

wenn das erste Räderpaar mit der Übersetzung 1:1 eingeschaltet ist, zu

$$w = 2,3 \cdot 11 = 25,3 \text{ mm/Sek.}$$

4. Das Kranfahrwerk.

Die erforderliche Übersetzung des Vorgeleges ist aus Gl. 202, S. 165, zu berechnen. Nach den Angaben auf S. 138 wurde das Gewicht des Krangestelles zu $G_s = 6000 \text{ kg}$ geschätzt. Die Betriebskraft soll für 2 Arbeiter zu $\mathfrak{P}' = 2 \cdot 30 = 60 \text{ kg}$, der Kraftarm bzw. Haspelradradius $a' = 30 \text{ cm}$ angenommen werden. Die Achsen des Krangestelles sind mit Kugellagern nach Fig. 2a, Taf. 20, versehen. Wie weit bei einem solchen die Zapfenreibung geringer als bei einem gewöhnlichen Gleitlager gesetzt werden darf, entzieht sich zur Zeit noch der Beurteilung. Für $\mu_1 = 0,04$ anstatt 0,1, wie in Gl. 202 angenommen, würde in letztere 0,4 b' anstatt b' einzuführen sein. Mit $b' = 6,27 \text{ cm}$ nach Fig. 2a folgt dann für das einfache Vorgelege

$$\left(\frac{\mathfrak{z}_1'}{\mathfrak{z}_1'}\right) = 0,109 (12000 + 750 + 550 + 6000) \frac{1 + 0,4 \cdot 6,27}{60 \cdot 30} \\ = \sim 4,1.$$

Nach der Ausführung ist

$$\mathfrak{z}_1' = 15 \text{ und } \mathfrak{z}_1' = 4 \cdot 15 = 60$$

gewählt.

Für die Teilung der Räder folgt aus Gl. 118a, S. 85, mit dem ganzen Drehmoment für jedes Räderpaar

$$M_d = 0,92 \cdot 60 \cdot 30 = 1656 \text{ kgcm}$$

und $z = \mathfrak{z}_1' = 15$

$$t_1' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1656}{15}} = 2,54 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist t_1' aus anderen Rücksichten grösser, nämlich $10\pi = 31,4 \text{ mm}$ gewählt und demgemäss

$$r_1' = \frac{15 \cdot 10}{2} = 75 \text{ mm, } \mathfrak{R}_1' = 4 \cdot 75 = 300 \text{ mm}$$

gemacht.

Für die durchgehende Antriebswelle des Kranfahrwerks ist aus den auf S. 165 angeführten Gründen ein um ca. 20 Prozent grösserer Wert als Gl. 119a, S. 86, verlangt, zu nehmen, also mit

$$M_d = 60 \cdot 30 = 1800 \text{ kgcm}$$

für Flusseisen

$$d = 1,2 \cdot 0,28 \sqrt[3]{1800} = \sim 4,1 \text{ cm,}$$

oder besser ein Durchmesser

$$d = 45 \text{ mm}$$

wie in der Ausführung zu wählen.

Die Kranverschiebung beträgt nach Gl. 203, S. 165, für $\mathfrak{D}' = 600 \text{ mm}$ Raddurchmesser und $c' = 25 \text{ m/Min.}$ Ketten- geschwindigkeit

$$w' = \frac{25 \cdot 600}{60 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 4} = 0,104 \text{ m} = 104 \text{ mm/Sek.}$$

§ 33.

Die Lauf- und Bockkrane mit elektrischem Antriebe.

Die Entwicklung des elektrischen Antriebes hat bei den Lauf- und Bockkranen zwei verschiedene Ausführungen gebracht, nämlich die ältere mit nur einem Motor und die neuere mit drei Motoren. Jene besitzt nur einen einzigen Motor für die sämtlichen Lastbewegungen und bildet den Übergang der Laufkrane mit Seil- oder Wellenantrieb zu den elektrischen Kranen unter wesentlicher Beibehaltung des mechanischen Triebwerkes der ersteren und möglichst einfacher Gestaltung der elektrischen Apparate. Diese hat für jede der drei Lastbewegungen einen besonderen Motor und zeigt bei

bedeutender Vereinfachung des Triebwerkes die auf Grund der gemachten Erfahrungen vorgeschrittenere Entwicklung im elektrischen Teile solcher Krane. Den sich mehr und mehr steigernden Anforderungen, welche an die Geschwindigkeit, Sicherheit und Ökonomie der elektrischen Lauf- und Bockkrane gestellt werden, vermag aus später zu erklärenden Gründen nur der Dreimotorenkran zu genügen. Die Anwendung des Einmotorensystems beschränkt sich zur Zeit nur auf weniger gebrauchte Krane mit mässiger Geschwindigkeit; in absehbarer Zeit wird sie wohl ganz aufhören.

a) Laufkrane mit nur einem Motor.

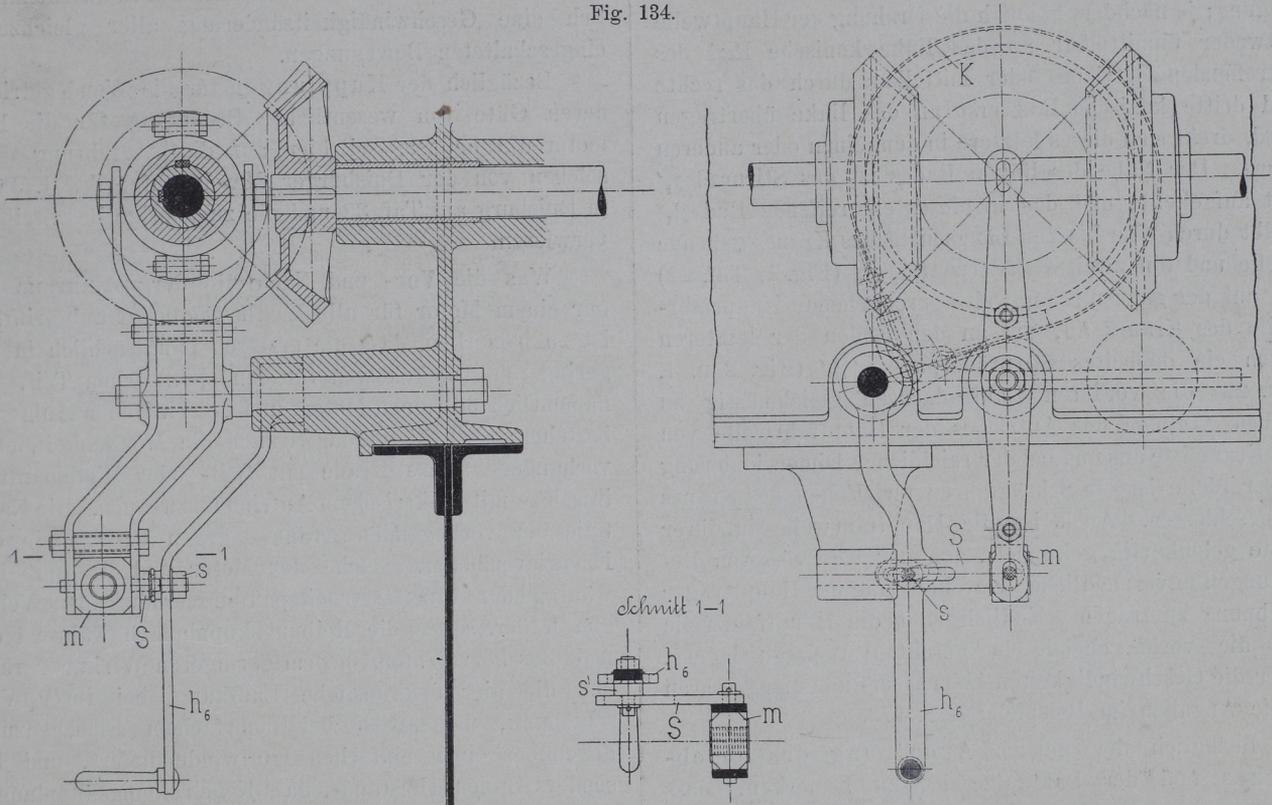
Die allgemeine **Einrichtung** eines solchen Kranes von 20000 kg Maximallast und 14,8 m Spannweite zeigt Taf. 22; sie entspricht einer Ausführung von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz. Das Windwerk des Kranes ist an der einen Seite angeordnet und in zwei kräftigen Gusseisenschilden verlagert, welche den Hauptträgern aufgesetzt sind. Unterhalb des Windwerkes befindet sich der Führerkorb. Zum Antrieb der drei Bewegungen des Lasthakens — Heben bzw. Senken, Quer- und Längsfahren — dient ein Nebenschlussmotor von 14,5 PS, der stets nach derselben Richtung umläuft und hinter dem Windwerk an der äussersten rechten Seite auf den Hauptträgern befestigt ist. Der Anlasswiderstand für den Motor ist im Führerkorb untergebracht. Durch ein gefrästes Räderpaar z'Z' (s. Fig. 2, Taf. 22), dessen kleines Rad Rohhautzähne besitzt, treibt der Motor eine Vorwelle und vermittelt eines weiteren Räderpaares z''Z'' oder z''Z'' die Hauptwelle an, von welcher aus die drei Hakenbewegungen durch Reibungskupplungen und Wendegetriebe abgeleitet werden können. Die Übertragung von der Vorwelle auf die Hauptwelle kann mit zwei verschiedenen Übersetzungen erfolgen, je nachdem das Räderpaar z''Z'' oder dasjenige z''Z'' eingerückt wird. Die Räder Z'' und Z'' sitzen nämlich lose auf der Hauptwelle und können je nach Wunsch mit ihr durch eine vierte Reibungskupplung, die entsprechend wie diejenigen der drei Wendegetriebe eingerichtet ist, vom Handrade h₄ aus gekuppelt werden. Das Räderpaar z''Z'' hat ungefähr eine vier mal so grosse Übersetzung als das Paar z'Z', so dass die sämtlichen Hakengeschwindigkeiten ausser mit der normalen (z''Z'' eingerückt) noch mit einer sehr geringen Geschwindigkeit (z''Z'' eingerückt) vorgenommen werden können, was sich z. B. beim Einlegen von Kernen, Zusetzen von Formkästen usw. in Giessereien notwendig macht. Die Umschaltung der beiden Getriebe, von denen das Ritzel z''Z'' ebenfalls mit Rohhautzähnen versehen ist, kann während des Betriebes erfolgen; hierdurch wird der Übergang von der einen zur anderen Geschwindigkeit in sehr bequemer und sicherer Weise bewirkt. Die Vorwelle läuft in Ringschmierlagern, die Hauptwelle in geteilten Bronzelagern, deren Körper mit dem einen Hauptschilde zusammengelassen sind. Die Teilung der zuletzt genannten Lager ist so vorgenommen, dass sich die Welle mit den gesamten Kupplungen nach Entfernung der Einrückhebel

leicht aus dem Schilde und den davor sitzenden drei konischen Zahnrädern herausheben lässt, ohne dass die Teilungsebene mit der Richtung des Zahndruckes zusammenfällt.

Das Wendegetriebe I auf der Hauptwelle leitet den Lasthub ein, sobald durch Drehen des Handrades h_1 und des Gewindes seiner Spindel der Hebel der zugehörigen Reibungskupplung das rechte konische Rad mit der Hauptwelle verbindet. Durch das zu diesem senkrecht stehende dritte konische Rad des Getriebes und das doppelte Vorgelege $z_1 Z_1, z_2 Z_2$ wird dann die mit geschnittenen Nuten versehene Drahtseiltrommel in Drehung versetzt. Das Lastseil aus Pflugstahldraht geht von der

Gesenkt kann die Last in doppelter Weise werden. Entweder mit Hilfe einer Sperrradbremse K (Fig. 2 u. 5, Taf. 22), die mit einer Centrifugalbremse behufs Regelung der Niedergangsgeschwindigkeit verbunden ist, oder durch den Motor. Im ersteren Falle muss das Wendegetriebe I natürlich vollständig ausgeschaltet sein und die Bremse durch Drehen des Hebels h_6 nach rechts (in Fig. 2) gelüftet werden. Beim Senken durch den Motor dagegen wird vermittelt des Handrades h_1 das linke konische Rad des Wendegetriebes I auf der Hauptwelle eingerückt und zugleich durch eine an der Mutter m des Einrückhebels befestigte Schiene S (s. Fig. 134 des Textes) der Hebel h_6 für die Bremse nach rechts gezogen, diese

Fig. 134.



Trommel zunächst an das linke Ende des Kranes (Fig. 1, Taf. 22), umschlingt hier die Leitrolle B, geht zur Laufkatze zurück, wo es vermittelt eines Flaschenzuges, der aus einer festen und zwei losen Rollen besteht, die Last an vier Strängen trägt, und ist schliesslich an der rechten Kranseite bei A festgelegt. Die Tragrolle E des oberen Seiltrumes verhütet dabei ein Schlagen des Seiles und ein damit verbundenes ruckweises Bewegen des Hakens bei leichten Lasten. Das Räderpaar $z_1 Z_1$ (Fig. 2, Taf. 22) kann beim Heben von Lasten bis zu 10000 kg gegen ein zweites $z_x Z_x$ ausgewechselt werden, wodurch die Geschwindigkeit verdoppelt wird. Der Wechsel erfolgt durch eine vom Handrad h_5 und Hebel h_7 bewegte Kuppelmuße m , die auf einer Feder verschiebbar ist, und deren Klauen in die Gegenklauen der beiden lose auf ihrer Welle sitzenden Räder z_1 oder z_x passen. Die zu ermöglichenden Geschwindigkeiten beim Lastheben sind in dem Beispiel auf S. 173 angegeben.

also gelüftet. Die Schiene S erfasst den Hebel h_6 mit einem in ihm befestigten Bolzen s . Der Schlitz in der Schiene S ist ferner von der Lage des Bolzens s bei angezogener Bremse aus nach rechts länger gehalten als nach links, damit S beim Drehen des Hebels h_6 von Hand, wie es zum zum Senken durch die Bremse allein nötig ist, nicht bewegt wird. Der Schlitz im Hebel h_6 dient nur dazu, den Bolzen s einstellen zu können.

Das Querfahren der Last und Katze in dem einen oder anderen Sinne wird durch das Wendegetriebe II eingeleitet, sobald durch das Handrad h_2 (Fig. 2, Taf. 22) und die zugehörige Reibungskupplung das eine oder andere der beiden konischen Räder mit der Hauptwelle verbunden wird. Die Welle des dritten konischen Rades dreht dann durch das Vorgelege $z_3 Z_3$ die beiden Daumenräder D vom Radius R der endlosen Gallschen Ketten, in welche die Katze in bekannter Weise und unter Zuhilfenahme zweier entsprechender Rollen C am linken Kranende (s. Fig. 1,

Taf. 22), sowie verschiedener Stützrollen F eingeschaltet ist. Die beiden Gallschen Ketten greifen nicht unmittelbar, sondern vermittelt eines drehbaren Flacheisenarmes (Fig. 6 u. 7, Taf. 22) an der Katze an, wodurch eine stets gleichmässige Anspannung beider Ketten erreicht und ein Schrägziehen der Katze vermieden wird. An der letzteren befinden sich auch die erforderlichen Anspannvorrichtungen für die Ketten.

Das Längsfahren der Last und des ganzen Kranes endlich erfolgt, sobald durch das Handrad h_3 das eine oder andere der beiden konischen Räder des Wendegetriebes III (Fig. 2, Taf. 22) eingerückt wird. Das dritte konische Rad sitzt hier drehbar auf einem feststehenden Bolzen und dient nur zur Umkehr der Bewegung; je nachdem nämlich die Drehung der Hauptwelle entweder unmittelbar an das linke konische Rad des betreffenden Getriebes oder mittelbar durch das rechte und dritte konische Rad erst an das linke übertragen wird, dreht sich dieses letztere in dem einen oder anderen Sinne. Der Nabe des linken Rades ist das Stirnrad z_1' fest aufgekeilt, und das in dieses eingreifende Rad z_1' treibt durch eine bis zur Längsmittle des Kranes gehende Welle und ein zweites Räderpaar $z_2' z_2'$ (Fig. 1, Taf. 22) die auf der ganzen Spannweite durchgehende Hauptfahrwelle des Kranes an, um an den Enden der letzteren durch ein doppeltes Stirnräderpaar $z_3' z_3'$ (Fig. 2 u. 4, Taf. 22) die vorderen Laufradachsen gleichmässig zu drehen. Infolge des Antriebes der Hauptfahrwelle von der Kranmitte aus und bei der reichlichen Dimensionierung dieser Welle ist ein Schrägfahren und Ecken des Kranes ausgeschlossen. Auch ist die Hauptfahrwelle in ihrer Mitte gelenkartig gekuppelt, um der bei grösseren Belastungen unvermeidlichen Durchbiegung der Hauptträger Rechnung zu tragen. Endlich ruht die Hauptfahrwelle und die vorhergehende in geteilten Weissgusslagern. Über die Geschwindigkeiten beim Quer- und Längsfahren s. die Angaben im Beispiel auf S. 173.

Bezüglich der ganzen Anordnung des Triebwerkes und der Laufkatze ist zu bemerken, dass die zwischen die Hauptträger gelegte Querbahn im Verein mit der hohen Lage des Windwerkes es ermöglicht, mit der Last unter dem letzteren durchzufahren und fast die ganze Breite der Grundfläche zu bestreichen. Die Schienen der Querbahn werden durch L-Eisenstützen getragen. Infolgedessen äussert allerdings der Raddruck ein Biegemoment auf das innere der beiden unteren Gurtungs-L-Eisen der Hauptträger, das aber teils durch L-Eisen, welche dem Stegblech aufgenietet sind, teils durch Streben aus Doppel-L-Eisen (s. Fig. 5 u. 6, Taf. 22), welche vom Fusse der Hauptträger zu den über diese quer gelegten L-Eisen gehen, vollständig aufgenommen und unschädlich gemacht wird. An den Enden der Hauptträger, wo die genannten L-Eisen und die zwischen ihnen befindlichen Diagonal L-Eisen wegen des Wind- und Triebwerkes nicht angebracht werden konnten, sind vertikale Diagonalverbände aus Flacheisen (s. Fig. 3 u. 4, Taf. 22) zwischen den Hauptträgern angeordnet, um ein seitliches Ausweichen der letzteren zu verhüten.

Als Motor, der während kleinerer Arbeitspausen durchläuft und dann das Triebwerk bis zu den Wendegetrieben leer mitnimmt, kommt bei den vorliegenden Kranen nur ein solcher in Frage, welcher nicht durchgehen kann. Es sind dies Nebenschluss- und Drehstrommotoren, die ihre Umdrehungszahl bei wechselnder Belastung nur wenig ändern. Der Nachteil des Nebenschlussmotors, ein geringes Anzugmoment zu entwickeln, ist hier nicht von belang, da der Anlauf fast ganz unbelastet (ohne eingerücktes Wendegetriebe) vor sich geht. Da ferner der Motor sich nur in einem Sinne zu drehen braucht, so kann der Anlasser mit seinem Widerstand sehr einfach gehalten sein. Eine Regulierung der Umdrehungszahl durch den Anlasswiderstand bewirkt natürlich eine Geschwindigkeitsänderung aller gleichzeitig eingeschalteten Bewegungen.

Bezüglich der Kupplungen für die Wendegetriebe, deren Güte von wesentlicher Bedeutung für die Einmotorenkrane ist, sei hier auf die Ausführung einer solchen von der Duisburger Maschinenfabrik, J. Jäger in Duisburg auf Taf. 32 und die zugehörige Beschreibung verwiesen.

Was die **Vor- und Nachteile** der Laufkrane mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen anbetrifft, so ist zu bemerken, dass die ersteren hauptsächlich in den geringeren Anlagekosten für den elektrischen Teil, wie namentlich des einen Motors und des einfachen Anlassers, bestehen; auch bietet das System die Möglichkeit, etwa vorhandene ältere Krane mit Seil- oder Wellenantrieb in solche mit elektrischem Antrieb umzubauen. Die Nachteile der vorliegenden Krane dagegen beruhen in den Energieverlusten, welche der Motor und die mit ihm während der kürzeren Arbeitspausen leer laufenden Wellen und Räder, sowie die Reibungskupplungen während des Anlaufes hervorrufen, in dem geringeren Wirkungsgrade, den die hier erforderliche Laufkatze bei ihrer Verschiebung, namentlich bei mehrfachem Flaschenzuge, gegenüber einer einfachen Laufwinde liefert, und besonders in dem Umstande, dass Kegelreibungskupplungen grössere Geschwindigkeiten (bis zu 100 m/Min. Fahrgeschwindigkeit), wie sie der moderne Kranbau verlangt, überhaupt nicht zulassen und selbst bei mässigen Geschwindigkeiten einem sehr sanften Anheben und präzisen Halten nicht immer zu genügen vermögen.

Bei der **Berechnung** eines elektrischen Laufkranes mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen sind zunächst die Geschwindigkeiten w , w und w' für das Lastheben, Quer- bzw. Längsfahren zu wählen. Die Hubgeschwindigkeit beträgt selten mehr als 2,5, 2 bzw. 1 m/Min. für Lasten von 5000, 10000 bzw. 20000 kg, die Geschwindigkeit beim Querfahren gewöhnlich nicht über 15, die beim Längsfahren nicht über 20 m/Min. Bestimmte Angaben über die Wahl der Geschwindigkeit lassen sich natürlich nicht machen.

Zur Berechnung der Leistungen in PS, welche jede der drei Lastbewegungen verlangt, kann dann die Hauptgl. VI, S. 23, benutzt werden, in welcher aber die Geschwindigkeit auf die Sekunde bezogen ist. Für das

Heben der Last gilt die Gleichung ohne weiteres, wenn in dem Faktor $1 + \varphi$ nicht nur die Nebenhindernisse des Windwerkes, sondern auch die des Flaschenzuges und der etwaigen Führungsrollen für das Lastorgan berücksichtigt werden. Für das Querfahren der Last erhält man die Leistung aus der Hauptgl. VI, sobald man für w die Querfahrgeschwindigkeit und für Q den Fahrwiderstand W der Katze einführt. Derselbe setzt sich zusammen aus der Spannungsdifferenz S_d des Lastorganes vor und hinter der Katze, welche Differenz in entsprechender Weise zu bestimmen ist, wie dies auf S. 40 für eine einfache Lastrolle gezeigt wurde, ferner aus dem Zapfen- und rollenden Reibungswiderstand des Wagens, wie er ebenfalls auf S. 40 zu

$$(1,5Q + G) \mu_1 \frac{b}{\mathfrak{D}} + (Q + G) \frac{2f}{\mathfrak{D}} = \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10\mathfrak{D}}$$

für G als Gewicht der Katze,

b als Zapfen-,

\mathfrak{D} als Laufraddurchmesser,

$\mu_1 = 0,1$ als Zapfenreibungskoeffizient,

$f = 0,05$ cm als Hebelarm der rollenden Reibung

ermittelt wurde, und endlich aus einem Zuschlag von 30 bis 50 Prozent der bislang bestimmten Widerstände für die nicht zu ermittelnden, wie namentlich die Spurkranzreibung. Man erhält somit

$$W = 1,3 \left\{ S_d + \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10\mathfrak{D}} \right\}$$

$$\text{bis } 1,5 \left\{ S_d + \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10\mathfrak{D}} \right\} \quad 204$$

Die zum Längsfahren erforderliche Leistung schliesslich ergibt sich aus Hauptgl. VI, wenn w durch die Geschwindigkeit w' und Q durch den Fahrwiderstand W' des Krangestelles ersetzt wird. Der letztere ermittelt sich, wenn die nicht bestimmbaren Widerstände mit 100 Prozent der Zapfen- und rollenden Reibung in Ansatz gebracht werden, entsprechend wie auf S. 39 und oben zu

$$W' = 2(Q + G + G_s) \left(\mu_1 \frac{b'}{\mathfrak{D}'} + \frac{2f}{\mathfrak{D}'} \right),$$

oder wieder mit $\mu_1 = 0,1$ und $f = 0,05$ cm,

$$W' = 2(Q + G + G_s) \frac{1 + b'}{10\mathfrak{D}'} \quad 205$$

mit G_s als Gewicht,

b' als Zapfen-,

\mathfrak{D}' als Laufraddurchmesser des Krangestelles.

Für den Verlustfaktor $1 + \varphi$ in Hauptgl. VI ist wie früher das Produkt aus den entsprechenden Faktoren der Vorgelege-, der Trommelwelle, des Flaschenzuges usw. zu setzen. Der Verlustfaktor $1 + \varphi_v$ eines Rädervorgeleges mit Welle kann hier mit Rücksicht darauf, dass meistens gefräste Räder verwendet werden, zu 1,07 angenommen werden.

Nach den berechneten Leistungen ist die Grösse des Motors zu wählen. Soll jede der drei Bewegungen für die Maximallast einzeln ausgeführt werden, wie es wohl mit Rücksicht auf einen nicht zu teuren Motor geschieht, so ist natürlich die grösste der drei berechneten

Leistungen für die Motorgrösse massgebend. Im anderen Falle, wenn zwei oder drei Bewegungen von der Maximallast gleichzeitig zu vollführen sind, ist, sofern eine Überlastung des Motors nicht in Rücksicht gezogen werden soll, die Grösse des letzteren durch die Summe der betreffenden Leistungen bestimmt. Mit der Motorgrösse ist zugleich die Umdrehungszahl n desselben gegeben.

Die Übersetzungen, welche die Rädervorgelege des Windwerkes besitzen müssen, ergeben sich aus Gl. 143a, S. 116. Für das Hubwerk der Last bzw. für das ganze Vorgelege vom Motor bis zur Trommelwelle hin lautet diese Gleichung, wenn die Umsetzung des Flaschenzuges $\frac{h}{s}$ mit i_r bezeichnet wird,

$$\left(\frac{Z}{z} \right) = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30w} i_r \quad 206$$

R ist der Trommelradius in m; er ist in bekannter Weise nach der Stärke des Lastorganes zu wählen.

Für die Fahrvorrichtung der Katze ist in Gl. 143a für R der Radius \mathfrak{R} des Daumenrades in m einzuführen, das die endlose Wagenkette zieht. Man erhält für das Vorgelege vom Motor bis zu diesem Daumenrade hin demnach mit w als Fahrgeschwindigkeit in m/Sek. den Wert

$$\left(\frac{3}{3} \right) = \frac{\mathfrak{R} \cdot \pi \cdot n}{30w} \quad 207$$

Für das Kranfahrwerk endlich muss in Gl. 143a \mathfrak{R} durch $0,5\mathfrak{D}'$ (\mathfrak{D}' Laufraddurchmesser) in m und für w die Geschwindigkeit w' in m/Sek. eingesetzt werden, womit dann für das betreffende Vorgelege, wieder vom Motor bis zu den Laufrädern hin, als Übersetzung

$$\left(\frac{3'}{3'} \right) = \frac{\mathfrak{D}' \cdot \pi \cdot n}{60w'} \quad 208$$

folgt.

Im übrigen bleibt die Rechnung dieselbe wie bei den Winden mit Elementarkraftbetrieb. Die Wendetriebe- und durchgehenden Fahrradwellen wird man auch hier zweckmässig um 10 bis 20 Prozent stärker nehmen, als Gl. 145, S. 117, verlangt.

In neuerer Zeit baut man auch Laufkrane mit nur einem Elektromotor, der aber nur das Heben der Last bewirkt, während das Quer- und Längsfahren derselben von Hand vermittelt Kurbel oder Haspelkette erfolgt. Das Hubwerk der Last ist dann eine Laufwinde, für deren Ausführung, Konstruktion und Berechnung das unter b) Gesagte gilt. Solche Krane haben ihre volle Berechtigung besonders bei kurzen Laufbahnen. Sie stellen sich nicht nur bedeutend billiger als die späteren Dreimotorenkrane, sondern der Handbetrieb liefert für das Lastfahren auch noch ganz annehmbare Geschwindigkeiten.

Beispiel.

Der elektrische Einmotorenkran von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz auf Taf. 22 soll die Maximallast von 20000 kg mit den folgenden Geschwindigkeiten bei normalem Gange bewegen können: Heben ca. 1, Querfahren ca. 10 und Längsfahren ca. 20 m/Min. Bei langsamem Gange sollen diese Geschwindigkeiten auf $\frac{1}{4}$ verringert werden können, während Lasten bis zu

10000 kg mit ca. 2 m/Min. zu heben sind. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse des Triebwerkes?

1. Das Lastorgan.

Als solches ist hier ein Pflugstahlseil gewählt worden, dessen Stärke aus der grössten Belastung S desselben in dem auf die Trommel laufenden Trum folgt. Um diese zu erhalten, ermitteln wir zunächst mit Hilfe der Gl. 21, S. 28, die Betriebskraft des in die Laufkatze eingeschalteten 3rolligen Faktoren-Flaschenzuges. Derselbe besteht aus einer oberen festen und zwei unteren losen Rollen. Da von einer der letzteren das Seil abläuft, so erhalten wir aus Gl. 22, S. 28, mit $n = 3 + 1 = 4$ (s. die Bemerkung auf S. 29 rechts unten) und $\varphi_0 = 0,05$

$$1 + \varphi_f = \frac{1}{1,05} \frac{4 \cdot 0,05}{1 - \left(\frac{1}{1,05}\right)^4} = \sim 1,075$$

und hiermit aus Gl. 21

$$P = 1,075 \frac{20000 + 600}{4} \text{ kg,}$$

wenn das Gewicht der Hakenflasche zu 600 kg angenommen wird. Dies ist zugleich die Spannung S_1 in dem in Fig. 7, Taf. 22, angedeuteten Seiltrum. Die Spannung S_0 daselbst ist $1,04 \cdot P$ und die Spannung in dem auf die Trommel laufenden Seilende, entsprechend der Umschlingung der Leitrolle B (Fig. 1) am linken Kranende,

$$S = 1,05 \cdot 1,04 P = 1,05 \cdot 1,04 \cdot 1,075 \frac{20000 + 600}{4} = \sim 6045 \text{ kg,}$$

wobei 1,04 für 90, 1,05 für 180 Grad Umschlingung gerechnet sind. Nach der Ausführung hat das Lastseil $\Delta = 26 \text{ mm}$ Durchmesser und nach der Tabelle auf S. 46 ca. 44700 kg Bruchlast. Dasselbe würde also eine

$$\frac{44700}{6045} = \sim 7,4 \text{ fache}$$

Sicherheit gegen Zug bieten; unter Berücksichtigung der Biegungsbeanspruchung in dem Sinne der Gl. 68, S. 46, würde die Gesamt-Anstrengung den dort als zulässig angegebenen Wert von 3000 kg/qcm allerdings bedeutend übersteigen.

Der Trommel- und Rollenradius ist zu

$$R = 260 \text{ bzw. } 250 \text{ mm}$$

gewählt worden.

2. Die Wagenketten.

Als grösste Spannung derselben ist der Fahrwiderstand der Laufkatze anzusehen, wie ihn die Gl. 204, S. 173, giebt. In derselben ist zunächst die Spannungsdifferenz im Lastorgan vor und hinter dem Wagen, also die Differenz $S_0 - S_5$ nach Fig. 7, Taf. 22, zu bestimmen. Es fand sich oben

$$S_0 = 1,04 S_1,$$

und weiter folgt nach dem Satze auf S. 24

$$S_1 = 1,05 S_2 = 1,05^2 S_3 = 1,05^3 S_4 = 1,04 \cdot 1,05^3 S_5,$$

also

$$S_5 = \frac{S_1}{1,04 \cdot 1,05^3}.$$

Hiermit und mit dem obigen Werte von $S_1 = P$ erhält man dann

$$S_0 - S_5 = S_1 \left(1,04 - \frac{1}{1,04 \cdot 1,05^3} \right) = 1,075 \frac{20000 + 600}{4} \left(1,04 - \frac{1}{1,04 \cdot 1,05^3} \right) = \sim 1160 \text{ kg.}$$

Die Laufräder der Katze haben $\mathcal{D} = 40$, die Zapfen derselben $\mathcal{d} = 7,5 \text{ cm}$ Durchmesser. Als Mittelwert der in Gl. 204 angegebenen Grenzen ergibt sich nun, $G = 1250 \text{ kg}$ als Eigengewicht der Katze angenommen,

$$W = 1,4 \left\{ 1160 + \frac{20600(1 + 1,5 \cdot 7,5) + 1250(1 + 7,5)}{10 \cdot 40} \right\} = \sim 2545 \text{ kg.}$$

Die grösste Spannung in jeder der beiden Ketten ist also 1272,5 kg. Hierfür reicht nach der Tabelle auf S. 53 eine Gallsche Gelenkkette von $l = 40 \text{ mm}$ Teilung aus.

Die Daumenrollen der Wagenketten haben $z = 18$ Zähne und gemäss der Tabelle auf S. 54

$$R = 2,8794 \cdot 40 = \sim 115 \text{ mm}$$

Teilkreisradius.

3. Die Leistungen für die drei Lastbewegungen.

Nach den Angaben auf S. 172 kann zur Berechnung der Leistungen die Hauptgl. VI, S. 23, benützt werden.

