorteile, vor allem die äußerst bequeme Verteilbarkeit der elektrischen Energie, gegenüber. In kürzester Frist sind die oben erwähnten Schwierigkeiten der Regulierung und der Kraftübertragung durch eine ganze Anzahl vortrefflicher Anlaß- und Reguliervorrichtungen und eine äußerst sorgfältige Durcharbeitung der schon längst, wenn auch nur für kleinere Betriebsgeschwindigkeiten, vorhandenen Getriebe überwunden worden. Auch vollständig neue Konstruktionen zur Übertragung der großen Umdrehungszahlen der Elektromotoren auf die langsam laufenden Trommeln sind zahlreich erschienen und bis ins Kleinste mit äußerster Genauigkeit und größtem Scharfsinn durchgearbeitet worden.

Zur Übersicht über die Hilfsmittel zur **Regulierung** ist zunächst eine genaue Kenntnis des Wesens der hier verwendeten Motoren nötig, weshalb im folgenden die Grundvorgänge in diesen betrachtet werden mögen.

Der den Motoren zugeführte Strom ist entweder Gleichstrom oder Ein- und Mehrphasenwechselstrom; bis jetzt hat noch keine der verschiedenen Stromarten einen direkten Vorrang vor den andern behaupten können.

A. Gleichstrommotoren.

Je nach dem Verlaufe des Stromes in Anker und Magneten der Motoren unterscheidet man hier Hauptstrom-, Nebenschluß- und Compoundmotoren.

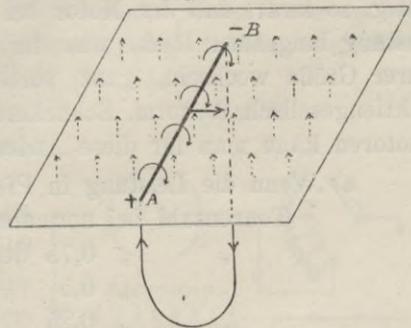
Das **Grundprinzip** möge an Fig. 144 erläutert werden.

Liegt ein freibeweglicher Leiter AB in der gezeichneten Weise im homogenen, magnetischen Kraftfeld und wird derselbe von einem Strome in der Richtung von A nach B durchflossen, so erzeugt letzterer um den Leiter herum ein Magnetfeld von der angedeuteten Richtung. Da nun die Kraftlinien links des Leiters von den gleichgerichteten Kraftlinien des homogenen Magnetfeldes eine Abstoßung, dagegen rechts desselben von den entgegengesetzten Kraftlinien des Feldes eine Anziehung erfahren, so bewegt sich der Leiter AB nach rechts.

Dieselbe Bewegung tritt ein, wenn die Stromrichtung im Leiter und gleichzeitig auch die Richtung der Kraftlinien des Magnetfeldes umgekehrt wird.

Dagegen kehrt sich die Bewegung um, d. h. der Leiter bewegt sich nach links, wenn entweder nur die Stromrichtung im Leiter oder nur die Richtung der Kraftlinien des Magnetfeldes geändert wird. Die so bequem auszuführende Änderung der Drehrichtung der Elektromotoren ist sehr wertvoll für den Kranbetrieb; von den beiden eben besprochenen Mitteln zur Umkehr

Fig. 144.



der Bewegung wird aber vorzugsweise nur der Wechsel der Ankerstromrichtung ausgeführt. Die Bürsten für die Zuführung des Stromes sind am besten radial gestellte Kohlenbürsten.

1. Hauptstrommotoren.

Das Schema dieses Motors, auch Reihenschluß- oder Serienmotor genannt, gibt Fig. 145.

Die Anker- und die Magnetwicklung sind hintereinander geschaltet, die Magnetwicklung besteht hier aus wenigen Windungen dicken Drahtes.

Der Strom geht der Reihe nach durch den Anlasser, den Anker, die Magnetwicklung und zurück zur Leitung. Es ist ersichtlich, daß sofort beim Einschalten des Stromes der ganze Ankerstrom durch die Magnetwicklung geht und infolge des kräftigen Magnetfeldes sofort eine kräftige Bewegung, ein großes „Anzugsmoment“ entsteht.

Nun läuft der Motor, da die Feldmagnete kräftig erregt sind, auch unter Last langsam und ohne Stoß an und es entsteht mit wachsender Geschwindigkeit eine elektro-

motorische Gegenkraft im Anker, welche der Spannung an den Klemmen des Motors entgegenwirkt. Dadurch wird also die Stromstärke im Motor und damit auch die Erregung der Magnete schwächer und es läuft daher der Hauptstrommotor so lange rascher und rascher, bis entsprechend der jeweiligen Belastung ein Gleichgewichtszustand eintritt. Die Geschwindigkeit reguliert sich demnach selbsttätig, so zwar, daß der Motor bei geringer Belastung schneller, bei großer Belastung langsamer läuft, was für den Kranbetrieb, wo die Lasten ständig in ihrer Größe wechseln, ganz vorteilhaft ist. Nach Angaben der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co., Nürnberg, für Laufkranhauptstrommotoren kann man für diese Änderung ungefähr folgende Werte annehmen:

a) Wenn die Leistung in Pferdestärken (PS) gerechnet wird:

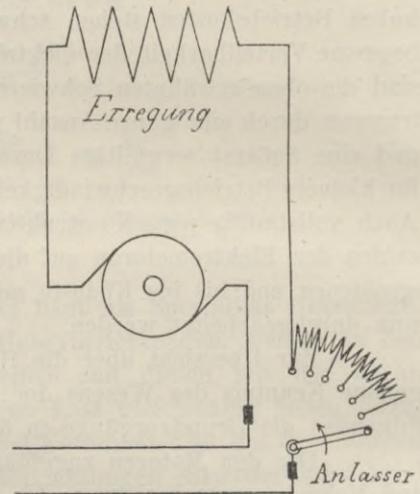
Tourenzahl bei normaler Leistung	n
„ „ 0,75 der normalen Leistung ca. 1,3n — 1,4n	
„ „ 0,5 „ „ „ „ 1,8n — 2n	
„ „ 0,25 „ „ „ „ 2,8n — 3n.	

b) Wenn die Belastung durch die Zugkraft oder das Drehmoment (mkg) angegeben ist:

Tourenzahl bei normaler Zugkraft	n
„ „ 0,75 der normalen Zugkraft ca. 1,1n — 1,2n	
„ „ 0,5 „ „ „ „ 1,4n — 1,5n	
„ „ 0,25 „ „ „ „ 1,8n — 2n.	

Dagegen darf aber der Reihenschlußmotor nie ganz entlastet laufen, da sich sonst seine Tourenzahl in gefährdender Weise steigern würde und es muß das „Durchgehen“ durch geeignete Mittel verhütet werden.

Fig. 145.



Die Wartung dieser Motoren ist einfach genug. Der Aufbau und die Abmessungen dieser, sowie der noch zu besprechenden Motoren sind aus den Katalogen der elektrotechnischen Firmen zu entnehmen.

Regulierung.

Die Umlaufgeschwindigkeit des Reihenschlußmotors läßt sich (außer der selbsttätigen Regulierung je nach der Belastung) auf folgende Arten in den weitesten Grenzen regeln:

a) Man legt einen regulierbaren Vorschaltwiderstand in den Hauptstromkreis (Fig. 146). Dabei tritt jedoch ein verhältnismäßig großer Energieverlust ein.

b) Man wendet die Unterteilung der Erreger- oder Magnetwicklung an. Hier kann nach Maßgabe der Fig. 147 die Zahl der Magnetwindungen beliebig geändert werden.

Fig. 147.

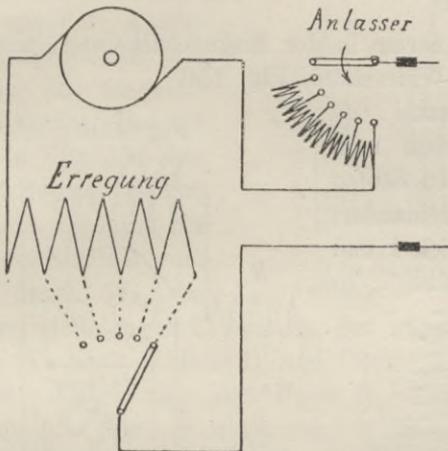
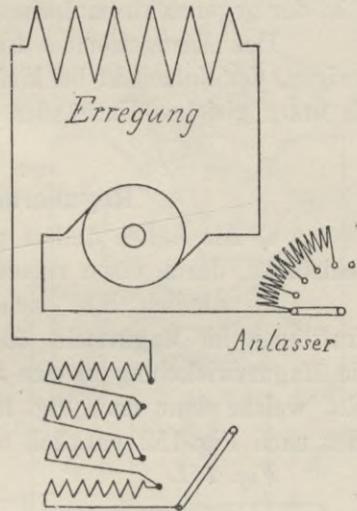


Fig. 146.

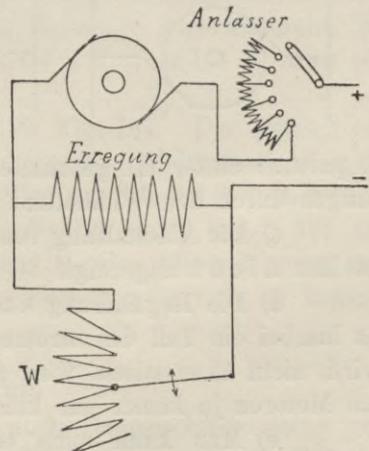


c) Parallel zur Magnetwicklung läßt sich ein regelbarer Widerstand W legen, wodurch der Strom in der Magnetwicklung beliebig geändert werden kann, ohne den Ankerstrom zu schwächen. (Fig. 148.)

d) Man teilt die Magnetwicklung in mehrere (meist 3) Abteilungen, welche beliebig unter einander verbunden werden können.

Bei der kleinsten Belastung werden die drei Abteilungen hintereinander geschaltet. Bei wachsender Belastung schaltet man dann eine Unterabteilung ab, die beiden andern hintereinander, darauf zwei Unterabteilungen ab, die dritte dagegen in Serie und endlich alle drei Abteilungen parallel. Letztere Methode wird aber eigentlich nur bei Bahnmotoren angewendet.

Fig. 148.



2. Nebenschlußmotoren.

Bei den Nebenschlußmotoren ist die Wicklung der Magnete parallel zur Ankerwicklung geschaltet, die „Magnetwicklung liegt im Nebenschluß,“ und besteht aus zahlreichen Windungen dünnen Drahtes mit demnach großem Widerstand,

sodaß der Hauptstrom durch den Anker und nur ein kleiner Bruchteil des dem Motor zugeführten Betriebsstromes durch die Magnetwicklung geht.

Das Schema gibt Fig. 149.

Der Nebenschlußmotor ist besonders geeignet, wenn mehrere Motoren von einer Quelle aus gespeist werden sollen, wenn für alle Belastungen ungefähr gleiche Tourenzahl verlangt wird und endlich auch im Betriebe eine Nullbelastung eintreten kann, weil die Erregung der Feldmagnete im Gegensatz zum Reihenschlußmotor unabhängig von der Tourenzahl, d. h. der gegenelektromotorischen Kraft im Anker, ist.

Das Anzugsmoment ist hier kleiner als beim vorigen, der Nutzeffekt bei kleinen Belastungen größer als unter gleichen Umständen beim Reihenschlußmotor.

Regulierung.

a) Am besten ändert man den Strom in der Magnetwicklung, also die Feldstärke, durch einen regulierbaren Widerstand, Fig. 150.

b) Ähnlich läßt sich die Anzahl der Kraftlinien im Magnetfeld ändern, indem man die Magnetwicklung in eine Anzahl von Stufen teilt, welche dann nach Fig. 151 hintereinander, oder nach Fig. 152 parallel, oder endlich I und

Fig. 151.

Fig. 152.

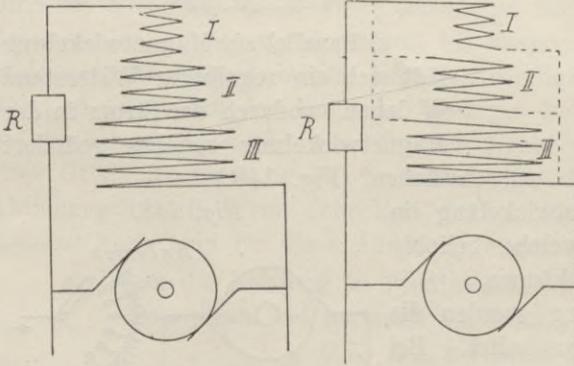
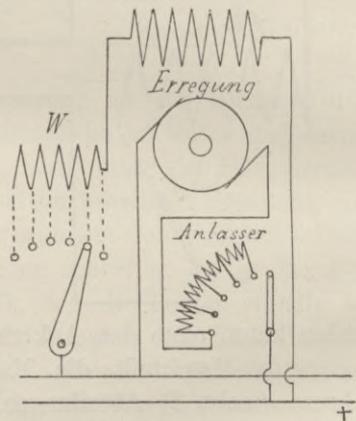


Fig. 150.



II parallel hinter III geschaltet werden; auf jeder Stufe können kleine Änderungen durch den Widerstand R erzielt werden.

c) Die Abschaltung von Erregerwindungen, wie beim Reihenschlußmotor, ist hier nicht angezeigt.