Für den Lasthub ist in dieselbe $Q = 20600 \text{ kg}$, $w = \frac{1}{60} \text{ m/Sek.}$ und $1 + \varphi$ unter Berücksichtigung des eingebauten Flaschenzuges einzuführen. Nach dem Obigen betrug der Verlustfaktor des letzteren bis zur Windentrommel

$$1,04 \cdot 1,05 \cdot 1,075 = \sim 1,175.$$

Rechnet man weiter auf ein doppeltes Rädervorgelege in der eigentlichen Lastwinde und setzt für jedes 1,07, für die Trommelwelle 1,03 als Verlustfaktor, so erhält man für die ganze Winde den Verlustwert

$$1,07^2 \cdot 1,03 = \sim 1,18.$$

Zwischen Motor- und Antriebswelle der Winde ist schliesslich auch noch ein doppeltes Rädervorgelege nötig das mit dem Kegelrädertrieb des Wendegetriebes zusammen einen Verlustfaktor von annähernd

$$1,07^3 = 1,225$$

ergiebt, 1,07 wieder für jedes einzelne Vorgelege gerechnet. Insgesamt folgt somit

$$1 + \varphi = 1,175 \cdot 1,18 \cdot 1,225 = \sim 1,7,$$

entsprechend einem Wirkungsgrade

$$\eta = \frac{1}{1,7} = 0,588,$$

für den Lasthub. Hauptgl. VI verlangt für die angegebenen Werte eine Leistung von

$$N = 1,7 \frac{20600 \cdot 1}{75 \cdot 60} = \sim 7,8 \text{ PS.}$$

Die zum Querverfahren der Maximallast nötige Leistung erhält man aus Hauptgl. VI, wenn man in diese für Q den oben berechneten Widerstand $W = 2545 \text{ kg}$ und $w = \frac{10}{60} \text{ m/Sek.}$ einsetzt. Für das einfache Rädervorgelege der Verschiebevorrichtung soll als Verlustfaktor 1,07, für die Daumenradwelle der Gallschen Gelenkkette 1,06 gesetzt werden; für die Vorgelege zwischen Motor und Antriebswelle gilt auch hier der obige Wert 1,225. Man erhält also

$$1 + \varphi = 1,07 \cdot 1,06 \cdot 1,225 = 1,39$$

und weiter die Leistung

$$N = 1,39 \frac{2545 \cdot 1}{6 \cdot 75} = \sim 7,9 \text{ PS.}$$

Das Kranfahrwerk schliesslich hat ein 3faches Vorgelege. Man hat deshalb wieder unter Berücksichtigung des Wertes 1,225 für die Räder zwischen Motor- und Antriebswelle hier

$$1 + \varphi = 1,07^3 \cdot 1,225 = \sim 1,5$$

zu setzen. Der Fahrwiderstand bestimmt sich aus Gl. 205, S. 173, wenn das Eigengewicht des Kranes ausser Haken, Hakenflasche und Laufkatze zu $G_s = 13500 \text{ kg}$ geschätzt und der Laufraddurchmesser nach der Ausführung $\mathcal{D}' = 75$, der Zapfendurchmesser $\mathcal{d}' = 9,5 \text{ cm}$ genommen wird, zu

$$W' = 2(20000 + 600 + 1250 + 15000) \frac{1 + 9,5}{40 \cdot 75} = \sim 1032 \text{ kg,}$$

welcher Wert in Hauptgl. VI für Q einzuführen ist. w ist in

der letzteren durch $w' = \frac{20}{60} = \frac{1}{3}$ m/Sek. zu ersetzen. Es folgt als erforderliche grösste Leistung für das Kranfahren

$$N' = 1,5 \frac{1032}{3 \cdot 75} = \mathbf{6,88 \text{ PS.}}$$

Die vorstehenden Leistungen sind für die Grösse des zu wählenden Motors massgebend. Im vorliegenden Falle wurde ein Nebenschlussmotor von

$$\mathbf{14,5 \text{ PS}} \text{ und } n = \mathbf{840}$$

Umdrehungen genommen. Derselbe dürfte, wenn man berücksichtigt, dass für das Katzenfahren die nicht bestimmbar Widerstände mit 40 Prozent der bestimmbar in Ansatz gebracht wurden, bei geringer Überlastung wohl im stande sein, immer 2 der erforderlichen drei Hakenbewegungen gleichzeitig auszuführen.

4. Die Übersetzung und Zähnezahlen der Rädervorgelege.

Für die Hubbewegung der Last macht sich nach Gl. 206, S. 173, mit $i_f = \frac{1}{4}$ (Last hängt an 4 Seilsträngen) als Umsetzung des Flaschenzuges, $R = 0,26 \text{ m}$, $w = \frac{1}{60}$ m/Sek. eine Übersetzung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,26 \pi \cdot 840 \cdot 60}{30 \cdot 4} = 343$$

nötig. Zerlegen wir dieselbe in die beiden Faktoren

$$343 = \sim 8 \cdot 43$$

und nehmen den ersten derselben als Übersetzung der beiden Rädervorgelege zwischen Motor und Wendetriebebewelle, den zweiten als Übersetzung der Räder zwischen Wendetriebe- und Trommelwelle, so erhalten wir in naher Übereinstimmung mit der Ausführung für

$$8 = \sim 6 \cdot 1,33$$

und

$$z' = \mathbf{18}, Z' = 6 \cdot 18 = \mathbf{108}, z'' = \mathbf{35}, Z'' = 1,33 \cdot 35 = \sim \mathbf{46}$$

Zähne, sowie weiter für

$$43 = \sim 6 \cdot 7,2$$

und

$$z_1 = \mathbf{12}, Z_1 = 6 \cdot 12 = \mathbf{72}, z_2 = \mathbf{11}, Z_2 = 7,2 \cdot 11 = \sim \mathbf{80}$$

Zähne.

Die Wendetriebe bieten keine Übersetzung.

Das gegen $z''Z''$ auswechselbare Räderpaar z_x'' und Z_x'' für langsamen Gang muss bei dem gleichen Abstand der Radmitten eine ca. 4 mal so grosse, also ca. $4 \cdot 1,33 = 5,32$ fache Übersetzung besitzen. Da die Teilung beider Räderpaare sich wie 10:9 verhält, so ist

$$z_x'' = \frac{35(1 + 1,33)10}{(1 + 5,32)9} = \sim \mathbf{14}$$

und

$$Z_x'' = \frac{(35 + 46)10}{9} - 14 = \mathbf{76}$$

genommen, wodurch die Bedingung gleicher Radmittenentfernung gewahrt ist.

Das Zwischenräderpaar $z_x Z_x$ der Lastwinde soll die doppelte Übersetzung (1:3) wie das gegen es auswechselbare $z_1 Z_1$ mit der Übersetzung 1:6 ermöglichen. Auch hier müssen beide Räderpaare den gleichen Achsenabstand besitzen. Bei derselben Teilung muss also

$$z_x = \frac{12(1 + 6)}{1 + 3} = \mathbf{21}$$

und

$$Z_x = 3 \cdot 21 = \mathbf{63}$$

Zähne sein.

Die Räderübersetzung für das Fahrwerk der Laufkatze folgt aus Gl. 207, S. 173, für $R = 0,115 \text{ m}$ und $w = \frac{10}{60} = \frac{1}{6}$ m/Sek. zu

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}}{\mathfrak{z}}\right) = \frac{0,115 \pi \cdot 840 \cdot 6}{30} = \sim 60,7.$$

Da vom Motor bis zur Wendetriebebewelle die Übersetzung nach dem Obigen schon durch

$$\frac{108 \cdot 46}{18 \cdot 35} = 7,9$$

gegeben ist, so verbleibt für das Fahrwerk nur noch eine solche von

$$\frac{60,7}{7,9} = \sim 7,7,$$

welcher durch ein einfaches Vorgelege mit

$$\mathfrak{z}_1 = \mathbf{12} \text{ und } \mathfrak{Z}_1 = 12 \cdot 7,7 = \sim 92$$

Zähne genügt wird; in der Ausführung ist $\mathfrak{z}_1 = \mathbf{94}$ gewählt.

Das Kranfahrwerk endlich muss nach Gl. 208, S. 173, für $w' = \frac{20}{60} = \frac{1}{3}$ m/Sek. Fahrgeschwindigkeit und $\mathfrak{D}' = 0,75 \text{ m}$ Laufraddurchmesser ein Vorgelege mit der Übersetzung

$$\left(\frac{\mathfrak{z}'}{\mathfrak{z}'}\right) = \frac{0,75 \pi \cdot 840 \cdot 3}{60} = 98,96$$

bekommen. Unter Berücksichtigung der Übersetzung zwischen Motor und Wendetriebebewelle verbleibt für das eigentliche Fahrwerk noch eine Übersetzung von

$$\frac{98,96}{7,9} = \sim 12,5.$$

Zerlegen wir dasselbe in die beiden Faktoren

$$12,5 = 2,5 \cdot 5$$

und wählen weiter

$$\mathfrak{z}_2' = \mathbf{28}, \mathfrak{Z}_2' = \mathbf{14}$$

Zähne, so erhält man in Übereinstimmung mit der Ausführung (s. Fig. 4 u. 6)

$$\mathfrak{z}_2' = 2,5 \cdot 28 = \mathbf{70} \text{ und } \mathfrak{Z}_2' = 5 \cdot 14 = \mathbf{70}$$

Zähne. Das Räderpaar $\mathfrak{z}_1' \mathfrak{Z}_1'$ besteht aus zwei gleichen Rädern, liefert also keinen Beitrag zur Übersetzung.

5. Die Teilung der Räder und Stärke der Wellen.

Die Teilung der Räderpaare, welche Motor- und Wendetriebebewelle miteinander verbinden, ist mit Rücksicht auf den Verschleiss nach Gl. 144, S. 116, zu berechnen.

Für das 1. Räderpaar, dessen Ritzel Rohhautzähne besitzt, ist das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{N}{n} = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} = 1156 \text{ kgcm.}$$

Dies in Gl. 144 mit $z = z' = 18$, $\frac{t}{b} = \frac{1}{3}$ und $k = 6 \text{ kg/qcm}$

(Mittelwert für Rohhautzähne) eingeführt, liefert als Teilung

$$t' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 1156}{18 \cdot 6 \cdot 3}} = 2,82 \text{ cm}$$

in sehr naher Übereinstimmung mit der Ausführung, welche

$$t' = 9\pi = 2,827 \text{ mm und } b' = 3t' = \sim \mathbf{85 \text{ mm}}$$

zeigt.

Die beiden nächstfolgenden Räderpaare $z_x'' Z_x''$ und $z'' Z''$ haben ein Viertel bzw. den ganzen Betrag des Drehmomentes

$$M_d = \frac{1}{1,07} 1156 \frac{Z'}{z'} = \frac{1}{1,07} 1156 \cdot 6 = \sim 6485 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Das erste Paar $z_x'' Z_x''$ hat dieselbe Teilung und Breite wie dasjenige $z' Z'$, auch besitzt das Ritzel Rohhautzähne. Da die Zähnezahl z_x'' aber gleich 14 ist und beim Paare $z' Z'$ der Koeffizient $k = 6 \text{ kg/qcm}$ beträgt, so steigt derselbe hier auf den zu hohen Wert

$$k = \frac{6 \cdot 6485}{4 \cdot 1156} \frac{z''}{z_x''} = \frac{6 \cdot 6485}{4 \cdot 1156} \frac{18}{14} = \sim 10,8 \text{ kg/qcm.}$$

Von dem Paare $z'' Z''$ hat das kleine Rad $z'' = 35$ Zähne und macht $\frac{840}{6} = 140$ Umdrehungen. Nach den Angaben auf S. 116 ist deshalb in Gl. 144 der Koeffizient

$$k = 20 - \sqrt{140} = 8,17$$

einzuführen. Das Verhältnis $\frac{t}{b}$ sei gleich $\frac{1}{2,75}$ gesetzt. Man erhält

$$t'' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6485}{35 \cdot 8,17 \cdot 2,75}} = \sim 3,72 \text{ cm,}$$

während die Ausführung nur

$$t'' = 10\pi = 31,4 \text{ mm und } b'' = 85 \text{ mm}$$

aufweist.

Die Zahnräder der eigentlichen Lastwinde, welche als Krafräder, also nach Gl. 118a, S. 85, zu berechnen sind, empfangen, wie unter 3. gezeigt, höchstens 7,8 PS. Das erste Räderpaar $z_1 Z_1$ der Lastwinde hat demnach ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1,07^2} 6485 \frac{7,8}{14,5} \frac{46}{35} = \sim 4000 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Für $z = z_1 = 12$ liefert dann Gl. 118a als Teilung

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{4000}{12}} = \sim 3,7 \text{ cm,}$$

in Übereinstimmung mit der Ausführung, die

$$t_1 = 12\pi = 37,7 \text{ mm}$$

angibt.

Für das nächste Räderpaar $z_2 Z_2$, das aus Stahlguss besteht, ist $z_2 = 11$ und

$$M_d = \frac{1}{1,07} 4000 \frac{Z_1}{z_1} = \frac{1}{1,07} 4000 \cdot 6 = \sim 22400 \text{ kgcm}$$

in Gl. 118a einzuführen. Man erhält mit dem kleinsten Werte der letzteren

$$t_2 = 0,42 \sqrt{\frac{22400}{11}} = 5,33 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt nur

$$t_2 = 16\pi = 50,265 \text{ mm.}$$

Die Berechnung der Teilung der übrigen Zahnräder hat in entsprechender Weise zu erfolgen.

Zur Berechnung der Wellenstärken vom Motor bis zum eigentlichen Windwerk möge hier Gl. 145, S. 117, Anwendung finden. Die Welle mit den Rädern z_x'' , z'' und Z' empfängt ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} \frac{Z'}{z'} = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} 6 = \sim 6930 \text{ kgcm,}$$

die Welle mit den Wendegeräten ein solches

$$M_d = \frac{1}{1,07} 6930 \frac{46}{35} = \sim 8510 \text{ kgcm.}$$

Für die erste Welle ergibt sich demnach, Flusseisen als Material vorausgesetzt,

$$d = 0,31 \sqrt[3]{6930} = \sim 5,92 \text{ cm,}$$

für die zweite

$$d = 0,31 \sqrt[3]{8510} = \sim 6,35 \text{ cm.}$$

Für die Ausführung ist $d = 55$ bzw. 70 mm gewählt, die Wendegetriebewelle also mit Recht verstärkt worden.

Die Wellen der Windwerke zum Lastheben und Katzenfahren sind auf Biegung und Verdrehung in der früher schon gezeigten Weise zu berechnen.

Das Kranfahrwerk erfordert nach der Ermittlung unter 3. höchstens $\mathcal{N} = 6,88$ PS. Die Welle mit den Rädern \mathfrak{z}_1' und \mathfrak{z}_2' empfängt demnach ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1,07^2} 8510 \frac{6,88}{14,5} = \sim 3530 \text{ kgcm,}$$

die nächste Welle ein solches

$$M_d = \frac{1}{1,07} 3530 \frac{\mathfrak{z}_2'}{\mathfrak{z}_1'} = \frac{1}{1,07} 3530 \frac{70}{28} = \sim 8250 \text{ kgcm.}$$

Für Flusseisen als Material würde sich hiermit nach Gl. 145, S. 117, ein Durchmesser

$$d = 0,31 \sqrt[3]{3530} = \sim 4,7 \text{ cm}$$

und

$$d = 0,31 \sqrt[3]{8250} = \sim 6,27 \text{ cm}$$

ergeben, während in der Ausführung aus den auf S. 173 angeführten Gründen

$$d = 60 \text{ bzw. } 70 \text{ mm}$$

gemacht ist.

Die vorderen Lauftradachsen des Krangestelles sind auf Biegung und Verdrehung zu berechnen. Das eingeleitete Drehmoment beträgt unter der Annahme, dass der ganze Fahrwiderstand nur an einer Seite angreift,

$$M_d = \frac{1}{1,07} 8250 \frac{\mathfrak{z}_3'}{\mathfrak{z}_3} = \frac{1}{1,07} 8250 \frac{70}{14} = \sim 38550 \text{ kgcm.}$$

Der grösste Raddruck gegen die Schienen wurde auf S. 149 zu 15000 kg geschätzt. Nimmt man denselben als gleichmässig über die Achsenlänge von 29 cm von Mitte bis Mitte I-Eisen eines Seitenträgers an, vernachlässigt weiter das nicht bedeutende Biegemoment, welches der Zahndruck des Rades \mathfrak{z}_3' und der Fahrwiderstand in der Achsenmitte hervorrufen, so ergibt sich für letztere der Wert

$$M_b = 15000 \frac{29}{8} = 54375 \text{ kgcm.}$$

M_d und M_b vereinigen sich zu einem ideellen Biegemoment

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 54375 + 5 \sqrt{54375^2 + 38550^2} \right) = \sim 62050 \text{ kgcm,}$$

und dieses erfordert nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{62050}{0,1 \cdot 600}} = \sim 10,1 \text{ cm.}$$

Die Ausführung weist in der Achsenmitte **105 mm** auf, während in der Nabe des Zahnrades die Stärke auf 95 mm abgesetzt ist. Für die Zahnradmitte, die ca. 12,5 cm von der Mitte des nächsten I-Eisens absteht, beträgt das Biegemoment, da der Zahndruck

$$\frac{38550}{\mathfrak{R}_3'} = \frac{38550}{42} = \sim 918 \text{ kg}$$

ist,

$$M_b = 918 \cdot 12,5 = \sim 11480 \text{ kgcm,}$$

womit sich wie oben

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 11480 + 5 \sqrt{11480^2 + 38550^2} \right) = \sim 29450 \text{ kgcm}$$

und

$$b' = \sqrt[3]{\frac{29450}{0,1 \cdot 600}} = \sim 7,89 \text{ cm}$$

ergibt. Die Stärke von **95 mm** ist also völlig hinreichend.

b) Laufkrane mit drei Motoren.

Sie bilden die jetzt fast allgemein, namentlich aber für grosse Geschwindigkeiten und Lasten übliche Bauart der elektrischen Laufkrane. Von den drei umsteuerbaren Elektromotoren stehen zwei, nämlich die für das Lastheben bzw. -senken und das Querfahren auf der Laufwinde, während der dritte für das Längsfahren sich auf der Kranbühne befindet. Die Vor- und Nachteile des Systems zunächst sind die folgenden.

Die Anordnung eines besonderen Motors und Vorgeleges für jede der drei Lastbewegungen ermöglicht die Regulierung einer jeden derselben unabhängig von den anderen, sie schafft eine einfache, gedrängte und übersichtliche Anordnung des Triebwerkes unter Fortfall aller Wechselgetriebe und gewährt bei richtiger und sorgfältiger Ausbildung der elektrischen Apparate sanftes

Anheben, präzises Halten und genaues Einstellen der Last, verbunden mit grösster Sicherheit und bequemer Bedienung. Stromkosten für Leerlaufarbeiten entstehen hier nicht, dagegen muss die beträchtliche Energie des auslaufenden Motors beim jedesmaligen Anhalten in der Regel nutzlos vernichtet werden, was im Verein mit den hohen Anschaffungskosten der Motoren und Steuerapparate die gesamten Betriebskosten nicht immer in dem gepriesenen Grade verringert.

Die allgemeine Bauart der vorliegenden Krane, soweit das Gestell nicht in Frage kommt, ist gewöhnlich durch die nachstehenden Punkte bedingt. Das Vorgelege besteht entweder nur aus Zahnrädern oder aus Schnecke mit Schneckenrad und Zahnrädern. Von beiden Ausführungen gewinnt die letztere mit gemischtem Vorgelege, wobei die Schnecke mit ihrem Rade vom Motor aus den ersten, die Zahnräder den zweiten Teil der Übersetzung zwischen Kraft und Last bzw. Fahrwiderstand bilden, wegen der vielen Vorzüge sorgfältig ausgeführter Schneckenvorgelege immer mehr an Anwendung, wenn auch manche Firmen dem reinen Zahnrädervorgelege wegen des sicher und unter allen Betriebsverhältnissen zu erzielenden guten Wirkungsgrades treu bleiben. Das Gestell der Laufwinden wird in Schmiedeeisen, d. h. in Profileisen und Blechen ausgeführt, oder in Gusseisen oder Stahlguss gegossen; in der Regel findet man jetzt schmiedeeiserne Wagengestelle wegen der billigeren Herstellung und des geringeren Gewichtes gewählt. Die Bedienung des Kranes kann von oben oder unten erfolgen. In jenem Falle befindet sich der Wärter in dem gewöhnlich seitlich unter der Fahrbühne angeordneten Führerkorbe, der auch die Widerstände und Steuerapparate enthält, in diesem Falle dienen herunterhängende Ketten oder Zugseile zum Anlassen der Motoren. Die weitaus meisten Ausführungen weisen einen Führerkorb mit Bedienung von oben auf, da bei einer Bedienung von unten, abgesehen von der Behinderung durch die herabhängenden Zugketten und -seile, der Wärter, der dann während der Betriebspausen des Kranes auch für andere Arbeiten frei bleibt, sich mit der Bühne bewegen muss und dabei seine Aufmerksamkeit auch auf seinen eigenen Weg, also nicht ausschliesslich auf die Last, richtet. Als Motoren kommen nur Hauptstrom- und Drehstrommotoren zur Verwendung, von denen die jetzige Praxis, wenn die Stromart nicht vorgeschrieben oder durch andere Rücksichten bedingt ist, dem Hauptstrommotor wegen dessen Eigenschaft, kleinere Lasten schneller zu heben und zu fahren, den Vorzug giebt. Die Stütz-, Senk- und Haltvorrichtungen bildet man als rein mechanische, elektrisch-mechanische und rein elektrische Bremsen aus. Die rein elektrische Bremsung findet jetzt mehr und mehr für alle drei Zwecke Eingang, während rein mechanische Bremsen nur noch zum Stützen und Senken der Last, weniger zum Anhalten beim Fahren benutzt werden; die elektrisch-mechanischen oder sogenannten elektromagnetischen Lüftbremsen dagegen dienen in der Regel zum Anhalten.

Nach diesem Hinweis auf die allgemeine Bauart der elektrischen Laufkrane sollen im Nachstehenden einzelne

Ausführungen besprochen, sowie auf die Berechnung, Konstruktion und Anordnung der einzelnen Teile eingegangen werden.

1. Ausführungen.

Taf. 23 und Fig. 1, Taf. 24, zeigen zunächst einen elektrischen Dreimotorenkran von Gebr. Scholten in Duisburg. Die Laufwinde besitzt einen Rahmen aus [-Eisen, auf dem der Hub- und Querfahrmotor zu entgegengesetzten Seiten der ungefähr in der Mitte liegenden Trommelwelle montiert sind. Das Vorgelege ist ein gemischtes, bestehend aus einer 2 gängigen Stahlschnecke mit Bronze-Schneckenrad und einem Stirnräderpaar $z_2 Z_2$ für das Lastheben und $z_3 Z_3$ für das Querfahren. Die Trommel hat auf ihren beiden Hälften eingeschnittene Nuten von entgegengesetzter Steigung für das mit seinen beiden Enden beim Lastheben aufzwickelnde Drahtseil. Dasselbe trägt die Last in einer Hakenflasche mit Zwillingenrolle (Fig. 1, Taf. 23) und ist zur Ausgleichung der Seillängen und -spannungen über eine feste Rolle X geschlungen. Infolge dieser Anordnung werden beide Seilhälften von der Trommel bis zur Rolle X hin immer in demselben Sinne gebogen, und nur auf der letzteren ändert sich der Biegungssinn, was aber ohne Belang ist, da das Seil auf der Ausgleichrolle nur ganz geringe oder gar keine Bewegungen vollführt. Die Rolle X ist endlich um den achsialen Abstand der Zwillingenrollen in der Hakenflasche schräg gestellt. Die beiden Motoren sind weiter durch eine elastische Kupplung (s. unter 3.) mit ihrer Schneckenwelle verbunden. Zum Stützen und Senken der Last ist eine Lamellenbremse A (s. Schnitt 4—4, Taf. 24) auf der Schneckenradwelle und eine elektromagnetische Lüftbremse (s. unter 4.) mit keilförmigen Holzbacken K auf der Schneckenwelle vorgesehen. Die erste Bremse wird selbstthätig durch die Last angezogen, sobald diese von selbst niedergehen will, und der Motor muss beim Senken der Last die Differenz zwischen dem Reibungsmomente der Lamellen und dem Lastmomente überwinden, wobei die Bremse die Niedergangsgeschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade reguliert. Die Lüftbremse ist beim Stillstande des Motors durch ein Belastungsgewicht auf dem Bremshebel H, der durch die Hebel h , h_1 und h_2 auf die Bremsbacken K wirkt, angezogen und wird gelüftet, wenn der Motor anläuft und der auch durch den Elektromagneten B gehende Betriebsstrom desselben den Hebel H hochhebt. Beim Ausschalten des Stromes schwächt ein Hubdämpfer den durch das Niederfallen des Bremshebels entstehenden Stoss, und die lebendige Kraft des rotierenden Ankers und der Triebwerkmassen wird von der Bremse schnell vernichtet. Sämtliche Wellen der Laufwinde drehen sich in Rotgusschalen, von denen die wichtigsten nachstellbar sind. Die Schneckenwelle besitzt Kugellager zur Aufnahme des achsialen Druckes und Ringschmierung für die Halslager (Fig. 3, Taf. 23); Schnecke und Schneckenrad laufen im Ölbad.

Der Motor für das Längsfahren ist in der Mitte der Kranbühne vor dem einen Hauptträger aufgestellt und ebenfalls durch eine nachgiebige Kupplung mit

der Schneckenwelle seines Vorgeleges verbunden. Das Schneckenrad sitzt auf der durchgehenden Fahrwelle, deren Enden die Räder \mathfrak{z}_2' aufnehmen; diese greifen dann in die Zahnkränze \mathfrak{z}_3' , welche den vorderen Laufrädern aufgeschraubt sind.

Zum Kranfahrmotor und seinem Schneckenvorgelege führt von dem einen Laufstege eine Leiter. Dasselbe ist bei dem an der einen Seite unter diesem Laufstege angebrachten Führerkorbe der Fall. Derselbe enthält neben dem Schaltbrett mit den nötigen Ausschaltern und Sicherungen als Steuerapparate der drei Motoren zwei sogenannte Kontroller der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin (s. unter 5.) als Umkehranlasser, von denen der eine das Heben und Senken, der andere das Quer- und Längsfahren einleitet und reguliert. Sie sind so aufgestellt, dass der Führer, die Augen nach dem Lasthaken gerichtet, den Hebel des Hubkontrollers mit der linken, den des Fahrkontrolles mit der rechten Hand bequem erfassen kann. Jede Bewegung eines dieser Hebel aus seiner Nulllage hat eine entsprechende Bewegung der Last zur Folge, also Hochheben des linken Hebels Heben, Niederdrehen desselben Senken, Vorwärtsdrehen des rechten Hebels Vorwärtsfahren der Laufwinde, Seitwärtsdrehen desselben entsprechendes Längsfahren des Krangestelles usw. Die Anlass- und Regulierwiderstände sind getrennt von den Kontrollern im Führerkorb aufgestellt und mit diesen durch isolierte Kabel verbunden.

Die sämtlichen Motoren sind Gleichstrommotoren, welche die Hub- und Fahrgeschwindigkeit bei geringerer Belastung selbsthätig steigern. Der Strom für dieselben wird zwei blanken Kupferdrähten, die an das Stromnetz anschliessen und an der linken Seite der Längsfahrbahn angebracht sind, vermittelt federnden Kontaktrollen entnommen und geht dann zu den Widerständen und Kontrollern im Führerkorbe. Von hier aus wird er durch 7 Kupferdrähte an dem einen Hauptträger und ebenso viele Schleifkontakte zu den Motoren auf der Laufwinde hin- bzw. zurückgeführt. Für den Kranfahrmotor dient hierzu eine einfache Hin- und Rückleitung. Weiteres hierüber s. unter 5.

Angaben über die Lastgeschwindigkeiten und Motorgrössen befinden sich im nächsten Beispiel.

Ein Laufkran mit Drehstrommotoren für einen Betriebsstrom von 500 Volt Spannung und 25 Perioden i. d. Sek. von Kolben & Co. in Prag-Vysočan ist auf Taf. 26 dargestellt. Derselbe arbeitet in der Giesshalle eines grossen Stahlwerkes.

Die Laufkatze ist wieder aus [-Eisen, Winkeln und Blechen zusammengesetzt und die Lasttrommel tief gelegt, um störenden Einflüssen von Kippmomenten vorzubeugen, die sich sonst bei den grossen Geschwindigkeiten, unter denen der Kran arbeitet, leicht bemerkbar machen würden. Als Lastorgan ist weiter eine kalibrierte Gliederkette gewählt worden mit Rücksicht auf die oft meterhoch aus den Giesspfannen emporsteigenden Flammen. Um kleine Trommelradien zu ermöglichen, wird dieselbe mit zwei Enden aufgewickelt. Die Last hängt auch hier an vier Strängen, und eine Rolle a , die mit einer Schneide

auf einem Bolzen b ruht, sorgt für die Ausgleichung der Spannung in den einzelnen Trumen. Die beiden Motoren der Laufwinde liegen auf derselben Seite der Trommel. Als Vorgelege ist für das Hub- und Fahrwerk eine dreigängige Schnecke und ein Stirnräderpaar z_3, Z_3 bzw. $\mathfrak{z}_2, \mathfrak{z}_2, \mathfrak{z}_2$ vorgesehen. Die Schneckenvorgelege sind in der jetzt allgemein üblichen Weise mit Kugellagern, Ringschmierung usw. ausgebildet und laufen im Ölbade. Auf der Schneckenwelle des Hubwerks befinden sich zwei Bremsen B_1 und B_2 ; jene ist als elektromagnetische Lüftbremse (s. unter 4.) gebaut, indem der Elektromagnet M_1 den Hebel H_1 nur anzieht und die Bremse lüftet, wenn der zugehörige Motor eingeschaltet wird. Die zweite Bremse B_2 dagegen dient als Notbremse und kann durch einen Fusstritt h_4 (Fig. 1) vom Führerkorbe aus bethätigt werden. Das Ende des Fusstrittes trägt nämlich eine Rolle r_4 , und das um diese geschlungene Seil läuft über die Rollen r_3 und r_2 nach der zweisepurigen Rolle r_1 auf der einen Laufradachse der Winde, wo es die am Ende des Bremshebels H befindliche Rolle r umschlingt, um schliesslich über r_1 nach dem anderen Ende der Bühne zu gehen; hier ist es festgelegt. Beim Fahren der Laufwinde verschieben sich die Rollen r und r_1 in dem angespannten Seil. Für gewöhnlich ist die Bremse B_2 gelüftet. Erst wenn der Fusstritt h_4 ausgelöst wird, zieht ein Gewicht G am Hebel H dieselbe an. Für das Querfahren ist nur eine elektromagnetische Lüftbremse B_3 mit dem Elektromagneten M_3 angeordnet. Die sämtlichen Bremscheiben haben keilförmige Nuten am Umfange von 90 Grad Nutenwinkel. Das stählerne Bremsband ist mit einem gegliederten Holzfutter ausgekleidet, in der Mitte durch ein Gelenk, das bequem nachzustellen ist, in zwei Hälften geteilt und durch Schrauben abgestützt.

Der Hubmotor ist für die Polzahlen 8 und 4 gebaut. Durch Umschaltung von der einen auf die andere Polzahl kann die Umdrehungszahl von 360 auf 720 (bei 4 Prozent Schlüpfung) und umgekehrt gebracht und die Hubgeschwindigkeit entsprechend geändert werden. Die letztere beträgt bei 720 Umdrehungen und 3000 kg Nutzlast 24,4 m/Min., bei 360 Umdrehungen und 6000 bis 10000 kg Nutzlast 12,2 m/Min. Das Querfahren erfolgt mit 49,8 m/Min.

Der Motor für das Kranfahren ist wieder in der Mitte der Bühne vor dem einen Hauptträger aufgestellt. Das Vorgelege besteht aus den Räderpaaren $\mathfrak{z}_1', \mathfrak{z}_1'$ und $\mathfrak{z}_2', \mathfrak{z}_2'$, von denen die Ritzel \mathfrak{z}_2' doppelt auf den Enden der durchgehenden Fahrwelle angeordnet sind, während \mathfrak{z}_2' dem Kranz der vorderen Laufräder angegossen ist. Als Haltbremse ist auf der durchgehenden Fahrwelle die Lüftbremse B_4 mit dem Hebel H_4 und dem Elektromagneten B_4 vorgesehen. Die Kranfahrgeschwindigkeit beträgt 88 m/Min.

Über die Grösse und Umdrehungszahlen der Motoren s. die Angaben auf Taf. 26.

Im Führerkorbe sind die Umkehranlasser und die Vorschaltwiderstände für die Anker der Motoren so aufgestellt, dass der Wärter drei aufrechtstehende Hebel vor sich zu bedienen hat; die früher erwähnte Notbremse

kann er mit dem linken Fusse in Thätigkeit setzen. Der Polumschalter für den Hubmotor ist mit dessen Umkehranlasser mechanisch gekuppelt, so dass die Pole nur dann umgeschaltet werden können, wenn sich der Anlasser in der Ruhelage befindet, der Motor also stromlos ist. Der Strom wird durch einen dreifachen Rollenkontakt, der auf der Platte p (Fig. 1) des linken Seitenträgers befestigt ist, den drei in der Kranfahrtrichtung verlaufenden Kupferdrähten des Netzes abgenommen. Den Laufwindenmotoren wird er durch einen 20rolligen Rollenkontakt zugeführt, der von einer Gusskonsole P (Fig. 2) getragen wird. Die zugehörigen Kupferdrähte sind isoliert zwischen die beiden Stützen S (Fig. 1) der Seitenträger gespannt. Die Gleitrollen der Kontakte sind an einarmigen Hebeln federnd gelagert und vermögen also dem Durchhang der Kupferdrähte zu folgen.

Die Figuren auf Taf. 25 zeigen weiter einen Laufkran für Drehstrom und Bedienung von unten von der Firma Larini, Nathan & Co. in Mailand. Die Motoren, welche mit der übrigen elektrischen Einrichtung von Gadda & Co. in Mailand geliefert wurden, sind für 115 Volt gewickelt. Die Hebel der Wendeanlasser werden beim Anlauf der Motoren durch Zugseile von unten in dem einen oder anderen Sinne gedreht und kehren vermittelst Federn beim Loslassen der Seile wieder in ihre Anfangslage zurück. Das Vor- und Abschalten der Neusilberwiderstände erfolgt selbstthätig durch einen Centrifugalregulator. Jeder der drei Motoren hat einen solchen auf seiner Welle, und seine Einrichtung ist aus Fig. 1c ersichtlich. d sind die Kugeln, die beim Auseinandergehen durch die Centrifugalkraft die Hülse b und einen Hebel h₁ (bezw. h₂ und h₃) bewegen. Der letztere gleitet dabei mit den Fingern an seinem freien Ende über die Kontakte w₁ (bezw. w₂ und w₃), diese entsprechend der Geschwindigkeitsänderung des Motors ein- oder ausschaltend.

Das Vorgelege für alle Motoren ist auch hier ein gemischtes, bestehend aus einer eingängigen gehärteten Stahlschnecke mit Schneckenrad aus Phosphorbronze und einem oder zwei Stirnräderpaaren. Für den Lasthub ist das Vorgelege, um zwei verschiedene Geschwindigkeiten zu ermöglichen, doppelt angeordnet. Das eine für schnelles Heben, das vom Hubmotor entfernter liegt, besteht nur aus Schnecke und Schneckenrad Z₁ (Fig. 2) und wirkt auf die Kettennuss III, das andere für langsames Heben, das sich dem Motor näher befindet, besitzt ausser dem Schneckenvorgelege mit dem Rade Z₁' noch das Stirnräderpaar z₂'/Z₂' und treibt die Nuss III' an. Die kalibrierte Lastkette geht über beide Kettennüsse und trägt in einer Schleife die Last vermittelst einer losen Rolle. Das Verhältnis der Hubgeschwindigkeiten bei schnellem und langsamem Heben ist ungefähr 3:1.

Beim langsamen Heben wird nur die Nuss III' gedreht, und die Umsetzung zwischen Kraft und Last ist unter Berücksichtigung der losen Lastrolle

$$\frac{1}{Z_1'} \cdot \frac{z_2'}{Z_2'} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{54} \cdot \frac{14}{42} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{324}$$

Beim schnellen Heben dagegen wird ausser der Nuss III' auch noch gleichzeitig diejenige III gedreht. Würde III allein gedreht werden, so würde die Übersetzung

$$\frac{1}{Z_1} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{78} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{156}$$

sein. Beim Drehen beider Nüsse ist also die Übersetzung

$$\frac{1}{324} + \frac{1}{156} = \frac{1}{105,3}$$

Die Geschwindigkeiten beim schnellen und langsamen Heben verhalten sich somit wie

$$\frac{1}{105,3} : \frac{1}{324} \text{ oder wie } 324 : 105,3 = \sim 3 : 1,$$

wobei gleiche Umdrehungszahl des Motors für beide Fälle vorausgesetzt ist.

Der Geschwindigkeitswechsel wird durch die Kupplung der hinteren und vorderen Schneckenwelle bewirkt. Hierzu dient ein Elektromagnet E und eine Friktionskupplung K mit Centrifugalregulator. Fig. 1a zeigt zunächst die Einrichtung der Kupplung. I' ist die Welle, welche die Schnecke für den langsamen Lasthub trägt, I diejenige mit der Schnecke für den schnellen Lasthub. Die Regulatorkugeln d pressen beim Auseinandergehen den Bronzering F gegen die mit Feder und Nut auf der Welle I' sitzende Scheibe C und diese gegen die auf I befestigte Kupplung K, die innen mit Kupfer armiert, aussen als Bremsscheibe B gestaltet ist. Die Hülse M der Regulatorkugeln dreht sich mit einer Rotgussbuchse s lose auf der Welle I', ist aber durch eine Feder mit der Scheibe S verbunden. M wird erst mit I' gekuppelt und dreht sich mit dieser, wenn die innere Kegelfläche von S gegen die äussere Kegelfläche der Scheibe D gedrückt wird, da diese letztere der Welle I' aufgekeilt ist. Soll nun die grössere Hubgeschwindigkeit eingeleitet und also auch die Welle I vom Motor mitgenommen werden, so lässt man den Strom durch den Elektromagneten E (Schnitt 1—1, Fig. 2) treten. Dann drückt dieser den Hebel k nieder und hebt das Belastungsgewicht der Bremse B, das auf einem anderen Hebel derselben Welle steckt, lüftet also dadurch nicht nur diese Bremse, sondern bewegt auch durch den oberen Stift des Hebels h₀ den Hebel h so, dass S und D (Fig. 1a) miteinander gekuppelt werden und die Regulatorkugeln an der Drehung der Motorwelle teilnehmen; diese bewirken nun die Kupplung von C und B. Sobald der Elektromagnet E wieder stromlos wird und den Hebel k fallen lässt, zieht das erwähnte Gewicht die Bremse wieder an und löst durch h₀ und h die Kupplung zwischen S und D. Die Regulatorkugeln und die Scheibe C werden durch die Spiralfeder f zurückgezogen. Entsprechend der Bremse B für die schnelle Hubbewegung ist auf der Motorwelle noch die elektromagnetische Lüftbremse B₁ für die langsame Hubbewegung angeordnet. k₁ ist der Gewichtshebel dieser Bremse.

Der Fahrmotor der Laufwinde wirkt beim Querfahren durch die eingängige Schnecke mit dem Rade Z₁ und das Zwillingenräderpaar z₂/Z₂ auf die beiden Laufräder der einen Achse. Der Motor für das Kranfahren ist seitlich auf der Kranbühne neben dem rechten Seitenträger aufgestellt. Sein Vorgelege enthält neben der Schnecke mit dem Rade Z₁' noch das Zwillingen-Stirnräderpaar z₂'/Z₂', dessen Ritzel auf den Enden der durchgehenden

Fahrwelle sitzen und dessen grosse Räder mit den Lauf-
rädern zusammengelassen sind. Eine Haltbremse ist für
das Kranfahren nicht vorgesehen.

Eine Laufwinde mit reinem Zahnradvorgelege, das,
wie schon erwähnt, von manchen Firmen wegen des sicher
und unter allen Betriebsverhältnissen zu erzielenden
höheren Wirkungsgrades den gemischten Vorlegen mit
Schneckentrieb vorgezogen wird, ist in Fig. 2, Taf. 24,
dargestellt. Sie entspricht einer durch Reichsgebrauchs-
muster geschützten Anordnung von H. Rieche in Wetter
a/Ruhr. Die beiden Motoren sind Hauptstrommotoren,
die sich von selbst bei ausgeschaltetem Widerstande auf
eine der Lastgrösse entsprechende Umdrehungszahl
einstellen; durch Vorschaltwiderstände kann dann die
letztere und also auch die Last- und Fahrgeschwindig-
keit zwischen Null und dem betreffenden grössten Werte
reguliert werden. Der Hubmotor wirkt vermittelt der
Räder $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und $z_3 Z_3$ auf die beiden Lasttrommeln,
der Fahrmotor durch diejenigen $\beta_1 \beta_1$, $\beta_2 \beta_2$, $\beta_3 \beta_3$ auf die
beiden Laufräder der einen Achse ein. Die Ritzel z_1
und β_1 haben Rohhautzähne, die Räder $\beta_3 \beta_3$ sind zur Er-
zielung eines gleichmässigen Antriebes doppelt ausgeführt.
Das wieder mit zwei Enden beim Lastheben aufzuwickelnde
Drahtseil läuft über einen 7 rolligen Faktoren-Flaschenzug,
der wegen des Anzuges der beiden Seilenden eine Über-
setzung von 1:4 besitzt; die Last hängt dabei an 8 Seil-
strängen. Die mittlere Rolle in der oberen oder unteren
Flasche des Zuges bewegt sich nur wenig oder gar nicht
und bewirkt eine Ausgleichung in den Spannungen der
nächsten Seiltrume. Von diesen kreuzt das eine die
übrigen, wodurch die beiden Seilenden von der Trommel
bis zur Kreuzung hin immer nach derselben Seite gebogen
werden. Die drei oberen Rollen des Zuges sind weiter
auf die Trommelachse bzw. auf eine dieselbe umgebende
Gusseisenbuchse gesetzt, um den Hakenhub nach oben hin
thunlichst zu vergrössern. Die genannte Buchse, welche
zugleich die mittlere Verlagerung der Trommelwelle bildet,
stützt sich dabei in zwei starken Blechwänden, denen unten
zwei kleinere Bleche, durch L-Eisen befestigt, als Hub-
begrenzer für das obere Prellblech der unteren Flasche
aufgesetzt sind. Dicht neben den Blechwänden liegen
die Trommeln, so dass sich die Seilenden bei der höchsten
Laststellung, wo die Trommeln vollständig umwickelt
sein müssen, möglichst nahe bei einander und also in
günstigster Lage befinden. An der äusseren Seite der
Trommeln sind die Seilenden nach mehrmaliger Um-
schlingung der Nabe stellbar festgelegt, so dass die
Trommeln bei der tiefsten Abwicklung vollständig ab-
gewickelt sein können. Die Schrägstellung der Seilenden
ist dann auch nur eine sehr geringe. Das Antriebsrad Z_3
ist der einen Trommelnabe aufgekeilt, und die Trommel-
welle hat deshalb nur die für die entfernter liegende
Trommel nötige Hälfte des ganzen Drehmomentes auf-
zunehmen. Beide Trommeln sind durch Keile in der
inneren Nabe auf ihrer Welle befestigt.

Zum Senken der Last ist auf der zweiten Zwischen-
welle des Motors eine sogenannte Westonbremse (s. unter 4.)
angeordnet. Dieselbe sperrt den Lastniedergang von

selbst bei stillstehendem Motor. Beim Senken muss dieser
die Differenz zwischen dem Reibungsmoment der Bremse
und dem der Last überwinden, wobei die Bremse eine
Überschreitung der Senk- über die Motorgeschwindigkeit
verhütet. Ferner ist noch auf der ersten Zwischenwelle
des Hub- und Fahrwerkes je eine elektromagnetische
Luftbremse (s. unter 4.) K und K_1 mit den Elektro-
magneten B und B_1 vorgesehen, welche die lebendige
Kraft der Anker und sonst bewegten Massen beim An-
halten erforderlichen Falles schnell vernichten. Die
Bremse B_2 muss dabei, entsprechend der doppelten Drehung
beim Hin- und Herfahren, nach beiden Richtungen gleich-
mässig wirken.

Das Gestell der Laufwinde besteht aus 4 Längs-
und 2 Querträgern, die aus Blechen und L-Eisen zu-
sammengesetzt sind. Je zwei Längsträger nehmen die
Laufachsen zwischen sich auf. Diese stehen fest, und
die ausgebuchten, langnabigen Laufräder drehen sich
auf ihnen. Zur Stützung der äusseren Lager für die
Trommelwelle sind den Querträgern noch L-Eisen auf-
gesetzt.

Die gegossenen Gestelle der Laufwinden bestehen
gewöhnlich aus zwei Schilden von Γ - oder I-förmigem
Querschnitt, die durch Traversen von entsprechendem
Querschnitt untereinander verbunden sind. Ein solches
Gestell besitzt z. B. die Laufwinde des unter den Dreh-
kranen behandelten elektrischen Werftkranes der Duis-
burger Maschinenfabrik, vorm. Bechem & Keet-
mann, in Duisburg. Neuerdings giesst man die Schilde
wohl in Stahlguss, auch sogar beide Schilde mit den
Traversen zusammen, wodurch allerdings ein äusserst
schwieriges Form- und Gussstück entsteht.

2. Berechnung.

Der Gang derselben ist wieder der bei den Winden
mit Elementarkraftbetrieb angegebene. Man wählt also
die Hub- bzw. Fahrgeschwindigkeiten, wenn diese nicht
schon, wie meistens der Fall, vorgeschrieben sind, und
bestimmt mit Hilfe der Maximallast bzw. des grössten
Fahrwiderstandes und des zu schätzenden Wertes $1 + \varphi$
die erforderliche grösste Leistung für das Heben und
Fahren aus Hauptgl. VI, S. 23. Nach diesen Leistungen
ist die Grösse der einzelnen Motoren zu wählen, und die
Umdrehungszahlen derselben liefern im Verein mit dem
von der Stärke des Lastorganes abhängigen Trommel-
radius aus Gl. 143a, S. 116, die erforderliche gesamte
Übersetzung des Vorgeleges.

Auf die einzelnen Lastbewegungen angewendet, er-
giebt sich somit zunächst für das Lastheben, wenn
 Q die Maximallast inkl. Hakenflasche, Seil usw. in kg,
 w die grösste Hubgeschwindigkeit derselben in m/Sek.,
 R der Trommelradius bis Mitte Seil in m,
 n die minutliche Umdrehungszahl des Motors,

$i = \left(\frac{h}{s}\right)$ die Umsetzung des Flaschenzuges $\gamma = \frac{1}{1+\varphi}$

ist, eine Leistung von

$$N = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot w}{75} \dots \dots \dots 209$$

und eine Übersetzung des Vorgeleges von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30 w} i_r \dots \dots \dots 210$$

Bei gemischtem Vorgelege bildet $\left(\frac{Z}{z}\right)$ natürlich das Produkt aus den Übersetzungen des Schneckentriebes und der Zahnräderpaare.

Für das Querfahren der Maximallast beträgt, wenn noch

- G das Gewicht der Laufwinde in kg,
- w die grösste Fahrgeschwindigkeit in m/Sek.,
- D der Laufraddurchmesser (für Gl. 211 in cm, für Gl. 213 in m),
- d der Zapfendurchmesser in cm,
- n die minutliche Umdrehungszahl des zugehörigen Motors

ist, der Fahrwiderstand bei 100 Prozent Zuschlag für die ausser der Zapfen- und rollenden Reibung auftretenden Widerstände nach Gl. 56, S. 39, mit $\mu_1 = 0,1$ und $f = 0,05$ cm

$$\mathfrak{B} = 2(Q + G) \frac{1 + d}{10 D} \dots \dots \dots 211$$

also die erforderliche Leistung

$$\mathfrak{N} = (1 + \varphi) \frac{\mathfrak{B} \cdot w}{75} \dots \dots \dots 212$$

und die nötige Übersetzung des Vorgeleges

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{2 \pi \cdot n}{60 w} \dots \dots \dots 213$$

Von vielen Konstrukteuren wird der Fahrwiderstand \mathfrak{B} geringer, und zwar nur um 50 Prozent grösser als die Summe der Zapfen- und rollenden Reibung, in Rechnung gesetzt; für diese Annahme ist der Faktor 2 in Gl. 211 durch 1,5 zu ersetzen.

In entsprechender Weise folgt für das Längsfahren der Maximallast mit dem Krangestell für

- G_s als Eigengewicht des letzteren in kg,
- w' als grösste Fahrgeschwindigkeit in m/Sek.,
- D' als Laufraddurchmesser (für Gl. 214 in cm, für Gl. 216 in m),
- d' als Zapfendurchmesser in cm,
- n' als minutliche Umdrehungszahl des betreffenden Motors

$$\mathfrak{B}' = 2(Q + G + G_s) \frac{1 + d'}{10 D'} \dots \dots \dots 214$$

$$\mathfrak{N}' = (1 + \varphi) \frac{\mathfrak{B}' \cdot w'}{75} \dots \dots \dots 215$$

$$\left(\frac{Z'}{z'}\right) = \frac{2 \pi \cdot n'}{60 w'} \dots \dots \dots 216$$

Hinsichtlich der Geschwindigkeiten w , w und w' für die Maximallast lassen sich natürlich bestimmte Angaben nicht machen, da diese Grössen von den besonderen Zwecken und den Verhältnissen abhängen, unter denen der Kran arbeitet. Für gewöhnliche Werkstättenkrane dürften die nachstehenden Werte einen Anhalt gewähren.

$$Q = 5000 \text{ bis } 10000 \text{ kg, } w = 8 \text{ bis } 4, w = 35 \text{ bis } 25, \\ w' = 80 \text{ bis } 50 \text{ m/Min.,}$$

$$Q = 10000 \text{ bis } 25000 \text{ kg, } w = 5 \text{ bis } 3, w = 25 \text{ bis } 20, \\ w' = 60 \text{ bis } 50 \text{ m/Min.,}$$

$$Q = 25000 \text{ bis } 50000 \text{ kg, } w = 3 \text{ bis } 1,5, w = 20 \text{ bis } 15, \\ w' = 50 \text{ bis } 40 \text{ m/Min.}$$

Dabei wird man die Querfahrgeschwindigkeit w bei kleineren Spannweiten geringer als bei grösseren, dagegen die Kran- und Längsfahrgeschwindigkeit w' mit Rücksicht auf die zu bewegenden Massen des Kranstalles umgekehrt bei grösseren Spannweiten geringer als bei kleineren nehmen. In Hüttenwerken kommen grössere Geschwindigkeiten als die angegebenen vor. Kleinere Lasten sucht man natürlich schneller zu bewegen als die Maximallast, und zwar wird dies teils selbstthätig durch den Hauptstrommotor bewirkt, teils durch Einschaltung von sogenannten Wechselrädern, Umschaltung der Polzahl, Anordnung zweier Hubmotoren mit zwei von einander unabhängigen Vorgelegen und Trommeln bei verschiedener Übersetzung der ersteren ermöglicht.

Der Verlustfaktor $1 + \varphi$ ist wieder das Produkt aus den entsprechenden Faktoren $1 + \varphi_r$ für den Flaschenzug, $1 + \varphi_t$ für die Trommel, $1 + \varphi_v$ für jedes einzelne Rädervorgelege, $1 + \varphi_s$ für jedes Schnecken vorgelege und der zugehörigen Welle. Bezüglich des Wertes $1 + \varphi_r$ ist zu bemerken, dass derselbe bei Aufwicklung zweier Seilenden aus Gl. 22, S. 28, für die halbe Rollenzahl und Ablauf des Lastorganes von einer losen Rolle zu bestimmen ist. $1 + \varphi_t$ kann für Drahtseiltrommeln gleich 1,03 bis 1,04 je nach der Grösse des Trommelradius gesetzt werden, $1 + \varphi_v$ beträgt im Mittel 1,07 bei gefrästen, 1,09 bei unbearbeiteten Zähnen. Der Wert von $1 + \varphi_s$ ist unter Annahme des mittleren Steigungswinkels ($\alpha = 14$ bis 22 Grad) nach Gl. 51, S. 38, zu berechnen. Bezüglich des Wertes $1 + \varphi_s$ ist dabei darauf hinzuweisen, dass zwar Versuche an Schnecken vorgelegen bedeutend niedrigere Werte, als Gl. 51 liefert, nämlich $1 + \varphi_s$ bis zu 1,11 (entsprechend $\eta_s = 0,9$) ergeben haben, dass aber diese günstigen Resultate nur bei dauerndem Betriebe und bei derjenigen Belastung, bei der das hier allgemein verwendete dickflüssige Schmiermaterial den für die Gleitflächen besten Grad der Düninflüssigkeit erreicht hatte, sowie bei sorgfältigster Ausführung der Schnecke und der Kugellager erzielt wurden und dass diese Versuchswerte in dem häufig unterbrochenen und auch mit anderen Lasten als der für die Gleitflächen günstigsten arbeitenden Kranbetriebe für gewöhnlich nicht oder wenigstens nicht immer und unter allen Umständen zu erreichen sind.

Nach der berechneten Leistung ist die Motorgrösse so zu wählen, dass bei der am häufigsten zu bewegenden Last der Wirkungsgrad des Motors am grössten ist, dieser letztere also beim Heben bzw. Versetzen der Maximallast bis zu einem gewissen Grade (30 bis 50 Prozent der Normalleistung) überlastet werden muss. Da die Maximallast nämlich in den meisten Fällen nur selten und dann nur für kurze Zeit zu bewegen ist, so dürfte dies mit Rücksicht auf die Ökonomie des Betriebes, die Gewichts- und Preisersparnis richtiger sein, als wenn die Motoren für die Maximalleistung bemessen werden und

dann nicht nur schwerer und teurer ausfallen, sondern auch bei dem viel häufiger vorkommenden Heben und Transportieren leichterer Lasten unvorteilhaft arbeiten. Bedenkliche Erwärmungen der Motoren müssen natürlich vermieden werden, sind aber auch bei den meist nur 2 bis 3 Minuten dauernden Arbeitsperioden der Krane fast stets ausgeschlossen.

Die Räder und Wellen des Triebwerkes berechnen sich wie bei den Winden mit Elementarkraftbetrieb auf S. 116 u. 117.

3. Konstruktion und Herstellung des Triebwerkes.

Als Lastorgan wird wegen der auf S. 45 angeführten Vorteile, wie namentlich sanfter, geräuschloser Gang, geringes Gewicht, Erkennung der Auswechslungsbedürftigkeit am Stacheligwerden des Seiles usw., fast allgemein ein Drahtseil verwendet. Selbst in Giessereien, wo früher nur Ketten vorkamen, benutzt man jetzt Drahtseile und schützt die untere Hakenflasche durch Umhüllung oder Ausfütterung gegen die Wärme. Kalibrierte Glieder- und Gallsche Gelenkketten ergeben zwar wegen des kleineren Lastarmes und des Fortfalles grosser Flaschenzugübersetzungen bei schweren Lasten eine gedrängtere und meist billigere Ausführung der Laufwinde als Drahtseile. Man findet sie aber nur dort, wo es auf diese Punkte hauptsächlich ankommt und wo ferner die Geschwindigkeit eine mässige ist. Das letztere gilt namentlich für Gallsche Gelenkketten, die gegen seitliche Kräfte, wie sie besonders beim schrägen Anziehen, sowie schnellen Anfahren und Halten des Kranes auftreten, sehr empfindlich und wenig zuverlässig sind. Auch verschleissen sie in staubigen Betrieben stark.

Die Trommel wickelt ferner bei allen modernen Ausführungen das Seil mit zwei Enden auf und ist hierfür in ihren beiden Hälften mit entsprechenden Nuten von entgegengesetzter Steigung versehen. Eine Ausgleichrolle, die bei einer Doppelrolle in der Hakenflasche (s. Fig. 1, Taf. 23) besonders aufgehängt, bei einem Doppelflaschenzug (s. Fig. 2, Taf. 24) aber zwischen den oberen Rollen des letzteren sitzt, lässt verschiedene Dehnungen im Seil nicht aufkommen. Die Vorteile dieser Anordnung, auf die zum Teil schon auf S. 45 hingewiesen wurde, sind ganz bedeutende. Das Seil kann, da die Last nun an doppelt soviel Strängen als sonst hängt, geringeren Durchmesser bezw. dünnere Drähte, die Trommel also auch entsprechend kleineren Radius und Lastarm bekommen. In der höchsten Hakenstellung sind weiter die äusseren Seilenden fast vollständig parallel, und auch in den anderen Stellungen ist ihre Ablenkung nur sehr gering. Dabei bleibt die Last immer in der Mitte der Trommel und wandert nicht über deren Länge, erzeugt also nicht nur eine immer gleichmässige Belastung der Laufräder, was namentlich für die Spurkranzreibung derselben von günstigem Einfluss ist, sondern wird auch bei genügender Tiefe der Trommelrillen genau senkrecht angehoben, worauf es ja besonders im Giessereibetriebe ankommt. Endlich erfolgt jede Seilbiegung in den beiden arbeitenden Teilen des Seiles von der Trommel-

befestigung bis zur Ausgleichrolle hin immer in demselben Sinne.

Bei besseren Ausführungen wird die Trommel jetzt mit langen Naben drehbar auf der durch Schrauben in ihren Buchsen oder Augen festgehaltenen Welle angeordnet und das antreibende Zahnrad mit der Trommel direkt gekuppelt. Da dann die Trommelwelle von dem Drehmoment der Last frei bleibt und die von dem angreifenden Biegemoment erzeugten Normalspannungen nur zwischen Null und einem grössten positiven Werte, nicht wie bei sich drehenden Wellen zwischen einem grössten negativen und positiven Werte wechseln, die zulässige Materials Spannung also doppelt so gross als sonst genommen werden kann, so fällt der Wellen- und Zapfendurchmesser entsprechend kleiner aus. Auch wird durch die genannte Ausführung die Montage und Demontage erleichtert.

Die Zahnräder der Laufwinden und Kranfahrwerke sind sauber und möglichst spielfrei aus dem Vollen zu fräsen und die stärker belasteten von ihnen in Stahlguss auszuführen. Das Material der Vorgelegewellen, die ebenso wie die Trommelwelle mitunter fest verlagert und mit drehbar auf ihnen sitzenden Zahnrädern versehen werden, ist allgemein Flusstahl. Kleinere Ritzel werden mit den Wellen aus einem Stück geschmiedet. Das Antriebsritzel auf der Motorwelle erhält meistens noch Rohhautzähne oder solche aus Vulkanfiber, wenn auch hier schon in Öl laufende Stahlräder von sorgfältigster Bearbeitung anzutreffen sind. Rohhautzähne laufen trocken, solche aus Vulkanfiber, die mit zwischengelegten Rotgussplatten ausgerüstet werden, in Öl. Bezüglich der Schnecken vorgelege, die jetzt fast allgemein nicht mehr selbsthemmend, sondern 2- oder 3gängig wegen des höheren Wirkungsgrades und mit Rücksicht auf die bedeutenden Massenkräfte beim Abstellen der Fahrbewegung gemacht werden, gilt das auf S. 111 Angeführte. Die Schnecke liegt gewöhnlich über dem Rade, weil dadurch die Zugänglichkeit erleichtert, die sonst nötigen Stopfbuchsichtungen für die Schneckenwelle fortfallen können und Störungen durch Ölverschmutzung vermieden werden.

Bei der Wahl zwischen einem reinen Zahnräder- und einem gemischten Vorgelege, bei dem die Schnecke immer den ersten Teil der Übersetzung bildet, ist das Folgende zu berücksichtigen. Zu Gunsten des reinen Zahnrädervorgeleges spricht der höhere Wirkungsgrad, der nicht nur bei guter Ausführung sicher zu erreichen ist, sondern auch für alle Belastungen anhält. Gemischte Vorgelege ergeben geringere Wirkungsgrade; die durch Versuche ermittelten hohen Werte der Schnecken vorgelege sind, wie auf S. 181 bemerkt, bei dem häufig unterbrochenen Kranbetriebe mit seinen veränderlichen Belastungen für gewöhnlich nicht zu erzielen. Auch ist der Wirkungsgrad eines Schnecken vorgeleges wesentlich von der Ausführung der Schnecke und Kugellager abhängig und ein hoher Wirkungsgrad selbst bei der sorgfältigsten Bearbeitung durch die besten und genauesten Werkzeuge nicht immer unbedingt sicher. Zu Gunsten

der gemischten Vorgelege ist dagegen die sanfte, geräuschlose Bewegungsübertragung der Schnecke, die grosse Übersetzung (nicht unter 1:6) bei geringem Gewicht, kleinem Massenwiderstande und gedrängter Bauart anzuführen. Gemischte Vorgelege kommen hauptsächlich für das Hubwerk in Frage, weniger für das Fahrwerk, wo die Übersetzung geringer sein kann. Bei reinem Zahnradervorgelege wird man, wie schon auf S. 118 angeführt, die gesamte Übersetzung mit Rücksicht auf die Massenwiderstände so zerlegen, dass die dem Motor näheren Räderpaare den kleineren, die entfernteren den grösseren Teil der Übersetzung bilden.

Der Rahmen der Laufwinden soll möglichst starr sein, damit die genaue Lage des Triebwerkes nicht durch Federungen oder Durchbiegungen während des Betriebes verändert wird. Dieser Bedingung genügen gegossene Rahmen besser als solche aus Walzeisen; letztere fallen aber für gewöhnlich leichter und billiger aus. Die Walzeisenrahmen bestehen in der Regel aus 4 Längs- und den erforderlichen Querträgern. Die ersteren, die paarweise zusammengedrückt sind (s. Fig. 2, Taf. 24), stützen die dann nicht durchgehenden Laufradachsen. Der Querschnitt der Träger ist ein [-förmiger, der bei kleineren Rahmen durch [-Eisen, bei grösseren durch Bleche mit oben und unten angenieteten L-Eisen gebildet wird. Die Laufradachsen werden aus den schon angeführten Gründen festgelegt und die Laufräder auf ihnen mit langen Naben drehbar angeordnet. Das Material der Laufräder ist zweckmässig Stahlguss. Die dem einen Laufräderpaar zunächst liegende Welle des Fahrwerks der Winde lässt man durchgehen und macht das letzte Räderpaar wegen des gleichmässigen Antriebes beider Seiten beim Fahren doppelt. Die Zahnräder des Hub- und Fahrwerks findet man bei den Laufwinden jetzt vielfach ausserhalb des Rahmens und der Lager fliegend angeordnet, um den Lasthub nach oben voll auszunützen und die Hakenflasche bis dicht unter oder sogar in den Rahmen treten lassen zu können. Bei der Anordnung der Motoren und des ganzen Triebwerkes auf dem Rahmen ist möglichst gleichmässige Verteilung der Last und des Eigengewichtes auf die vier Laufräder, sowie eine übersichtliche Anordnung aller Teile anzustreben. Sämtliche Schmiervorrichtungen müssen namentlich leicht zugänglich sein. Bei grossen Geschwindigkeiten ist auch darauf zu achten, dass ungünstige Kippmomente, wie sie bei zu hoher Lage des Schwerpunktes der ganzen Konstruktion auftreten, vermieden werden.

Die Steigerung der Hubgeschwindigkeit bei kleineren Lasten (die Verminderung kann durch Vorschalten von Widerständen erreicht werden) wird bei Verwendung von Hauptstrommotoren bis zu einem gewissen Grade (der leere Haken wird 2- bis 3mal so schnell als die Maximallast bewegt) selbstthätig vollzogen. Ein weiterer Wechsel ist aber bei schweren Kranen mit Gleichstrommotoren, sowie überhaupt bei solchen mit Drehstrommotoren dann erwünscht, wenn häufig auch kleine Lasten von diesen zu heben sind. Diesen Wechsel durch sogenannte Wechselräder zu er-

zielen, ist bei Laufwinden, die vom Führerkorbe aus gesteuert werden, nur dann empfehlenswert, wenn der Wechsel nicht zu häufig vorzunehmen ist und dann vom Laufsteg der Kranbühne aus bewerkstelligt wird. Gebräuchlicher ist es jetzt, die Laufwinde mit zwei Hubmotoren, die jeder ein besonderes Vorgelege mit Trommel haben, zu versehen, das Hubwerk also doppelt auszubilden. Die Motoren haben dabei gewöhnlich die gleiche Leistung und Umdrehungszahl, das Vorgelege des einen aber nur ca. die halbe Übersetzung des anderen, so dass Lasten bis zur halben Maximallast von der einen Hubwinde doppelt so schnell gehoben werden können, als schwerere Lasten von der anderen. Namentlich wird diese Anordnung gern für Krane, die in Hütten- und Schmiedewerken arbeiten, gewählt, wo dann die kleinere oder sogenannte Hilfswinde zum Drehen und Wenden der von der Hauptwinde gehobenen Arbeitsstücke benutzt wird. Andere Verfahren, den erwähnten Wechsel in der Geschwindigkeit zu erzielen, bestehen in der Änderung der Polzahl des Hubmotors oder in dem Parallel- bzw. Hintereinanderschalten zweier Motoren; sie finden aber nur wenig Anwendung. In grösseren Werkstätten ordnet man wohl auch zwei Laufkrane übereinander an, von denen der obere die leichteren Lasten mit grösserer, der untere die schwereren mit geringer Geschwindigkeit hebt. Beim Fahren des unteren Kranes muss dann der leere Haken des oberen entsprechend hoch gezogen werden.

Zur Verbindung der Motor- und Schneckenwelle wird bei den Kranen mit gemischtem Vorgelege in den meisten Fällen eine nachgiebige oder elastische Kupplung benutzt. Ihr Zweck besteht vornehmlich darin, Fehler in der mathematisch genauen Verlagerung der genannten Wellen, wie sie sich bei schlechter Montage oder bei Durchbiegungen und Federungen von schmiedeeisernen Rahmen und Krangestellen einstellen, auszugleichen und so Klemmungen zu vermeiden. Die meisten Konstrukteure benutzen als elastisches Zwischenglied entweder Leder-scheiben, die nach Fig. 3, Taf. 32, zwischen den beiden Kupplungshälften angeordnet und abwechselnd mit der einen und der anderen von diesen verbunden sind, oder Gummihülsen, die nach Fig. 4, Taf. 28, auf den Verbindungsbolzen der beiden Kupplungshälften sitzen. Die Nachgiebigkeit solcher Kupplungen ist aber in vielen Fällen keine sehr grosse, und der erwähnte Zweck wird von ihnen nur unvollkommen erfüllt. Zur Beschränkung der rotierenden Massen bildet man die eine Hälfte der Kupplung wohl auch als Bremsscheibe für die Lüftbremse (s. unter 4.) aus. Bei grossen Geschwindigkeiten sind die Kupplungen vollständig abzdrehen, um einseitiges Schlagen zu verhüten.

Der Motor für das Fahrwerk des Kranes wird am besten in der Mitte der Bühne vor dem einen Hauptträger auf Profileisen gestellt, welche zwischen diesem und dem zugehörigen Hilfsträger befestigt sind. Die durchgehende Fahrwelle ist genügend stark zu bemessen, das letzte Räderpaar, das die lose auf ihren Achsen sitzenden Laufräder (s. S. 136) dreht, doppelt anzuordnen. Durch den Antrieb des Fahrwerks von der Kranmitte aus wird die

durchgehende Fahrwelle nach beiden Seiten hin gleichmässig verdreht und einem Ecken oder Verfahren des Krangestelles am besten vorgebeugt, während bei seitlicher Anordnung des Motors die beiden ungleich langen Enden der Welle verschieden stark verdreht werden und das Gestell, wenn die Fahrwelle nicht äusserst kräftig gehalten ist, mit seiner einen Seite gegen die andere zurückbleibt. Doppelte Zahnkränze auf beiden Seiten eines jeden der angetriebenen Laufräder sind zu vermeiden, da Ungenauigkeiten in der Ausführung leicht Überlastungen einer Seite und bei nicht genügend kleiner Beanspruchung des Materiales mit der Zeit auch einen Bruch herbeiführen können.

4. Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen.