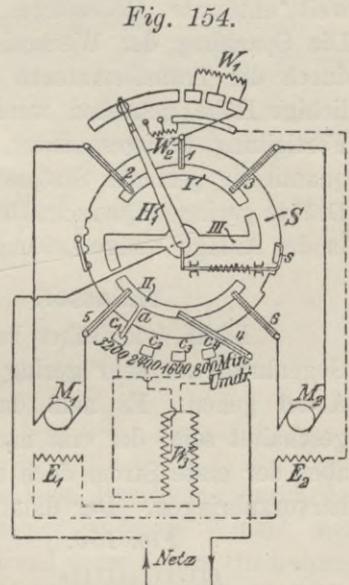
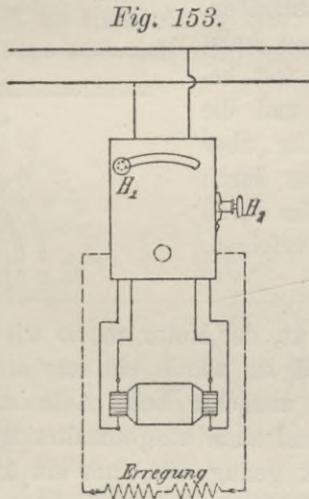
d) Die Regulierung durch Widerstandsänderung im Ankerstromkreis ist, da hierbei ein Teil des Stromes vernichtet bzw. nutzlos in Wärme umgesetzt wird, nicht ökonomisch, wird aber dennoch im Kranbetrieb angewandt, da hier die Motoren ja immer nur kurze Zeit laufen.

e) Man kann auch eine Unterteilung der Ankerwicklung vornehmen. Wird aber hier nicht gleichzeitig der Erregerstrom geändert, so verschiebt sich die neutrale Zone und es treten Funken an den Bürsten auf. Es sei hier als

Beispiel für die Art der Ausführung solcher im Kranbetrieb gebräuchlichen Apparate die Regulierung von Schwartzkopff angeführt, welche sowohl die Anker als wie die Magnetwicklung in Gruppen teilt und beide Kraftlinienfelder gleichzeitig ändert.*)

Man gibt dem Motor zwei Kollektoren mit je einer Ankerwicklung, die sich beliebig einzeln oder gruppenweise verwenden lassen. Sind z. B. die beiden Wicklungen gleich, so ergibt sich bei Hintereinanderschaltung dieselbe Umlaufzahl wie bei Benutzung nur einer Hälfte oder beider in Parallelschaltung. Fig. 153 und 154 zeigen die Ausführung der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals L. Schwartzkopff.

In Fig. 153 ist H_1 der zum Anlassen dienende Schalthebel, H_2 stellt auf bestimmte Umlaufzahlen ein. Nach Fig. 154 ändert man mit dem Ankerstromkreis auch die Stärke des magnetischen Feldes. Bewegt man in Fig. 154 den Hebel H_1 nach rechts, so fließt zunächst ein Teil des Stromes vom Netz durch W_2 , die



Erregerwicklungen E_1 und E_2 , den ganzen Widerstand W_3 nach Schiene II und Bürste 4 ins Netz zurück. Führt man den Hebel H_1 etwas weiter, so schließt man einen Stromkreis über den nach und nach auszuschaltenden Anlaßwiderstand W_1 , Bürste 1 und 2 nach der einen Ankerwicklung M_1 , Bürste 5, Schiene II und Bürste 4 an das Netz; zugleich liegt die andere Ankerwicklung M_2 parallel zu M_1 an den Schienen I und II. Der Motor macht dann 3200 Umdrehungen. Wird der Hebel H_1 in seine Ruhelage zurückgedreht, so klinkt er den die Scheibe S hemmenden Schlagbolzen s aus, sodaß S etwa so weit gedreht werden kann, bis a auf c_2 liegt.

Hebel H_2 (Fig. 153) liegt an der Scheibe S, Fig. 154. Der Betrieb ist nun ähnlich wie vorhin, es liegt jetzt nur nicht der ganze Widerstand W_3 vor der Erregung. Die Umlaufzahl beträgt 2400. Wird die Scheibe S noch weiter verschoben, sodaß a auf c_3 liegt, so kommen die Bürsten 3 und 5 auf die Schiene III zu liegen und die beiden Anker M_1 und M_2 sind hintereinander geschaltet. Der Motor macht 1600 Umdrehungen. Kommt a auf c_4 zu liegen, so verringert sich die Umdrehungszahl auf 800.

3. Compoundmotoren.

Die Motoren mit gemischter Schaltung, auch Doppelschlußmotoren genannt, werden kaum angewendet. Es tragen hier die Magnete außer der Reihen-

*) Niethammer, Motoren und Apparate für elektrisch betriebene Hebezeuge.

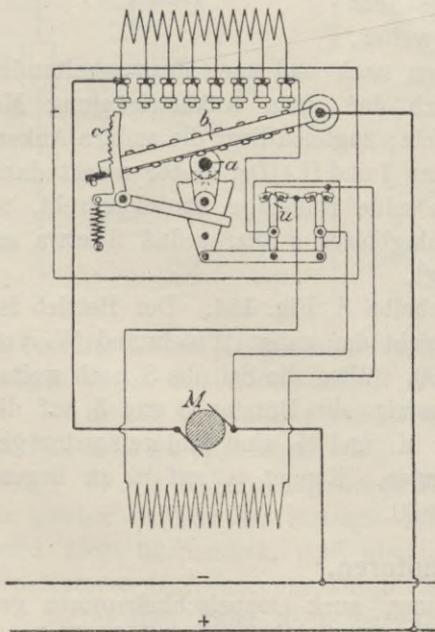
wicklung eine zusätzliche Nebenschlußwicklung (Fig. 155). Die Motoren sind für den Kranbetrieb bedeutungslos und sollen daher übergangen werden. —

Die Betriebsspannung für Gleichstrommotoren beträgt 100, 220 oder 500 Volt, höhere Spannungen sind nicht bequem zu erzeugen und liegt hier der Grund, weshalb man zu den Wechselstrommotoren greifen muß, um von der Zentralstelle aus weit entfernte Hebezeuge anzutreiben. Die Spannung der Wechselströme kann durch die Transformatoren auf fast beliebige Höhe getrieben werden und die Fortleitung hochgespannter, dafür aber quantitativ geringer Ströme kann durch Drähte geringen Querschnittes, also durch in der Anlage billige Leitungen erfolgen.

Anlasser.

Läuft, wie früher bemerkt, der Motor an, so wird die elektromotorische Gegenkraft nur sehr gering und es würde ein sehr starker Strom durch den Anker gehen. Es muß daher zunächst beim Anlassen ein Widerstand eingeschaltet sein, der erst nach und nach ausgeschaltet wird. Andererseits muß aber der erste Strom doch stark genug sein, um ein kräftiges Anzugsmoment hervorzubringen. Der dann noch vorgeschaltete Widerstand ist langsam zu entfernen; dagegen ist, um den Motor stillzusetzen, sofort der ganze Widerstand vorzuschalten. Wie sich beides machen läßt, zeigt als ein Beispiel für viele eine Anlaßvorrichtung der Maschinenfabrik Eßlingen*) (Fig. 156).

Fig. 156.

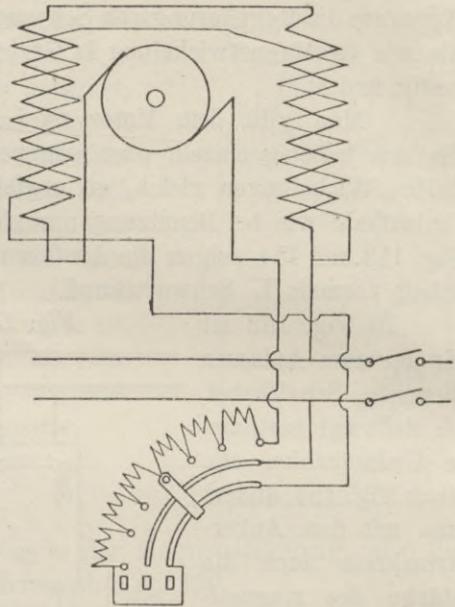


Wie sich beides machen läßt, zeigt als ein Beispiel für viele eine Anlaßvorrichtung der Maschinenfabrik Eßlingen*) (Fig. 156).

Die mit einem Handrad versehene Antriebswelle a schließt zunächst mittels Anschlägen den Umschalter u, die auf a befestigte Kurbel hebt dann den Kohlenstiftarm b und schließt so nach und nach über die einzelnen Kohlenkontakte den Widerstand kurz. Beim Abschalten wird der Arm b so lange durch das Zahnsegment c obengehalten, wie die Kurbel a das Segment c nicht unter Überwindung der Spiralfeder zurückdrückt. Der Hebel b fällt dann auf einmal ganz ab und schaltet rasch aus. Die Kontakte sind leicht ersetzbare Kohlenstifte.

*) Niethammer, Motoren und Hilfsapparate für elektrisch betriebene Hebezeuge.

Fig. 155.



Die Widerstände sind hier zumeist Eisendrahtspiralen, welche eine große Ausstrahlungsoberfläche ergeben (oder Drähte von schlechtleitenden Metallen), auch Gußeisenroste. Flüssigkeitswiderstände empfehlen sich für die dreh- oder fahrbaren Hebezeuge nicht. In Räumen für feuergefährliche Betriebe sind emaillierte Drähte zweckmäßig.

Nebenapparate beim Betriebe der Motoren sind ferner Handausschalter, selbsttätige Ausschalter, Sicherungen, Blitzableiter, und, wenn die dem Motor zugeführte Energie gemessen werden soll, auch noch Ampèremeter.

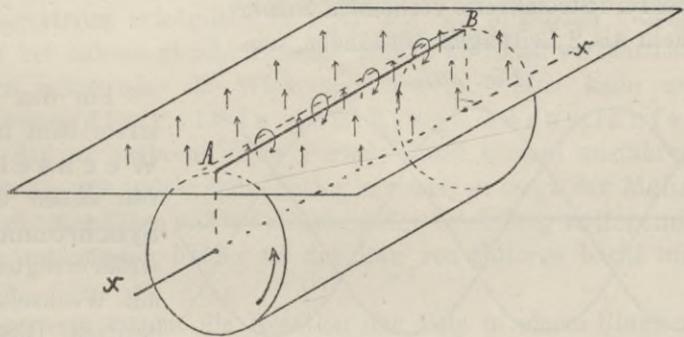
B. Wechselstrommotoren.

Es sei zunächst die **Entstehung der Wechselströme** besprochen.

Denkt man sich in Fig. 157 den Zylinder als Träger des in der Mantellinie liegenden Leiters

Fig. 157.

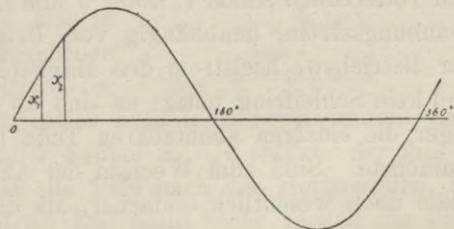
AB in Drehung um die Axe xx versetzt, so entsteht in dem Leiter AB unter der Einwirkung des Kraftlinienfeldes, dessen Kraftlinien der Leiter schneidet, eine elektromotorische Kraft, also bei geschlossenem Leiter ein elektrischer Strom. Weil



der Leiter um die xx -Axe rotiert, so schneidet er beim Durchgang durch das feststehende Kraftlinienfeld die Kraftlinien unter immer anderem Winkel, und mit der Änderung dieses Winkels steigert sich während jeder halben Umdrehung die elektromotorische Kraft, und daher auch (bei geschlossenem Leiter) der elektrische Strom von Null zu seinem größten Wert und sinkt dann wieder auf Null zurück, um gleich darauf, beim Passieren des gegenüberliegenden (hinzuzudenkenden) Feldes in entgegengesetzter Richtung anzuschwellen und wieder abzunehmen. Der Verlauf des Stromes bei einer ganzen Umdrehung, einer

Fig. 158.

„Periode“, kann wie in Fig. 158 dargestellt werden, in der die horizontale Axe die Zeit einer Umdrehung des Leiters um seine Axe, die Vertikalen x , x_1 usw. die Stromstärken andeuten. Es durchfließt also der Wechselstrom seinen Stromkreis nicht stetig in derselben Richtung und Stärke, wie der Gleichstrom, sondern in sehr rasch (unter den jetzt üblichen Verhältnissen etwa 100 mal in der Sekunde) wechselnder Richtung und in zu- und abnehmender Stärke. Man nennt ein einmaliges An- oder Abschwollen eine Phase und die oben gegebene Maschine erzeugt „Einphasenwechselstrom“.



Die Ankerwicklung einer Wechselstrommaschine kann nun in zwei oder drei auf dem Kreisumfang gegeneinander verschobenen Abteilungen angelegt

werden. Es gehen dann die Abteilungen nacheinander an den Magnetpolen vorüber, es verlaufen die elektrischen Ströme in den einzelnen Abteilungen zeitlich nacheinander und man erhält Zweiphasen- oder Dreiphasenwechselstrom und durch besondere Schaltung des letzteren den verketteten Dreiphasenstrom oder Drehstrom.

Die Ankerwicklung für Zweiphasenwechselstrom wird gewöhnlich so angelegt, daß die beiden Phasen der Ströme um 90° gegeneinander verschoben sind (Fig. 159). Bei dem meist angewendeten verketteten Dreiphasenwechselstrom oder „Drehstrom“ sind die Phasen der drei Ströme um 120° gegeneinander verschoben (Fig. 160). Beim Mehrphasenstrom müssen, weil mehrere Stromkreise vorhanden, immer mehr als 2 Leitungen vorhanden sein.