Die elektrischen Laufkrane mit einem besonderen Motor für jede Lastbewegung verlangen bei den jetzt üblichen grossen Geschwindigkeiten eine ganz besonders sorgfältige Ausbildung der Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen, und von der sicheren und zuverlässigen Wirkungsweise derselben hängt oft die Brauchbarkeit und Leistungsfähigkeit des ganzen Kranes ab. Der Zweck der Stütz- und Senkvorrichtungen ist der schon bei den Winden angeführte, nämlich die gehobene Last schwebend zu erhalten bezw. sie mit passender und möglichst gleichmässiger Geschwindigkeit niedergehen zu lassen. Neu sind bei den Kranen, soweit es sich nicht um das Anhalten einer niedergehenden Last handelt, die sogenannten Halt- oder Stoppvorrichtungen. Diese müssen erforderlichen Falles die vom Motor bewegte Last so schnell anhalten und also deren Bewegung in vertikaler oder horizontaler Richtung so stark verzögern können, dass dieselbe gerade an der gewünschten Stelle zur Ruhe kommt. Eigentlich brauchen diese Vorrichtungen also nur dann in Thätigkeit zu treten, wenn der Motor zu spät abgestellt wird und die Last, sich selbst überlassen, durch die Energie der dann noch in Bewegung befindlichen Massen über die gewünschte Endlage hinaus schnellen würde. In vielen Fällen besitzt aber der Führer nicht immer die nötige Zeit oder Geistesgegenwart, die Distanz, bis zu welcher die Last durch die Energie der auslaufenden Massen allein gebracht wird, richtig zu schätzen, und er muss nun durch die fraglichen Vorrichtungen die Energie vernichten, welche in den bewegten Massen bis zur beabsichtigten Endlage überschüssig vorhanden ist, und durch stärkere Verzögerung dieser Massen die Auslaufperiode in dem erforderlichen Grade verkürzen. Als bewegte Massen sind dabei nicht nur die Last und die rotierenden Teile des Windwerkes, sondern auch die des Ankers, bei dem Transport der Last in horizontaler Richtung auch die Massen des an der Verschiebung teilnehmenden Winden- und Krangestelles anzusehen.

Als Stütz-, Senk- und Haltvorrichtungen dienen bei den Kranen rein mechanische, rein elektrische oder mechanisch-elektrische Bremsen.

Die **rein mechanischen Bremsen** sind gewöhnliche Band- oder Backenbremsen, die entweder von Hand bezw.

Fuss oder selbstthätig von der Last angezogen werden. Die ersteren findet man für das verschiebbare Hub- und Querfahrwerk der Laufwinde jetzt nur noch wenig oder garnicht benutzt, da sie bei der meist gebräuchlichen Bedienung des Kranes von einem seitlichen Führerkorbe aus komplizierte Seil-, Kettenzüge und Gestänge zu ihrer Ein- und Ausrückung erforderlich machen, welche mit dem Anlasser in der Weise verbunden sein müssen, dass die Bremse rechtzeitig nach erfolgter Abstellung des Stromes angezogen und nicht zu früh beim Einschalten desselben gelüftet wird. Auch ist die Möglichkeit, dass sich die Züge und Gestänge festsetzen oder klemmen, nicht ausgeschlossen. Häufiger wird eine durch Fusstritt zu bethätigende Bremse für das Krahnfahrwerk angeordnet. Die Bremsscheibe ist dann gewöhnlich oberhalb des Führerkorbes auf der durchgehenden Fahrwelle, der Fusstritt im Korbe angeordnet. Der Vorteil solcher Bremsen besteht darin, dass sie beliebig starkes oder sanftes Anziehen gestatten, ihr Nachteil, dass sie eine besondere Bethätigung erfordern und die Bremsscheibe die rotierenden Massen vergrössert. Bei Anwendung von Backenbremsen werden zur Entlastung der Wellen natürlich stets solche mit zwei einander diametral gegenüber liegenden Backen zu benutzen sein. Bei grossen Umdrehungszahlen sind ferner alle Bremsscheiben vollständig abzdrehen, damit einseitige Schleuderkräfte vermieden werden. Als Haltbremse endlich müssen die Bremsen nach beiden Richtungen gleichmässig anziehen und sind deshalb als Summenbremse in ihrem Hebel auszubilden.

Die von der Last selbstthätig angezogenen mechanischen Bremsen werden von einzelnen Firmen gern für das Hubwerk, also zum Stützen und Senken der Last, benutzt. Der Motor muss bei ihnen den Lastniedergang bewirken, und die Bremse reguliert die Senkgeschwindigkeit oder hält die Last schwebend, wenn der Motor abgestellt ist. Centrifugalbremsen für die Regelung der Senkgeschwindigkeit zu benutzen, ist namentlich wegen der auf S. 96 angeführten Eigenschaft dieser Bremsen, die Geschwindigkeit mit der Grösse des Drehmomentes so zu ändern, dass schwere Lasten schneller als leichte gesenkt werden, also gerade umgekehrt, wie es die Zweckmässigkeit und Sicherheit verlangt, nicht angängig. Die allgemeine Wirkungsweise der hier vorliegenden Bremsen, die man gewöhnlich als Weston- oder Lamellenbremsen bezeichnet, ist ähnlich derjenigen der Drucklagerbremsen, wie wir sie bei den Schneckenflaschenzügen kennen lernten. Ein steiles Gewinde kuppelt durch seinen achsialen Druck und die durch ihn hervorgerufene Reibung zwischen einigen oder mehreren Platten das als Mutter angetriebene Welle, sobald diese im Sinne des Lasthubes gedreht wird; die Last wird dann gehoben. Die Kupplung bleibt aber auch noch nach dem Stillsetzen des Motors bestehen, so dass die Last schwebend verbleibt. Dreht sich dagegen der Motor und die Welle im entgegengesetzten Sinne, so wird die erwähnte Kupplung gelüftet, und das Ritzel kann sich unter der niedergehenden Last solange drehen, als diese

sich nicht schneller wie die Welle bzw. der Motor bewegt. Will die Last und das Ritzel nämlich der Last voraneilen, so wird die genannte Kupplung von der letzteren wieder angezogen und diese in ihrem Niedergange solange verzögert, bis sich die Bremse wieder in genügendem Masse gelüftet hat. Die Senkbewegung der Last ist also vom Motor abhängig, und da dessen Geschwindigkeit durch Widerstände veränderlich gemacht werden kann, so ist auch eine entsprechende Änderung der Senkgeschwindigkeit möglich. Beim Niedergehen der Last verbraucht aber der Motor Strom, um die Reibungsarbeit in den Gewindegängen zu leisten, welche zur Verminderung des Anpressungsdruckes beim Lüften nötig und der Differenz zwischen dem Reibungsmoment der Bremse und dem Drehmomente der Last proportional ist.

Fig. 2a, Taf. 24, zeigt zunächst die Westonbremse eines 40 t Kranes von H. Rieche in Wetter a/Ruhr. Das Ritzel z_3 und dessen Welle besitzen 3gängiges Linksgewinde. Zur Anpressung dient die dem ersteren angegossene Scheibe a. Die Gegenscheibe b ist der Welle aufgekeilt und wird in einer Nut von einem Spannbande c umschlungen, das durch eine Schraube mit übergeschobener Spiralfeder f angezogen werden kann. a und b sind mit schmiedeeisernen Platten z armiert. Zwischen beiden liegt eine gusseiserne Sperrscheibe F, deren Kegel k durch die Stange h und die Bolzen x_1, x_2 mit dem Spannbande c verbunden ist. Wird die Welle vom Motor im Sinne des Lasthebens (in der Seitenansicht wie der Uhrzeiger) gedreht, so drängt einerseits das durch den Reibungsschluss von der Scheibe b anfänglich mitgenommene Spannband vermittelt der Stange h die Klinke k bis zur Begrenzung des Ausschlages durch den Stift y am Gegenarm von k nach aussen, um dann in dieser Lage bei weiterer Drehung der Welle zu verbleiben. Andererseits wird das bei Beginn der Drehung von der Last festgehaltene Ritzel z_3 mit seinem Gewinde auf der Welle nach rechts verschoben und seine Scheibe a gegen F, diese gegen b gepresst. Ist die Reibung zwischen den Scheiben genügend gross geworden, so nehmen diese auch an der Drehung teil, und die Last geht hoch. Beim Anhalten des Motors bleibt die Pressung der Scheiben gegeneinander noch bestehen, und diese drehen sich unter der Last nur soweit zurück, bis dass das nun wieder mitgenommene Band c den Sperrkegel k in die Zähne der Zwischenscheibe F eingelegt hat; dann bleibt die Last schwebend. Eine Lüftung der Bremsscheiben tritt erst ein, wenn der Motor sich rückwärts dreht (in der Seitenansicht entgegengesetzt zur Uhrzeigerbewegung) und die anfänglich durch die Anpressung und den Sperrkegel noch festgehaltene Scheibe a mit dem Ritzel nach links verschoben wird. Bei genügender Lüftung geht dann die Last herunter. Niemals aber kann sie der Welle voraneilen, da sonst wieder durch die nun eintretende relative Verdrehung und Verschiebung des Ritzels gegen die Welle jenes nach rechts gerückt und die Bremse angezogen würde.

Die Scheibe F ist beiderseits mit Schmiernuten versehen. Ein auf die Welle geschraubter Stellring begrenzt die Verschiebung des Ritzels beim Lüften der Bremse.

Die Nachteile der Westonbremsen bestehen nach Ernst¹⁾ unter anderen in der Möglichkeit, dass durch mangelhafte Wartung und Verschmutzen der Gewindegänge das Reibungsmoment mit der Zeit kleiner als das Lastmoment werden kann, wodurch die Last der Gefahr des Herunterstürzens ausgesetzt und die Regulierung des Lastniederganges aufgehoben wird. Der Sicherheit wegen sieht man deshalb neben der Westonbremse gewöhnlich noch eine elektromagnetische Lüftbremse (s. später) vor; die Regulierung des Lastniederganges geht aber unter den genannten Umständen auch dann verloren. Weiter wird bei der Westonbremse das Lastsenken oft stossweise unterbrochen und ruckweise wieder freigegeben, namentlich dann, wenn der Konstruktion nicht durch Lederscheiben oder vermehrte Scheibenzahl eine gewisse Nachgiebigkeit erteilt ist; endlich fällt die eine Sperrklinke nicht immer sicher und stossfrei ein.

Die Planbremse von Mohr & Federhaff, Maschinenfabrik in Mannheim, (D. R.-P. No. 30391) vermeidet die Sperrscheibe und -klinke der vorigen Konstruktion und besitzt Reibungs- und Gewindeflächen, welche vollständig abgeschlossen gegen Schmutz und Staub, in einem besonderen Gehäuse liegen. Fig. 2, Taf. 35, zeigt die Ausführung der Bremse. An Stelle eines vollständigen Gewindes sind hier doppelte Schraubenflächen von entgegengesetzter Steigung den einander zugekehrten Nabenstirnseiten zweier Scheiben A und B eingearbeitet. Bei der Scheibe A, der das Ritzel z angegossen ist, sind $i_1 i_1$ die rechts- und $i_2 i_2$ die linksgängigen Schraubenflächen, die genau auf die entsprechenden Flächen der Scheibe B passen. Das Gleiche gilt für die Erhöhungen $o_1 o_1$ und Vertiefungen $o_2 o_2$ zwischen den Schraubenflächen. Als Gegenscheibe für A und B dienen der Boden C und Deckel D eines Gehäuses, die durch Schrauben s miteinander verbunden sind und durch die festgehaltenen Bolzen S an der Drehung verhindert werden. Die Rolle k stützt die Scheibe B, die ausserdem noch durch Leisten p am Gehäuserand zentriert wird. Der Welle sind zwei Federn f und f_1 eingesetzt. Die längere Feder f greift mit Spiel nach beiden Seiten in die Nuten der Scheiben B und A, die kürzere f_1 aber nur mit dem gleichen Spiel in B. Die zweite Nut in A hat nur den Zweck, diese Scheibe über f_1 vom Wellenende schieben zu können. Dem oberen Putzen m und dem Rohr am Deckel D schliesslich können Schmierbehälter aufgesetzt werden, deren Inhalt durch entsprechende Löcher und Nuten an die Reibungsflächen gelangen kann.

Die Wirkungsweise der Bremse ist die folgende. Wird die Welle vom Motor im Sinne des Lasthebens gedreht, so legen sich die Federn f und f_1 nach Durchlauf des Nutenspielraumes mit ihren betreffenden Seitenflächen gegen die Scheiben A und B und nehmen diese mit. Die Last geht dann hoch. Hört aber die Betriebskraft zu wirken auf, so dreht sich nur das Ritzel z mit der Scheibe A um den Spielraum seiner Nut gegen die Feder f unter

1) S. dessen Abhandlung „Kritik der neuen Senksperrbremsen für Krane“ in der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1081.

dem Lastzuge zurück, während B stehen bleibt. Infolgedessen bewegen sich die betreffenden Schraubenflächen beider Scheiben aufeinander und pressen diese gegen den Deckel D und Boden C des Gehäuses, so dass bei genügender Reibung die weitere Rückwärtsdrehung verhindert und die Last schwebend erhalten wird. Beim Lastsenken muss die Welle vom Motor rückwärts gedreht werden und dieser behufs Lüftung der Bremse die Differenz zwischen dem Reibungsmoment und Lastmoment überwinden. Sobald endlich die schwebende Last abgenommen oder aufgesetzt wird, lüftet sich die Bremse von selbst wieder, indem die nun vom Lastzuge frei werdenden steilgängigen Schraubenflächen die Scheibe A aus ihrer Klemmlage zurückdrängen, während B durch die grössere Reibung seiner Lederbekleidung am Deckel D zurückgehalten wird. Die doppelten (links- und rechtsgängigen) Schraubenflächen lassen die Benutzung der Bremse für die Sperrung nach beiden Drehrichtungen zu.

Ist bei den vorstehenden Bremsen M_d das Drehmoment, welches die schwebende Last auf die Bremswelle ausübt, und M_b das Reibungsmoment der Bremse, so muss, wenn die Last gesperrt bleiben soll, $M_b \geq M_d$ sein. Andererseits muss der Motor beim Lastsenken die Differenz $M_b - M_d$ überwinden. Der durch die schwebende Last bzw. das Drehmoment M_d ausgeübte Achsialdruck N des Schraubengewindes bestimmt sich nun nach S. 42 aus der Gleichung

$$M_d = N \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

wenn R der mittlere Radius,

α der mittlere Steigungswinkel des Gewindes und

ρ der Reibungswinkel

ist. Der Druck N erzeugt weiter ein Reibungsmoment

$$M_b = \mu \cdot N \cdot r_b$$

mit r_b als mittlerem Radius der Bremsflächen und

μ als Reibungskoeffizient.

Für die Sperrung der Last ($M_b \geq M_d$) folgt somit als Bedingung

$$\mu \cdot N \cdot r_b \geq N \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

oder

$$\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \geq 0,$$

während die vom Motor beim Lastsenken zu leistende Arbeit proportional

$$M_b - M_d = N [(\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho))]$$

ist. Man ersieht, dass der Wert $\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ im Interesse der sicheren Sperrung möglichst gross, dagegen mit Rücksicht auf möglichst geringen Stromverbrauch beim Lastsenken möglichst klein zu wählen ist. Diese einander gerade gegenüberstehenden Forderungen sind im Verein mit den unzuverlässigen Werten des Reibungskoeffizienten μ und Reibungswinkels ρ recht unangenehm für den Entwurf der vorliegenden Bremsen, und die richtige Wahl der Gewindesteigung und des mittleren Bremsflächenradius r_b ist nur auf Grund langer Erfahrungen möglich, wenn die Bremse gut funktionieren soll. Dabei ist auf nicht zu grosse Pressungen in den Gewindegängen und sorgfältige Schmierung der Bremsflächen stets Bedacht

zu nehmen. Aus der letzten Gleichung folgt schliesslich noch, dass die Motorleistung beim Senken mit der Grösse der Last wächst, da N mit M_d ab- und zunimmt.

Eine Lamellenbremse (D. R.-P. No. 110860), wie sie von der Vereinigten Maschinenfabrik Nürnberg und Maschinenbaugesellschaft Augsburg mit bestem Erfolge für ihre elektrischen Laufkrane verwendet wird, ist in Fig. 3, Taf. 35, dargestellt. Das Ritzel z, das wieder lose auf seiner Welle sitzt, hat hier kein Gewinde, sondern trägt nur die Lamellenscheiben F auf seiner verlängerten Nabe. Die eine Hälfte dieser Scheiben besteht aus Stahl und dreht sich vermittelt zweier Federn f mit dem Ritzel, die andere Hälfte besteht aus Bronze und ist durch die Federn f_1 mit der Scheibe A gekuppelt. In der Längsrichtung können sich alle Lamellen frei verschieben. Die Scheibe A ist aussen mit Sperrzähnen versehen, und die beiden zugehörigen Klinken k sind im Gehäuse D gelagert. Die Welle trägt weiter am linken Ende durch Feder und Nut die Bronzebüchse m, die aussen mit Gewinde und Mutter n ausgestattet ist. Am rechten Ende nimmt die Welle durch den Ansatz x die Scheibe B mit, welche sich entweder beim Lastsenken mit einer Bronzebüchse auf A drehen kann oder beim Lastheben durch ihren Sperrkranz und ihre vier in A gelagerten Sperrklinken l diese Scheibe A zwingt, an der Drehung der Welle teil zu nehmen. Die Mutter n endlich wirkt bei ihrer Verschiebung nach rechts durch vier Stifte i auf die Druckplatte P der Lamellen, nimmt aber bei ihrer Drehung das Ritzel z durch den Bolzen g mit. Die Büchse m begrenzt die Verschiebung der Mutter nach links durch eine angegossene Scheibe, die sich gegen den Stelling s legt.

Dreht der Motor die Welle und die Scheibe B im Sinne des Lasthebens, so wird das Ritzel z und die Bronzebüchse m zunächst von der Last zurückgehalten und daher die Mutter n mit den Stiften i auf der Welle nach rechts verschoben; diese Verschiebung bewirkt wieder die erforderliche Anpressung der Lamellen. Gleichzeitig hat die Scheibe B bei ihrer Drehung durch die Sperrklinken l die Scheibe A mitgenommen, diese aber die Segmente p nur solange, bis dass die Klinken k ausgerückt und in die für sie im Gehäuse D vorgesehenen Aussparungen gelegt sind. Alsdann erfolgt bei genügender Anpressung die Mitnahme des Ritzels und das Hochgehen der Last.

Beim Stillstand des Motors hält die Anpressung der Lamellen an, und es geht nur das Ritzel mit der Scheibe A soweit zurück, bis dass die von dieser nun wieder zurückgedrehten Segmente p die Klinken k in den Zahnkranz von A eingelegt haben. Dann bleibt die Last schwebend. Beim Senken der Last dreht sich der Motor und die Scheibe B im entgegengesetzten Sinne wie vorher. Die anfänglich mitgenommenen Segmente q rücken dabei die Klinken l aus, während die Scheibe A durch ihre äussere Verzahnung festgehalten wird. Durch das ebenfalls anfänglich noch stillstehende Ritzel z wird ferner die Mutter n zu einer Verschiebung nach links gezwungen, womit eine Lüftung der Lamellen und ein Niedergehen der Last verbunden ist. Während des Senkens tritt

wieder ein Schluss der Bremse ein, sobald die Last der Welle voraneilen will. Bei der grossen Lamellenzahl fällt aber die Arbeit zum jedesmaligen Lüften der Bremse beim Senken nicht bedeutend aus, da hierzu nach Ernst¹⁾ in der Hauptsache nur die Reibung zwischen der Scheibe B und der davor befindlichen Platte zu überwinden ist, während die übrigen Lamellen sich noch in relativer Ruhe zu einander befinden. Die Reibung an der hinteren Scheibe bildet aber nur einen geringen Bruchteil des ganzen Reibungsmomentes der Bremse.

Die Vorteile der Konstruktion bestehen deshalb vornehmlich in dem Umstande, dass das Reibungsmoment und die damit verbundene Sicherheit gegen einen Absturz der Last durch die Zahl der Lamellen beliebig gesteigert werden kann, ohne dass die vom Motor zu leistende Lüftarbeit für das Senken bedeutend ausfällt. Der Durch-

Aktiengesellschaft in Köln-Ehrenfeld ausgeführt werden, Fig. 137 auf S. 188 giebt einen Bremsmagneten für Drehstrom von der Gesellschaft für Elektrische Industrie in Karlsruhe. Die Elektromagnete sind hier als Solenoide mit eintauchendem Kern S ausgebildet, der beim Durchgang des Stromes in das Solenoid gezogen wird und mit seinem äusseren Auge an den Bremshebel unter Einschaltung eines Gestänges anschliesst. Für Gleichstrom ist nur ein Solenoid und Kern nötig, für Drehstrom können deren zwei oder drei angeordnet werden, je nachdem diese nur in einer oder allen drei Phasen des Stromes liegen. Für Drehstrom werden die Kerne ferner aus einzelnen Eisenblechen hergestellt, die an den Enden zur Erhöhung des Anzuges abgeschragt und in ein Gussstück B eingesetzt sind. Das gleiche ist bei den Gegenstücken C der Fall; die

Fig. 135.

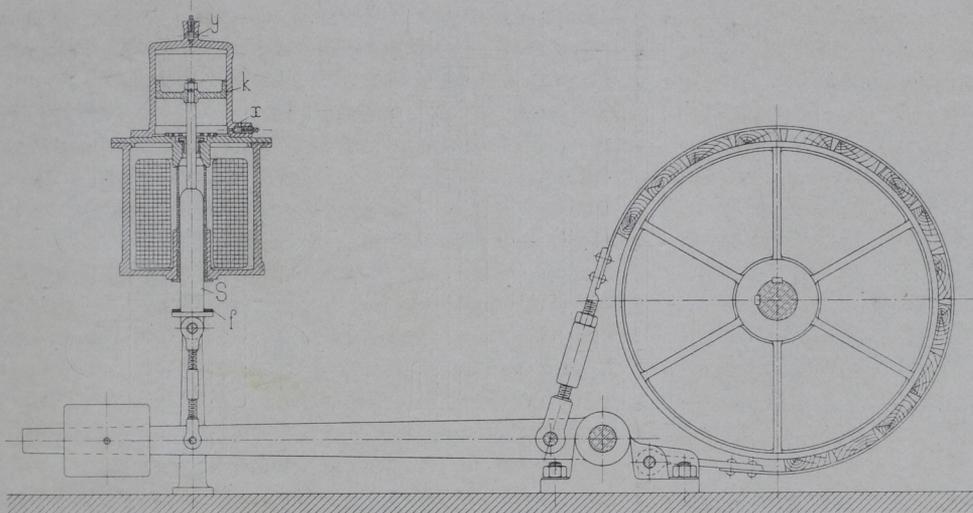
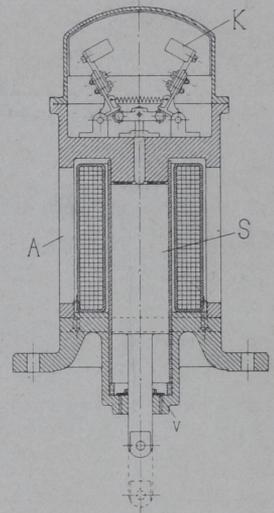


Fig. 136.



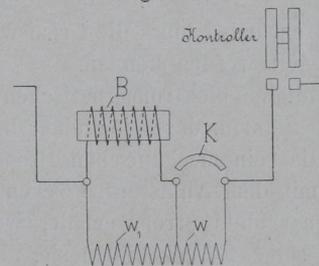
messer der Kupplung wird selbst für schwere Lasten nicht unverhältnismässig gross, die grosse Lamellenzahl verleiht ihr die gewünschte Nachgiebigkeit.

Für den Fall, dass leichte Lasten und namentlich der leere Haken bei gelüfteter Bremse nicht von selbst heruntergehen, nimmt die Welle durch den auf der Buchse m befestigten Arm a nach Durchlauf des vorgesehenen Lüftungsspielraumes die Mutter n und das Ritzel z mit, indem er sich gegen den Ansatz b der Mutter legt.

Die **mechanisch-elektrischen Bremsen** sind Lösungs- oder Lüftbremsen mit Gewichts- oder Federbelastung, die durch einen Elektromagneten nur dann gelüftet werden, wenn der Betriebsstrom den Magneten beim Anlassen des Motors durchfliesst. Beim Abstellen des letzteren oder bei irgend einer anderen Unterbrechung des Stromes wird die Bremse durch ihre Belastung von selbst wieder angezogen.

Die Textfiguren 135 u. 136 zeigen Bremsmagnete für Gleichstrom, wie sie von der Union Electricitätsgesellschaft in Berlin bzw. Helios Electricitätsgesellschaft

Fig. 136 a.



Bolzen s dienen den Kernen zur Führung. Um das Einfallen der Bremse zu mildern, versieht man die Elektromagnete mit sogenannten Hubdämpfern, die in Luft- oder Ölkatarakten bestehen. In Fig. 135 ist z. B. der nach oben verlängerte Eisenkern S mit einem kleinen Kolben k und dem zugehörigen Cylinder versehen. Beim Niedergang des Kernes muss der Kolben die unter ihm befindliche Luft durch die kleine Öffnung x verdrängen, während er über sich eine Luftverdünnung herstellt; beides bewirkt eine Bremsung des niederfallenden Kernes und Hebels. Beim Hochgehen des Kernes hat der Kolben k die Luft unten wieder anzusaugen und den Gegendruck

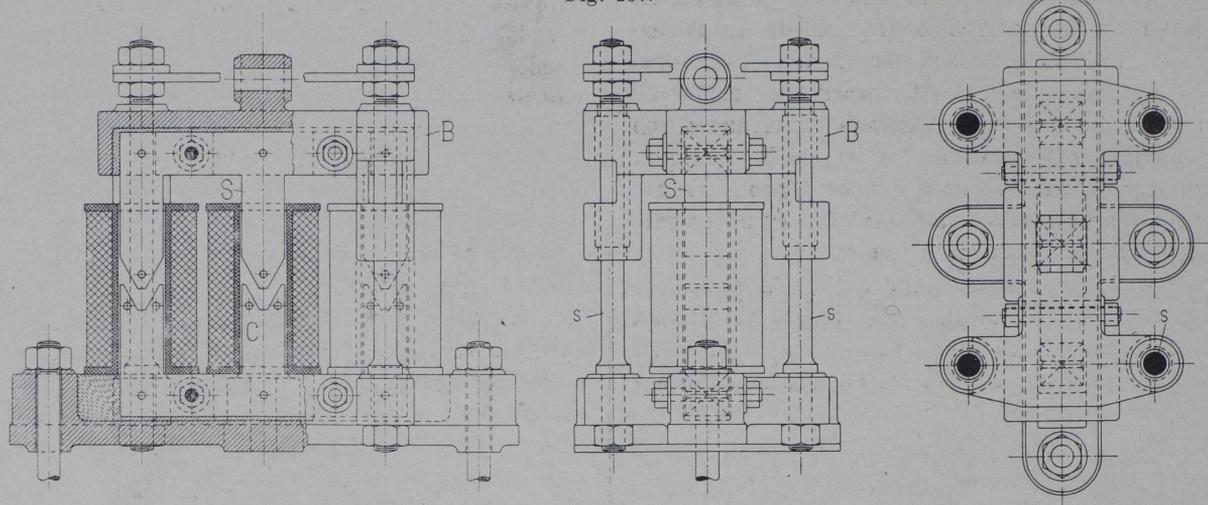
1) S. die Anmerkung auf S. 185.

der inzwischen über dem Kolben durch die Öffnung y eingetretenen Luft zu überwinden. Bis zu einem gewissen Grade wird hierdurch auch das Anziehen des Bremshebels (s. weiter unten) geregelt. Die Lederscheibe f schliesslich verhütet ein zu hartes Anschlagen des Kernes am Schluss des Hubes. In Fig. 136 ist in dem unteren Teile des Solenoid-Gehäuses ein einfaches Gummiklappenventil v angebracht, das beim Hochgehen des Kernes S Luft eintreten lässt, während es sich beim Niedergehen desselben selbstthätig schliesst. Neben den Hubelektromagneten kommen auch solche mit drehender Bewegung des Kernes zur Ausführung; die Einwirkung auf den Bremshebel bleibt dabei die gleiche.

Die eigentliche Bremse wird auch hier entweder als Band- oder doppelseitige Backenbremse ausgeführt. Um die rotierenden Massen zu beschränken, benutzt man

Früher und auch zum Teil noch jetzt legte man bei Serienmotoren den Elektromagneten in den Hauptstrom. Dies hat aber den Nachteil, dass die Bremse bei schwacher Belastung des Triebwerkes nur sehr wenig gelüftet und beim Anheben schwerer Lasten schon gelüftet wird, ehe der Motor genügend erregt ist und anzieht. Die Folge ist, dass in jenem Falle unnötig Strom für den auftretenden Bremswiderstand verbraucht wird, in diesem Falle die Last sich für kurze Zeit selbst überlassen bleibt und heruntergeht, wenn dies nicht durch eine zweite Bremse verhütet wird. Man legt deshalb jetzt für gewöhnlich den Elektromagneten in den Nebenschluss. Er empfängt dann nicht mehr den vollen, mit der Belastung sich ändernden Ankerstrom, sondern bei gleichbleibender Spannung immer eine nur von den Widerständen des Solenoids abhängige Stromstärke. Zum

Fig. 137.



vielfach die eine Hälfte der elastischen Kupplung, welche Motor- und Schneckenwelle verbindet, als Bremscheibe. Durch Verschieben des Gewichtes oder durch Einstellen der Feder am Bremshebel muss die Bremswirkung natürlich immer geregelt werden können.

Die Vorteile der elektromagnetischen Lüftbremsen bestehen zunächst darin, dass sie keiner besonderen Betätigung wie die rein mechanischen Bremsen bedürfen, da die Bremse mit dem Anlasser so verbunden ist, dass ihr Elektromagnet stets Strom erhält, wenn sich der Motor bewegen soll. Ferner bilden sie, da die Bremsen auch bei jeder unbeabsichtigten Stromunterbrechung, wie sie z. B. durch Schmelzen einer Bleisicherung, Bruch eines Leitungsdrahtes, durch mangelhafte Abnehmerkontakte usw. entstehen kann, einfallen, eine sofort wirksame Sicherheit gegen das Herunterstürzen der Last in solchen Fällen. Die Verwendung der Bremsen erstreckt sich dabei meistens nur auf das Anhalten und Feststellen der Last, also auf die Abbremsung der Massenkräfte des auslaufenden Ankers und der sonstigen Triebwerk- und Gestellteile. Zum Senken der Last dienen die vorliegenden Bremsen seltener, da ein langsames Senken und das hierzu erforderliche mässige Lüften der Bremsen schwer zu ermöglichen ist.

Senken kann die Bremse dann nicht mehr benutzt werden; eine zweite Bremse ist also hier unbedingt erforderlich.

Ein Übelstand der Elektromagneten bildet der Umstand, dass ihre Zugkraft während des Kernhubes nicht konstant ist, sondern mit dem Quadrate der Entfernung des Kernes von seinem Gegenstück abnimmt. Infolgedessen ist die Zugkraft beim Anziehen des Bremshebels zuerst am kleinsten und wird dann mit der Abnahme des erwähnten Zwischenraumes immer grösser, um schliesslich bei vollständig gelüfteter Bremse und Berührung von Kern und Gegenstück am grössten zu werden. Daraus ergibt sich zunächst für Gleichstrommagnete, die im Nebenschluss liegen und immer die gleiche Stromstärke empfangen, der Nachteil, dass sie, entsprechend der zu Anfang des Hubes geäusserten kleinsten Zugkraft, die doch auch den Bremshebel muss anheben können, unverhältnismässig gross genommen werden müssen, widrigenfalls sie schlecht anziehen oder bald verbrennen. Die Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Köln-Ehrenfeld versieht deshalb ihre Magnete nach Fig. 136 auf S. 187 mit einem Schalter K, der durch einen Stift im letzten Teile des Hubes vom Kerne S geöffnet wird und der einen Widerstand w (Fig. 136a) in den Nebenstromkreis einschaltet. Eine Feder schliesst

den Schalter bei der Stromunterbrechung wieder und schaltet so den Widerstand w wieder aus. Beim Anheben des Bremshebels geht hier also der volle Strom über K (Fig. 136a) durch die Wickelungen des Bremsmagneten B . Gegen Schluss des Hubes aber, wo der Magnet nicht mehr die volle Stromstärke braucht, um dieselbe Zugkraft wie zu Anfang zu äussern, wird der Strom durch den jetzt eingeschalteten Widerstand w nur teilweise in die Wickelungen des Bremsmagneten gelangen. Ein zweiter Widerstand w_1 ist der Wickelung dauernd vorgeschaltet, um die Selbstinduktion des Magneten beim Ausschalten aufzunehmen. OBERINGENIEUR ROSENBERG¹⁾ erzielt eine ähnliche Wirkung dadurch, dass er nur beim Einschalten des Motors die Wickelungen des Bremsmagneten an die volle Spannung legt, während sie nach dem Anlassen nur unter halber Spannung stehen und deshalb nur ein Viertel der Anlaufenergie verzehren.

Für Elektromagnete, die im Hauptstrom liegen, ist der vorerwähnte Umstand ohne Nachteil, da die Stromstärke hier nach dem Lüften der Bremse von selbst kleiner wird. Auch bei Drehstrommagneten bleibt die Stromstärke, die hier fast vollständig unabhängig von dem Widerstand der Solenoidspule ist, nicht konstant, sondern ändert ihre Grösse nach der jeweiligen Zugkraft, wie sie bei bestimmter Windungszahl der Zwischenraum zwischen Kern und Gegenstück liefert.

Das Drehmoment weiter, welches die nicht konstante Zugkraft eines Elektromagneten beim Lüften der Bremse auf deren Hebel hervorruft, wirkt durch seine Veränderlichkeit ungünstig auf die Magnetwickelungen und das Triebwerk ein.