Fig. 159.

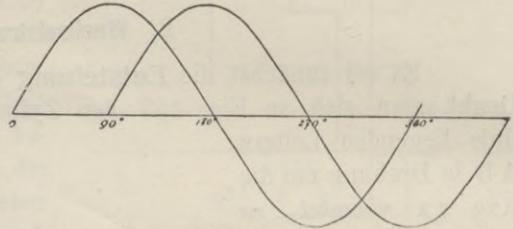
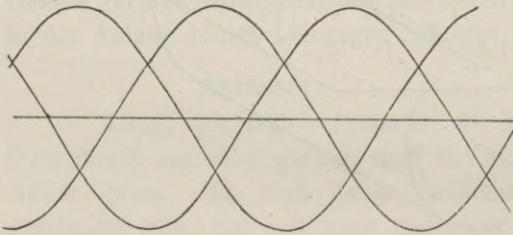


Fig. 160.



Für den Betrieb durch Wechselstrom baut man nun zwei Arten von **Wechselstrommotoren**, von denen die erste Gattung, die **Synchronmotoren**, ein mit Gleichstrom erregtes Magnetsystem und den mit Wechselstrom gespeisten Anker besitzen. Diese Synchronmotoren sind

für den Kranbetrieb ungeeignet, weil sie nicht selbsttätig anlaufen, vielmehr stets erst auf die richtige Umdrehungszahl gebracht werden müssen. Aus diesem Grunde kann hier ein näheres Eingehen auf die Wirkungsweise derselben unterbleiben.

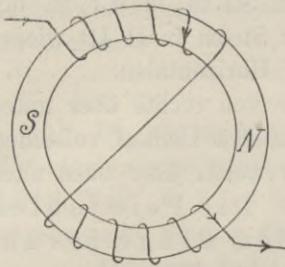
Asynchron- oder Induktionsmotoren.

Bei diesen steht der rotierende Teil („Rotor“) mit dem Arbeitsstrom nicht in Verbindung, sondern stellt im Betriebe eine in sich oder auf einen Widerstand geschlossene Wicklung, einen sogenannten Kurzschlußanker, dar. Der feststehende und mit dem Betriebsstrom gespeiste Teil, der „Stator“ umgibt den rotierenden Anker („Rotor“) und induziert in dessen Wicklung einen Niederspannungsstrom, unabhängig vom Betriebsstrom. Wird, wie zumeist geschieht, der Betriebswechselstrom den Magneten zugeführt, so ist gar kein Kommutator und kein Schleifring nötig; es sind an einem solchen Asynchronmotor die Wellenlager die einzigen abnützenden Teile und daher ist die Bedienung die denkbar einfachste. Sind zum Wechsel der Ankerstromstärke Schleifringe nötig, so sind diese doch wesentlich einfacher, als die Kommutatoren der Gleichstrommotoren.

Zum Betriebe der im Kranbau verwendeten Motoren wird oft auch Dreiphasenwechselstrom in besonderer Schaltung, „verketteter“ Dreiphasenwechselstrom (Drehstrom) verwendet. Zum Verständnis der Verhältnisse dient folgende Betrachtung über die **Entstehung rotierender Magnetpole im ruhenden Eisen**.

Mit Gleichstrom kann man einen Eisenring so magnetisieren, daß an zwei diametral gegenüberliegenden Punkten zwei Pole N und S entstehen. Auf der oberen und der unteren Hälfte des Ringes ist je eine Wicklung angebracht.

Fig. 161.



Beide Wicklungen werden nach Fig. 161 hintereinander oder nach Fig. 162 parallel geschaltet.

Verwendet man statt des Gleichstromes **Wechselstrom**, so werden an denselben Stellen Pole auftreten,

aber diese Pole werden dem Wechsel des Stromes entsprechend an derselben Stelle bald Nord-, bald Südpol sein; sie werden jedoch im Übrigen immer an derselben Stelle auftreten, falls sich das Eisen oder die Wicklung nicht bewegen.

Der **Mehrphasenstrom** ermöglicht es nun, wie im folgenden gezeigt wird, daß die Pole sich bei nahezu gleichbleibender Stärke im Eisen verschieben, ohne daß sich das Eisen selbst oder die Wicklung bewegt. Man kann mit Hilfe des Mehrphasenstromes die Pole in dem Ringe herumlaufen lassen und zwar so, daß sie während einer Periode einen Umlauf ausführen. Während der Wechselstrom nur pulsierende Felder erzeugt, erzeugt der **Mehrphasenstrom** im stillstehenden Eisen und bei stillstehender Wicklung **rotierende Felder**. Mit Hilfe der rotierenden Felder ist der Bau von Motoren leicht und einfach.

Beim Zweiphasenstrom kommt die Rotation der Pole in einem Ringe in folgender Weise zustande:

In dem einen Stromkreis (siehe Fig. 163) liegen die diametral einander gegenüber angeordneten Spulen I und I' und es sind A_1 und E_1 Anfang und Ende der Wicklung. Beide Spulen sind so geschaltet, daß ein Strom, der von A_1 nach E_1 fließt, bei N_1 einen Nordpol, bei S_1 einen Südpol erzeugt. Ebenso ist das im zweiten Stromkreis liegende Spulenpaar II II' so geschaltet, daß ein von A_2 nach E_2 fließender Strom unten einen Nordpol N_2 , oben einen Südpol S_2 erzeugt. Ist also in den beiden Stromkreisen Strom in der angegebenen Richtung vorhanden, so entsteht ein resultierender

Nordpol N, der zwischen den beiden Einzelpolen liegt (also rechts unten), und genau diametral gegenüber ein resultierender Südpol S. Je stärker der in I I' fließende Strom ist, um so mehr rücken die Pole nach der Horizontalen, je stärker dagegen der in II II' fließende Strom ist, desto mehr rücken die Pole nach der Vertikalen. Wenn nun der Strom in I I' gerade sein Maximum hat und zugleich der Strom in II II' Null ist, so liegen die Pole links und rechts und zwar der Nordpol rechts. Nimmt nun der Strom in I I' ab, derjenige in II II' zu, so rückt der Nordpol mehr und mehr nach unten und befindet sich genau in der Vertikalen, wenn der Strom in II II' sein Maximum erreicht hat und der Strom in I I' Null ist. Nun kehrt sich der Strom in I I' um, er sucht also jetzt links einen Nordpol zu erzeugen, während II II' den Nordpol

Fig. 162.

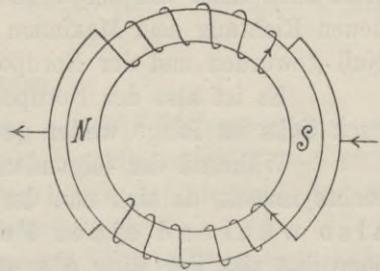
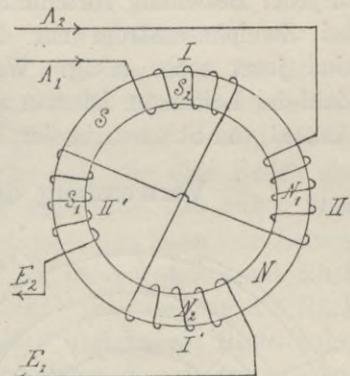


Fig. 163.



nach wie vor unten zu erzeugen sucht. Der resultierende Nordpol wird also jetzt nach links von der Vertikalen rücken. Wenn der Strom in II' in der neuen Richtung sein Maximum erreicht hat, so ist der Strom in II wieder Null geworden und der Nordpol liegt jetzt links in der Horizontalen.

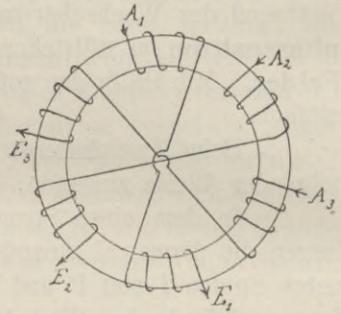
Es ist also der Nordpol in einer halben Periode von rechts über unten nach links im Ringe weiter gewandert und hat einen halben Umlauf vollendet.

Während der folgenden halben Periode läuft er weiter über oben nach rechts zurück, da sich nun der Strom in II' umkehrt. Die Pole laufen also während einer Periode einmal in dem Ringe herum, ohne daß sich der Ring oder die Wickelung mechanisch drehen.

Andere Formen des Mehrphasenstromes.

Nehmen wir statt zweier Stromkreise mit 90° Phasenverschiebung deren drei mit 60° Phasenverschiebung, so muß der Ring in diesem Falle mit sechs Spulen bewickelt werden, die gleichmäßig auf dem Umfang verteilt sind, also um 60° von einander abstehen. Je zwei diametral gegenüberliegende Spulen sind wieder hintereinander geschaltet (Fig. 164), und gehören demselben Stromkreis an. Die Wickelung ist ähnlich wie beim Zweiphasenstrom, nur erfolgt die Rotation der Pole noch gleichmäßiger, auch sind die Pulsationen in der Stärke der Pole bei sechs Spulen geringer als bei vier Spulen, endlich gewinnt man auf diese Weise bei gleich großer erregender Stromstärke stärkere Pole. Die Anwendung von sechs Spulen ist also in jeder Beziehung vorteilhaft. Während man aber bei Zweiphasenstrom nur 4 Leitungen brauchte, sind jetzt sechs nötig. Wegen der wachsenden Zahl der Leitungen ist man zu einer noch größeren Anzahl von Strömen in der Praxis nie geschritten.

Fig. 164.



Verwendung des rotierenden Feldes für Motoren.

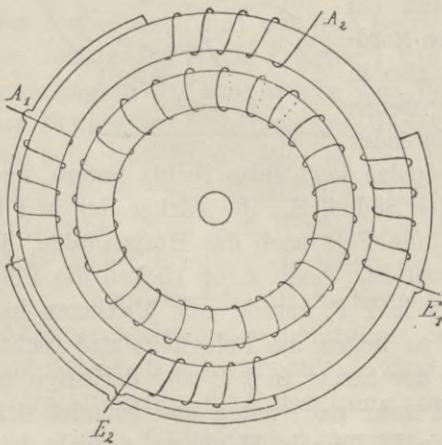


Fig. 165.

Man kann das Prinzip des rotierenden Feldes zum Bau von **Asynchronmotoren** derart verwenden, daß man einen mit vielen in sich geschlossenen Wickelungen umgebenen Eisenring drehbar in dem äußeren, vom Betriebsstrom durchflossenen Ring anordnet. (Fig. 165.) Der innere Ring wird dann von den Polen mitgenommen; er läuft aber nie genau so schnell wie diese, vielmehr ist seine Geschwindigkeit immer etwas geringer. In den in sich geschlossenen Windungen des inneren Ringes werden dadurch, daß die Pole ihrer größeren Geschwindigkeit wegen an ihnen vorübergehen, Induktionsströme erzeugt und

durch die Wechselwirkung zwischen den Polen und den Strömen in den Kurzschlußwindungen entstehen Kräfte, welche den inneren Ring veranlassen, sich zu drehen.*)

Das Drehstromsystem.

Im allgemeinen ist beim Dreiphasenstrom mit 60° Phasenverschiebung die algebraische Summe der in den drei Stromkreisen fließenden Ströme nicht gleich Null, d. h. es ist dann allemal ein vierter Leiter erforderlich, der die algebraische Summe der Ströme zur Maschine zurückführt.

Dagegen findet man beim Dreiphasenstrom mit 120° Phasenverschiebung, Fig. 160, schon durch einfaches Abgreifen, daß die algebraische Summe der in den 3 Kreisen fließenden Ströme allemal gleich Null ist. Wenn also hier der Strom in zwei Leitungen von der Maschine wegfließt, so fließt die Summe dieser Ströme durch die dritte Leitung zur Maschine zurück und es ist eine vierte Leitung demnach nicht erforderlich. Die Ströme sind in gleichmäßiger Aufeinanderfolge in einem Augenblick (Fig. 166) wie bei a, im nächsten wie bei b, im dritten wie bei c, im vierten wieder wie bei a gerichtet. Eine solche Anordnung nennt man eine **verkettete Schaltung** und speziell den verketteten Dreiphasenstrom „**Drehstrom**“.

Man unterscheidet nun bei diesem Drehstrom zwei verschiedene Schaltungen; die Sternschaltung und die Dreieckschaltung.

Sternschaltung.

Es sind drei Spulen oder Spulengruppen (s. Fig. 167) A_1 , A_2 und A_3 vorhanden; die Richtung der drei Spulen soll andeuten, daß die Ströme in den drei Gruppen 120° Phasenverschiebung haben. Die drei Anfänge A_1 , A_2 , A_3 sind mit den drei Leitungen verbunden, die drei Enden sind direkt mit einander verbunden und haben überhaupt keine Rückleitung. Man kann jede Leitung als Hinleitung und die beiden andern als Rückleitung oder umgekehrt jede Leitung als Rückleitung und die beiden übrigen als Hinleitungen ansehen. Die Wicklung dieses Systems zur Erzeugung eines Drehfeldes in einem Eiserring zeigt Fig. 168, S. 60. Die Anfänge A_1 , A_2 , A_3 stehen um 120° von einander, die drei Enden sind kurz miteinander verbunden.

Fig. 167.

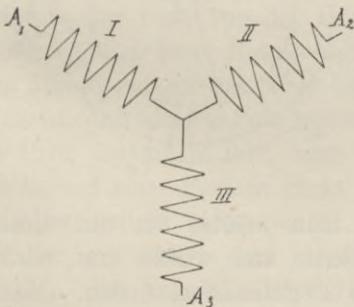
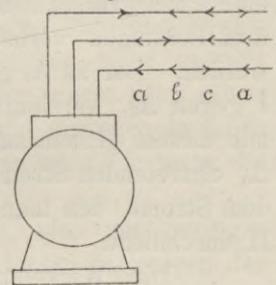


Fig. 166.



*) Die beschriebenen Anordnungen sind ganz schematisch gehalten, die Ausführung kann in der verschiedensten Weise geschehen. Man kann z. B. den inneren Teil zum äußeren machen, man kann auch die Teile, die in der obigen Figur rotieren, stillsetzen und den anderen Teil rotieren lassen. Man kann an Stelle des rotierenden Eiserrings, um den die Drähte gewickelt sind, einen Eisenzylinder, eine Trommel nehmen, bei welcher die Drähte in einer Mantellinie geführt sind und die Ebenen der einzelnen Windungen durch die Axe gehen. Man kann endlich die Wicklung so ausführen, daß statt zweier Pole eine ganze Anzahl auftreten.

Fig. 168.

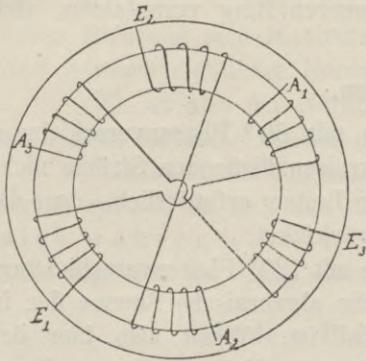
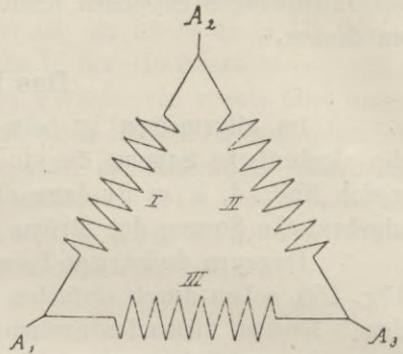


Fig. 169.

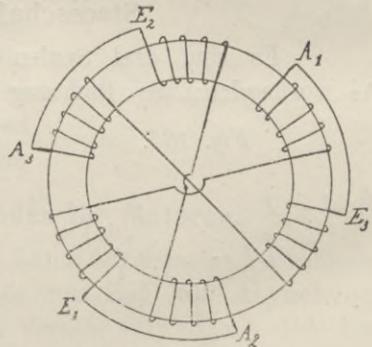


Dreieckschaltung.

Die drei Gruppen I, II, III (Fig. 169) führen wieder Ströme, welche eine Phasenverschiebung von 120° gegen einander haben. Es sind wieder nur drei Leitungen vorhanden, die an die Punkte A_1 , A_2 und A_3 angeschlossen werden. Der zu A_1 gelangende Strom muß sich hier teilen, ein Teil fließt durch I gegen A_2 , vereinigt sich hier mit dem Strom, der II durchfließt und kehrt mit diesem gemeinsam in die zweite Leitung zurück. Ein anderer Teil des bei A_1 eintretenden Stromes gelangt durch III nach A_3 und vereinigt sich hier mit dem Strom, den man sich jetzt von A_2 herkommend denken kann, und welcher II durchfließt.

Die Wickelung ist wie in Fig. 170, wenn die Ströme je 120° Phasenverschiebung haben.

Fig. 170.



Regulierung.

Bei dem Drehstrom sind nun aber die Stromkreise von einander abhängig. Es muß hier in jedem Augenblick die Summe zweier Spannungen gleich der dritten Spannung und die Summe zweier Stromstärken gleich der dritten Stromstärke sein; man kann also den Drehstrommotor nicht mehr regulieren, indem man einfach Regulierwiderstände in die Leitungen einschaltet; man müßte, um auf diese Weise zu regulieren, stets alle 3 Widerstände ändern, und würde erst nach längerem Probieren die richtige Stellung für die Regulierhebel finden. Man muß daher die Maschinen und Transformatoren so bauen, daß die getrennte Regulierung nicht nötig ist und zwar kann man regulieren:

a) Durch Vorschaltwiderstände im Ankerstromkreis. Dabei ist in den Stromkreis des sich drehenden Kurzschlußankers ein Widerstand mit Hilfe einfacher Schleifringe eingeschlossen.

b) Durch Umschalten der Polzahl. Diese Regelung wird im folgenden Absatz behandelt.

c) Die Ingangsetzung der Motoren bewirkt die Firma Siemens & Halske, A.-G. für die Fälle, daß der Motor beim Anlaufen nicht gerade mit der

größten Kraft anlauft, mit Anwendung der „Gegenschaltung“, wobei beim Anlaufen die einzelnen Teile der Wicklung des rotierenden Teiles gegeneinander geschaltet werden, so daß nur mäßige Ströme entstehen können. Die Gegenschaltung wirkt gerade so, als wenn man Widerstand einschaltete, ist aber wesentlich nur für Transmissionen in Gebrauch.

Allgemeines über die Wicklung und das Anlassen von asynchronen Drehstrommotoren.

Nach dem schon früher Gesagten werden in den kurz geschlossenen Windungen des Asynchronmotors durch das Vorbeiwandern der Pole Ströme erzeugt, und zwar um so stärkere Ströme, je schneller die Pole an den Drähten vorbeigehen. Zugleich aber entsteht durch die Wechselwirkung zwischen den Polen und den Strömen in den kurzgeschlossenen Kupferwindungen eine tangential gerichtete Kraft, die auf die Windungen wirkt. Infolge dessen fängt der innere Ring, den wir uns drehbar angeordnet denken, an, zu rotieren. Er kommt dabei nahezu auf dieselbe Geschwindigkeit wie die Pole selbst. Würde er genau die nämliche Geschwindigkeit haben, wie die Pole, so würden Pole und Drahtwindungen nebeneinander herlaufen, es würden keine Ströme mehr erzeugt werden und die Zugkraft wäre gleich Null. Sobald aber der innere Ring etwas langsamer läuft, überholen die Pole die Drahtwindungen und erzeugen in ihnen Ströme. Es tritt im Motor Zugkraft auf, und zwar um so mehr, je mehr die Geschwindigkeit nachläßt.

Läuft nun zunächst der Motor mit geringer Kraft, also mit geringer Leistung, so bleibt seine Geschwindigkeit nur um wenig hinter derjenigen der Pole zurück. Wird er belastet, so sinkt seine Geschwindigkeit so weit, bis er die erforderliche Zugkraft erreicht hat.

Die Geschwindigkeitsänderung des Drehstrommotors, wenn er einmal leer und dann vollbelastet anlauft, beträgt je nach der Größe desselben 2 bis 7%.

Abgesehen von der Größe der Belastung hängt die Umdrehungszahl des Motors nur noch von der Geschwindigkeit ab, mit welcher die Pole im Ring rotieren und diese Rotationsgeschwindigkeit der Pole ist durch die Anzahl der im Ringe enthaltenen Pole bestimmt. Man kann die Wicklung leicht so ausführen, daß nicht 2 Pole entstehen, die um 180° von einander abstehen, sondern 4 Pole, die um je 90° , oder 6 Pole, die um je 60° von einander entfernt sind. Während einer Periode rückt jeder Pol bis zum nächsten gleichnamigen Pol vor; ein zweipoliger Motor macht in einer Periode einen Umlauf, ein vierpoliger die Hälfte, ein sechspoliger ein Drittel eines Umlaufes usw.

Bei ungefähr 50 Perioden, wie sie meist bei uns verwendet werden, macht also ein zweipoliger Motor bei Leerlauf 3000, ein vierpoliger 1500, ein sechspoliger 1000 Umdrehungen. Als Mangel wird dieses Gebundensein an eine bestimmte Umdrehungszahl kaum empfunden.

Der Drehstrommotor wird durch den ihm vom Netz aus zugeführten Strom magnetisiert; weil die Wicklung des festen Teiles verhältnismäßig wenig Windungen besitzt, so ist der Magnetisierungsstrom, der bei Leerlauf aufgewendet werden muß, ziemlich groß.

Dieser Leerlaufstrom ist aber wesentlich wattloser Strom, man darf aus der hohen Stromstärke daher nicht auf einen großen Energieverbrauch schließen.

Mit der Belastung nimmt die Stromstärke für den Motor nur wenig zu und sie ist für Vollbelastung rund das Eineinhalbfache des Leerlaufstromes.

Dem rotierenden Teil des Motors wird kein Strom zugeführt, der Motor besitzt daher keinen Kommutator, bei kleinen Motoren sogar überhaupt keine Schleifringe oder Kontakte im rotierenden Teil.

Nur kleine Motoren, bis zu etwa 1 PS, aber kann man ganz ohne Schleifringe bauen, da beim Einschalten eines Drehstrommotors im ersten Augenblick eine sehr hohe Stromstärke, vielleicht die sechs- bis achtfache der normalen, auftritt, und es würden störende Spannungsschwankungen im Netz auftreten.

Nun könnte man bei großen Motoren einen Anlaßwiderstand in die Zuleitung legen, um ein allzustarkes Anwachsen des Stromes zu verhüten; es würde aber damit der Motor seine Zugkraft verlieren und er müßte in diesem Falle mit Leerscheibe anlaufen.

Dagegen läuft der Motor mit voller Kraft an, wenn man den rotierenden Teil mit drei Schleifringen ausführt und zum Anlassen Widerstand in die Wicklung des rotierenden Teiles einschaltet, der bei zunehmender Geschwindigkeit allmählich ausgeschaltet wird, wie beim Gleichstrommotor.

Der Motor eignet sich dann sehr gut in allen Fällen, wo eine große Anzugskraft verlangt wird, wie bei Kranen, Aufzügen und Schiebebühnen. Die Schleifringe geben kaum zu Störungen Anlaß, da bei auch nur geringer Aufmerksamkeit nie Feuer an ihnen auftreten kann.

Umsteuerung.

Die Umsteuerung des Drehstrommotors erfolgt theoretisch durch Vertauschen zweier Zuleitungen zum Motor (Fig. 171), wobei dann die Umlaufrichtung der Pole geändert wird und man kann den Motor auch gegen die Bürsten laufen lassen.

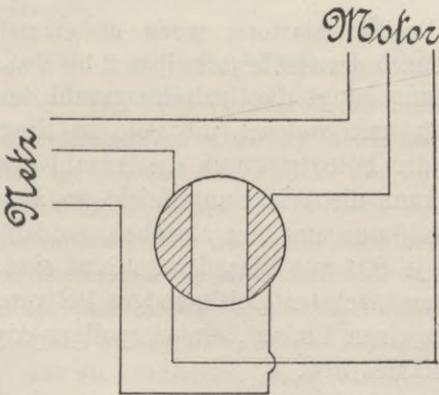


Fig. 171.

Es kann allgemein behauptet werden, daß der Drehstrommotor für Hebezeuge günstig ist. Seine Wicklung ist einfacher und widerstandsfähiger als die des Gleichstrommotors, die Wartung ist einfach.

Zum Betriebe kann dem stromgespeisten Teil der Wechselstrom in sehr hoher Spannung, bis zu 5000 Volt, direkt zugeführt werden, sodaß diese Motoren für Fernbetrieb den Gleichstrommotoren vorzuziehen sind. Da sich ferner die

Wechselströme in der einfachsten Weise mit Hilfe von Umformern in ihrer Spannung ändern lassen, so kann zur Überwindung großer Entfernungen mit sehr hoher Spannung gearbeitet werden, die dann vor dem Motor wieder durch einen Umformer erniedrigt wird.

Schaltung der Motoren.

Der Stromverlauf in den Motoren und den dazu gehörigen Anlassern kann am besten durch einige Schemata klargelegt werden.

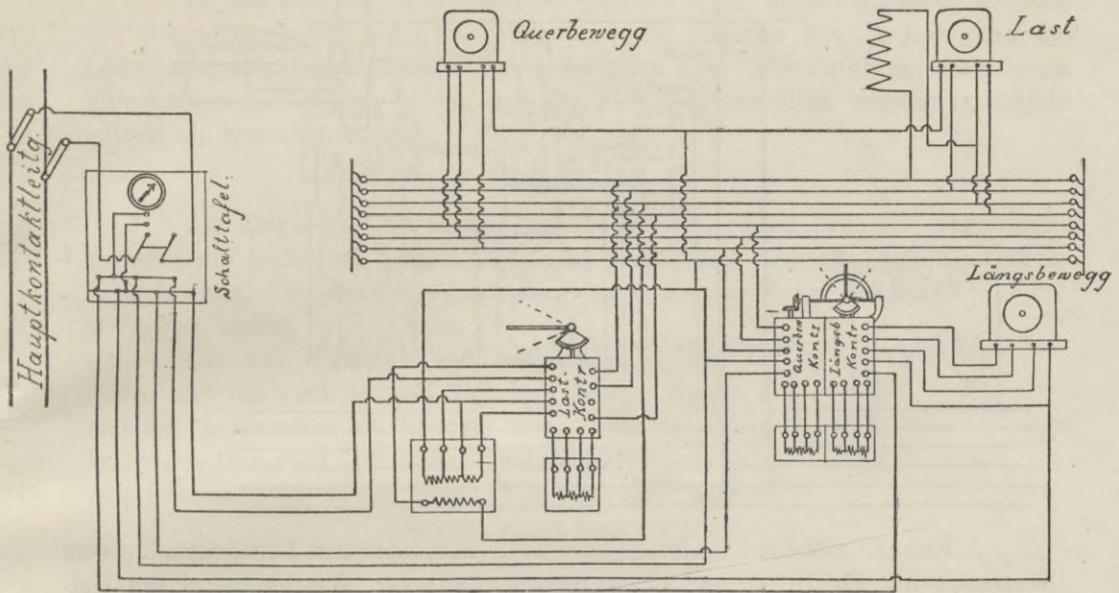


Fig. 172.