Schuckert & Co. in Nürnberg begegnen diesem Übelstande, indem sie ihre Bremsmagnete mit einem Kniehebelwerk (D. R.-P. No. 116993) versehen, das durch seine während des Anhubes wechselnde Übersetzung ein annähernd konstantes Moment der veränderlichen Zugkraft auf den Bremshebel ergibt. Fig. 138 u. 139 des Textes zeigen die Ausführung. A ist der gusseiserne Topf, in dem sich die drei hintereinander geschalteten Magnetwickelungen W mit dem Cylinder B und einem Polstück befinden. Der Anker C , der um S drehbar ist, wird beim Lüften der Bremse oben in die Magnetwicklung hineingezogen, nach Unterbrechung des Stromes aber durch die Feder F wieder in die abgehobene Lage zurückgedreht. Er wirkt nicht direkt auf den Bremshebel ein, sondern ist durch die Stange L , den Winkelhebel K und eine weitere Stange mit demselben verbunden. Der Winkelhebel hat seinen Drehpunkt in S_2 , die zum Bremshebel führende Stange nimmt er mit dem Zapfen Z_1 in einem Schlitz auf, damit man den Hub des Bremshebelgewichtes Q (Fig. 139) bei konstanter Hubarbeit beliebig verändern kann. Obwohl nun die magnetische Zugkraft p , während der Anker in den Topf gezogen wird, schnell wächst, bleibt doch die Kraft q und damit auch das an dem Winkelhebel K angreifende Drehmoment annähernd konstant, weil mit wachsender Kraft p das Hebel-

verhältnis zwischen Last und magnetischer Zugkraft immer kleiner wird. Der Zapfen Z_2 wird durch einen excentrischen Bolzen gebildet, welcher eine Verlängerung der Stange L um einige Millimeter gestattet, um das Übersetzungsverhältnis bei angezogenem Deckel nach Bedarf etwas verändern zu können. Die vier Gelenke werden nur einseitig beansprucht, und deshalb dürfen die Zapfen Spielraum haben. Unter dem Deckel des Ankers sind zwei Anschlagstifte aus Messing angebracht,

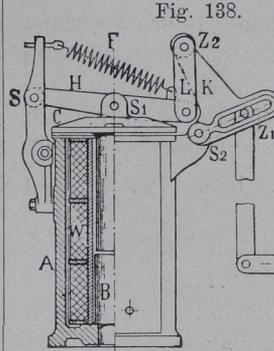


Fig. 138.

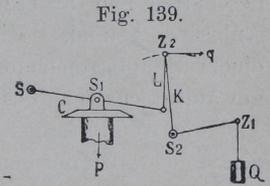


Fig. 139.

deren Länge so bemessen ist, dass bei vollständiger Ausnutzung der Hubarbeit ein Kleben des Deckels nach dem Ausschalten des Stromes verhindert wird.

Für Drehstrom bauen Schuckert & Co. kleine Drehstrommotoren mit Kurzschlussanker als Bremsmagnete. Auf der Achse derselben sitzt ein Ritzel, welches in ein darüber befindliches halbkreisförmiges, grösseres Zahnsegment eingreift. An dem letzteren befindet sich weiter die Kurbel, welche, in einem Schlitz verstellbar, den Zapfen der zum Bremshebel führenden Lasche aufnimmt. Beim Einschalten macht der Motor etwa 4 Umdrehungen und wird hierauf durch einen federnden Anschlag unter Strom festgehalten. Während dieser Umdrehungen dreht das Ritzel das Zahnsegment um ca. 90 Grad nach links oder rechts, je nachdem der Motor links oder rechts herum läuft, und zieht den Bremshebel hoch. Damit die in den Stäben des Kurzschlussankers entwickelte Wärme, welche während des Stillstandes des Motors bei hochgezogenem Bremshebel zu langsam abgeführt wird, die Magnetwickelungen nicht gefährdet, ist fast der ganze Widerstand des rotierenden Teiles auf eine von der Feldwicklung entfernte Stelle konzentriert; hier kann die vom Strom erzeugte Wärme frei ausstrahlen.

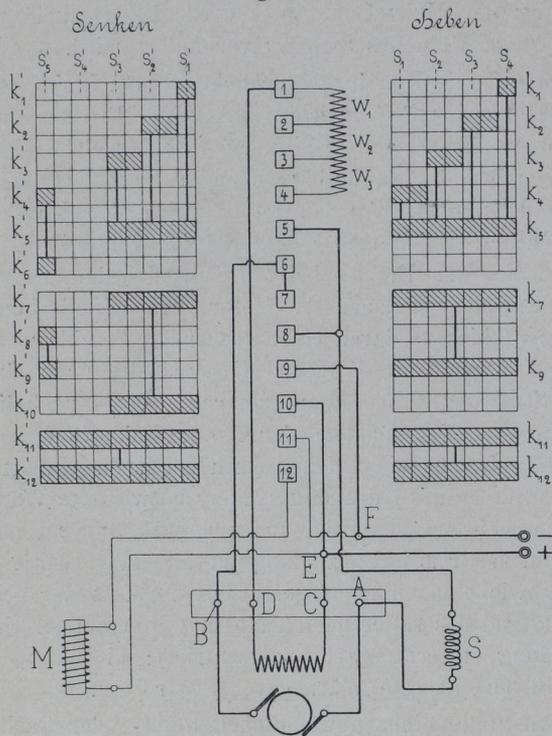
An Stelle einer gewöhnlichen Band- oder Backenbremse werden auch Sperrrad-Lüftbremsen für den Hubmotor benutzt. Da dieselben nur den Niedergang der Last sperren, den Hochgang derselben aber stets freigeben, so ist die elektromagnetische Lüftbremse dann nur beim Lastsenken zu lösen. Der Stromverbrauch für das Lüften der Bremse beschränkt sich also hier auf das Lastsenken. Bei sehr grossen Geschwindigkeiten werden aber solche Sperrrad-Lüftbremsen nur neben einer elektrischen Nachlaufbremse verwendet, da man sonst die Last beim Heben oft nicht schnell genug zur Ruhe bringen oder nicht genau einstellen kann. Auch bieten Sperrrad-Lüftbremsen für den Hubmotor die Möglichkeit,

1) S. „Zeitschrift für Elektrotechnik“, Jahrgang 1902, Heft 29.

kleine Lasten, welche sonst entsprechend schneller als schwere vom Hauptstrommotor gehoben werden, langsam hochgehen zu lassen. Es ist dies natürlich nur durch Vorschalten eines reichlichen Widerstandes in den Anfangsstellungen des Anlassers möglich, sollen Stromstöße auf das Netz vermieden werden. Schwere Lasten würden dann aber in den Anfangsstellungen den Motor rückwärts treiben, wenn dies eben nicht durch die Sperrradbremse verhütet würde.

Von den **rein elektrischen Bremsen** ist zunächst die sogenannte Kurzschlussbremse zu nennen. Bei ihr wird der Motor während des Lastsenkens vom Netz geschaltet und arbeitet als Dynamo auf den eigenen Anlasswiderstand. Fig. 140 des Textes giebt die bei einem Hauptstrommotor für eine solche Bremsung meist gewählte Schaltung des Kontrollers. 1, 2, 3 11, 12 sind die Kontaktfinger (s. S. 113), welche beim Drehen der Steuerwalze mit den in der Abwicklung dargestellten Kontaktstücken k_1, k_2, \dots bzw. k'_1, k'_2, \dots in Berührung kommen. Die starken Verbindungslinien zwischen diesen Stücken deuten die im Innern der Walze angeordneten

Fig. 140.



Stromleitungen an, welche durch Kontaktschrauben mit den der Walze aufgesetzten Kontaktstücken in Verbindung stehen. Die in der Figur dargestellte Lage der Kontaktstücke bzw. des abgewickelten Walzenumfangs entspricht dem Stillstande des Motors, wo der Strom ausgeschaltet ist und die Last durch die im Nebenschluss liegende, geschlossene Lüftbremse gehalten wird. Beim Heben der Last kommen die rechts, beim Senken die links angegebenen Kontaktstücke mit den Kontaktfingern in Berührung; in beiden Fällen wird aber stets die Lüftbremse gelöst, indem der Nebenstrom von E durch den

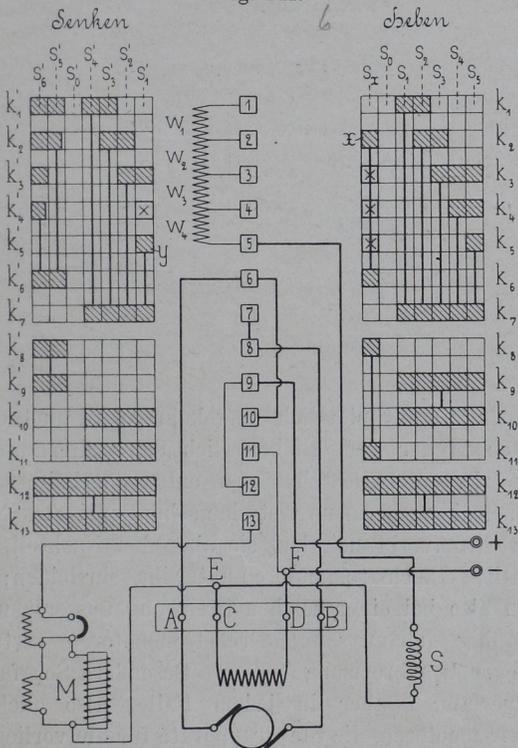
Bremsmagneten M über 12, die Kontaktstücke k_{12}, k_{11} bzw. k_{12}', k_{11}' nach 11 und F in die Hauptleitung zurückgeht. Bei der Hubstellung s_1 weiter ist der Stromlauf der folgende: +, E, C, durch die Feldwicklung, D, über 1 durch die sämtlichen Anlasswiderstände nach 4, über k_4, k_5 nach 5, durch die Bläterspule S nach A, durch den Motoranker nach B und 6, 7, über $k_7, k_8, 9$ nach F in die — Leitung zurück. Bei den nächsten Hubstellungen s_2, s_3 und s_4 wird der Reihe nach der Widerstand w_3, w_2 bzw. w_1 ausgeschaltet, indem der in der angegebenen Weise verlaufende Strom nun nicht mehr über 4, sondern über 3, 2 bzw. 1 nach 5 geht. Bei der Schlussstellung s_4 ist also der ganze Widerstand ausgeschaltet. Für die Senk- und Bremsstellungen s'_1 bis s'_8 ist der Motor bei 9 vom Netz getrennt, da diesem Finger für die genannten Stellungen kein Kontaktstück gegeben ist. Der Motor ist jetzt kurz geschlossen und wird von der heruntergehenden Last als Dynamo angetrieben, dabei einen in sich verlaufenden Strom von der folgenden Richtung erzeugend: C, Feldwicklung, D, über 1, k'_1, k'_5 nach 5, durch die Bläterspule S nach A, durch den Anker über B, 6, 7, $k'_7, k'_{10}, 10$, E nach C zurück. Das Moment der elektromotorischen Kraft, welche der fragliche Strom erzeugt, ist im Verein mit dem Moment der sonstigen Widerstände dem Lastmomente gleich. In der Stellung s'_1 geht die Last nur ganz langsam nieder, da kein Widerstand in den Stromkreis geschaltet ist. Dies geschieht erst in den Stellungen s'_2 und s'_8 , wo w_1 bzw. $w_1 + w_2$ den Stromdurchgang erschweren. Die dann zur Stromerzeugung nötige Steigerung der elektromotorischen Kraft kann nur durch entsprechende Steigerung der Senkgeschwindigkeit der Last, also durch schnelleres Senken erzielt werden. Die Einschaltung der Widerstände hat also hier eine Zunahme der Senkgeschwindigkeit zur Folge. Die Stellung s'_1 dient zum Senken der schwersten Lasten, diejenige s'_8 für entsprechend leichtere. In der Stellung s'_4 ist der Motor ganz vom Netz getrennt und nur die Lüftbremse geöffnet. Geht bei dieser Stellung die Last noch nicht von selbst herunter, so wird derselben in der folgenden Stellung s'_5 ein schwacher Stromstoß aus dem Netz gegeben, der von + über E, C, die Feldwicklung, D nach 1, dann durch die Widerstände w_1 bis w_3 über 4, $k'_4, k'_6, 6$, B, den Anker, A, die Bläterspule S nach 8, und endlich über $k'_8, k'_9, 9$, F nach — geht. Zu beachten ist, dass bei der Kurzschlussbremsung die Feldwicklung des Motors bei allen Stellungen des Controllerhebels immer in derselben Richtung vom Strom durchlaufen wird, da sonst der remanente Magnetismus der Magnete vernichtet und diese unpolarisirt werden.

Die vorstehende Bremschaltung hat den Nachteil, dass die Bremswirkung erst dann eintritt, wenn der Motor als Dynamo erregt ist. Hierzu muss er aber eine gewisse Umdrehungszahl besitzen, und solange er diese nicht erreicht hat, geht die Last frei herunter. Dieser Übelstand macht ein langsames Senken auf kurze Strecken unmöglich. Deshalb giebt man dem Hauptstrommotor wohl bisweilen eine zusätzliche Nebenschlusswicklung,

die mit dem Magneten der Lüftbremse in demselben Stromkreise liegt. Die Magnete des Motorankers sind dann bei dessen Schaltung als Dynamo von vorneherein erregt, und die Bremswirkung tritt sofort ein. Die Nebenschlusswicklung, welche zwar wenig Strom verzehrt, immerhin aber die Eigenschaften des Hauptstrommotors beeinflusst, lässt man mit Rücksicht auf die Induktionswirkung, welche sie beim jedesmaligen Ausschalten hervorruft, während kleiner Pausen am Netz liegen und schaltet sie nur während längerer Betriebsunterbrechungen ab. Häufiger findet man in neuerer Zeit zur Vermeidung des oben genannten Übelstandes der einfachen Kurzschlussbremse die Feldwicklung des Motors bei der ersten oder sogar allen Bremsstellungen direkt ans Netz gelegt und den Hauptstrommotor zu einem Nebenschlussmotor umgeschaltet. Da der letztere, sobald er eine gewisse, die sogenannte kritische, Umdrehungszahl erreicht hat und seine elektromotorische Gegenkraft die Klemmenspannung übersteigt, ohne weiteres als Dynamo arbeitet, so wird er beim Anlauf für das Senken, wo ihn die niedergehende Last und ausserdem noch der Netzstrom als Motor antreibt, sehr schnell zum Dynamo und also auch sogleich seine Bremswirkung auf die Last äussern.

In Fig. 141 des Textes ist das Schaltschema eines Kontrollers mit einer solchen neueren Bremschaltung

Fig. 141.



dargestellt. Dieselbe wird von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Ehrenfeld-Köln ausgeführt. Der Bremsmagnet M der Lüftbremse liegt auch hier im Nebenschluss, der für alle Hubstellungen die Bremse lüftet und, von dem mit der + Leitung in Verbindung stehenden Finger 9 abzweigend, über 12, k_{12} , k_{18} (bezw. k_{12}' , k_{18}'), 13, durch M nach E geht, welcher

Punkt durch C, die Feldwicklung, D, F mit der — Leitung in Verbindung steht. Die Hubstellungen s_1 bis s_5 bieten ferner gegenüber der Anordnung in Fig. 140 auf S. 190 nichts neues. Der Strom verläuft z. B. für die Stellung s_1 von + über 9, k_9 , k_{10} , 10 nach 6, geht von hier über A, den Motoranker, B, 8, 7, k_7 , k_1 nach 1, durchströmt die sämtlichen Widerstände w_1 bis w_4 und gelangt von 5 durch die Bläerspule S, E, C, die Magnetwicklung, D, F zur — Leitung zurück. In den Stellungen $s_2, s_3 \dots$ werden der Reihe nach die Widerstände $w_1, w_2 \dots$ ausgeschaltet, bis dass der Hauptstrommotor schliesslich bei der Stellung s_5 ganz ohne Vorschaltwiderstand arbeitet. Neu sind für die Hubseite der Controllerwalze hier die Aus- bzw. Nachlauf-Schaltstellungen s_0 und s_x . Die erstere gestattet ein vollständiges Auslaufen durch die Energie der nach dem Abstellen des Motors zu Ende der Hubperiode noch in Bewegung befindlichen Massen, da bei ihr der Motor ganz vom Netz abgeschaltet und nur die Bremse gelüftet ist. Bei der Stellung s_x dagegen wird die Auslaufperiode verkürzt, indem der noch immer bei 9 vom Netz getrennte Motor nun durch die auslaufenden Massen als Dynamo in der bisherigen Drehrichtung weiter angetrieben wird und dabei auf den eigenen Widerstand arbeitet. Der erzeugte Strom verläuft hierbei entgegengesetzt wie früher im Motoranker, nämlich von diesem über A, 6, k_6 nach dem Kontaktstück x und dem Finger 2, von dort durch die Widerstände w_2 bis w_4 über 5 durch die Bläerspule S nach E, und weiter über C, die Feldwicklung, D, F, 11, k_{11} , k_8 , 8, B nach dem Anker zurück. Durch Versetzen des Kontaktstückes x auf eines der darunter befindlichen, mit X bezeichneten Felder können erforderlichen Falles, wenn der Kran z. B. zu Montagen benützt wird, auch noch die Widerstände w_2, w_3 und sogar alle Widerstände für die genannte Nachlaufstellung ausgeschaltet und so die Lasten gegen Ende des Hubes fast augenblicklich nach Abstellung des Motors angehalten werden.

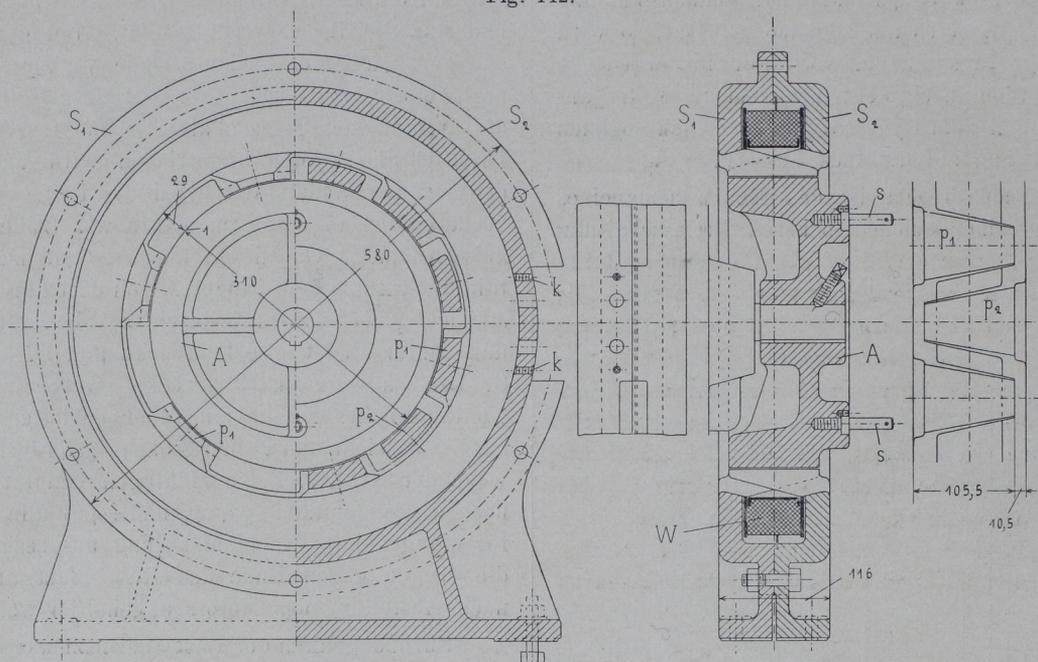
Für das Senken der Last dienen zunächst die Schaltstellungen s'_1 bis s'_4 , und zwar die erste für die schwersten Lasten, die folgenden für entsprechend leichtere. Die Magnetwicklung des Motors, der nun als Nebenschlussmotor oder nach der Erreichung der kritischen Umdrehungszahl als Nebenschlussdynamo arbeitet, liegt direkt am Netz. Der Ankerstrom, der vom Netz an den Motor bzw. vom Dynamo an das Netz abgegeben wird, verläuft dabei von + über 9, 12, k_{12} , k_{18} , 13, durch den Bremsmagnet M nach E, dann durch die Bläerspule S über 5, y, k_7 , 7, 8, B, den Motoranker, A nach 6, und schliesslich von hier über 10, k_{10}' , k_{11}' , 11 und F in die — Leitung zurück. Der Strom für die Magnetwicklung zweigt von E ab und geht über C, D nach F. Während des Senkens unterstützen sich dabei der Nebenschlussmotor und Nebenschlussdynamo in der Weise, dass sofort, wenn die Wirkung des letzteren nachlässt und zum Schliessen der Bremse führt, der erstere wieder in Thätigkeit tritt und durch den dem Netz entnommenen Strom die Bremse wieder lüftet. Das Kontaktstück y kann auch hier auf das darüberliegende gekreuzte

Feld gesetzt und so der Widerstand w_4 behufs Erhöhung der Senkgeschwindigkeit schwerer Lasten eingeschaltet werden. Für die Schaltstellungen s_3' , s_8' und s_4' wird dasselbe bei entsprechend leichteren Lasten durch das allmähliche Vorschalten der weiteren Widerstände w_8 , w_2 und w_1 erreicht. Die Stellung s_0' trennt den Motor wieder ganz vom Netz und lüftet nur die Bremse. Lasten, welche dann noch nicht von selbst heruntergehen, werden bei den Schaltstellungen s_5' und s_6' durch den Motor heruntergelassen, der nun aber wieder als Hauptstrommotor arbeitet und einen Strom empfängt, der von + über 9, k_0' , k_8' , 8, B, den Motoranker, A, 6, k_6' , k_2' , 2, durch die Widerstände w_2 bis w_4 , 5, die Bläterspule S, E, C, die Feldwicklung, F nach — geht; der Bremsmagnet liegt wie beim Heben im Nebenschluss. Bei der Stellung s_6' bleibt nur noch der Widerstand w_4 eingeschaltet.

die normale Umdrehungszahl des Motors und wird durch Vorschalten von Widerständen nur noch vergrößert. Eine Verminderung der Senkgeschwindigkeit ist also hier ohne weiteres nicht zu erzielen, sondern kann nur durch künstliche Belastung während des Senkens ermöglicht werden. Zur Einleitung der Senkbewegung wird der Drehstrommotor einfach auf Rückwärtslauf geschaltet. Bei Lasten, welche die Nebenhindernisse des Triebwerks und Motors überwinden, wird derselbe dann unter dem Lastantrieb bald zum Dynamo, der Strom ins Netz liefert, bei kleineren Lasten dagegen, welche das Triebwerk nicht durchziehen, arbeitet er als Motor auch beim Senken. Nach dem Abstellen des letzteren hält eine elektromagnetische Lüftbremse die Last schwebend.

Eine weitere rein elektrische Bremsung ist die durch Gegenstrom, bei welcher die Drehrichtung des noch

Fig. 142.



Als Vorteile der rein elektrischen Bremsen an Hauptstrommotoren sind zu nennen: die durch Fortfall jedes Mechanismus und durch blosse Einfügung entsprechender Schaltstellungen auf dem Controller erzielte Einfachheit, ferner der fast vollständig aufgehobene Stromverbrauch für das Senken, und endlich die Verhütung des Durchgehens der Last durch den Nebenschlussmotor bezw. -dynamo während der Senkstellung s_1' bis s_4' . Andererseits verlangen die vorliegenden Bremsen gut eingeschulte Kranführer und sorgfältige Wartung.

Bei Drehstrommotoren ist die Kurzschlussbremse nicht anwendbar. Diese Motoren besitzen aber wie die Nebenschlussmotoren die Eigenschaft, beim Antriebe durch die niedergehende Last und bei Überschreitung einer gewissen Umdrehungszahl, bei welcher die Schlüpfung Null wird, ohne weiteres als Dynamo zu arbeiten. Die Umdrehungszahl, die auch dann an eine obere Grenze gebunden ist und also die Maschine nicht durchgehen lässt, steigt aber als Dynamo um die doppelte Schlüpfung über

laufenden Motors plötzlich umgekehrt wird und dieser also den in der anfänglichen Richtung weiterlaufenden Triebwerks- und Gestellmassen entgegenarbeitet. Die Wirkung dieser Bremsung ist eine sehr energische. Neben hohem Stromverbrauch hat sie aber den Nachteil, dass namentlich Gleichstrommotoren unter ihr sehr leiden; diese müssen also bei einer solchen Bremsung äusserst widerstandsfähig gebaut sein. Drehstrommotoren vertragen die Gegenstrombremse besser. Besondere Sorgfalt im Bau verlangen aber in jedem Falle, also auch bei Drehstrommotoren, die Steuerapparate für die vorliegende Bremsung, wenn schädliche Funken vermieden werden sollen. Gegenstrombremse wird seltener beim Lastsenken als beim Fahren benutzt.

Eine dritte Art elektrischer Bremsen bilden die Wirbelstrombremsen. Fig. 142 des Textes zeigt die Ausführung derselben an einem Modell von Gebr. Körting in Körtingsdorf vor Hannover. Es besteht aus einem feststehenden Elektromagneten und einem rotierenden

Anker. Das Magnetsystem wird durch zwei Scheiben S_1, S_2 gebildet, welche die Magnetwicklung W zwischen sich haben und mit abwechselnd ineinander greifenden zungenförmigen Magnetpolen p_1, p_2 versehen sind. Der Anker A sitzt fest auf der Motor- oder Triebwerkswelle. Wird Strom durch die Magnetwicklung geleitet, so werden die Magnetpole erregt, und in dem innerhalb derselben rotierenden Anker entstehen sogenannte Wirbelströme. Diese üben, da die zu ihrer Erzeugung nötige Arbeit vom Motor oder der sinkenden Last verrichtet werden muss, eine hemmende oder bremsende Wirkung auf die Welle aus, die mit der Stärke der Erregung und der Umdrehungszahl zunimmt. Die Öffnungen k, k dienen zur Befestigung des Klemmbrettes.

Die Wirbelstrombremsen bilden nach Rosenberg¹⁾ ein wertvolles Bremsmittel für Giessereikrane. Beim Heben von Pfannen mit flüssigem Eisen, sowie beim Herausheben der Modelle aus den Formen gestatten sie eine äusserst präzise und sanfte Bewegung. Es ist zweckmässig, die Erregung der Bremse vom Kontroller zu trennen und dieselbe entweder durch einen Fuss- oder Handausschalter zu bedienen. Man hat es dann in der Hand, die Bremse nach Bedarf entweder nach Abschalten oder auch noch bei eingeschaltetem Motor zu erregen, und insbesondere das letztere gestattet, wenn der Kontrollerhebel des Motors auf einer der Widerstandsstufen steht, eine ungemein vorsichtige Bewegung, wie sie mit einer anderen Bremsung nicht zu erzielen ist. Ebenso sanft gestaltet sich das Anfahren, wenn man vor Stellen des Anlassers auf die erste Stufe die Bremse erregt. Das Anlaufen wird nicht gehindert, wie es bei einer mechanischen Bremse geschehen würde, weil das Drehmoment hier von der Tourenzahl selber abhängt und bei geringer Tourenzahl niedriger als bei hoher ist. Für das Senken der Last unter Benutzung des Eigengewichtes leistet die Bremse selbstverständlich die gleichen Dienste.

5. Elektrische Ausrüstung.

Die **Motoren** der vorliegenden Krane sind Haupt- oder Drehstrommotoren. Hauptstrommotoren besitzen neben einem grossen Anzugsmoment die schätzenswerte Eigenschaft, ihre Umdrehungszahl mit abnehmender Last selbstthätig zu steigern, leichte Lasten also schneller zu heben als schwere (der leere Haken geht 2- bis 4mal so schnell hoch als die Maximallast). Diese Eigenschaft kommt der Leistungsfähigkeit des Kranes, namentlich bei angespanntem Betriebe und grossen Hubhöhen, zu gut, zumal auch die bei Gleichstrom mögliche Kurzschlussbremse nicht nur eine entsprechende Steigerung der Senkgeschwindigkeit, sondern auch eine passende Regulierung derselben ermöglicht. Drehstrommotoren stehen den Hauptstrommotoren hinsichtlich des Anzugmomentes nicht nach, dagegen sind die Geschwindigkeiten, mit denen der leere Haken und die grösste Last gehoben werden, nur wenig voneinander verschieden. Auch ist eine zweckmässige Bremsung für die niedergehende Last bei ihnen nur umständlich zu erzielen. Drehstrommotoren

können deshalb bei angespanntem Betriebe und grossen Hubhöhen der Krane die gleiche Leistungsfähigkeit wie Gleichstrommotoren nur dann erreichen, wenn sie die Maximallast mit grösserer Geschwindigkeit als diese heben. Für geringe Hubhöhen und unterbrochenen Betrieb dagegen sind Drehstrommotoren den Gleichstrommotoren in dieser Hinsicht gleichwertig. Andererseits gewähren Drehstrommotoren von selbst eine Sicherheit gegen das Durchgehen, und Überschreitungen einer höchsten Umdrehungszahl bzw. Lastgeschwindigkeit sind bei ihnen sowohl beim Heben als auch beim Senken vollständig ausgeschlossen. Dies lässt die Drehstrommotoren namentlich für solche Laufkrane angezeigt erscheinen, die mit grosser Geschwindigkeit eine kleine Bahn zu befahren haben, weil der Wärter die nahezu gleichbleibende Geschwindigkeit der Last dann leichter von vorneherein zu schätzen vermag und darnach seine Schalt- und Bremsrichtungen besser einstellen kann. Schliesslich sind für Gleichstrommotoren weniger Leitungen erforderlich, während Drehstrommotoren, wie auf S. 21 angeführt, weniger Wartung verlangen.

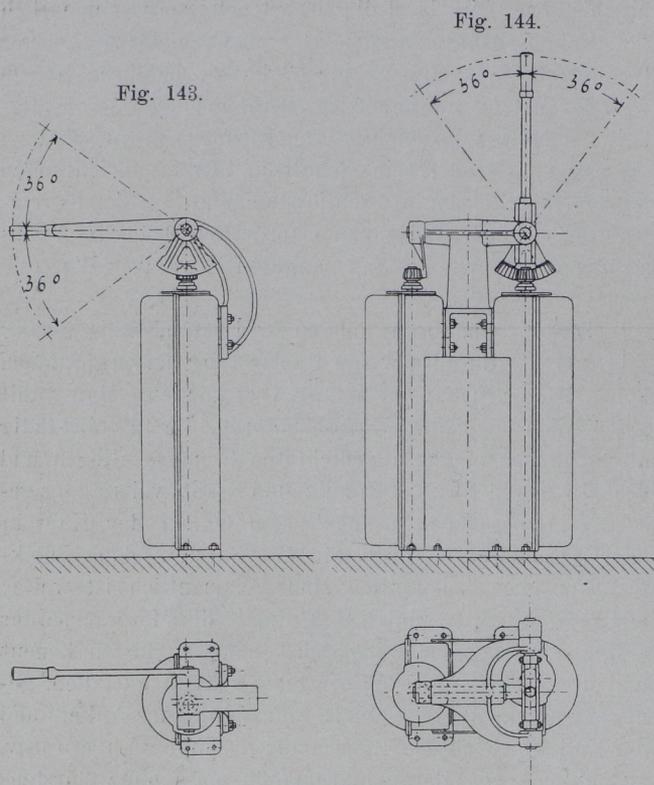
Die Kranmotoren müssen widerstandsfähig genug sein, um die durch etwaige Überlastung hervorgerufenen hohen Beanspruchungen ertragen zu können. Man wählt gewöhnlich sogenannte Kapselmaschinen, die in vollständig abgeschlossenen, gut abgedichteten Gehäusen liegen und deshalb gegen Nässe, Schmutz und Staub vollständig geschützt, trotzdem aber nach dem Öffnen der Kapseln oder besonderer Klappen für die Bürsten, den Kollektor usw. leicht zugänglich sind. Namentlich ist weiter auf gedrängten, schmalen Bau, damit die Motorachse der ersten Vorgelegewelle möglichst nahe zu liegen kommt und die Räder des ersten Vorgeleges klein ausfallen, genügend starke Wellen, solide Befestigung des Ankers und der Kollektorbüchsen, Ringschmierung in den Lagern usw. zu achten. Die Bewegungsumkehr muss ohne Bürsterverschiebung möglich sein, Funken am Kollektor sind auch bei den stärksten Beanspruchungen durch Kohlenbürsten zu vermeiden. Bei Drehstrom erhalten die Hubmotoren immer Schleifringanker, die Fahrmotoren nur bei weniger als 5 PS Kurzschlussanker.

Über die Grösse der Motoren wurde schon auf S. 181 das Erforderliche gesagt. Vielfach wählt man jetzt langsamlaufende Motoren, welche durch die kleinere Übersetzung des Vorgeleges und die niedrigere Umdrehungszahl ihres Ankers geringere Massen- und Reibungswiderstände verursachen. Sie stellen sich allerdings im Preise, Gewicht und Raumbedürfnis etwas höher als schnelllaufende Motoren, haben auch für gewöhnlich etwas niedrigeren Wirkungsgrad.

Zum **Umkehren des Stromes, Anlassen und Regulieren** der Hauptstrommotoren dienen allgemein Steuerwalzen oder Kontroller, deren allgemeine Einrichtung schon auf S. 113 angegeben wurde. Sie besitzen entweder wirkliche Eisenwalzen mit aufgesetzten Kontakten, oder besser Walzen, die aus mehreren isolierten Ringen mit aufgesetzten Kontaktstücken bestehen; die letzteren sind dann noch besonders in der erforderlichen

1) S. Zeitsch. f. Elektrotechn., Jahrgang 1902, Heft 29.