Fig. 172 zeigt das Schaltungs-schemata für einen Dreimotorenlaufkran mit Gleichstrombetrieb, Fig. 173*) das Schema eines Laufkranes von Siemens & Halske mit zwei Reihen-schlußmotoren für die Längs- und Querbewegung, sowie einem Nebenschlußmotor für die Last; zwei Motoren stehen auf der Laufkatze, einer auf der Kranbühne. Der Anlasser ist allen drei Motoren gemeinsam.

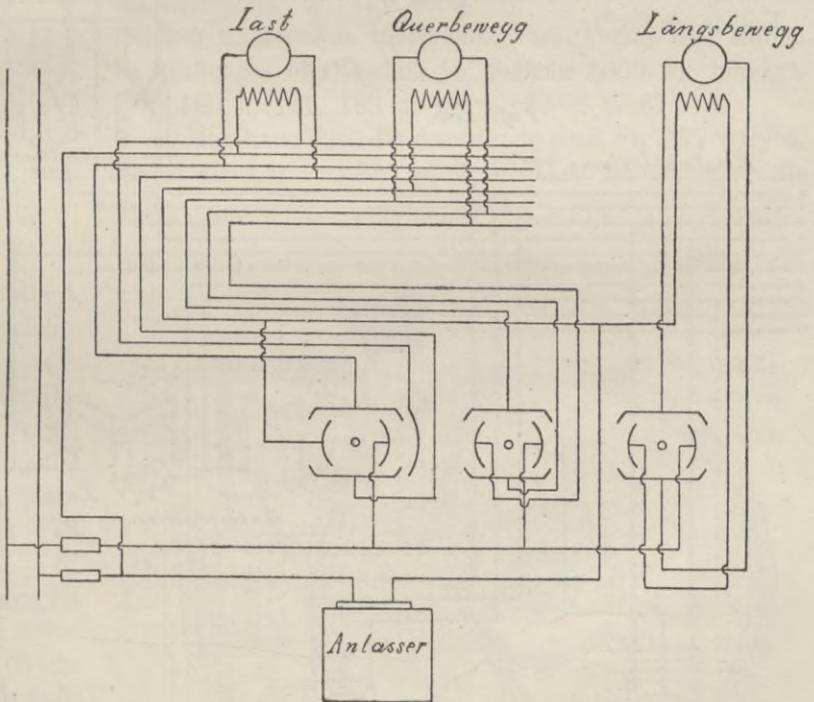


Fig. 173.

*) Aus Niethammer, Generatoren, Motoren und Steuerapparate für elektrisch betriebene Hebe- und Transportmaschinen. Verlag von Julius Springer, Berlin und R. Oldenbourg, München.

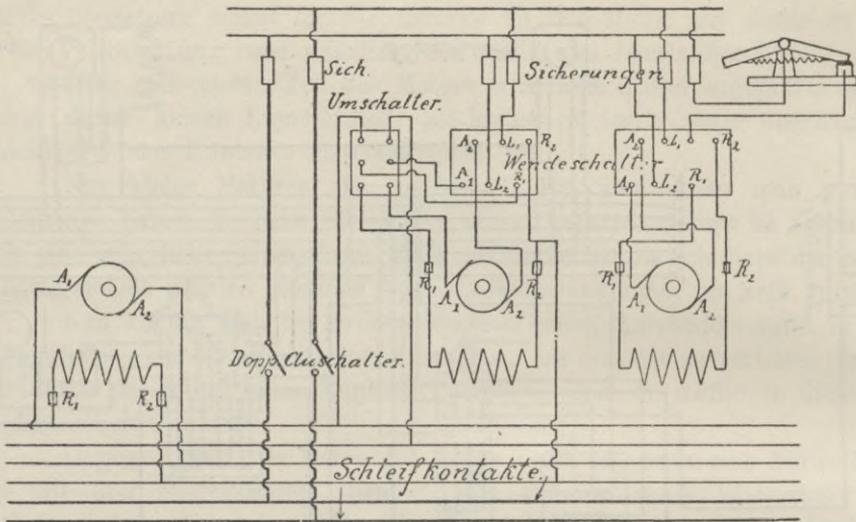


Fig. 174.

Fig. 174 gibt das Schaltungsschema für einen fahrbaren Drehkran mit einem Wendeschalter für Heben und einem gemeinschaftlichen Wendeschalter mit Umschalter für Drehen und Fahren mit drei Reihenschlußmotoren von Siemens & Halske.

Fig. 175 zeigt endlich das Schaltungsschema für einen Drehstrommotorenlaufkran von Kolben & Co. *)

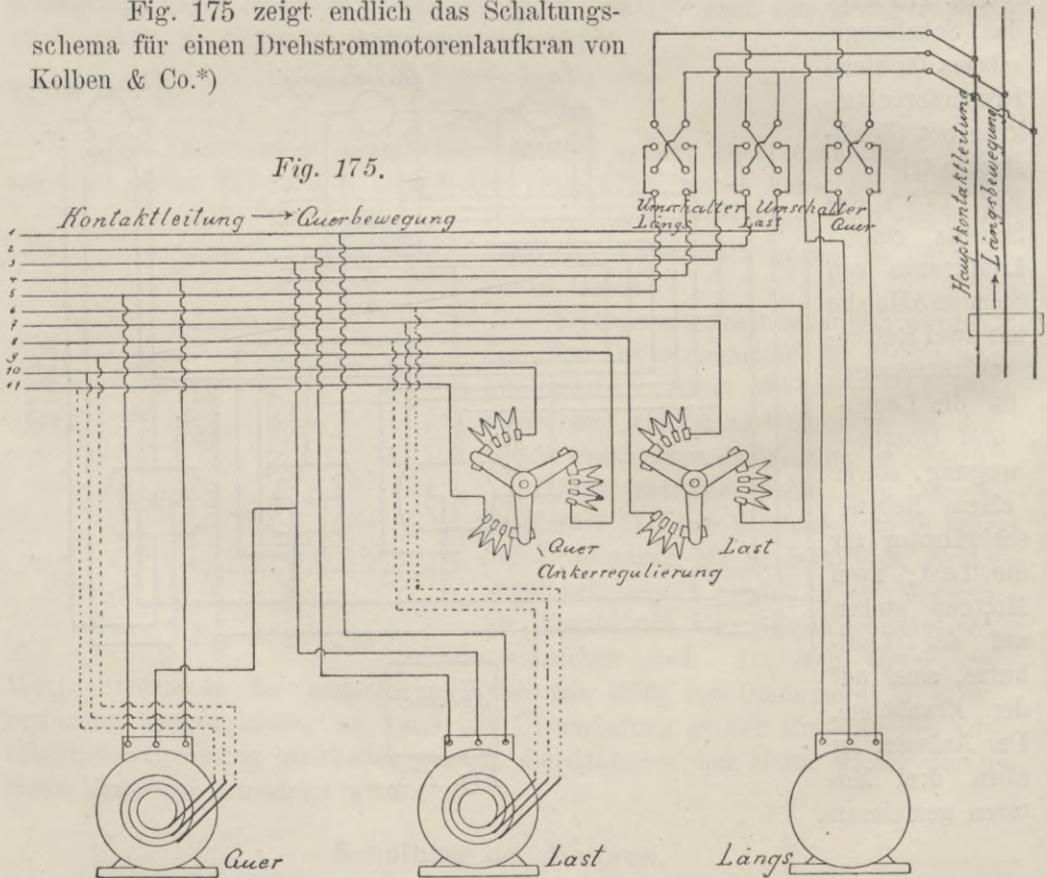


Fig. 175.

*) Aus Niethammer, Generatoren, Motoren und Steuerapparate für elektrisch betriebene Hebe- und Transportmaschinen. Verlag von Julius Springer, Berlin und R. Oldenbourg, München

Es hat hier der Motor für die Querbewegung keinen Anlasser, sondern nur einen Umschalter mit Kurzschlußanker, die Motoren für die Last und die Längsbewegung haben Anlasser im rotierenden Teil. Die Zuführung vom festen Führerstand aus zu den beiden auf der Katze aufgestellten Motoren geschieht mittels elf Kontaktleitungen.

Triebwerk.

Als **Zugorgan** ist in den weitaus meisten Fällen Drahtseil angewandt; wo man auf besonders gedrängte Bauart angewiesen ist, ist auch die Gelenkkette benutzt, die jedoch den Nachteil größerer Seitensteifigkeit besitzt.

Um mit dünneren und daher schmiegsamen Seilen und infolgedessen mit kleineren Trommeldurchmessern auskommen zu können, kann man in das Hakengeschirr zwei lose Rollen nebeneinander, sowie eine Führungsrolle in die Katze einbauen. (Fig. 176.)

Die Last hängt dann an 4 Seilsträhnen und die Umfangskraft K an der Trommel beträgt nur ein Viertel der Last. Ein 30 t-Kran der Duisburger Maschinenbau - A. - G. vorm.

Bechem u. Keetman in Duisburg trägt drei lose Rollen im Hakengeschirr, sodaß der Seilzug 5000 kg beträgt. (Fig. 180 u. 181, 183 u. 184*), S. 66 u. 67.

Man kann auch die Anordnung nach Fig. 177 wählen, wobei die Last wieder an 4 Strähnen hängt, aber die Umfangskraft an der Trommel $\frac{Q}{2}$ beträgt. Das Seil wird auf die Trommel mit Rechts- und Linksgewinde auf-

gewunden, die Rolle A dient als Ausgleichsrolle für die Seilspannungen. Die Befestigung der Drahtseile auf der Trommel geschieht für größere Lasten nach Fig. 178 und 179.

Kuppelungen

zwischen dem Motor und der ersten Triebwerkswelle sind im allgemeinen etwas nachgiebig zu gestalten.

Fig. 176.

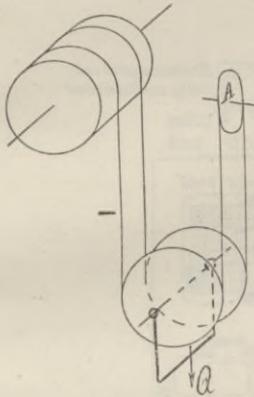
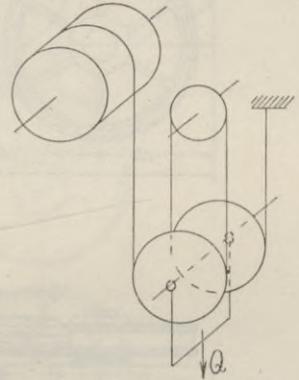


Fig. 177.

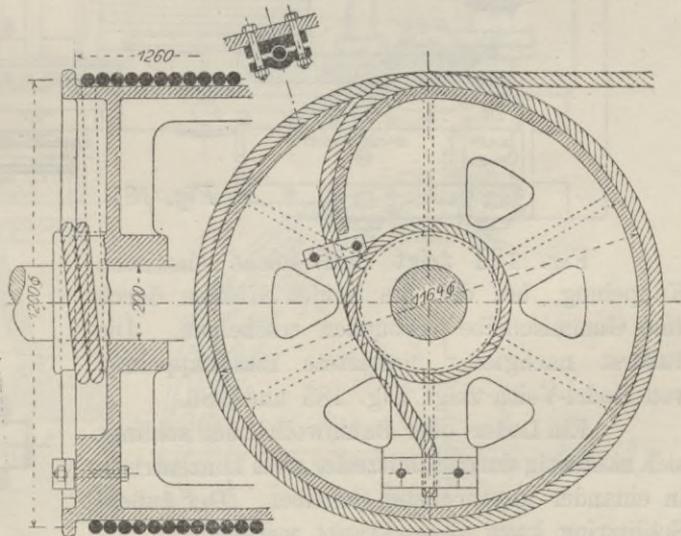


Fig. 178.

Fig. 179.

*) Z. d. V. D. I. 1902. S. 1551.

Fig. 180.

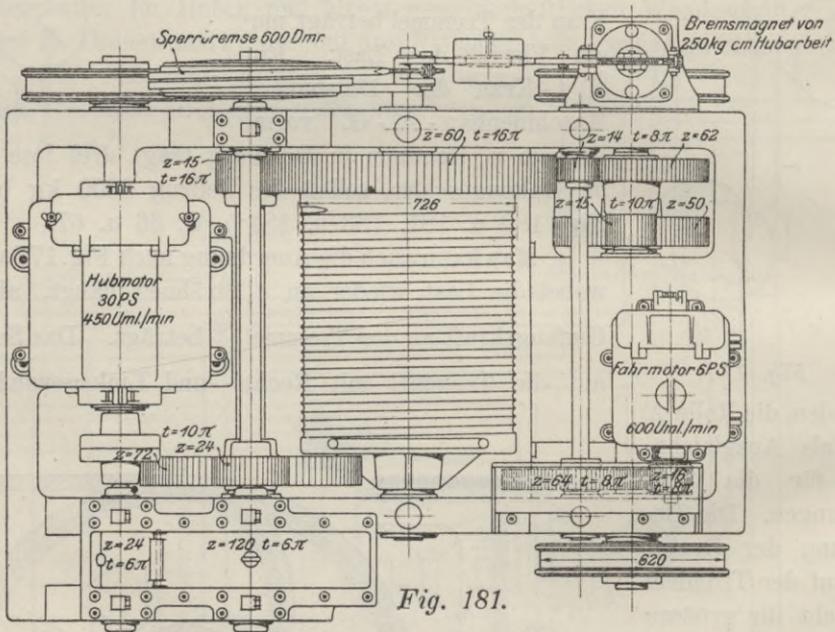
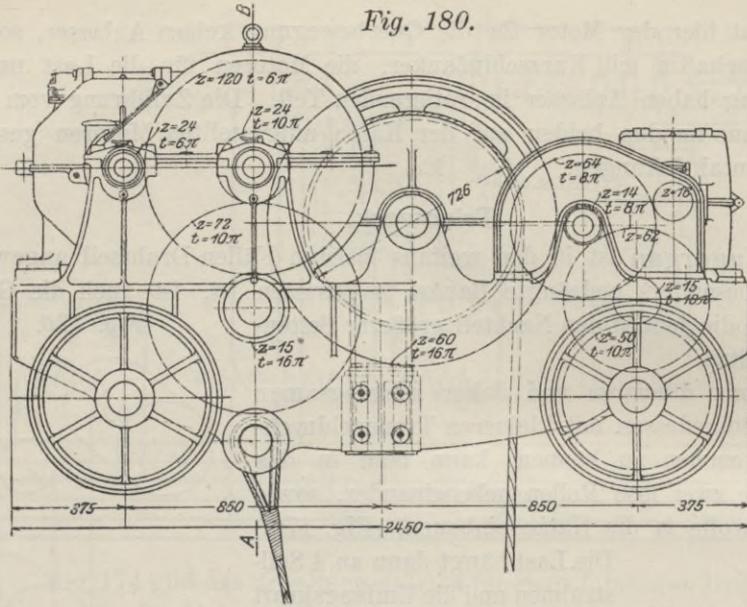


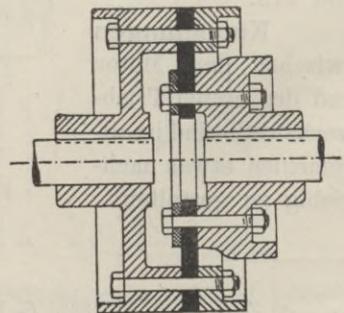
Fig. 181.

Fig. 182 zeigt eine solche elastische Kuppelung, bei der die beiden Hälften durch eine Gummischeibe verbunden erscheinen. Die äußerst nachgiebig gestaltete Bandkuppelung von Zodel-Voith zeigt Fig. 185 und 186.

Ein Leder- oder Baumwollriemen schlingt sich nahtartig durch Schlitz der zwei konzentrisch in einander angeordneten Scheiben. Der äußere Schlitzring kann abgeschraubt werden.

Die in den Fig. 20 bis 30 und Teil I Fig. 59 gegebenen Wendegetriebe lassen in sehr

Fig. 182.



bequemer Weise ein stoßfreies Einschalten des Triebwerkes bei laufendem Motor zu.

|| Fig. 187 und 188 zeigt noch eine nachgiebige Kuppelung der Maschinenfabrik J. Jaeger, Duisburg.

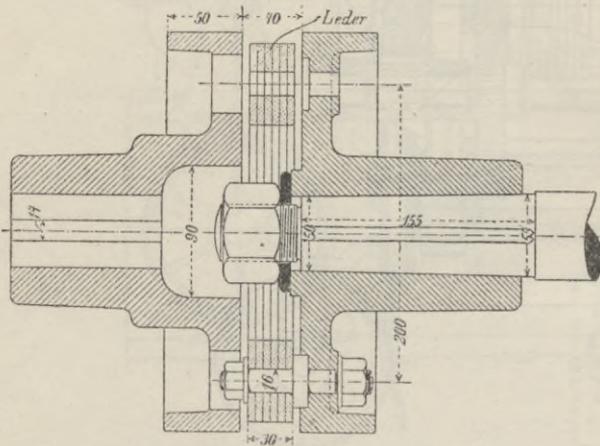


Fig. 187.

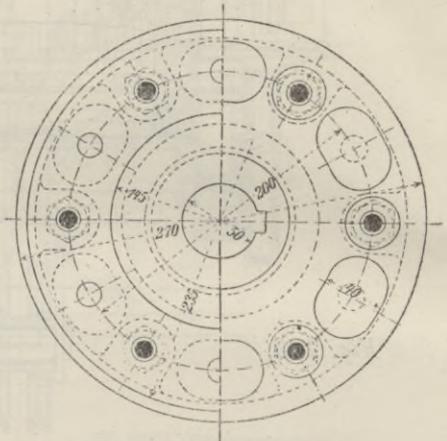


Fig. 188.

Die Vorgelege.

Die Übertragung der Drehbewegung von der Motorwelle auf das Windwerk bietet insofern einige Schwierigkeit, als für alle kleineren Motoren das Übersetzungsverhältnis sehr groß wird, demnach eine sorgfältige Wahl der mechanischen Übertragungsmittel je nach den gegebenen Umständen nötig ist, um den Wirkungsgrad des Windwerkes hoch zu halten, die Abnutzung der laufenden Teile auf ein erträgliches Maß zu bringen und endlich störendes Geräusch nach Möglichkeit fern zu halten.

Die Umdrehungszahl der Motoren kann nicht ohne erhebliche Erhöhung des Eigengewichtes und daher hohe Kosten, sowie nicht ohne Verminderung des Wirkungsgrades herabgesetzt werden. Bei den jetzt auf dem Markte befindlichen Motoren betragen die Umdrehungszahlen etwa 1400 bis 800 bei 1 bis 20 PS effektiver Leistung. Die Umfangsgeschwindigkeit der ersten Räder ist daher sehr groß und es kann nur durch peinlichst genaue Arbeit der zusammenarbeitenden Teile die Abnutzung in den richtigen Grenzen gehalten werden.

Bei dem beschränkten Raume für die Triebwerke der Krane lassen sich Riemenantriebe nur selten anwenden.

Dagegen werden **Schnecke** und **Schneckenrad** in ausgiebiger Weise verwendet. Wird die Schnecke in richtiger Weise geschnitten und aus Stahl hergestellt, gehärtet und poliert und greift sie in ein mit Bronzekranz versehenes richtig gefrästes Rad, so wird bei genügend großer Steigung der Schnecke und bei ständiger vorzüglichster Schmierung der Wirkungsgrad genügend groß, bis zu 0,8 bis 0,85. Die Lagerung der Schneckenwelle muß eine sehr vorzügliche sein und es sind Kugellager, welche das Verschieben der Schneckenwelle unter dem beim Betriebe auftretenden achsialen Druck verhüten, besser als Kamm-lager. Am besten ist die Schnecke nebst Schneckenrad in ein vollständig ge-

schlossenes Gehäuse mit Ölbehälter eingebaut, wobei die Schnecke unten im Ölbehälter läuft, siehe Fig. 189—192.

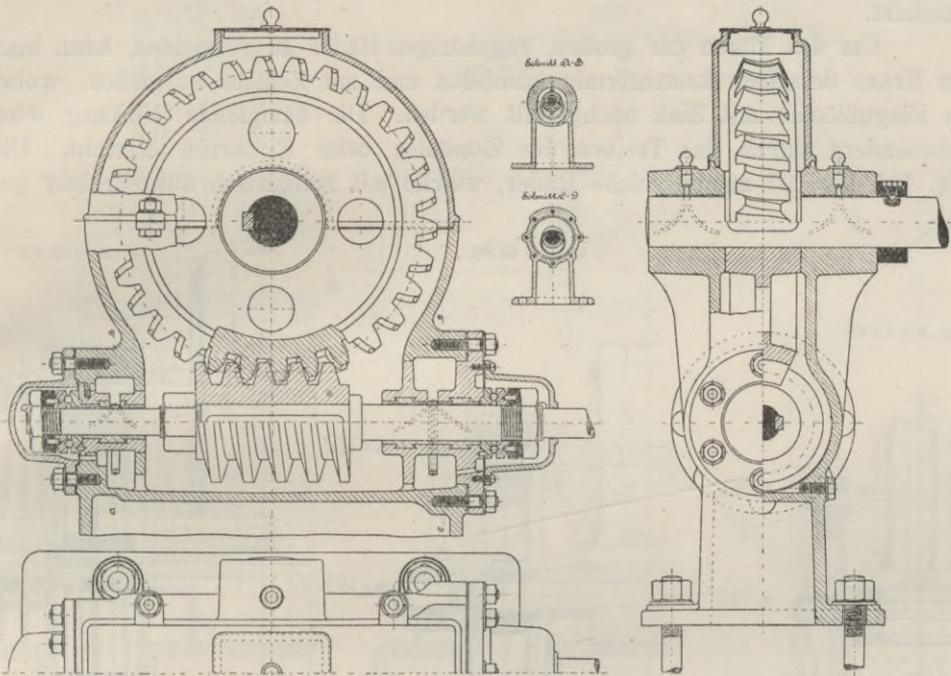


Fig. 189—192.

Dem Antrieb durch Schnecke mindestens ebenbürtig hat sich der **Stirn-
räderantrieb** erwiesen. Das erste, auf der Motorwelle sitzende Rad muß besonders sorgfältig hergestellt sein. Häufig besitzt dies Rad Rohhautzähne; Fig. 193 u. 194 zeigt die sachgemäße Verbindung eines solchen Rohhautrades in sich und mit der Welle nach Lasche in der Z. d. V. D. I. 1899. Der Rohhautkörper soll nicht unmittelbar auf die Welle gesetzt werden, weil er durch Feuchtigkeit und Temperatureinflüsse leicht lose werden kann, sondern er wird mittels Spannschrauben Sch auf eine Metallbüchse gepreßt und genau eingepaßte Bolzen K übertragen die Kraft vom Rohhautkörper auf die Büchse und die

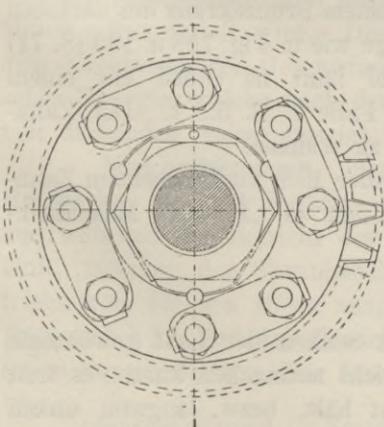


Fig. 193.

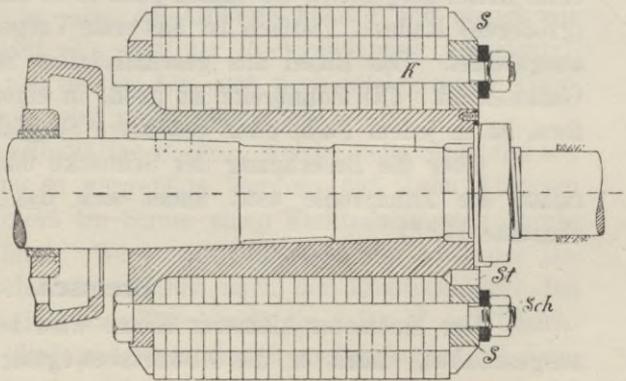


Fig. 194.

Endscheibe. Die Preßscheibe S ist mit der Büchse verbohrt (Sicherungsstift St), damit sich der Trieb nicht verwinden kann. Sämtliche Muttern sind solide gesichert.

Um das Tönen der großen, zugehörigen Räder zu vermeiden, kann man den Kranz derselben kastenförmig ausbilden und mit Zement ausgießen, wobei die Eingußlöcher mit Zink nachgefüllt werden. Die dämpfende Wirkung wird insbesondere durch das Treiben des Zementes beim Erstarren erreicht. Die Fig. 195 bis 197 zeigen solche Räder, welche mit zylindrisch ausgedrehter ge-

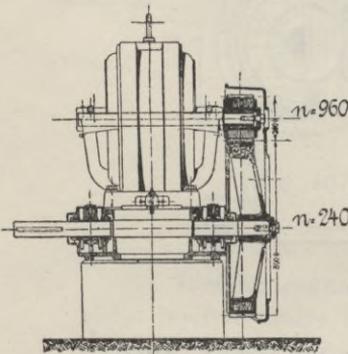
a) $N = 15$ PS

Fig. 195.

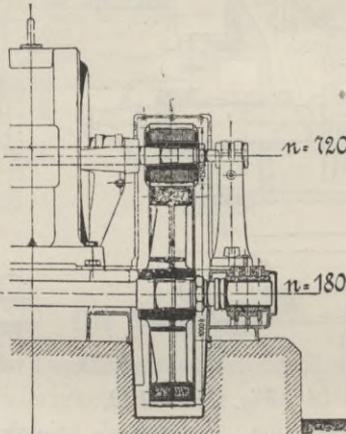
b) $N = 40$ PS

Fig. 196.