Weise untereinander verbunden. Die Steuerwalzen für das Quer- und Längsfahren erhalten vielfach die gleichen Abwickelungen nach beiden Seiten, und zwar je 4 bis 7 Fahrstellungen, sowie gegebenen Falles auch noch 1 Bremsstellung zum Anhalten. Bei den Hubwalzen ist dies mit je 5 bis 8 Stufen aber nur dann der Fall, wenn keine elektrische Bremsung mit 4 bis 6 Stufen und 2 für das Senken mit Strom vorgesehen ist. Von den verschiedenen Ausführungen der Kontroller sind namentlich diejenigen der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin bekannt geworden. Fig. 143 des Textes zeigt den Hub-



kontroller derselben. Die senkrechte Walze wird durch einen in der Ruhelage horizontalen Hebel, den der Kranführer mit der linken Hand erfasst, vermittelt eines Zahnradpaars behufs Verkleinerung des Hebelausschlages bewegt. Das Drehen des Hebels nach oben hat Heben, nach unten Senken der Last zur Folge. Die beiden Kontroller für das Quer- und Längsfahren (Fig. 144 des Textes) sind durch die Universalsteuerung von Essberger-Geyer (D. R.-P.) vereinigt. Die beiden vertikalen Steuerwalzen werden dabei durch einen einzigen, in der Ruhelage senkrecht nach oben gerichteten Hebel bewegt und sind zu diesem Zwecke durch Zahnräder zur Verkleinerung des Hebelausschlages mit zwei horizontalen Wellen verbunden, die wieder durch ein Kugelgelenk von dem erwähnten Hebel gedreht werden können. Dreht der Führer den Hebel, den er in der rechten Hand hält, nach vorne, hinten, zur Seite nach links oder rechts, so wird die Last durch die Winde oder das Krangestell immer in dem gleichen Sinne bewegt. Der Führer hat also die beiden Hebel immer in derjenigen Richtung zu drehen, in welcher die Last gehen soll. Durch diese gleichsinnige oder sogenannte sympathische Bewegung von nur zwei Hebeln

wird nicht nur die Steuerung des Kranes wesentlich erleichtert und vereinfacht, sondern auch Verwechslungen beim Steuern vorgebeugt. Von anderer Seite wird indes auf eine sympathische Bewegung der Hebel verzichtet, weil der eingewöhnte Wärter die Handgriffe zum Steuern so sicher im Gefühl hat, dass Irrtümer ausgeschlossen sind. Die Kontroller werden meistens auf dem Boden des Führerkorbes (s. Fig. 1, Taf. 23) so gestellt, dass der Wärter, den Blick auf die Last gerichtet, die Hebel links und rechts neben oder vor sich hat. Sonst findet man auch wohl die Anlasser quer über dem Führer und die Hebel zu beiden Seiten herunterhängend angeordnet. Entsprechend ist die Anordnung der Kontroller bei Bedienung von unten, nur dass die Walzen hier durch Räder und Kettenzüge gedreht werden. Eine Feder mit entsprechender Vorrichtung muss die Walzen dann stets aber wieder in die Anfangs- und Ruhelage zurücktreiben. Alle Kontroller erhalten endlich magnetische Funkenlöcher. Für grössere Leistungen und angestregten Betrieb verwenden Schuckert & Co. in Nürnberg keine Steuerwalzen mehr, sondern besondere Apparate mit Kohlenkontakten. Bei allen Anlassern muss der Hebelausschlag leicht und sicher erfolgen können. Zum Festhalten der Hebel in der Mittellage sind Schnapp- oder andere Vorrichtungen vorzusehen. Übersaltungen müssen durch geeignete Mittel verhindert werden. Die Widerstände zum Anlassen und Vorschalten werden entweder getrennt von den Anlassern im Führerkorbe oder auf der Bühne untergebracht und mit diesen durch isolierte Kabel verbunden, oder sie werden den Anlassern unter- oder angebaut. Auf genügende Abstufung der Widerstände ist stets Bedacht zu nehmen. Gegen mechanische Erschütterungen und daraus folgende Berührungen müssen die Widerstände natürlich gesichert sein. Sie sind endlich so reichlich zu bemessen, dass sie den grössten Strom ohne zu starke Erhitzung genügend lange ertragen können.

Fig. 145 des Textes giebt das Schaltschema des elektrischen Dreimotorenkranes auf Taf. 23 nach Angaben der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. K_1 , K_2 , K_3 sind die drei Kontroller für den Hub-, Quer- bzw. Längsfahrmotor. Die Finger der Kontroller sind mit 1, 2, 3 . . . 10, 11, die abgewickelten Kontaktstücke mit k_1 , k_2 bzw. k_1' , k_2' . . . bezeichnet und die zuletzt genannten Bezeichnungen nur beim Hubkontroller eingetragen. Der Strom wird durch zwei Kontaktrollen den beiden Hauptleitungen $+$ und $-$, welche als blanke Kupferdrähte parallel zur Bahn des Krangestelles gespannt sind, entnommen und zu der Schalttafel im Führerkorbe geleitet. Er durchfliesst dabei das Amperemeter a , den doppelpoligen Ausschalter c und die Bleisicherungen b_1 . Von der $+$ Schiene d_1 der Schalttafel gehen weiter unter Einschaltung nochmaliger Bleisicherungen b_2 die drei Leitungen I, II, III zu dem Finger 1 der drei Kontroller. An die Finger 2, 3 und 5 dieser letzteren schliessen wieder je drei Leitungen an, von denen diejenigen des Hub- und Querfahrkontrollers K_1 bzw. K_2 zu den 6 blanken Kupferdrähten s_1 bis s_6 an den Haupt-

trägern der Kranbühne führen, um den Strom durch Schleifkontakte an den Hub- und Querfahrmotor überzuleiten, während diejenigen des Kontrollers K_3 direkt zu dem in der Mitte der Kranbühne fest aufgestellten Längsfahrmotor gehen. Als Rückleitung des Stromes dient für die beiden Motoren der Laufwinde nur ein einziger Draht s_7 , der durch IV und die Bleisicherung b_2 mit der — Schiene d_2 verbunden ist. Die Rückleitung des Längsfahrmotors liegt wieder fest und wird durch den Draht V gebildet, der ebenso wie der vorige nach d_2 gelegt ist.

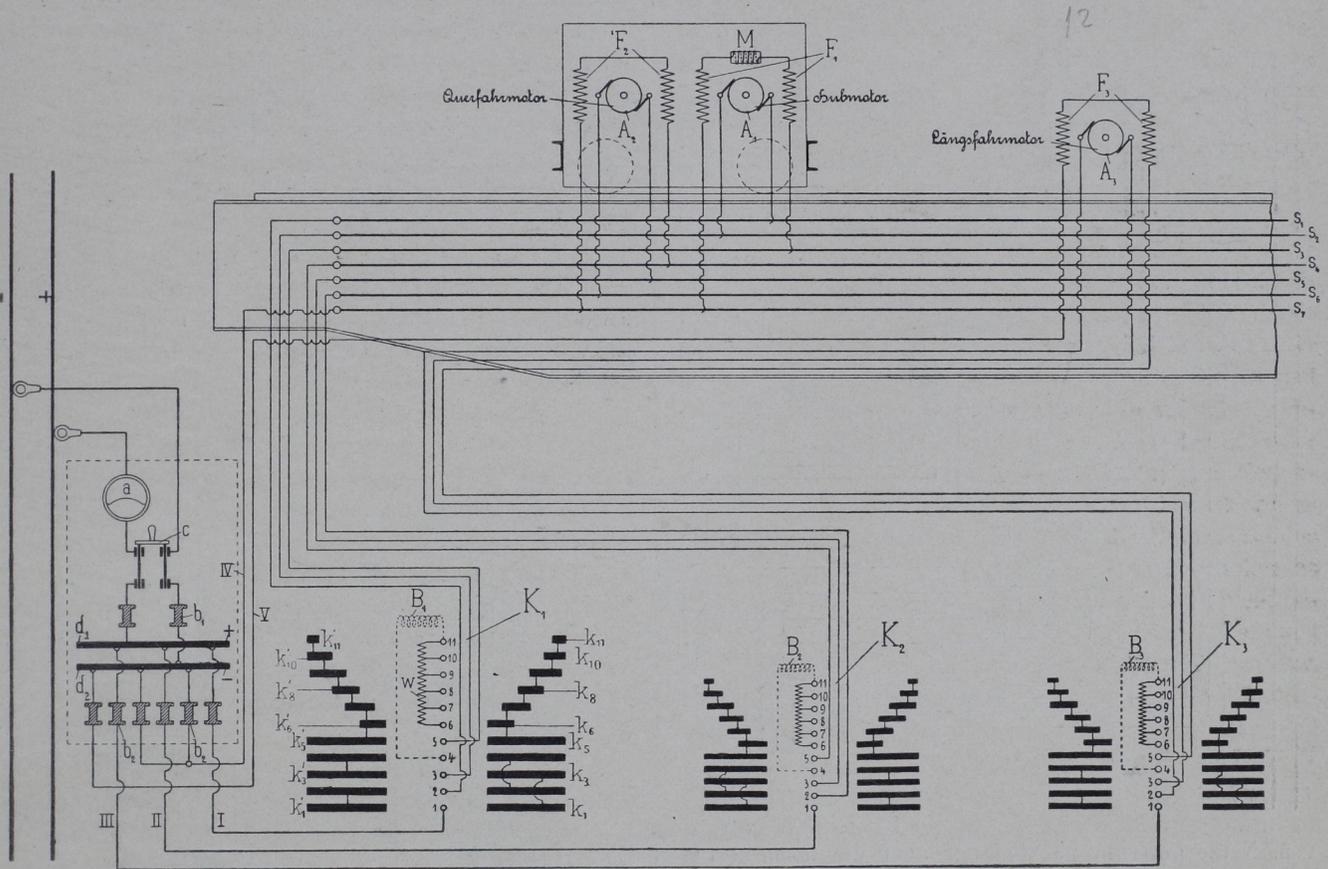
Der Weg des Stromes ist nun z. B. für den Hub-

der — Schiene d_2 in Verbindung steht. Werden dagegen die linken Kontaktstücke des Kontrollers über die Finger geschoben, so ändert sich nur die Stromrichtung im Anker A_1 , denn der Strom geht nun, entgegen dem vorigen Falle, von 1 über k_1' , k_2' nach 2, von hier durch s_1 , den Anker, s_2 , 3, k_3 , k_4' nach 4, um dann den oben angegebenen Weg wieder zu nehmen. Durch die weiteren Schaltstellungen werden nach und nach die einzelnen Widerstände ausgeschaltet.

In ähnlicher Weise ergibt sich der Stromverlauf für die beiden Fahrmotoren.

In Fig. 146 auf S. 196 ist weiter das Schaltschema

Fig. 145.



motor der folgende. Er geht von der + Schiene d_1 durch I zum Finger 1 des Kontrollers K_1 und von hier, wenn die rechten Kontaktstücke über den Fingern stehen, über k_1 , k_3 , 3 zum Leitungsdraht s_2 . Der Schleifkontakt dieses Drahtes leitet den Strom durch den Anker A_1 , von dem er wieder durch einen anderen Schleifkontakt zum Drahte s_1 läuft. Das linke Ende dieses Drahtes steht mit dem Finger 2 des Kontrollers in Verbindung, so dass nun der Strom seinen Weg über k_2 , k_4 , 4, durch die Bläerspule B_1 und bei der ersten Schaltstellung durch die sämtlichen Widerstände w nach 6 nimmt, um dann über k_6 , k_5 nach 5 zu treten. Die an diesen Finger schliessende Leitung führt den Strom nach dem Drahte s_3 , dessen Schleifkontakt ihn durch die Magnetwicklung F_1 und den Bremsmagneten M zum Leitungsdraht s_7 schickt, der, wie oben angegeben, durch die Leitung IV mit

für einen elektrischen Laufkran dargestellt, wie es die Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Ehrenfeld-Köln zur Ausführung bringt. Das Schaltschema für den Hubkontroller dieses Kranes wurde schon in Fig. 141 auf S. 191 wiedergegeben, Fig. 147 zeigt weiter dasjenige für den Längsfahrkontroller, das demjenigen für den Querfahrkontroller völlig gleich ist.

In Fig. 147 zunächst ist die Steuerwalze, den beiden Fahrrichtungen entsprechend, auf beiden Seiten mit entsprechenden Kontaktstücken versehen. Für die erste Schaltstellung s_1 in der einen Fahrrichtung verläuft der Strom, von + ausgehend, über 9, k_9 , k_8 , 8 nach A, dann durch den Motoranker über B, 10, 1, k_1 , k_2 , 2, wo er in die Widerstände w_1 bis w_4 tritt. Nach Verlassen derselben geht er von 6 durch die Bläerspule S, über C durch die Magnetwicklung nach D und von hier über F_1 , in

die — Leitung zurück. Bei der entsprechenden Stellung s_1' wird der Ankerstrom und die Fahrrichtung umgekehrt, denn der Strom verläuft nun von + über 9, k_9' , k_{10}' nach 10 und von dort über B durch den Motoranker nach A und 8, um dann über 7, k_7' , k_2' nach 2 überzutreten und nun wieder die frühere Richtung zu nehmen. Bei den weiteren Schaltstellungen $s_2, s_3 \dots$ bzw. $s_2', s_3' \dots$ kommen nach und nach die Widerstände $w_2, w_3 \dots$ zur Ausschaltung. Am Ende einer Fahrbewegung wird der Hebel in die Auslaufstellung s_0 bzw. s_0' gebracht, wo der Motor vom Netze getrennt ist und die noch in Bewegung befindlichen Massen auslaufen können. Zur Verkürzung der Auslaufperiode dient die Nachlaufstellung s_x bzw. s_x' , bei der der Motor ebenfalls bei 9

die mit den Fingern 9 der drei Controller K_1 bis K_3 in Verbindung steht, wie dies ja auch in Fig. 141 und 147 angegeben ist. Das Gleiche ist bei den Fingern 11 der Fall, die in den beiden letztgenannten Figuren mit der — Leitung in Verbindung stehen und in Fig. 146 demgemäss alle mit einer Querleitung L_2 verbunden sind, welche den Strom durch die Leitung II und eine Kontaktrolle zur — Hauptleitung zurückführt. Bei dem Hubkontroller in Fig. 141 ist weiter 6 mit A, 8 mit B, F mit D, 13 mit dem Bremsmagnet M, dieser und die Bläterspule S mit E verbunden. Ebenso steht in Fig. 146 von den Fingern des Controllers K_1 6 durch l_3 und s_7 mit A, 8 durch l_1 und s_5 mit B, 13 durch l_4 und s_8 mit dem Bremsmagneten M, dieser mit E, E durch s_6 und l_2 mit

Fig. 146.

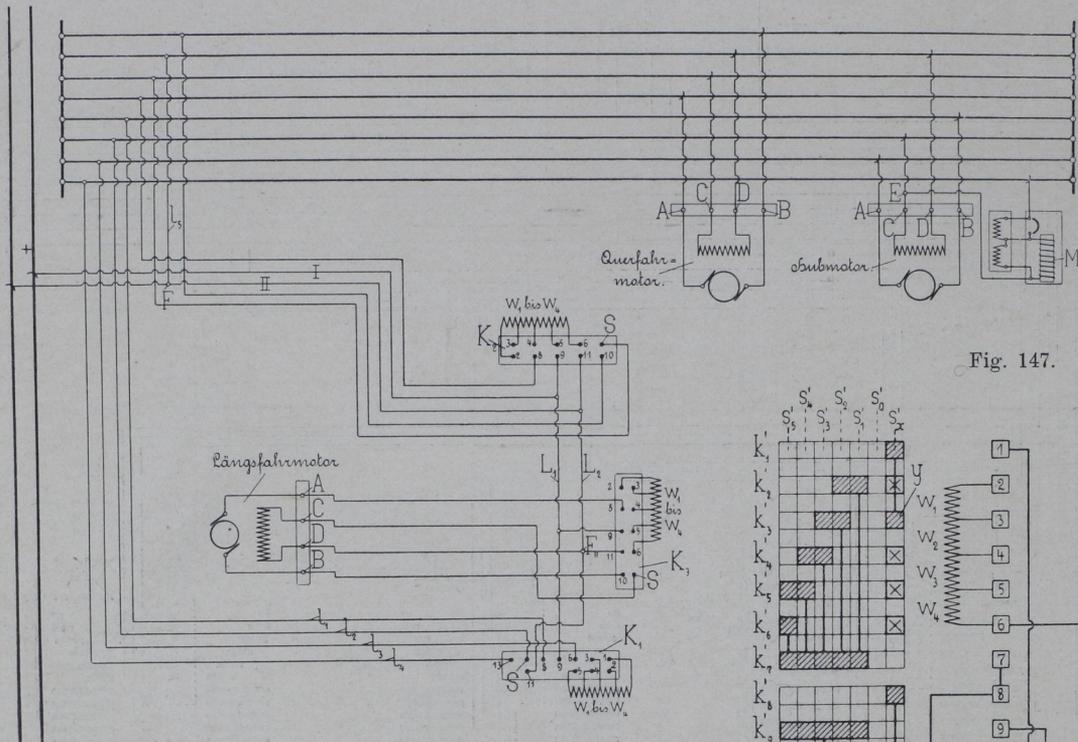
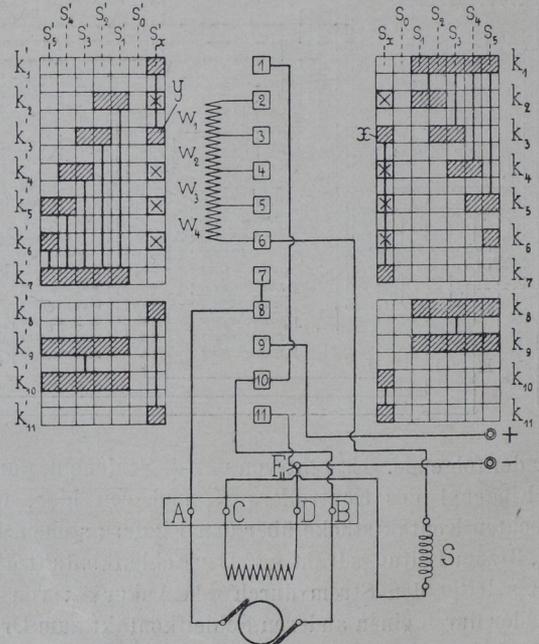


Fig. 147.



vom Netze getrennt ist, bei der aber die noch in Bewegung befindlichen Massen ihn als Hauptstromdynamo antreiben. Da die zur Stromerzeugung nötige Arbeit hierbei von den genannten Massen geleistet wird, so kommen sie eher zur Ruhe. Der Strom geht nun z. B. für die Stellung s_x von B durch den Motoranker nach A, über 8, 7, $k_7, x, 3, w_2, w_3, w_4, 6, S, C$, die Magnetwicklung, D, F, 11, $k_{11}, k_{10}, 10$ nach B zurück. Durch Versetzen der Kontakte x bzw. y auf die mit \times versehenen Stellen, wodurch der Widerstand verändert wird, kann die Nachlaufperiode verkürzt oder verlängert werden.

Das Schema in Fig. 146 gibt nun die Verbindung der einzelnen Controller mit ihren Motoren und der Netzleitung so, wie sie der Wirklichkeit entspricht. In der Figur sind dieselben Bezeichnungen wie in Fig. 141 und 147 gewählt. Von der + Hauptleitung (Fig. 146) wird der Strom zunächst durch eine Kontaktrolle und anschließende Leitung I zu einer Querleitung L_1 geführt,

der Bläterspule S, sowie endlich F durch l_5 und s_2 mit D, in Verbindung. Entsprechendes ergibt sich aus dem Vergleich der Fig. 146 und 147. Zur Verbindung der Punkte D und F beim Querfahrmotor sind dieselben Leitungen l_5 und s_2 wie beim Hubmotor benutzt.

Für Drehstrom werden Umkehrer und Anlasser bei den Motoren mit Schleifringanker selten als Steuerwalze, sondern meistens getrennt voneinander ausgeführt, aber auch nur durch einen einzigen Hebel bedient. Der

Stromwender liegt im Magnetstromkreis oder sogenannten Primärstrom und hat, wie auf S. 21 angeführt, die Zuleitungen zweier Spulen auf dem Magnetgestell miteinander zu vertauschen. Die Anlasser fallen hier komplizierter aus, weil sie drei oder wenigstens zwei Kontaktreihen für jede Drehrichtung an Stelle von nur einer beim Gleichstrom erfordern. Der Anlasswiderstand wird in den Ankerstromkreis oder sogenannten Sekundärstrom eingeschaltet. Drehstrommotoren mit Kurzschlussanker,

Kontaktstücken besteht. Von den letzteren sind die beiden $a_2 a_3$ mit den Leitungen II bzw. III, diejenigen $a_2' a_3'$ mit den Spulen c_2 bzw. c_3 verbunden. Dreht man somit den Arm h aus der angegebenen Mittellage, bei der der Motor still steht, im Sinne des Uhrzeigers, so geht der Strom in II über $a_2 a_3'$ nach c_2 und derjenige in III über $a_3 a_2'$ nach c_3 . Bei entgegengesetzter Drehung von h dagegen wird umgekehrt der Strom von III über $a_3 a_2'$ nach c_2 und derjenige von II über $a_2 a_3'$ nach c_3 .

Fig. 148.

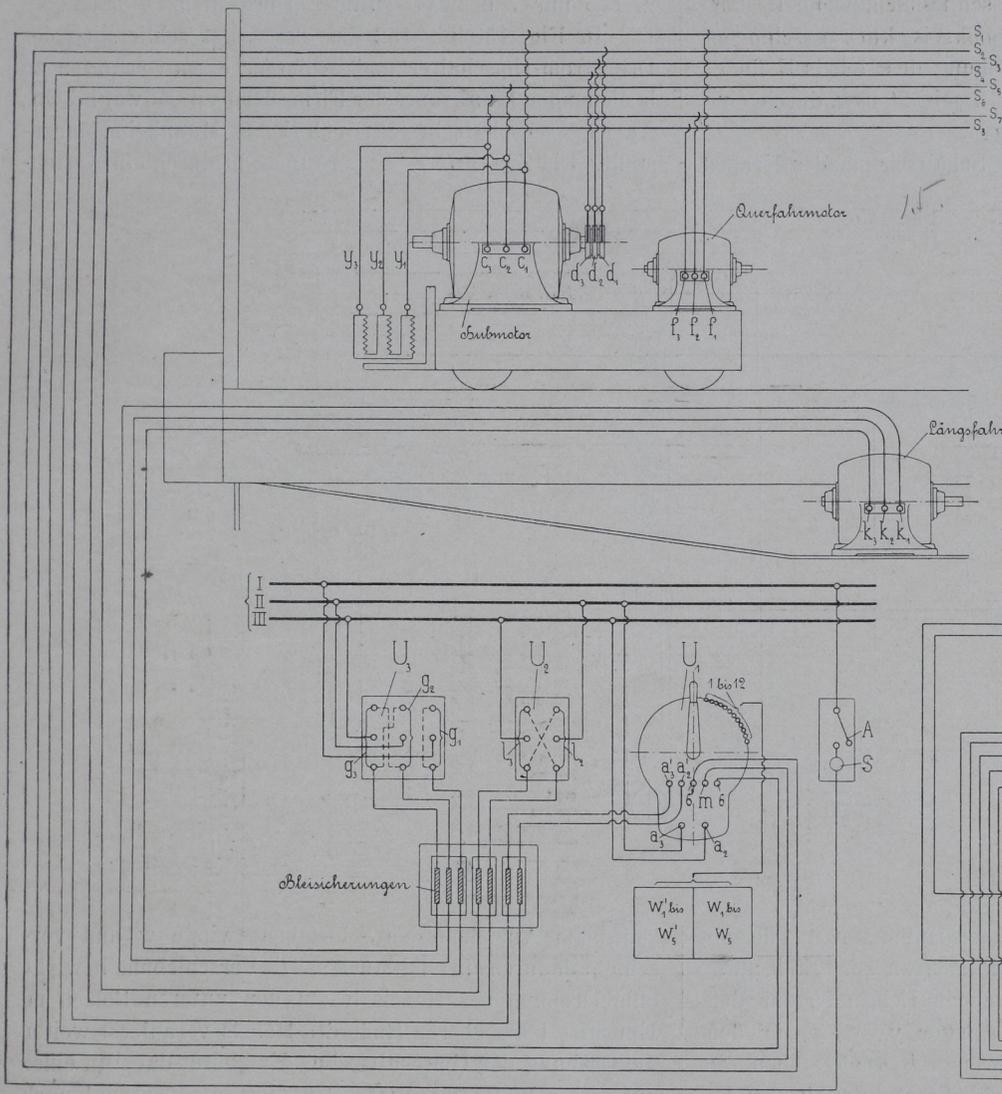
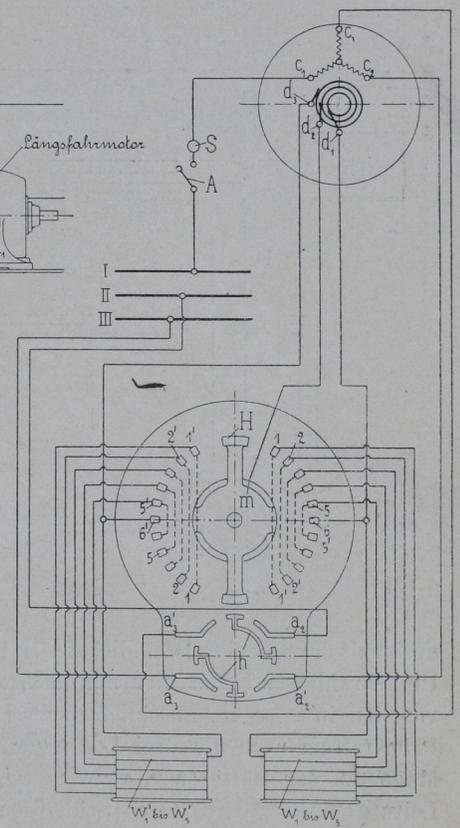


Fig. 149.



die, wie wiederholt bemerkt, nur für kleine Leistungen verwendet werden, erhalten natürlich nur einen Stromwender.

Fig. 149 des Textes zeigt zunächst das Schema eines Umkehranlassers von Ganz & Co. in Budapest mit zwei Kontaktreihen für die Widerstände. Von den drei Hauptleitungen I, II, III wird der Strom wieder durch Kontaktrollen entnommen. Der Strom in I wird direkt über einen Ausschalter A und eine Bleisicherung S zur Spule c_1 des Magnetgestelles für den Hubmotor geleitet. Der Strom in II und III passiert zuerst den unten ange deuteten Stromwender, der aus einem Doppelarme h, dessen Hälften gegeneinander isoliert sind, und vier

geleitet, was eine Umkehr der Drehrichtung des Motors zur Folge hat. Über dem Stromwender befindet sich der Anlasser, dessen doppelarmiger Hebel H den Verketzungspunkt m für die Sternschaltung des Ankerstromkreises bildet. Zu beiden Seiten der angedeuteten Mittellage dieses Hebels sind links und rechts zwölf Kontakte angeordnet, von denen diejenigen 1 bis 6 rechts oben und links unten für die eine Drehrichtung des Motors, diejenigen 1' bis 6' links oben und rechts unten für die andere Drehrichtung desselben bestimmt sind. Die rechten Kontakte stehen weiter mit den Widerständen w_1 bis w_5 , die linken mit den Widerständen w_1' bis w_5' in

Verbindung. Endlich schliesst der Schleifring d_1 durch eine Leitung an den Kontakt 6, derjenige d_3 an den Kontakt 6' an, während d_2 mit der Mitte m des Hebels H verbunden ist. Wird dieser bei entsprechender Drehung des Stromwenderarmes h aus seiner Mittellage im Sinne des Uhrzeigers nach 1 und 1' gerückt, so geht der über d_1 kommende Teil des Ankerstromes durch die sämtlichen Widerstände w_5 bis w_{11} , der über d_3 kommende durch diejenigen w'_5 bis w'_{11} zur Mitte m , und bei weiterer Drehung von H werden nacheinander die einzelnen Widerstände ausgeschaltet, bis dass schliesslich, wenn H über 6 und 6' steht, der Ankerstromkreis kurz geschlossen ist. Bei entgegengesetzter Drehung des Hebels H findet das gleiche statt, da 1 mit 1', 2 mit 2' usw. durch eine Leitung zusammenhängt.

In Fig. 148 ist das ganze Schaltschema des Kranes

Längsfahrmotor endlich, dessen Magnetspulen mit k_1, k_2, k_3 bezeichnet sind, besitzt die von I kommende Leitung nur einen einfachen Ausschalter g_1 , die von II und III kommenden dagegen haben wieder einen doppelpoligen Umkehrer g_2, g_3 . Im ganzen machen sich bei der vorliegenden Ausführung 8 Drähte s_1 bis s_8 für die beiden Motoren auf der Laufwinde nötig. Würde der Quersahrmotor auch mit Schleifringanker ausgestattet sein, so müsste die Drahtzahl um 3 vermehrt werden, also 11 betragen; für den Gleichstrom waren nach den Fig. 145 u. 146 nur 7 bzw. 8 Drähte erforderlich.

In Fig. 150 bis 152 des Textes ist schliesslich der Drehstrom-Umschalter und -Anlasser eines von unten zu bedienenden Laufkranes der Firma Brown, Boveri & Co., Aktiengesellschaft in Käferthal bei Mannheim, dargestellt. Die Zugkette k (Fig. 150) dreht durch ein Ketten-

Fig. 150.

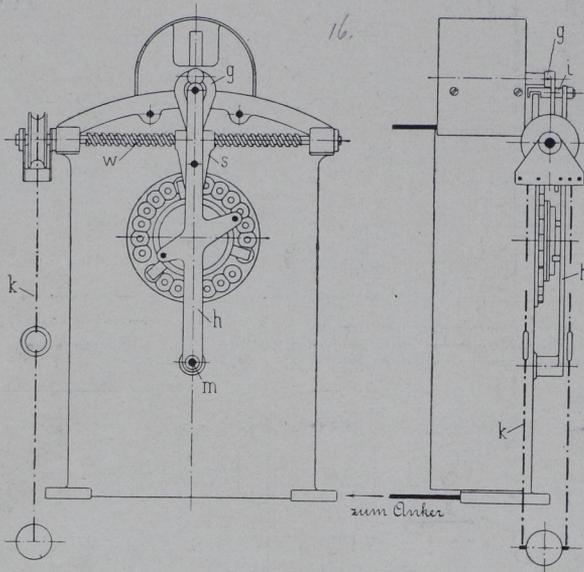


Fig. 151.

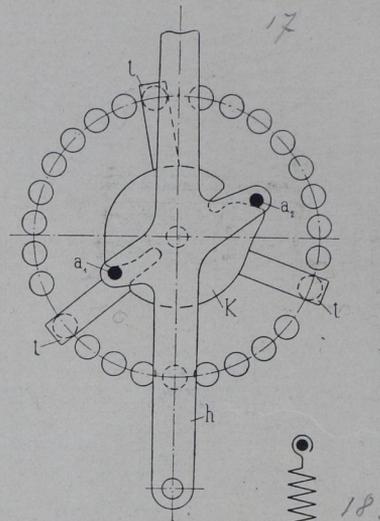
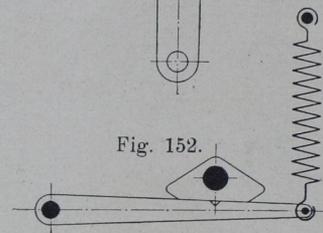


Fig. 152.



nochmals dargestellt. Bezüglich des Hubmotors und dessen Umkehranlasser U_1 ist hier nur noch zu bemerken, dass von den in c_1, c_2, c_3 anschliessenden Leitungen für den Primärstrom noch die drei Leitungen y_1, y_2, y_3 für den Magneten der Lüftbremse abzweigen. Auch stehen die Leitungen in c_1, c_2, c_3 durch Schleifkontakte mit den an den Hauptträgern der Bühne befestigten Drähten s_1, s_5 bzw. s_6 in Verbindung. Der Quer- und Längsfahrmotor haben Kurzschlussanker; sie brauchen deshalb nur einen Stromwender, der in der Figur mit U_2 bzw. U_3 bezeichnet ist. Für den Quersahrmotor ist die von I abzweigende Leitung dieselbe wie beim Hubmotor, die also über den Ausschalter A und die Sicherung S zum Drahte s_1 geht; von diesem entnimmt wieder ein Kontakt den Strom und leitet ihn zur Spule f_1 . Die von II und III abzweigenden Leitungen dagegen führen zunächst zum Umschalter U_2 mit den beiden Doppelkontakten l_2, l_3 und dann erst zu den Drähten s_7 bzw. s_8 , die wieder mit den Spulen f_2 und f_3 in Verbindung stehen. Für den

rad beim Anziehen das Schraubengewinde w und verschiebt dadurch ein Gleitstück s . Die Verschiebung bewirkt eine Drehung des Hebels h um den unteren Bolzen m . Ein Stift i am oberen Ende des Hebels veranlasst weiter die Drehung der Umschaltwelle. Er gleitet dabei in einer auf dieser Welle befestigten Gabel g , die jedesmal nach Unterbrechung des Zuges an der Kette k durch ein Spannwerk (Fig. 152) in die dem Stillstand des Motors entsprechende Mittellage des Hebels h zurückgebracht wird. In der Mitte trägt der Hebel h endlich an zwei verschiedenen langen Armen die beiden Triebstöcke a_1 und a_2 (Fig. 151). Von ihnen geht a_1 bei einer Drehung des Hebels nach rechts in die linke Nut einer Kurvenscheibe K und nimmt diese mit, während a_2 eine entsprechende Nut verlässt. Bei der Drehung des Hebels nach links findet das Umgekehrte statt. Die drei Arme t der Kurvenscheibe gleiten also in jedem Falle, gleichgültig ob der Hebel nach links oder rechts gedreht und der Motor in der einen oder anderen Drehrichtung an-

gelassen wird, auf den durch Kreise angedeuteten Kontaktfingern des Widerstandes.

Das Schaltschema des ganzen Kranes, dessen Laufwinde von Hand gefahren wird und der also nur 2 Motoren — für das Hub- bzw. Längsfahrwerk — besitzt, ist in Fig. 153 angedeutet. I, II, III sind wieder die

Fig. 153.

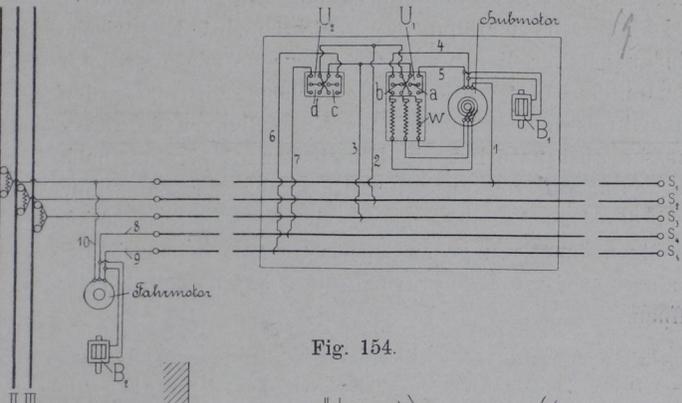


Fig. 154.