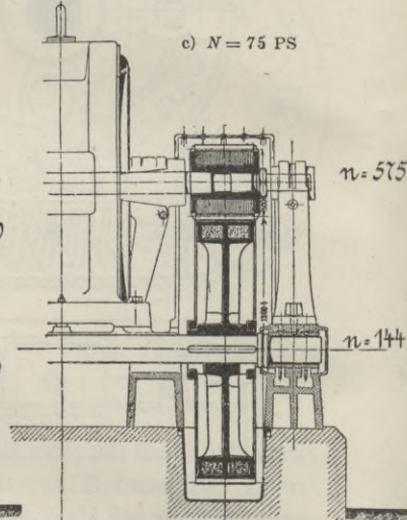
c) $N = 75$ PS

Fig. 197.

schlitzter Nabe mit Schrumpfringen auf die Welle aufgeklemmt werden, oder bei kleineren Ausführungen mit konisch ausgeschliffener Nabe auf das ebenso konische Wellenende aufgepreßt sind. Die Lagerung und den Zusammenbau dieser Vorgelege mit dem Motor geben die Fig. 195, 196 und 197 nach der eben genannten Quelle.

Für die Zähne der Rohhauträder hat sich die Schmierung mit einem Gemisch von Talg, Graphit und Harz als die beste erwiesen.

Auch aus Vulkanfaser mit zwischengeschalteten Rotgußplatten sind solche erste Ritzel hergestellt, sie laufen ganz in Öl auf einem Bronzekranz des nächsten (größeren) Rades. Vielfach ist das erste Vorgelege wie in Fig. 198 u. 199 (S. 71) ausgebildet. Das Ritzel aus geschmiedetem Stahl läuft im Ölbad mit einem Gußeisenrad. Die Zahnbreite ist groß, in einem Falle z. B. 5,3 t. Der Zahnform ist in jedem Falle ganz besondere Sorgfalt zu widmen.

Über die Berechnung der Schnecke und aller hier vorkommenden Zahnräder, die Zahnprofile usw. findet sich das Nötige in „Korn, Maschinenelemente II.“*)

Bremsen.

Der Hubmotor kleinerer Krane wird beim Senken der Last gewöhnlich ausgeschaltet, damit er die Abwärtsbewegung nicht mitmachen kann; es tritt dabei eine Bremse in Tätigkeit, welche die Last hält, bezw. langsam sinken

*) J. M. Gebhard's Verlag, Leipzig.

Fig. 198.

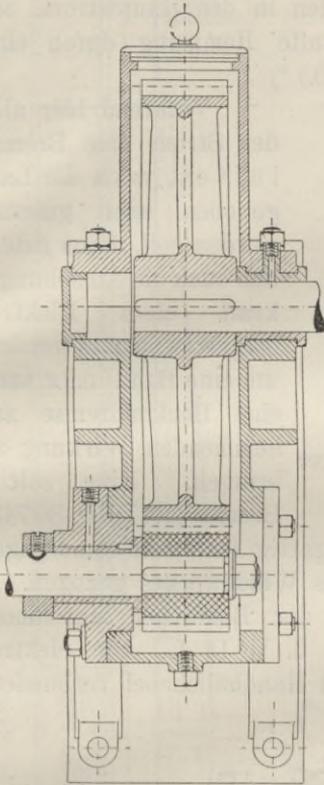
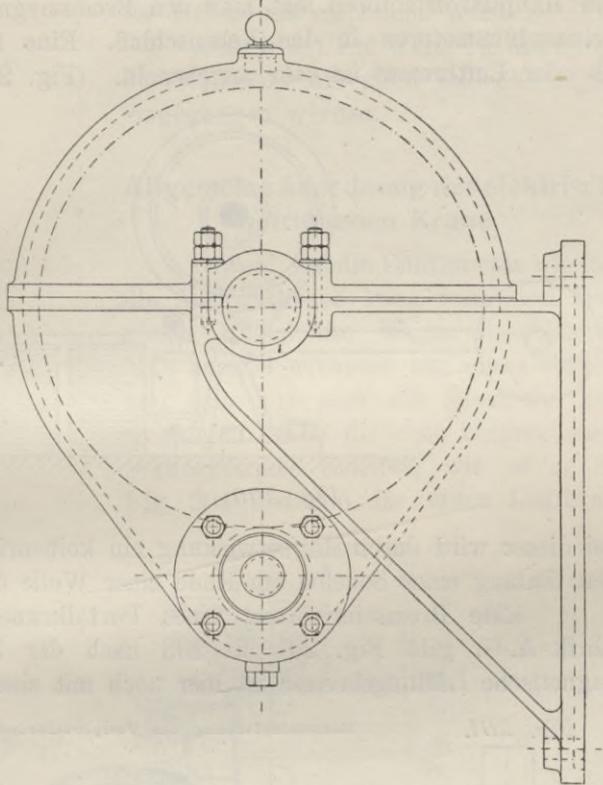


Fig. 199.



läßt. Hier sind dann mechanische Bremsen, etwa von Hand zu bedienende Bandbremsen oder Schleuderbremsen, welche nur eine beschränkte Senkgeschwindigkeit zulassen, anzuordnen.)* Für die Drehmotoren der Drehkrane und die Katzen- und Bühnenfahrmotore der Laufkrane ist häufig der Motor selbst als Bremse benutzt. Der Motor wird beim Schluß der Bewegung vom Netz ab und auf einen Widerstand geschaltet. Der Motor dreht sich infolge der Trägheit seines Ankers noch weiter, dabei wirkt er dann als stromerzeugende Dynamo, der Ankerstrom verläuft in der Magnetwicklung und dem Widerstande, wobei eine der Stromstärke, also auch der Tourenzahl entsprechende Bremswirkung im Motor selbst erzielt wird. Diese ist also im Anfange kräftig und nimmt mit dem Nachlassen der Geschwindigkeit ab. Von der Rückgewinnung der elektrischen Energie, welche nach dem obigen von dem sich noch infolge seiner Trägheit drehenden Anker erzeugt wird, wird meist abgesehen.

Magnetbremsen. Eine selbsttätige Bremse, welche beim Stillstand des Hubwerkes die Last festhält, kann so ausgeführt werden, daß beim Anlassen und während des Betriebs des Motors ein Strom einen Elektromagneten durchläuft, welcher den Spannhebel lüftet. Wird zum Stillsetzen der Last der Betriebsstrom für den Motor ausgeschaltet, so läßt auch der Elektromagnet den Bremshebel los und das Gewicht zieht das Bremsband an. Dabei ist Gleichstrom vorausgesetzt. Der Strom fließt zuerst in den Bremsmagneten und dann

*) Senksperrbremsen für Krane siehe Z. d. V. D. I. 1901 S. 1045, eine Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik-A.-G. s. daselbst 1902 S. 1045.

in den Motor, damit zuerst die Bremse gelöst wird, ehe der Motor anläuft. Für Hauptstrommotoren legt man den Bremsmagneten in den Hauptstrom, für Nebenschlußmotoren in den Nebenschluß. Eine sanfte Hemmung durch eine Öl- oder Luftbremse ist sehr angebracht. (Fig. 200.)*

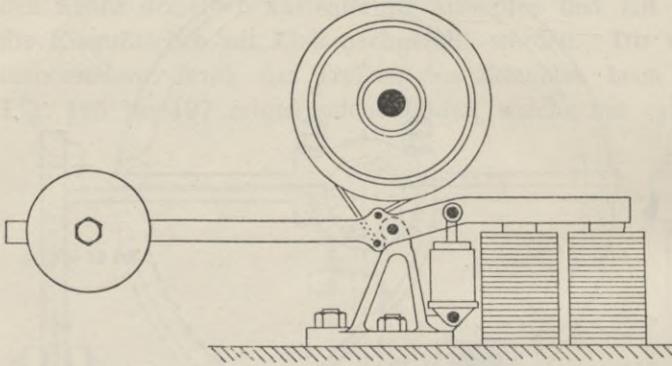


Fig. 200.

Während hier also der Strom eine Bremse lüftet, wenn die Last gehoben oder gesenkt werden soll, kann natürlich auch die Anziehungskraft eines Elektromagneten benutzt werden, um eine Band- oder auch eine Backenbremse zur hemmenden Wirkung zu bringen. Eine solche Bremse gibt DRP. 80748;

bei dieser wird durch Magnetwirkung ein kolbenringartig federndes Band gegen den Umfang einer Scheibe am Ende einer Welle des Windwerkes gezogen.

Eine Bremsenrichtung eines Portalkranes der Benrather Maschinenfabrik-A.-G. gibt Fig. 201 bis 203 nach der Z. d. V. D. I. Die elektromagnetische Lüftungsbremse ist hier noch mit einem Handhülfshebel verbunden.

Fig. 201.

Bremsenrichtung des Vollportalkranes. 1 : 20.

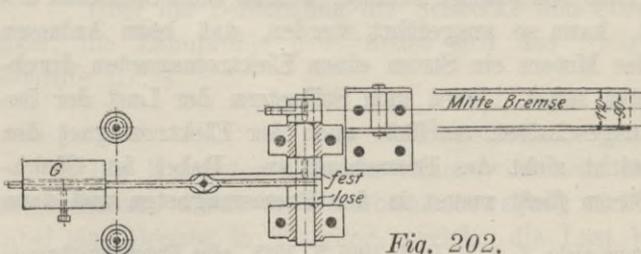
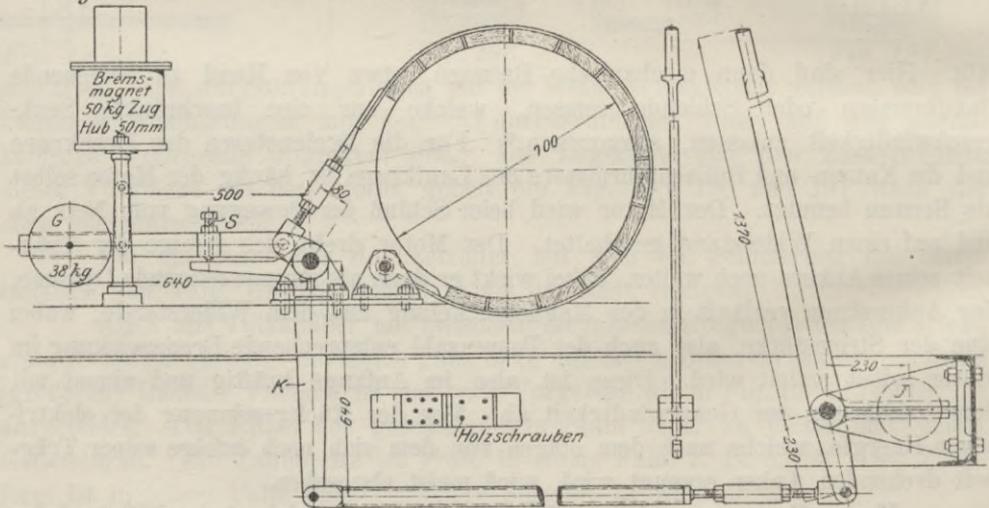


Fig. 202.

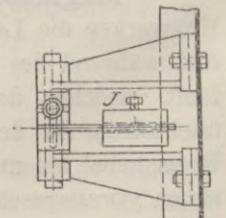


Fig. 203.

*) Z. d. V. D. I. 1899.

Neuerdings sind Druckluftbremsen für Hebezeuge empfohlen worden.

Auf die Art und Weise der Wirkung der Wirbelstrombremsen soll hier nicht eingegangen werden.

Allgemeine Anordnung der elektrisch betriebenen Krane.

Sowohl für die Bühnen- als wie für die Auslegerkrane kann man zwei fast gleich vorteilhafte Wege einschlagen. Man benutzt entweder nur einen Motor, von dem aus man die gesamten Bewegungen durch die eben besprochenen Wendegetriebe ableitet, wie es z. B. Fig. 204 und 205 für einen Laufkran

Fig. 204.

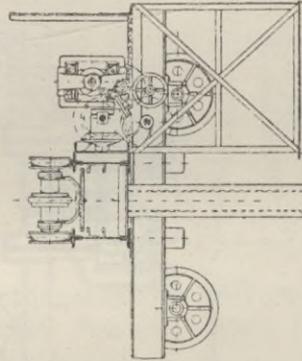
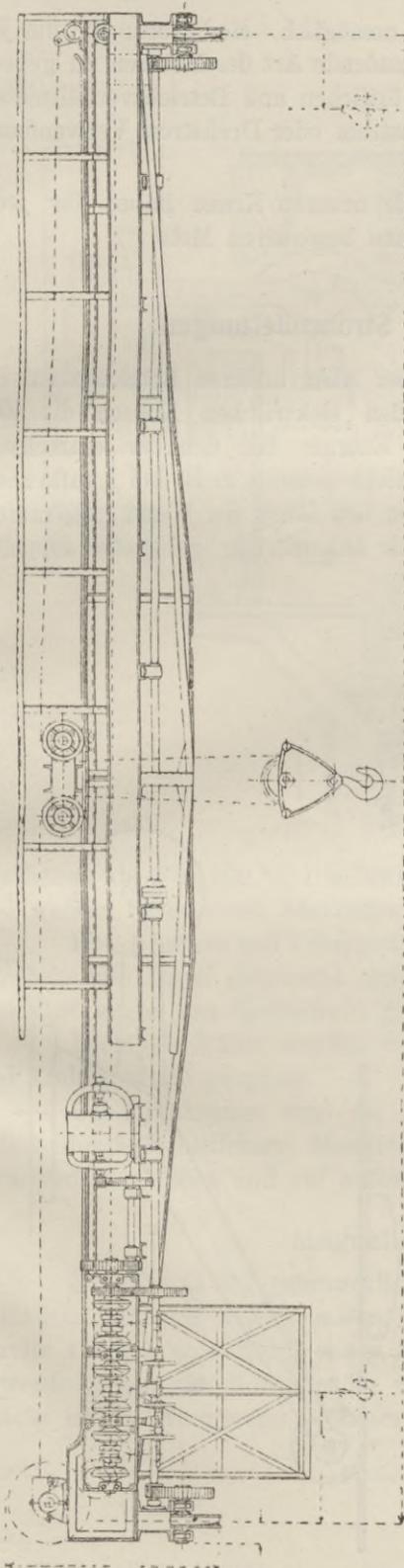


Fig. 205.

von Zobel, Neubert & Cie. in Schmal-kalden andeutet, oder es ist für jede der Bewegungen ein besonderer Motor vorhanden wie in dem in Fig. 206 und 207 (S. 74) gegebenen Laufkran derselben Firma. Letztere Anordnung hat sich namentlich für größere Belastungen und Geschwindigkeiten als ökonomischer, einfacher und sicherer erwiesen.