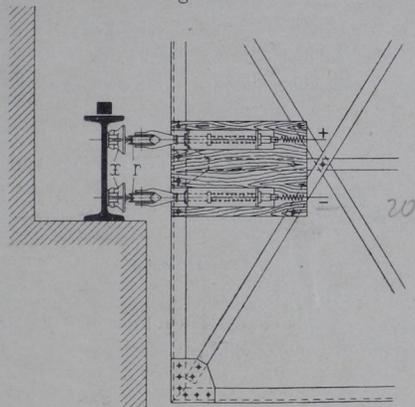
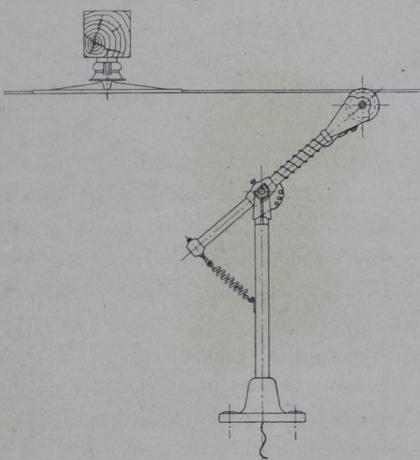


Fig. 155.



die Drähte 2 und 6, sowie 3 und 7, oder 2 und 7, sowie 3 und 6 miteinander verbindet und dadurch behufs Umkehr der Drehrichtung des Motors die durch s_4 , 8 bzw. s_5 , 9 angeschlossenen beiden übrigen Spulen des Magnetgestelles miteinander vertauscht. B_2 ist die elektromagnetische Lüftbremse des Fahrmotors, deren beide Solenoide nur in einer Stromphase liegen. Der Hubmotor dagegen hat neben dem doppelten Wender a, b und den zum Magnetgestell führenden Drähten 4, 5 noch den oben beschriebenen Anlasser, dessen Widerstand w im Ankerstromkreis liegt. B_1 ist die einphasige Seleniod-Bremse dieses Motors.

Zur **Abnahme des Stromes** von den Haupt- und Querleitungen dienen entweder Rollen oder einfache Abnehmer. Die Union Electricitäts-Gesellschaft in Berlin verwendet Rollen als Kontaktvorrichtung, die in Graphitbuchsen laufen und durch eine Feder gegen die Lei-

Fig. 156.

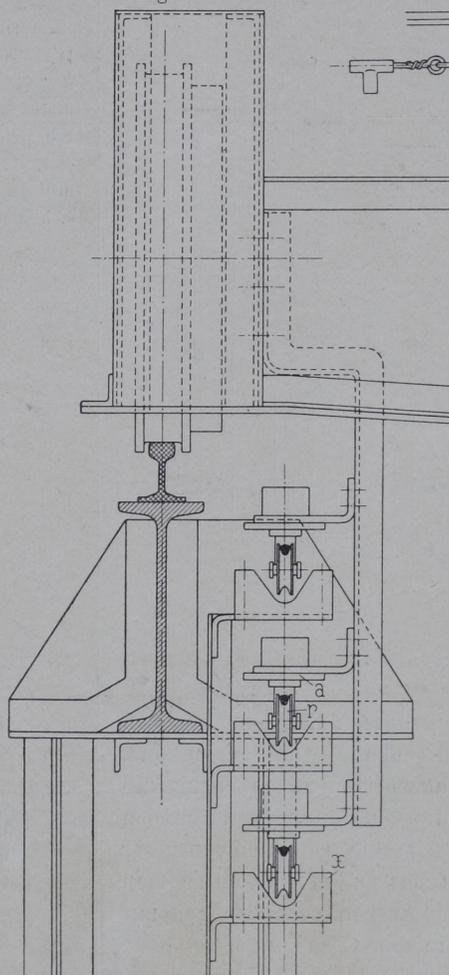
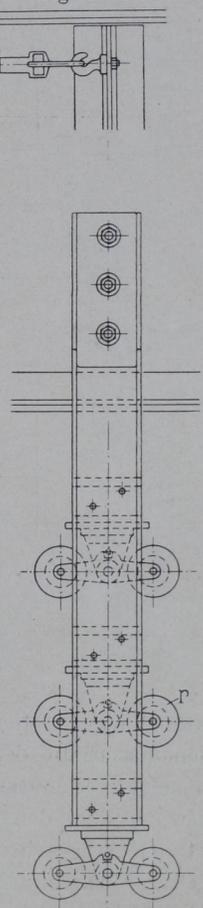


Fig. 157.



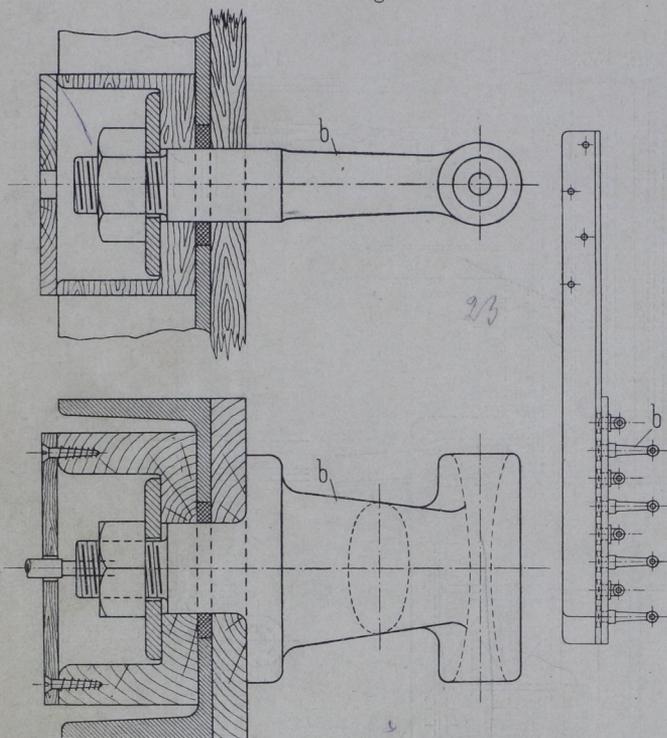
drei Hauptleitungen. Von der ersten I derselben geht der Strom durch die Drähte s_1 und 10 direkt zu den betreffenden Spulen auf dem Magnetgestell der beiden Motoren. Die beiden anderen Leitungen II und III schliessen durch die Drähte s_2 , 2 bzw. s_3 , 3 an die Umschalter U_1 und U_2 auf der Laufwinde an. Der Umschalter U_2 enthält, da der Längsfahrmotor einen Kurzschlussanker besitzt, nur einen doppelten Wender c, d, der entweder

tung gedrückt werden. Bei der Hauptleitung sitzen diese Rollen r nach Fig. 154 des Textes am Führerkorbe. Die Hauptleitungen, zwei parallel zur Längsbahn des Kranes verlaufende blanke, hartgezogene Kupferdrähte, sind dabei an Isolatoren x gelötet und an den Enden der Kranbahn, also in den Giebelmauern des Gebäudes, isoliert verankert. Die Isolatoren wiederum werden an der Kranbahn, an Mauerpeilern oder Dachbindern be-

festigt. Liegen die Hauptleitungen oberhalb der Kranbahn, so kommen die in Fig. 155 angedeuteten Rollen mit Rohrstützen zur Verwendung. Die Kontaktrollen für die Querleitungen (s_1 bis s_7 in Fig. 145 auf S. 195) sind an der Laufwinde angebracht. Die Querleitungen selbst, ebenfalls blanke, hartgezogene Kupferdrähte, liegen am besten zwischen den Hauptträgern, wo sie an dem einen von diesen mit Isolatoren auf Holzleisten ihre Befestigung finden.

In Fig. 156 des Textes, welche einer Ausführung von Ganz & Co. in Budapest entspricht, legen sich die drei Hauptleitungen durch ihr Eigengewicht auf die mit Doppelrollen r versehenen Abnehmer a . Diese sitzen an einem [-Eisen, das an dem einen Nebenträger des Kranes befestigt ist. Dort, wo der Kran nicht steht, ruhen die

Fig. 158.



Hauptleitungen auf isolierten Stützen x , die in gewissen Abständen unterhalb der Kranbahn vorgesehen sind. Fig. 158 zeigt weiter die zugehörigen Stromabnehmer b der Laufwinde, bei denen die Querleitungen durch den hülsenartigen Arm gehen. Um die Durchhängung der Leitungsdrähte beliebig einstellen zu können, ordnet man die in Fig. 157 angedeuteten Anspannvorrichtungen mit Rechts- und Linksgewinde in den Ösen an.

Zur Verbindung der Hauptkontaktvorrichtungen mit dem Schaltbrett im Führerkorb, dieses Brettes mit den Kontrollern (Widerständen), den Querleitungen und dem Längsfahrmotor, ferner zum Anschluss der Laufwindenmotoren an ihre Stromabnehmer dienen natürlich umhüllte Leitungen, die möglichst geschützt zu verlegen sind.

Als **Sicherheitsvorrichtungen** kommen bei elektrischen Laufkranen Alarmklingeln, elektrische End- und Maximalausschalter zur Anwendung. Die Alarm-

klingeln dienen dazu, den Eintritt einer zu hohen Umdrehungszahl der Hauptstrommotoren beim Lastsenken oder das Überschreiten einer höchsten Stellung beim Heben, sowie einer äussersten Fahrgrenze beim Transportieren der Last anzuzeigen. In jenem Falle sind es Centrifugalklingeln, welche auf der Motor- oder einer Vorgelegewelle sitzen, in diesem gewöhnliche Klingeln, deren Leitung durch eine wandernde Mutter bei den fraglichen Stellungen geschlossen wird. Elektrische Endausschalter dienen demselben Zwecke wie die zuletzt genannten Klingeln; sie unterbrechen selbstthätig den Stromkreis in den angeführten Endstellungen der Last, müssen aber natürlich ein Einschalten des Motors nach der entgegengesetzten Seite (Rückkehr der Laufwinde und der Bühne) zulassen. Maximalausschalter endlich schützen den Kran gegen Überlastungen, indem sie bei zu grossen Lasten den Stromkreis ebenfalls selbstthätig öffnen.

Beispiel.

Der elektrische Dreimotorenkran von Gebr. Scholten in Duisburg auf Taf. 23 und Fig. 1, Taf. 24, ist für 5000 kg Maximalast bestimmt. Er hebt dieselbe mit 5 m/Min. Geschwindigkeit und transportiert sie in der Querrichtung mit 15 bis 20, in der Längsrichtung mit 40 bis 50 m/Min. Als Lastorgan dient ein Drahtseil, das mit seinen beiden Enden aufgewickelt wird und die Last mit einer losen Doppelrolle in zwei Seilschlingen trägt. Wie berechnen sich die Hauptteile der einzelnen Triebwerke?

1. Das Hubwerk.

Das Lastorgan erhält, wenn man von der geringen Erhöhung der Seilspannung durch die Rollen der Hakenflasche absieht, eine grösste Zugkraft von

$$S = \frac{5200}{4} = 1300 \text{ kg,}$$

da sich die Last von 5000 kg und das Eigengewicht der Flasche von 200 kg auf 4 Stränge verteilen. Gewählt wurde ein Pflugstahldrahtseil von

$$\Delta = 12 \text{ mm}$$

Stärke. Nach der Tabelle auf S. 46 würde dasselbe eine Bruchlast von 9650 kg besitzen und somit eine

$$\frac{9650}{1300} = \sim 7,42 \text{ Sicherheit}$$

gegen Zug bieten.

Der Trommelradius (bis Mitte Seil) beträgt

$$R = 150 \text{ mm.}$$

Das Vorgelege ist ein gemischtes und besteht aus einer doppelgängigen Schnecke und einem Zahnräderpaar. Um den Verlustfaktor $1 + \varphi$ zu bestimmen, wählen wir den mittleren Steigungswinkel vorläufig zu $\alpha = 17^\circ$, mit dem Gl. 51, S. 38, $m_0 = 0,05$ und $\rho = 6^\circ$ gesetzt, alsdann

$$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg}(17 + 6) + 0,05}{\text{tg}17} = \frac{0,4745}{0,3057} = \sim 1,55$$

liefert. Für das gefräste Zahnräderpaar kann nach den Angaben auf S. 181 $1 + \varphi_v = 1,07$, für die Trommel und deren Welle $1 + \varphi_i = 1,04$ gesetzt werden. Der Verlustfaktor $1 + \varphi_1$ der unteren losen Doppelrolle endlich beträgt nach S. 26 1,025. Mit diesen Werten erhält man als Verlustfaktor des ganzen Hubwerkes

$$1 + \varphi = 1,55 \cdot 1,07 \cdot 1,04 \cdot 1,025 = \sim 1,77,$$

der einem Wirkungsgrade von $\eta = \frac{1}{1,77} = 0,565$ entspricht.

Von den Kranbaufirmen wird derselbe bei einem 2gängigen

Schneckenvorlege und einem Zahnradpaare gewöhnlich nur mit $\eta = 0,5$, entsprechend

$$1 + \varphi = 2,$$

in die Rechnung eingeführt. Benutzen wir auch diesen letzteren Wert, so folgt für die verlangte Hubgeschwindigkeit $w =$

$\frac{5}{60}$ m/Sek. aus Gl. 209, S. 180, die erforderliche Leistung für das Heben der Maximallast zu

$$N = 2 \frac{5200 \cdot 5}{75 \cdot 60} = \sim 11,6 \text{ PS.}$$

Hierfür wurde ein Hauptstrommotor der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin von **12 PS** und $n = 850$ Umdrehungen in der Minute gewählt, der das nächst grössere Modell der Firma für die obige Leistung ist, während das nächst kleinere nur 7 PS besitzt. Der Motor dürfte die Maximallast mit noch etwas grösserer Geschwindigkeit als 5 m/Min. heben, arbeitet aber, wenn die Maximallast nicht die am meisten zu hebende Last bildet, nur selten mit seinem günstigsten Wirkungsgrade.

Mit der Umdrehungszahl $n = 850$ ergibt sich weiter aus Gl. 210, S. 181, für eine Übersetzung $i_f = \frac{1}{2}$ der losen Doppelrolle die erforderliche Übersetzung des Vorgeleges zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,15 \pi \cdot 850 \cdot 60}{30 \cdot 5} \cdot \frac{1}{2} = \sim 75,4.$$

Zerlegt man dasselbe, entsprechend einer Zähnezahl $Z_1 = 26$ des Schneckenrades, in die Faktoren

$$75,4 = \frac{26}{2} \cdot 5,8,$$

so muss bei $z_2 = 14$ Zähnen des Ritzels das grosse Zahnrad wie in der Ausführung

$$Z_2 = 14 \cdot 5,8 = 81,2 \text{ oder } \sim 80$$

Zähne bekommen.

Die Dimensionen der Schnecke und des Schneckenrades bestimmen sich in der folgenden Weise.

Zu übertragendes grösstes Drehmoment:

$$M_d = 71620 \frac{N \cdot Z_1}{n \cdot m} \cdot \frac{1}{1 + \varphi_s} = 71620 \frac{12 \cdot 26}{806 \cdot 2} \cdot \frac{1}{1,55} = 9010 \text{ kgcm.}$$

Verhältnis der Schnecke

$$\frac{r_1}{t_1} = \frac{m}{2\pi \cdot \text{tg } \alpha} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } 17^\circ} = \sim 1,04.$$

Halber Neigungswinkel der schrägen Zahnflächen des Rades nach Gl. 113a, S. 75, für $x = 1,85$

$$\text{tg } \gamma = \frac{1,85}{1,04 + 0,6} = \sim 1,13,$$

$$\gamma = 48^\circ 30',$$

während in der Ausführung γ nur $43^\circ 30'$ ist.

Verhältnis der Radzähne nach Gl. 113b, S. 75,

$$\frac{b_1}{t_1} = \frac{43,5 \pi}{90} (1,04 + 0,33) = \sim 2,08.$$

Teilung des Rades nach Gl. 144, S. 116, für $k = 30$ und $z = Z_1 = 26$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 9010}{26 \cdot 30} \cdot \frac{1}{2,08}} = \sim 3,27 \text{ cm,}$$

während die Ausführung nach Fig. 3, Taf. 23, entsprechend der Schneckenganghöhe $mt_1 = 3 \frac{1}{4} \text{ engl.} = 82,55 \text{ mm,}$

$$t_1 = \frac{82,55}{2} = 41,275 \text{ mm mit } R_1 = \frac{41,275 \cdot 26}{2\pi} = 170,8 \text{ mm}$$

und $r_1 = 1,04 \cdot 41,275 = 42,9$ oder $\sim 42,5 \text{ mm}$ aufweist.

Das Zahnradpaar hat ein Drehmoment

$$M_d = 9010 \frac{1}{1 + \varphi_v} = 9010 \frac{1}{1,07} = 8420 \text{ kgcm}$$

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

zu übertragen und verlangt für Stahlguss (nicht wie auf Taf. 24 Gusseisen) und $z = z_2 = 14$ nach Gl. 118a, S. 85, eine Teilung

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{8420^3}{14}} = \sim 3,75 \text{ cm,}$$

wofür in der Ausführung

$$t_2 = 12\pi = 37,7 \text{ mm}$$

mit

$$r_2 = \frac{14 \cdot 12}{2} = 84 \text{ mm und } R_2 = \frac{80 \cdot 12}{2} = 480 \text{ mm}$$

genommen ist.

Von den Wellen des Hubwerks hat die Schneckenwelle gemäss der Stärke des Motorstumpfes von 45 mm einen Durchmesser von $45 + 5 = 50 \text{ mm}$ erhalten.

Die Schneckenrad- und Trommelwelle werden durch den Zahndruck des fliegend angeordneten Räderpaares $z_2 Z_2$

$$D = \frac{8420}{r_2} = \frac{8420}{8,4} = \sim 1000 \text{ kg}$$

auf Biegung beansprucht. Rechnet man der Einfachheit wegen den Abstand von Mitte Zahnrad bis Mitte der nächsten Rotgussbüchse bzw. Lager für beide Wellen gleich, und zwar gleich dem grösseren Werte von $\sim 100 \text{ mm}$, so ist das angreifende Biegemoment für beide Wellen, das Eigengewicht der Räder unberücksichtigt gelassen,

$$M_b = 1000 \cdot 10 = 10000 \text{ kgcm.}$$

Das Drehmoment der Schneckenradwelle ist $M_d = 8420 \text{ kgcm}$, das der Trommelwelle

$$1000 R_2 = 1000 \cdot 48 = 48000 \text{ kgcm.}$$

Jene Welle verlangt demnach für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) nach Gl. 120, S. 86, einen Durchmesser

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 10000 + 5 \sqrt{10000^2 + 8420^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 5,85 \text{ cm,}$$

diese einen solchen von

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 10000 + 5 \sqrt{10000^2 + 48000^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 8,3 \text{ cm}$$

in den Lagern. Die Ausführung zeigt **65** bzw. **75 mm**, so dass im letzteren Falle die Spannung auf

$$\sigma_b = 600 \left(\frac{8,3}{7,5} \right)^3 = \sim 813 \text{ kg/qcm}$$

bei angehängter Maximallast steigt. Zwischen den Lagern fällt der Durchmesser der Trommelwelle nach der Rechnung auch etwas grösser als in der Ausführung aus.

Die elektromagnetische Lüftbremse auf der Schneckenwelle dient einerseits dazu, die lebendige Kraft der rotierenden Massen nach dem Abstellen des Motors zu vernichten, anderenteils muss sie die Last schwebend erhalten, wenn die Westonbremse aus irgend einem Grunde versagen sollte. Das im letzteren Falle von ihr zu bremsende Moment ist

$$M_d = \frac{Q \cdot R}{2} \frac{z_2}{Z_2} \frac{m}{Z_1} \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{5200 \cdot 15 \cdot 14}{2} \frac{2}{80 \cdot 26} \frac{1}{1,77} = \sim 300 \text{ kgcm,}$$

wenn $1 + \varphi$, wie früher berechnet, nur gleich 1,77 gesetzt wird. Die hölzernen Bremsbacken, welche mit Feder und Nut (Keilwinkel $\beta = 32^\circ$) auf die Bremsscheibe von $r_b = 14 \text{ cm}$ Radius einwirken, müssen bei einem Reibungskoeffizienten von nur $\mu = 0,25$ nach Gl. 129b, S. 91, mit

$$N = \frac{300}{14} \left(\frac{0,5299}{0,25} + 0,848 \right) = \sim 63,6 \text{ kg}$$

angepresst werden. Durch die Arme der Hebel h_2 (Schnitt 3—3, Fig. 1, Taf. 24) von 490 und 255 mm Länge wird dieser Druck auf $63,6 \frac{490}{255} \text{ kg}$ für die Hebel h_1 vergrössert. Diese wiederum haben in bezug auf den Drehpunkt des durch ein

Gewicht belasteten Bremshebels H einen Hebelarm von 52 mm. Das von dem letzteren auszuübende Drehmoment beträgt also

$$63,5 \frac{490}{255} 52 = \sim 6355 \text{ kgmm.}$$

Nach der Zeichnung ist das Belastungsgewicht 9,5 kg schwer, und sein Hebelarm kann bis auf 700 mm vergrößert werden. Das Gewicht des Hebels selbst ist 3 kg bei 450 mm Abstand vom Drehpunkt. Das Moment beider,

$$9,5 \cdot 700 + 3 \cdot 450 = 8000 \text{ kgmm,}$$

ist also genügend gross, um das von der schwebenden Maximallast auf die Bremswelle ausgeübte Drehmoment (bei Berücksichtigung des Faktors 1,77) abzubremesen. Der Elektromagnet hat eine Zugkraft von 20 kg am Hebelarm von 835 mm. Sein Drehmoment

$$20 \cdot 835 = 16700 \text{ kgmm}$$

dürfte also hinreichen, um das Gewicht des Bremshebels und die Reibung in den Bolzen beim Lüften der Bremse zu überwinden.

2. Das Querfahrwerk.

Rechnet man das Eigengewicht der Laufwinde inkl. Hakenflasche zu $G = 2400 \text{ kg}$ (s. S. 156), wählt den Laufraddurchmesser zu $\mathcal{D} = 35 \text{ cm}$ und schätzt den Zapfendurchmesser zu $b = 7 \text{ cm}$, so beträgt der Fahrwiderstand nach Gl. 211, S. 181,

$$\mathfrak{B} = 2(5000 + 2400) \frac{1+7}{10 \cdot 35} = \sim 338 \text{ kg.}$$

Als Vorgelege dient wieder eine zweigängige Schnecke und ein Zahnräderpaar. Setzen wir für den Verlustfaktor beider wie beim Hubwerk

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_s)(1 + \varphi_v) = 1,55 \cdot 1,07 = \sim 1,66,$$

so ergibt sich mit $w = \frac{15}{60} \text{ m/Sek.}$ Geschwindigkeit, die zum Querfahren der Maximallast nötige Leistung aus Gl. 212, S. 181, zu

$$\mathfrak{R} = 1,66 \frac{338 \cdot 15}{75 \cdot 60} = \sim 1,95 \text{ PS.}$$

Als Querfahrmotor wurde in der Ausführung ein Hauptstrommotor von **2,5 PS** und $n = 875 \text{ min.}$ Umdrehungen gewählt. Derselbe dürfte wohl imstande sein, die Last auch noch mit 20 m/Min. Geschwindigkeit zu bewegen.

Für die Übersetzung des Vorgeleges ergibt sich weiter aus Gl. 213, S. 181, mit $w = \frac{15}{60} \text{ m/Sek.}$ der Wert

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{0,35 \pi \cdot 875 \cdot 60}{60 \cdot 15} = \sim 64,15.$$

Giebt man dem Schneckenrad wie in der Ausführung $\mathfrak{z}_1 = 44$ Zähne, so muss das Zahnräderpaar noch eine Übersetzung von

$$\frac{\mathfrak{z}_2}{\mathfrak{z}_3} = 64,15 \frac{2}{44} = \sim 2,91,$$

oder bei $\mathfrak{z}_2 = 18$ Zähnen des Ritzels,

$$\mathfrak{z}_3 = 2,91 \cdot 18 = \sim 52 \text{ Zähne}$$

im grossen Rade besitzen.

Schnecken vorgelege. Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{2,5 \cdot 44}{875 \cdot 2 \cdot 1,55} = \sim 2900 \text{ kgcm,}$$

Winkel γ nach Gl. 113a, S. 75, für $\frac{r_1}{t_1} = 1,04$ wie beim Hubwerk und $x = 2,3$ gleich $54^\circ 30'$. Hiermit Verhältnis $\frac{b_1}{t_1}$ nach Gl. 113b, S. 75, gleich $\sim 2,6$. Erforderliche Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 30$ und $z = \mathfrak{z}_1 = 44$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 2900}{44 \cdot 30 \cdot 2,6}} = 1,75 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt

$$t_1 = 7 \pi = 21,99 \text{ mm, } \mathfrak{R}_1 = \frac{44 \cdot 7}{2} = 154 \text{ mm, } r_1 = 23,75 \text{ mm}$$

(anstatt $1,04 \cdot 7 \pi = 22,9 \text{ mm}$), entsprechend $\alpha = 16^\circ 30'$.

Zahnrädervorgelege. Erforderliche Teilung nach Gl. 118a, S. 85, für Stahlguss (nicht wie auf Taf. 24 Guss-eisen), $z = \mathfrak{z}_2 = 18$ und das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = \frac{2900}{1,07} = \sim 2710 \text{ kgcm}$$

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{2710}{18}} = 2,365 \text{ cm,}$$

oder besser wie in der Ausführung

$$t_2 = 8 \pi = 25,133 \text{ mm,}$$

$$r_2 = \frac{18 \cdot 8}{2} = 72 \text{ mm, } \mathfrak{R}_2 = \frac{52 \cdot 8}{2} = 208 \text{ mm.}$$

Schneckenwelle nach dem Motorstumpf **30 mm** Durchmesser.

Schneckenradwelle. Zu übertragendes Drehmoment $M_d = 2710 \text{ kgcm}$, Zahndruck am Ritzel \mathfrak{z}_2

$$\frac{2710}{r_2} = \frac{2710}{7,2} = \sim 376 \text{ kg,}$$

angreifendes Biegemoment bei 85 mm Abstand von Mitte Rad bis Mitte der nächsten Buchse

$$M_b = 376 \cdot 8,5 = \sim 3200 \text{ kgcm,}$$

erforderlicher Durchmesser nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 3200 + 5 \sqrt{3200^2 + 2710^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 4 \text{ cm,}$$

während die Ausführung $d = 50 \text{ mm}$ zeigt.

Laufradachsen. Das eingeleitete Drehmoment der angetriebenen Achse ist

$$M_d = 376 \cdot \mathfrak{R}_2 = 376 \cdot 20,8 = \sim 7820 \text{ kgcm.}$$

Angreifendes Biegemoment des Schienendruckes bei 100 mm Abstand von Mitte Laufrad bis Mitte nächstes Lager

$$M_b = \frac{5000 + 2400}{4} 10 = 18500 \text{ kgcm,}$$

Durchmesser nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$b^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 18500 + 5 \sqrt{18500^2 + 7820^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$b = 6,88 \text{ cm, oder wie in der Ausführung } \sim 70 \text{ mm.}$$

Der Zahndruck des Rades \mathfrak{z}_2 und der Fahrwiderstand \mathfrak{B} heben sich in ihrer Wirkung auf die Achse ziemlich auf.

3. Das Kranfahrwerk.

Das Eigengewicht des Krangestelles wurde auf S. 160 zu $G_s = 13800 \text{ kg}$ geschätzt, der Zapfendurchmesser der Laufradachsen zu $b' = 6 \text{ cm}$ berechnet. Der Laufraddurchmesser ist $\mathcal{D}' = 60 \text{ cm}$. Mit diesen Werten ergibt sich aus Gl. 214, S. 181, der beim Längsfahren der Maximallast zu überwindende Fahrwiderstand zu

$$\mathfrak{B}' = 2(5000 + 2400 + 13800) \frac{1+6}{10 \cdot 60} = \sim 495 \text{ kg.}$$

Bei $w' = \frac{40}{60} \text{ m/Sek.}$ Fahrgeschwindigkeit gehört hierzu nach Gl. 215, S. 181, eine Leistung von

$$\mathfrak{R}' = 1,66 \frac{495 \cdot 40}{75 \cdot 60} = \sim 7,3 \text{ PS,}$$

wenn der Verlustfaktor des aus einer doppelgängigen¹⁾ Schnecke und einem Zahnräderpaar bestehenden Vorgeleges wieder

1) In den Zeichnungen des Kranes, welche von der ausführenden Firma überlassen wurden, war wie in Fig. 1, Taf. 23, nur eine 1-gängige Schnecke angegeben. Mit dieser ist aber die verlangte Fahrgeschwindigkeit bei der angeführten n Zahl des Motors nicht zu erzielen.

wie beim Querfahrwerk mit 1,66 angesetzt wird. In der Ausführung wurde ein Hauptstrommotor von $\mathfrak{N}' = 7 \text{ PS}$ und $n' = 750$ minütl. Umdrehungen gewählt, der völlig ausreichend ist, wenn man berücksichtigt, dass der Fahrwiderstand \mathfrak{B}' der Gl. 214 mit 100 Prozent für die nicht bestimmbareren Widerstände in Ansatz gebracht ist.

Die Übersetzung des Vorgeleges folgt aus Gl. 216, S. 181, zu

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}'}{\mathfrak{z}'}\right) = \frac{0,6\pi \cdot 750 \cdot 60}{60 \cdot 40} = 35,34,$$

welche bei einem Schneckenrade von $\mathfrak{z}_1' = 30$ Zähnen durch eine Übersetzung

$$\frac{\mathfrak{z}_2'}{\mathfrak{z}_2} = \frac{35,34 \cdot 2}{30} = \sim 2,35$$

des Zahnräderpaares, also bei $\mathfrak{z}_2' = 25$ Zähnen des Ritzels durch

$$\mathfrak{z}_2' = 2,35 \cdot 25 = \sim 58 \text{ Zähne}$$

des Rades erreicht wird.

Für das Schnecken vorgelege berechnet sich wie früher

aus Gl. 113a, S. 75, mit $\frac{r_1'}{t_1} = 1,04$ und $x = 1,95$, $\gamma = \sim 50^\circ$,

aus Gl. 113b, S. 75, $\frac{h_1'}{t_1} = \sim 2,4$,

aus Gl. 144, S. 116, mit $k = 30$ und $z = \mathfrak{z}_1' = 30$ bei einem zu übertragenden Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{7,3 \cdot 30 \cdot 1}{750 \cdot 2 \cdot 1,55} = \sim 6750 \text{ kgcm}$$

$$t_1' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6750 \cdot 1}{30 \cdot 30 \cdot 2,4}} = \sim 2,7 \text{ cm,}$$

wofür in der Ausführung

$$t_1' = 1 \frac{1}{8} \text{ engl} = 28,574 \text{ mm, } \mathfrak{z}_1' = \frac{30 \cdot 28,574}{2\pi} = 136,43 \text{ mm,}$$

$$r_1' = 1,085 \cdot 28,574 \text{ (anstatt } 1,04 t_1') = \sim 31 \text{ mm,}$$

entsprechend $\alpha = 16^\circ 20'$, gewählt ist.

Das Zahnräderpaar (Stahlguss) hat selbst für das ganze Drehmoment

$$M_d = \frac{6750}{1,07} = \sim 6310 \text{ kgcm und } z = \mathfrak{z}_2' = 25$$

nach Gl. 118a, S. 85, nur eine Teilung von

$$t_2' = 0,445 \sqrt[3]{\frac{6310}{25}} = \sim 2,82 \text{ cm}$$

zu erhalten. Die Ausführung zeigt, wahrscheinlich wegen der Anbringung der Zahnkränze am Laufrade, sogar

$$t_2' = 10\pi = 31,42 \text{ mm, } r_2' = \frac{25 \cdot 10}{2} = 125 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{R}_2' = \frac{58 \cdot 10}{2} = 290 \text{ mm.}$$

Die Schneckenradwelle ist zugleich die durchgehende Fahrwelle. Für das zu übertragende Drehmoment $M_d = 6750 \text{ kgcm}$ erhält man aus Gl. 145, S. 117, bei 15 Prozent Zuschlag (s. S. 173) für Flussstahl als Material

$$d = 1,15 \cdot 0,28 \sqrt[3]{6750} = \sim 6 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$

wie in der Ausführung.

4. Das Laufwindengestell.

Jeder der beiden Längsträger desselben wird annähernd in der Mitte zwischen den Laufrädern jeder Seite durch die halbe Maximallast mit der Hakenflasche, sowie durch das halbe Gewicht der Trommel mit Lager und Zahnrad, der Ausgleichrolle usw. auf Biegung beansprucht. Schätzt man das ganze Gewicht dieser Teile zu 1000 kg, so ergibt sich mit $l = 103 \text{ cm}$ Radstand für nur $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ das erforderliche Widerstandsmoment eines Längsträgers zu

$$w = \frac{5200 + 1000 \cdot 103}{2} \frac{1}{4 \cdot 600} = 133 \text{ cm}^3.$$

Das gewählte [-Eisen (Normalprofil No. 20) hat ein Widerstandsmoment von 191 cm^3 .

c) Bockkrane.

Über die Ausführung und Anordnung des Triebwerkes der Bockkrane gilt das bei den Laufkranen Gesagte fast vollständig. Auch hier unterscheidet man Ein- und Dreimotorenkrane, von denen jene nur bei seltener Benutzung und für mässige Geschwindigkeiten, diese für flotten Betrieb und grosse Geschwindigkeiten benützt werden. Beim Fahrwerk des Krangestelles schliessen an die horizontale obere Fahrwelle hier zwei vertikale, durch Kegelräder angetriebene Wellen an, die unten durch weitere Zahnräder auf die Treibachsen der Laufräder oder deren Kranz einwirken. Bei grossen Spannweiten wird auch wohl auf jeder Seite des Kranes ein besonderer Längsfahrmotor angeordnet. Der Fahrwiderstand ist gegebenen Falles mit Rücksicht auf den Winddruck zu bestimmen, der namentlich bei Krangestellen mit genieteten Blechträgern bedeutend ausfallen kann; fachwerkartige Krangestelle sind in dieser Beziehung vorteilhafter.

Bei dem Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr auf Taf. 27 u. 28 ist die Laufwinde ähnlich wie diejenige in Fig. 2, Taf. 24, ausgebildet, nur dass bei dem Bockkran der Flaschenzug bloss 5 Rollen besitzt und das Vorgelege aus einer 2gängigen Schnecke und einem Zahnräderpaar $z_2 \mathfrak{Z}_2$ besteht. Die mittlere Rolle der unteren Flasche dient als Ausgleichrolle für das mit seinen beiden Enden aufgewickelte Drahtseil. Auf der Schneckenwelle ist fliegend eine elektromagnetische Lüftbremse (Fig. 3, Taf. 28) mit der Bremscheibe B_1 , dem Hebel h_1 und dem Elektromagneten M_1 angeordnet. Das Bremsband ist mit Holz bekleidet. Zur Verbindung von Motor- und Schneckenwelle dient die elastische Kuppelung in Fig. 4, Taf. 28.

Das Vorgelege zum Querfahren (Fig. 5, Taf. 28) enthält drei Zahnräderpaare $\mathfrak{z}_1 \mathfrak{Z}_1, \mathfrak{z}_2 \mathfrak{Z}_2, \mathfrak{z}_3 \mathfrak{Z}_3$. Das Ritzel \mathfrak{z}_1 (Fig. 5d) hat Rohhautzähne, dasjenige \mathfrak{z}_2 (Fig. 5a) ist in Rotguss gegossen und greift mit Klauen in die Bremscheibe B_2 und das Zahnrad \mathfrak{Z}_1 , die sämtlich lose auf ihrer Welle sitzen. Die Antriebswelle der des gleichmässigen Antriebs wegen doppelt ausgeführten Räder $\mathfrak{z}_3 \mathfrak{Z}_3$ geht durch. Die Laufräder sitzen aus den früher angeführten Gründen mit langen, ausgebuchsten Naben drehbar auf den festgelegten Achsen, und die Antriebsräder \mathfrak{Z}_3 sind den Naben ihrer Laufräder aufgekeilt. Die Lüftbremse B_2 ist im Hebel h_2 als Summenbremse ausgebildet.

Bei dem Längsfahrwerk (Fig. 3, Taf. 27) treibt der in der Mitte vor dem einen Hauptträger aufgestellte Motor durch das Räderpaar $\mathfrak{z}_1 \mathfrak{Z}_1$, dessen Ritzel (Fig. 3b) wieder Rohhautzähne hat, die obere horizontale Fahrwelle an. Von ihr wird die Drehung durch die Winkelräder \mathfrak{z}_x' an zwei vertikale Wellen zu beiden Seiten des Kranes übertragen, und diese schliesslich geben sie unten durch die Räderpaare $\mathfrak{z}_2' \mathfrak{Z}_2'$ und $\mathfrak{z}_3' \mathfrak{Z}_3'$ an die beiden Laufradachsen ab. Die letzteren sitzen ebenfalls lose auf den festgehaltenen Achsen.

Die sämtlichen Motoren sind Hauptstrommotoren und mit Kurzschlussbremsung für das Senken und Bremschaltungen für die Horizontalbewegungen der Last eingerichtet. Die beiden Lüftbremsen haben demnach vor-

$\sqrt[3]{1252} = 10,8$

$\frac{136413,6}{908} = 150,2$

wiegend die Last schwebend zu erhalten bzw. gegen Verschiebungen in der Querrichtung zu sichern; beim Abstellen des Motors unterstützen sie die Wirkung der elektrischen Bremsung.

Beispiel.

Der Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr auf Taf. 27 u. 28 soll die Maximallast von 20000 kg mit 4,5 m/Min. heben und mit 18 bzw. 45 m/Min. in der Quer- und Längsrichtung bewegen. Es sind die Hauptteile des Krantriebwerkes zu berechnen.

1. Das Hubwerk.

Die Last hängt an 6 Strängen vermittelt eines 5rolligen Faktorenflaschenzuges. Unter Vernachlässigung der Erhöhung, welche die Seilspannung durch die Widerstände des letzteren erfährt, beträgt also die grösste Seilspannung, 600 kg als Eigengewicht der Hakenflasche gerechnet,

$$S = \frac{20600}{6} = \sim 3433 \text{ kg.}$$

Ein Pflugstahldrahtseil von $\Delta = 22 \text{ mm}$ Durchmesser, wie es in der Ausführung gewählt ist, besitzt nach der Tabelle auf S. 46 eine Bruchlast von 32000 kg und bietet somit gegen Zug eine

$$\frac{32000}{3433} = \sim 9,32 \text{ fache Sicherheit.}$$

Der Rollen- und Trommelradius ist $R = 275 \text{ mm}$. Das Vorgelege besteht aus einer 2gängigen Schnecke und einem Zahnräderpaar. Wählt man den mittleren Steigungswinkel der Schnecke zu $\alpha = 20^\circ$, so ergibt sich aus Gl. 51, S. 38, mit $m = 0,03$ und $\rho = 5^\circ$ der Verlustfaktor für jene zu

$$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg } 25 + 0,03}{\text{tg } 20} = \frac{0,4663 + 0,03}{0,364} = \sim 1,365,$$

während er für dieses (gefräste Räder) zu $1 + \varphi_v = 1,07$ angenommen werden kann. Der Flaschenzug wirkt bei Aufwindung beider Seilenden wie ein doppelter 2rolliger Flaschenzug mit Ablauf der gezogenen Seilenden von den losen Rollen; die mittlere Rolle in der unteren Hakenrolle macht als Ausgleichrolle nur ganz geringe Bewegungen. Gl. 22, S. 28, liefert nach den Angaben auf S. 29 mit $n = 2 + 1 = 3$ und $\varphi_0 = 0,05$ für einen solchen Flaschenzug den Wert

$$1 + \varphi_f = \frac{1}{1,05} \frac{3 \cdot 0,05}{1 - \left(\frac{1}{1,05}\right)^3} = \sim 1,05.$$

Für die Trommel ist $1 + \varphi_t = 1,03$ zulässig. Als Verlustfaktor der ganzen Hubwinde folgt somit

$$1 + \varphi = 1,365 \cdot 1,07 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = \sim 1,58,$$

entsprechend $\eta = 0,633$. Die zum Heben der Maximallast erforderliche Leistung berechnet sich hiermit und für $w = \frac{4,5}{60} \text{ m/Sek.}$ aus Gl. 209, S. 180, zu

$$N = 1,58 \frac{20600 \cdot 4,5}{75 \cdot 60} = \sim 32,55 \text{ PS.}$$

In der Ausführung wurde ein Serienmotor von **26 PS** und $n = 550$ Umdrehungen i. d. Min. gewählt. Derselbe ist bei 25 Prozent Überlastung wohl in stande, die Maximallast zu heben, wenn auch bei dem oben angegebenen Wirkungsgrade der Winde mit etwas geringerer Geschwindigkeit als 4,5 m/Min., und entwickelt zugleich seinen grössten Wirkungsgrad beim Heben mittlerer Lasten.

Die Übersetzung des Vorgeleges folgt weiter aus Gl. 210, S. 181, mit $i_f = \frac{1}{3}$ zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,275 \pi \cdot 550 \cdot 60}{30 \cdot 4,5} \frac{1}{3} = \sim 70,4$$

und wird durch eine 2gängige Schnecke, deren Rad nur

$Z_1 = 22$ Zähne besitzt, sowie durch ein Stirnräderpaar von $z_2 = 12$ bzw.

$$Z_2 = \frac{70,4 \cdot 2}{22} 12 = \sim 78$$

Zähnen gebildet.

Schneckenvorgelege. Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{N Z_1}{n m} \frac{1}{1 + \varphi_s} = 71620 \frac{32,55 \cdot 22}{550 \cdot 2} \frac{1}{1,365} = \sim 34160 \text{ kgcm,}$$

Winkel γ nach Fig. 2, Taf. 28, gleich 45° , Verhältnis (s. S. 75)

$$\frac{r_1}{t_1} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } 20} = \frac{1}{\pi \cdot 0,364} = \sim 0,877,$$

$$\frac{b_1}{t_1} = \frac{\pi \cdot 45}{90} (0,877 + 0,33) = 1,895,$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, mit $k = 30$ und $z = Z_1 = 22$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 34160}{22 \cdot 30 \cdot 1,895}} = \sim 5,56 \text{ cm,}$$

während die Ausführung bei nur $\frac{b_1}{t_1} = 1,75$

$$t_1 = 20\pi = 62,832 \text{ mm, } R_1 = \frac{22 \cdot 20}{2} = 220 \text{ mm,}$$

$$r_1 = 0,877 \cdot 62,832 = \sim 55 \text{ mm zeigt.}$$

Zahnräderpaar (Stahlguss auf Stahlguss). Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = \frac{34160}{1,07} = \sim 31930 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118 a, S. 85, für $z = z_2 = 12$

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{31930}{12}} = 5,96 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist nur

$$t_2 = 16\pi = 50,265 \text{ mm, } r_2 = \frac{12 \cdot 16}{2} = 96 \text{ mm, } R_2 = \frac{78 \cdot 16}{2} = 624 \text{ mm,}$$

sodass, da Gl. 118 a für $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$ gilt, die Biegunspannung auf

$$\sigma_b = 500 \left(\frac{5,96}{50,265}\right)^3 = \sim 834 \text{ kg/qcm}$$

steigt.

Schneckenwelle. Durchmesser $d = 60 \text{ mm}$ durch den Motor gegeben.

Schneckenradwelle. Drehmoment $M_d = 34160 \text{ kgcm}$. Biegemoment durch den Zahndruck des Ritzel z_2 bei 185 mm Abstand von Mitte dieses bis Mitte der nächsten Buchse

$$M_b = \frac{34160}{r_2} 18,5 = \frac{34160}{9,6} 18,5 = \sim 65830 \text{ kgcm,}$$

Durchmesser nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 65830 + 5 \sqrt{65830^2 + 34160^2}\right) \frac{0,1}{600} = \sim 10,6 \text{ cm,}$$

Ausführung $d = 100 \text{ mm}$.

Trommelwelle. Drehmoment der einen Trommelhälfte (dass der anderen kommt nicht in die Welle)

$$M_d = \frac{1}{2} 31930 \frac{Z_2}{z_2} = \frac{1}{2} 31930 \frac{78}{12} = 103773 \text{ kgcm}$$

Das Biegemoment ist unbestimmbar. Auf Verdrehen allein berechnet, müsste der Wellendurchmesser für $k_d = 500 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{103773}{0,2 \cdot 500}} = \sim 10,22 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt den nur wenig grösseren Wert $d = 105 \text{ mm}$.

Die Bremse muss die Last schwebend erhalten können. Vernachlässigt man der Sicherheit wegen die Reibungswiderstände, welche dem Heruntergehen der Last entgegen wirken

so übt die schwebende Maximallast auf die Brems(Schnecken-)welle ein Drehmoment

$$M_d = Q \cdot R \cdot i_f \frac{z_2}{Z_2} \frac{m}{Z_1} = 20600 \cdot 27,5 \frac{1}{3} \frac{12}{78} \frac{2}{22} = \sim 2640 \text{ kgcm}$$

aus. Der Bremscheibenradius ist $r_b = 250$ mm, der vom Bremsbande an der Scheibe umschlungene Bogen $\alpha = \frac{2}{3} 2\pi = \frac{4}{3} \pi$. Für nur $\mu = 0,25$ und $e^{\alpha\pi} = \sim 2,85$ ergeben sich hiermit die auf das Bremsband auszubenden Kräfte nach Gl. 123, S. 89, zu

$$t = \frac{2640}{25 \cdot 1,85} = \sim 57 \text{ kg,}$$

$$T = 2,85 \cdot 57 = \sim 162,5 \text{ kg.}$$

Der Hebelarm des angezogenen Bandendes ist nach Fig. 3, Taf. 28, $a = 59$ mm. Das vom Bremshebel ausgeübte Drehmoment muss demnach, wenn das ablaufende Bandende angezogen wird,

$$57 \cdot 59 = 3363 \text{ kgmm,}$$

wenn das auflaufende vom Bremshebel erfasst wird,

$$162,5 \cdot 59 = 9587,5 \text{ kgmm}$$

betragen. Der Bremshebel wiegt 7 kg und hat seinen Schwerpunkt ca. 300 mm vom Drehpunkt, das Hebelgewicht ist 13 kg schwer und wirkt an einem Hebelarme $l = 600$ mm. Beide rufen demnach ein Drehmoment

$$7 \cdot 300 + 13 \cdot 600 = 9900 \text{ kgmm}$$

hervor, das also für jeden Fall ausreichend ist und die Last sicher in der Schwebe zu erhalten vermag.

Das schmiedeeiserne Bremsband ist $\beta \cdot \delta = 60 \cdot 3$ mm stark, das an den Bremshebel anschliessende Gewinde hat $\frac{5}{8}$ engl. äusseren Durchmesser. Die Flächenpressung

$$p = \frac{T}{\beta \cdot r_b} = \frac{162,5}{6 \cdot 25} = \sim 1,08 \text{ kg/qcm}$$

ist hinreichend niedrig, um die entwickelte Wärme abzuführen, und der Kernquerschnitt des Gewindes erleidet nur eine Zugspannung von

$$\sigma_z = \frac{162,5}{1,3} = 125 \text{ kg/qcm.}$$

Der Elektromagnet der Lüftbremse besitzt eine Zugkraft von 20 kg.

2. Das Querfahrwerk.

Jede Laufradachse desselben ist nach S. 162 mit $N = \frac{25000}{4}$ kg belastet. Die Laufräder drehen sich nach Fig. 5, Taf. 28, mit zwei Buchsen auf den feststehenden Achsen. Der Abstand von Mitte Buchse bis Mitte der nächsten Achsenunterstützung beträgt 45 mm. Für den Achsendurchmesser ist also bei Vernachlässigung des Zahndruckes und des Fahrwiderstandes die Beziehung

$$\frac{25000}{8} 4,5 = 0,1 b^3 \cdot k_b$$

massgebend, aus der für $k_b = 1000$ kg/qcm (Flussstahl)

$$b = \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 4,5}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 5,2 \text{ cm,}$$

oder besser wie in der Ausführung $b = 55$ mm folgt.

Mit ihm und $D = 400$ mm Laufraddurchmesser berechnet sich aus Gl. 211, S. 181, wenn wie dort angegeben, nur 50 Prozent der Zapfen- und rollenden Reibung zugeschlagen werden, der grösste Fahrwiderstand zu

$$\mathfrak{R} = 1,5 \cdot 25000 \frac{1 + 5,5}{10 \cdot 40} = \sim 610 \text{ kg,}$$

sowie die zur Überwindung desselben bei $w = \frac{18}{60}$ m/Sek.

Geschwindigkeit erforderliche Leistung nach Gl. 212, S. 181, zu

$$\mathfrak{R} = \frac{1,07^3 \cdot 610 \cdot 18}{75 \cdot 60} = \sim 3 \text{ PS,}$$

wenn der Verlustfaktor eines jeden Zahnradvorgeleges zu 1,07 angenommen wird. Der gewählte Motor hat 2,5 PS bei $n = 875$ Umdrehungen i. d. Min. Unter den gemachten Annahmen ist der Motor bei 20 Prozent Überlastung imstande, die angegebene Leistung für das Querfahren der Maximallast zu entwickeln.

Die Übersetzung des Vorgeleges muss mit der angeführten Umdrehungszahl des Motors nach Gl. 213, S. 181,

$$\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{z}}\right) = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 875 \cdot 60}{60 \cdot 18} = 61,1$$

betragen. In der Ausführung sind gewählt

$$\mathfrak{z}_1 = 20, \mathfrak{z}_2 = 100, \mathfrak{z}_3 = 12, \mathfrak{z}_4 = 84, \mathfrak{z}_5 = 30, \mathfrak{z}_6 = 52$$

Zähne, so dass die Gesamtübersetzung

$$\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{z}}\right) = \frac{100 \cdot 84 \cdot 52}{20 \cdot 12 \cdot 30} = 60,66$$

ist und die Fahrgeschwindigkeit bei 875 Umdrehungen des Motors etwas grösser als 18 m/Min. ausfällt.

1. Zahnradpaar (Rohhaut auf Gusseisen).

$$M_d = 71620 \frac{\mathfrak{R}}{n} \frac{1}{1,07} = 71620 \frac{3}{875} \frac{1}{1,07} = \sim 230 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 6$, $z = \mathfrak{z}_1 = 20$, $\frac{t_1}{b_1} = \frac{1}{3,3}$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 230}{20 \cdot 6 \cdot 3,3}} = \sim 5 \pi,$$

$$r_1 = \frac{20 \cdot 5}{2} = 50 \text{ mm, } \mathfrak{R}_1 = \frac{100 \cdot 5}{2} = 250 \text{ mm.}$$

2. Zahnradpaar (Bronze auf Gusseisen).

$$M_d = 230 \frac{\mathfrak{z}_2}{\mathfrak{z}_1} \frac{1}{1,07} = 230 \frac{100}{20} \frac{1}{1,07} = \sim 1075 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118 a, S. 85, für $z = \mathfrak{z}_2 = 12$

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1075}{12}} = \sim 2,375 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt nur

$$t_2 = 6 \pi = 18,85 \text{ mm, } r_2 = \frac{12 \cdot 6}{2} = 36 \text{ mm, } \mathfrak{R}_2 = \frac{84 \cdot 6}{2} = 252 \text{ mm.}$$

3. Zahnradpaar (doppelt, Gusseisen auf Gusseisen).

$$M_d = \frac{1}{2} 1075 \frac{\mathfrak{z}_3}{\mathfrak{z}_2} \frac{1}{1,07} = \frac{1}{2} 1075 \frac{84}{12} \frac{1}{1,07} = \sim 3516 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118 a, S. 85, für $z = \mathfrak{z}_3 = 30$

$$t_3 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{3516}{30}} = \sim 2,6 \text{ cm,}$$

oder wie in der Ausführung

$$t_3 = 8 \pi = 25,133 \text{ mm, } r_3 = \frac{30 \cdot 8}{2} = 120 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{R}_3 = \frac{52 \cdot 8}{2} = 208 \text{ mm.}$$

Die 1. Zwischenwelle ist festgelegt und wird deshalb nur durch die Bandspannungen bzw. Zahndrucke der fliegend angeordneten Bremscheibe und Zahnrad \mathfrak{z}_2 und \mathfrak{z}_1 auf Biegung beansprucht. Schätzt man die Resultierende aus den beiden Bandspannungen, die annähernd vertikal abwärts gerichtet ist, einschliesslich des Gewichtes zu 125 kg, so wirkt bei angezogener Bremse ein Biegemoment von

$$125 \cdot 20 = 2500 \text{ kgcm}$$

auf die Welle ein, da der Abstand von Mitte Bremse bis Mitte nächstes Lagerauge 200 mm ist (Fig. 5, Taf. 28). Der von dem Ritzel \mathfrak{z}_2 dann auf die Welle ausgeübte Zahndruck soll der Sicherheit wegen ebensogross wie beim Lastheben, also zu

$$\frac{1075}{r_2} = \frac{1075}{3,6} = \sim 300 \text{ kg}$$

angenommen werden. Er ruft, da sein Hebelarm in bezug auf die Mitte des Lagerauges 13,5 cm ist, ein Biegemoment

$$300 \cdot 13,5 = 4050 \text{ kgcm}$$

hervor, das in der Horizontalebene wirkt. Der Bolzen-durchmesser folgt demnach für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Fluss-stahl) aus

$$0,1 d^3 \cdot k_b = \sqrt{2500^2 + 4050^2}$$

zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{4780}{0,1 \cdot 1000}} = 3,63 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt $d = 40 \text{ mm}$. Beim Lastheben wird die Welle geringer beansprucht.

Die 2. Zwischenwelle empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 1075 \frac{\beta_2}{\beta_2} = 1075 \frac{84}{12} = 7525 \text{ kgcm,}$$

und an dem vorstehenden Wellenende ruft der Zahndruck des Rades β_2 , wie eben berechnet, ein Biegemoment

$$M_b = 4050 \text{ kgcm}$$

hervor. Nach Gl. 120, S. 86, muss demnach mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ der Wellendurchmesser gemäss

$$0,1 d^3 \cdot k_b = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 4050 + 5 \sqrt{4050^2 + 7525^2} \right)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{6865}{0,1 \cdot 600}} = 4,86 \text{ cm}$$

werden; die Ausführung zeigt nur **45 mm**.

Der Rahmen der Laufkatze besteht aus vier Längs- und zwei Querträgern. Am stärksten werden die beiden inneren Längsträger beansprucht. Jeder von ihnen besteht nach Fig. 6, Taf. 28, aus einem Stegblech 400·10 und zwei L-Eisen 60·60·10 mm und besitzt unter Berücksichtigung zweier 18 mm Nietlöcher zur Verbindung des Steges mit den L-Eisen ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{1}{12 \cdot 20} \left\{ 7 \cdot 40^3 - 5 \cdot 38^3 - 1 \cdot 28^3 - 2 \left(34,8^3 - 31,2^3 \right) \right\} \\ = \sim 534 \text{ cm}^3.$$

Auf die inneren Längsträger legen sich die beiden hoch-gestellten Flachschiene 370·20 mm. Nehmen wir an, dass dieselben den ganzen Lastzug empfangen, so berechnet sich für $l = 1260 \text{ mm}$ Radstand und 180 mm Abstand von Mitte bis Mitte Flachschiene die Beanspruchung der fraglichen Längsträger zu

$$\sigma_b = \frac{Q l - 18}{2 \cdot 2w} = \frac{20600 \cdot 126 - 18}{2 \cdot 2 \cdot 534} = \sim 1040 \text{ kg/qcm.}$$

3. Das Längsfahrwerk.

Das Eigengewicht des Krangestelles betrug nach S. 162 $G_s = 12500 \text{ kg}$, der Zapfendurchmesser desselben nach S. 163 $b' = 85 \text{ mm}$. Mit ihnen berechnet sich aus Gl. 214, S. 181, der Fahrwiderstand beim Fahren der Maximallast, wieder bei nur 50 Prozent Zuschlag für die nicht in Rechnung gestellten Nebenhindernisse und ohne Berücksichtigung des Winddruckes,

$$\mathfrak{R}' = 1,5 (20000 + 5000 + 12500) \frac{1 + 8,5}{10 \cdot 70} = \sim 765 \text{ kg.}$$

Das Vorgelege des Längsfahrwerkes besteht aus 4 Räderpaaren, von denen das letzte ein Zwischenrad besitzt. In Gl. 215, S. 181, kann also $1 + \varphi = 1,07^5$ gesetzt werden, womit sich für $w' = \frac{45}{60} \text{ m/Sek.}$ eine Leistung von

$$\mathfrak{R}' = 1,07^5 \frac{765 \cdot 45}{60 \cdot 75} = \sim 10,75 \text{ PS}$$

ergibt. Der gewählte Motor leistet **12 PS** bei $n' = 800$ Um-drehungen i. d. Min. und vermag also unter den gemachten Annahmen und ohne Berücksichtigung des Winddruckes den Kran mit der gewünschten Geschwindigkeit wohl zu bewegen.

Bei 50 Prozent Überlastung würden zur Überwindung des Winddruckes

$$1,5 \cdot 12 = 10,75 = 7,25 \text{ PS}$$

verbleiben, welche bei der maximalen Geschwindigkeit noch

$$7,25 \frac{765}{10,75} = \sim 520 \text{ kg}$$

Widerstand zu überwinden vermögen. Da die Druckfläche des Krangestelles etwas über 20 qm beträgt, so dürfte der Winddruck also noch

$$\frac{520}{20} = 26 \text{ kg/qcm}$$

sein. Bei stärkerem Winddruck würde sich der Kran ent-sprechend langsamer bewegen lassen.

Die Übersetzung des Vorgeleges muss gemäss Gl. 216, S. 181,

$$\left(\frac{\beta'}{\beta} \right) = \frac{0,7 \cdot \pi \cdot 800 \cdot 60}{60 \cdot 45} = \sim 39,1$$

werden. In der Ausführung ist

$$\beta_1' = 22, \beta_1 = 80, \beta_2' = 20, \beta_2 = 40, \beta_3' = 12, \beta_3 = 64$$

Zähne, also

$$\left(\frac{\beta'}{\beta} \right) = \frac{80 \cdot 40 \cdot 64}{22 \cdot 20 \cdot 12} = \sim 38,8.$$

1. Zahnradpaar (Rohhaut auf Gusseisen). Für $\mathfrak{R}' = 18 \text{ PS}$ beträgt

$$M_d = 71620 \frac{18}{800} \frac{1}{1,07} = \sim 1506 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 8$ und $z = \beta_1' = 22$,

$$\frac{b_1'}{t_1'} = 2,8$$

$$t_1' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 1506}{22 \cdot 8 \cdot 2,8}} = \sim 2,67 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist

$$t_1' = 8\pi = 25,133 \text{ mm, } r_1' = \frac{22 \cdot 8}{2} = 88 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{R}_1' = \frac{80 \cdot 8}{2} = 320 \text{ mm.}$$

2. Zahnradpaar (Kegelräder, Guss- auf Gusseisen). Wenn jede Kranseite das volle Drehmoment empfängt, ist

$$M_d = 1506 \frac{80}{22} \frac{1}{1,07} = \sim 5120 \text{ kgcm,}$$

Teilung in der Zahnmitte nach Gl. 118a, S. 85, für $z = \beta_x' = 25$

$$t_x' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{5120}{25}} = \sim 3,14 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist an der äusseren Zahnseite

$$t_x' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_x' = \mathfrak{R}_x' = \frac{25 \cdot 10}{2} = 125 \text{ mm.}$$

3. Zahnradpaar (Kegelräder, Guss- auf Gusseisen).

$$M_d = \frac{5120}{1,07} = \sim 4800 \text{ kgcm,}$$

$$t_2' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{4800}{20}} = \sim 3,294 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist aussen

$$t_2' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_2' = \frac{20 \cdot 10}{2} = 100 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{R}_2' = \frac{40 \cdot 10}{2} = 200 \text{ mm.}$$

4. Zahnradpaar (Stahlguss auf Stahlguss).

$$M_d = 4800 \frac{40}{20} \frac{1}{1,07} = \sim 8970 \text{ kgcm,}$$

$$t_3' = 0,445 \sqrt[3]{\frac{8970}{12}} = \sim 4,04 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist

$$t_3' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_3' = \frac{12 \cdot 10}{2} = 60 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{R}_3' = \frac{64 \cdot 10}{2} = 320 \text{ mm.}$$

Da das volle Drehmoment nur äusserst selten auf eine Kranseite, namentlich bei der Leistung $\mathfrak{N}' = 18$ PS des Motors, kommt, so sind die Teilungen der Räder noch hinreichend stark bemessen.

Die obere, horizontale Fahrwelle empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 71\,620 \frac{\mathfrak{N}' \mathfrak{z}_1' 1}{n' \mathfrak{z}_1' 1,07} = 71\,620 \frac{18 \cdot 80 \cdot 1}{800 \cdot 22 \cdot 1,07} \approx 5480 \text{ kgcm}$$

und muss nach Gl. 145, S. 117, bei 10 Prozent Zuschlag

$$d = 1,1 \cdot 0,28 \sqrt[3]{5480} \approx 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}$$

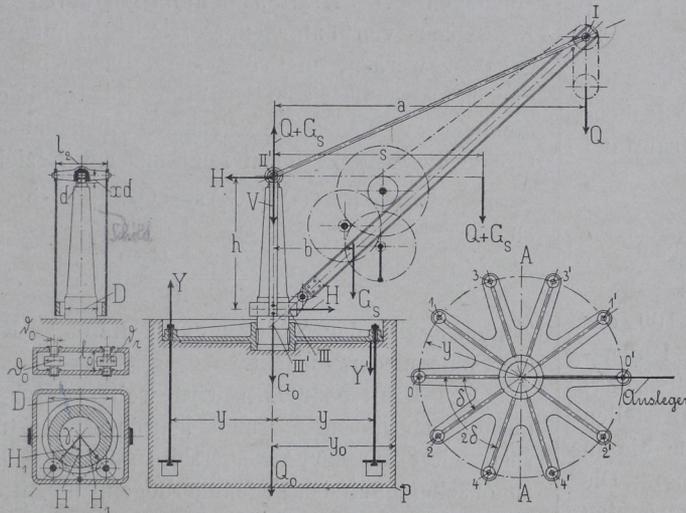
Durchmesser erhalten. Die beiden vertikalen Wellen haben dieselbe Stärke, trotzdem sie ein kleineres Drehmoment, selbst wenn das ganze Drehmoment nach einer Kranseite geleitet wird, bekommen.

Der Bolzen mit den Rädern \mathfrak{z}_2' und \mathfrak{z}_3' (s. Fig. 3, Taf. 27) steht fest und wird deshalb nur von den Zahndrücken und Eigengewichten dieser Räder auf Biegung beansprucht. Der Druck des Rades \mathfrak{z}_2' beträgt

$$\frac{4800}{\mathfrak{R}_2'} = \frac{4800}{20} = 240 \text{ kg,}$$

derjenige des Rades \mathfrak{z}_3'

Fig. 159.



$$\frac{4800}{r_3'} = \frac{4800}{6} = 800 \text{ kg.}$$

Die Zahnmitte jenes Rades ist 8,5, die dieses 7,5 cm von der Mitte des nächsten [-Eisens, welches den Bolzen stützt, entfernt, während der Abstand von Mitte bis Mitte [-Eisen 34 cm beträgt. Die Biegemomente beider Zahndrücke in der Mitte des Rades \mathfrak{z}_3' sind also

$$\frac{240 \cdot 8,5 \cdot 7,5}{34} = 450 \text{ kgcm}$$

bezw.

$$\frac{800 \cdot 7,5 (34 - 7,5)}{34} \approx 4680 \text{ kgcm,}$$

die, in zwei zu einander senkrechten Ebenen wirkend angenommen, für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) einen Bolzendurchmesser

$$0,1 d^3 k_b = \sqrt{450^2 + 4680^2},$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{4700}{0,1 \cdot 1000}} \approx 3,61 \text{ cm}$$

verlangen. Die Ausführung zeigt $d = 50 \text{ mm}$. Der nächste Bolzen mit dem Zwischenrade \mathfrak{z}_x' ist ebenso stark, aber noch geringer belastet.

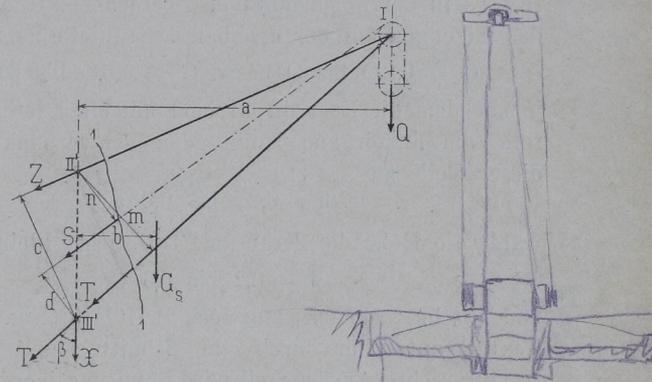
§ 34.

Das Gestell der Drehkrane.

Die meisten ortsfesten Drehkrane lassen in ihrem Gestell zwei Hauptteile unterscheiden, nämlich den Aus-

leger und die Stütze für denselben. Der Ausleger kann dreieckig, gitterförmig, als Blechschubel, Fachwerkarm usw. mit Rücksicht auf die Grösse, Verwendung des Kranes und andere Verhältnisse ausgebildet sein, die Stützung des Auslegers erfolgt durch eine Säule oder Drehscheibe. Bei den Säulendrehkrane legt sich der Ausleger entweder mit zwei Lagern auf bzw. gegen die dann feststehende Säule und schwenkt um diese, oder aber der Ausleger dreht sich zusammen mit der Säule in den Lagern der letzteren. In jenem Falle wird die Säule durch eine Platte mit Ankern auf dem Fundamente gehalten, in diesem sind die Lager der Säule an vorhandenen Gebäudeteilen oder in dem Fundamente befestigt. Bei den Drehscheibenkrane stützt sich der Ausleger auf eine Scheibe oder Plattform, die sich beim Kranschwenken mit Rollen oder Rädern auf einer kreisförmigen Laufbahn dreht; die letztere ist wieder durch Anker auf dem Fundamente gehalten.

Fig. 160.



Die fahrbaren Drehkrane besitzen ausser den beiden vorhergehenden Teilen noch ein fahrbares Untergestell, in oder auf dem bei Säulenkranen die Säule, bei Drehscheibenkrane die kreisförmige Laufbahn befestigt ist.

Mit Hinsicht auf diese Punkte verfolgen wir die Gestelle der Drehkrane an Hand der nachstehenden Einteilung.

a) Drehkrangestelle mit feststehender Säule.

1. Dreieckiger oder gitterförmiger Ausleger mit unveränderlicher Ausladung.

Fig. 159 des Textes zeigt die gebräuchliche Ausbildung solcher Gestelle. Der dreieckige Ausleger, bestehend aus den beiden oberen Schliessen oder Zugstangen, der unteren Druckstrebe und den beiden vertikalen Schilden, legt sich oben mit einer Traverse auf den Spurzapfen der Säule, während unten ein Hals- oder Rollenlager den schrägen Druck der Strebe auf jene überträgt. Die Säule selbst sitzt fest in einer Fundamentplatte, die durch Anker auf dem Fundamente gehalten wird. Das Triebwerk der Lastwinde wird entweder wie in der Figur auf der Strebe untergebracht oder ist in