Für das Einmotorensystem kommt von den Gleichstrommotoren wohl nur der Nebenschlußmotor seinen ganzen Eigenschaften nach in Anwendung. Bei Dreimotorenkrane werden bei Gleichstrombetrieb für das Katzen- und Kranfahren zweckmäßig nur Hauptstrommotoren verwendet, für das Heben der Hauptstrom- oder Nebenschlußmotor. Es

ist natürlich unmöglich, eine Norm für die jeweilig anzuwendende Art der Motoren zu geben. Je nach den örtlichen und Betriebsverhältnissen können Gleichstrom oder Drehstrom Verwendung finden.

Fast alle neueren Krane haben für jede Bewegung einen besonderen Motor.*)

Stromzuleitungen.

Gegenüber allen anderen Betriebsarten ist gerade bei den elektrischen Kranen die Zuführung der Energie die denkbar einfachste. Siemens & Halske nehmen z. B. bei Laufkranen den Strom von den längs der Wand gespannten Drähten durch hakenförmig gebogene doppelte

Fig. 206.

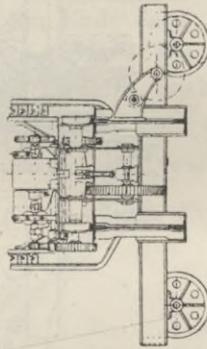
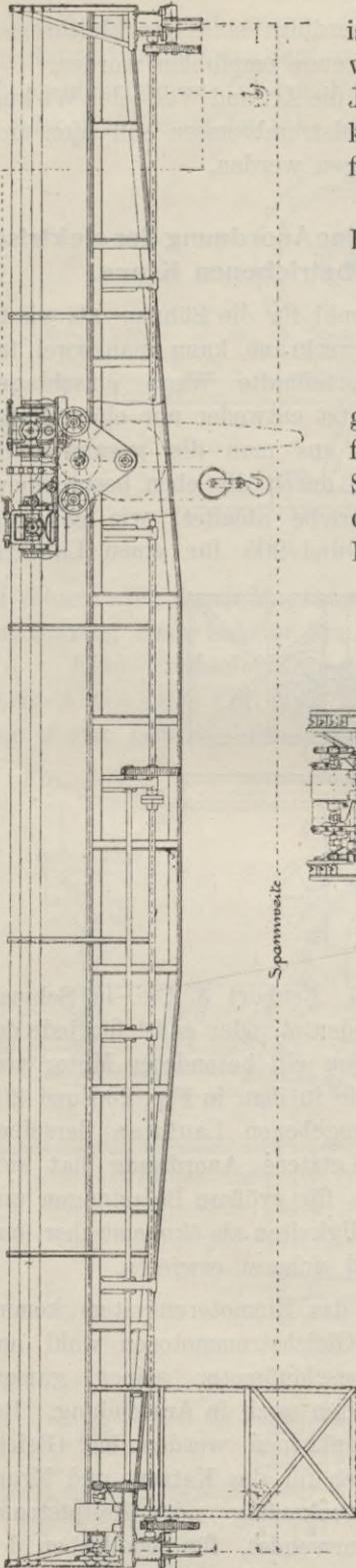


Fig. 207.

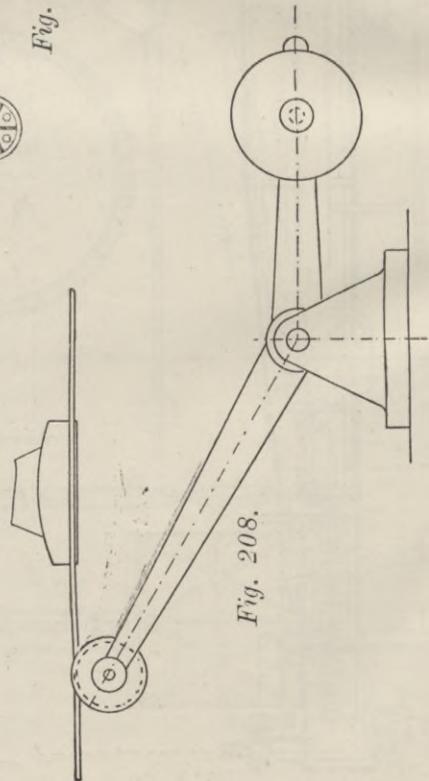
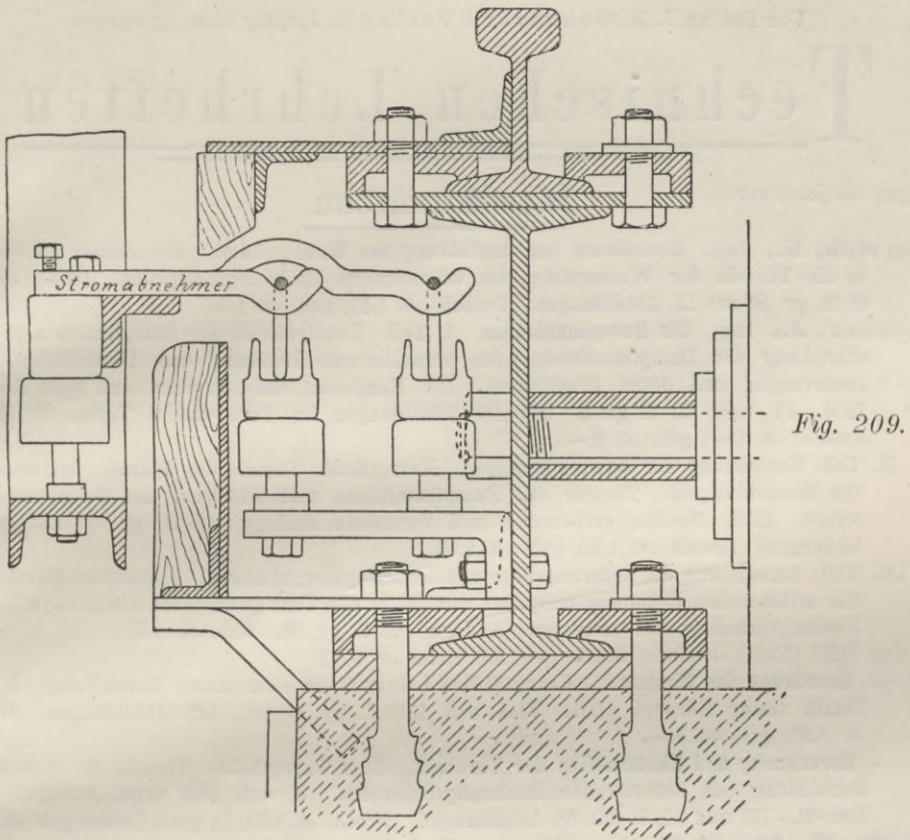


Fig. 208.

*) Siehe Z. d. V. D. I. 1898—1903.



Flacheisen ab, Fig. 209.)* Die Drähte hängen infolge ihres Eigengewichtes durch und werden in kürzeren Abständen durch oben ausgekehlte Isolatoren gestützt.

Für fahrbare und Velozipedkrane kann auch der von den Straßenbahnen her bekannte Bügel gebraucht werden (Fig. 208, S. 74), der durch Federn oder Gewichte gegen den Speisedraht gepreßt wird.

Die Speisedrähte werden zweckmäßig durch Spanschrauben mit Rechts- und Linksgewinde gespannt.

Bei Drehkränen wird der Strom vom festen Kranteil auf den beweglichen durch Schleifringe übergeführt, so z. B. durch die Kernbohrung der Kransäule zugeleitet und auf außen aufgesetzte Schleifringe geführt.

Magnetische Lastklauen.

Der Ersatz der gebräuchlichen Lasthaken durch einen Elektromagneten, natürlich nur zum Heben eiserner Körper, wie Profileisen, Schienen usw., ist bereits vielfach ausgeführt, wie z. B. D. R. P. No. 82855 von Siemens & Halske beweist. Auch zum Heben mäßig rotwarmer, also sonst schwer zu handhabender Stücke ist die Anordnung in dieser Weise getroffen worden.

*) Z. d. V. D. I. 1898.



Technischen Lehrheften

liegen bis jetzt vor:

Maschinenbau.

Beyrich, F., Ing., **Berechnung und Ausführung der Wasserräder.** Elementare Einführung in die Theorie der Wasserräder mit erläuternden Rechnungsbeispielen. 1898. IV und 48 S. gr. 8^o mit 25 Abbildungen. Brosch. *M.* 1.40, geb. *M.* 1.80.

Kefler, J., Ing., **Die Dampfmaschinen.** I. Teil: **Konstruktion der Dampfmaschinen.** Beschreibung der Dampfmaschinen, der verschiedenen Bauarten und Einzelheiten. Die Steuerungen und deren Diagramme. Die Kondensatoren. 2. verm. und verb. Auflage. 1904. IV und 128 S. gr. 8^o mit 168 Abbildungen im Text und 6 Tafeln in Mappe Brosch. *M.* 5.—, geb. *M.* 6.—.

II. Teil: **Berechnung der Dampfmaschinen.** Kurzgefaßte Theorie der Wärme, der Gase und des Wasserdampfes. Theorie der Dampfmaschinen und Anleitung zur Berechnung derselben. 1903. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. 59 S. gr. 8^o mit 34 Abbildungen. Brosch. *M.* 1.80, geb. *M.* 2.30.

III. Teil: **Berechnung der Schwungräder und Zentrifugalregulatoren.** Elementare Darstellung mit erläuternden Rechnungsbeispielen und 38 in den Text gedruckten Abbildungen. 1904. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. 45 S. gr. 8^o. Geb. *M.* 1.80.

Teil I/III (Text) in einem Bande geb. mit Atlas *M.* 9.50.

— **Grundzüge der Mechanik.** Kurzgefaßtes Lehrbuch in elementarer Darstellung. I. Teil: **Statik fester Körper.** 1901. VIII und 136 S. gr. 8^o mit 145 Abbildungen. Brosch. *M.* 3.50, geb. *M.* 4.—.

— **Berechnung und Konstruktion der Turbinen.** Eine kurzgefaßte Theorie in elementarer Darstellung mit erläuternden Rechnungsbeispielen. 3. verb. und verm. Auflage. 1902. Lex.-8^o. III und 52 S. mit 58 Abbildungen. Broch. *M.* 1.60, in ganz Leinen geb. *M.* 2.—.

Korn, H., Ing., **Die Maschinenelemente.** Als Leitfaden für den Unterricht an techn. Mittelschulen und als Handbuch für den Techniker. 1900/01. I. Teil. VIII u. 102 S. gr. 8^o mit 34 farbigen Tafeln und 137 Abbildungen im Text. II. Teil VIII u. 148 S. gr. 8^o mit 22 schwarzen und 4 farbigen Tafeln sowie 126 Abbildungen im Text. Brosch. *M.* 9.40, geb. *M.* 10.—.

Das Werk ist auch in zwei Teilen zu haben:

Der erste enthält: Schrauben, Nieten, Querkeile, Zapfen, Lager, Achsen, Längskeile, Wellen, Kuppelungen und kostet brosch. *M.* 5.40, geb. *M.* 6.—.

Der zweite umfaßt: Zahnräder, Reibungsräder und Reibungskuppelungen, Riementriebe, Seiltriebe, Kurbelgetriebe, Wellen in zwei Ebenen belastet, Kurbelwellen, Krummachsen oder gekrüpfte Kurbelwellen, Exzenter und kostet brosch. *M.* 4.—, geb. *M.* 4.50.

Vosf, R. v., Dipl.-Ing., **Grundzüge der Gleichstromtechnik.** Als Lehrbuch beim Unterricht an technischen Fachschulen, sowie als Hilfsbuch für Studierende höherer technischer Lehranstalten.

I. Teil. 1903. VIII und 96 S. gr. 8^o mit 56 Abbildungen im Text und zwei Tafeln. Brosch. *M.* 3.—, geb. *M.* 3.60.

II. Teil. 1904. VIII und 185 S. gr. 8^o mit 98 Abbildungen im Text und 11 Tafeln. Brosch. *M.* 5.40, geb. *M.* 6.—.

Beide Teile in einem Bande geb. *M.* 9.30.

Zizmann, P., Ing., **Die Krane.** I. Teil: **Berechnung und Konstruktion der Gestelle der Krane.** 1903. Zweite, neu bearbeitete Auflage. 40 S. gr. 8^o mit 87 Textfiguren, zahlreichen Rechnungsbeispielen, sowie 6 Konstruktionstafeln. Geb. *M.* 3.—.

II. Teil: **Antrieb der Krane.** 1905. Zweite vermehrte Auflage. III und 75 S. gr. 8^o mit 209 in den Text gedruckten Figuren und zahlreichen Rechnungsbeispielen. Brosch. *M.* 2.40, geb. *M.* 2.80.



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351307

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297663