

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

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

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

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

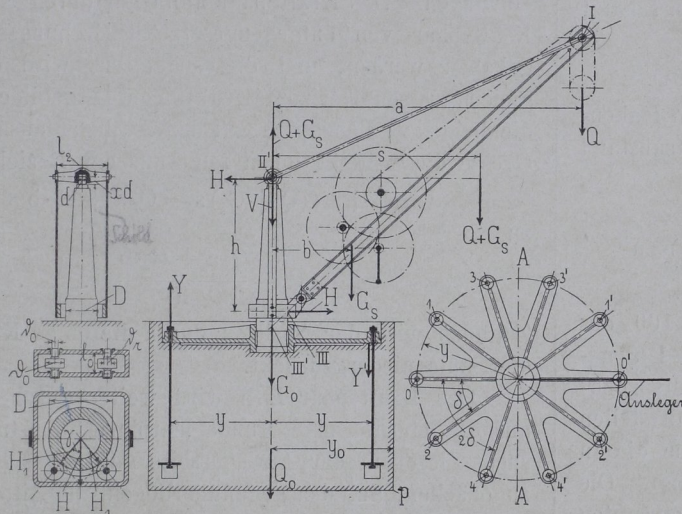
Durchmesser erhalten. Die beiden vertikalen Wellen haben dieselbe Stärke, trotzdem sie ein kleineres Drehmoment, selbst wenn das ganze Drehmoment nach einer Kranseite geleitet wird, bekommen.

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.



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

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.

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

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

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

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

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

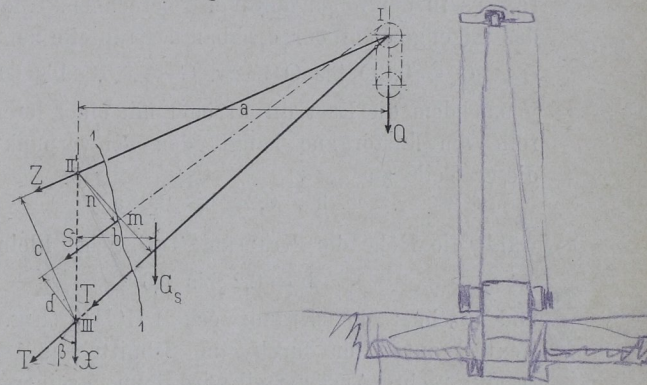
§ 34.

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

den Schilden zu beiden Seiten der Säule verlagert. Von der Trommel führt das Lastorgan über eine feste Rolle am Auslegerkopfe zur Last selbst oder zu einer Hakenflasche, an der jene hängt.

Bezeichnet

- Q die Maximallast inkl. Haken, Hakenflasche und Lastorgan in kg,
- a die Ausladung, das ist die horizontale Entfernung zwischen der Lastmitte und der Säulendrechachse,
- G_s das Gewicht aller beim Kranschwenken um die Säule sich drehenden Teile in kg,
- b der Abstand des Schwerpunktes dieser Teile von der Säulendrechachse,
- G₀ das Gewicht der Säule und Fundamentplatte in kg,
- h die vertikale Entfernung von Mitte bis Mitte der beiden Säulenzapfen,
- S die Spannung in dem zur Trommel führenden Trum des Lastorganes in kg,

so lassen sich zunächst die inneren Kräfte des Auslegers in der folgenden Weise berechnen. Man schätzt das Eigengewicht der drehbaren Kranteile zu

$$G_s = 0,8Q \text{ bis } Q \text{ bzw. } G_s = 0,6Q \text{ bis } 0,8Q,$$

je nachdem die Last direkt oder mit einer losen Hakenrolle am Lastorgane hängt, den Schwerpunktsabstand dieser Teile zu

$$b = 0,2a \text{ bis } 0,25a,$$

wählt die Höhe der Kransäule (möglichst klein) zu

$$h = 0,2 \text{ bis } 0,3a$$

und zeichnet das Krandreieck I II' III' (Fig. 160 des Textes) auf. Der durch eine Schnittebene 1—1 abgetrennte rechte Auslegerteil wird dann in seiner ursprünglichen Lage verbleiben, wenn man an den Schnittstellen der Schliessen, des Lastorganes und der Strebe die in diesen herrschenden Kräfte Z, S bzw. T anbringt. Die Gleichung der statischen Momente aller am abgetrennten Auslegerteil wirkenden Kräfte in bezug auf den Punkt III'

$$+ Q \cdot a + G_s \cdot b - Z \cdot c \mp S \cdot d = 0$$

liefert nun für die Schliessen die Zugkraft

$$Z = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b \mp S \cdot d}{c} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 217$$

Hierin wird das Moment S·d des Lastorganes gewöhnlich nur dann berücksichtigt, wenn es positiv ausfällt, also das Lastorgan unterhalb des Punktes III' verläuft. Im entgegengesetzten Falle, wo also die Spannung im Lastorgan die Schliessen entlastet, wird es meistens der Sicherheit wegen vernachlässigt.

Für den Punkt II' ergibt sich entsprechend aus der Gleichung der statischen Momente

$$+ Q \cdot a + G_s \cdot b + T \cdot m \pm S \cdot n = 0$$

als Druckkraft (negativ) in der Strebe

$$T = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b \pm S \cdot n}{m} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 218$$

wobei das Moment S·n auch wieder nur dann berücksichtigt wird, wenn es positiv ist, das Lastorgan also unterhalb des Punktes II' verläuft.

In den Schilden endlich herrscht eine Zugkraft

$$X = T \cdot \cos \beta \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 219$$

Es ist dies die Vertikalkomponente der Strebenkraft T, welche die oben festgehaltenen Schilde nach unten zieht.

Die äusseren Kräfte an der Kransäule ergeben sich aus der folgenden Betrachtung. Denkt man sich die beiden äusseren Kräfte des Auslegers Q und G_s zu einer Resultierenden vereinigt, so hat diese die Grösse Q + G_s und wirkt an einem Hebelarme s, der durch die Beziehung (s. Fig. 159 des Textes)

$$(Q + G_s) s = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

gegeben ist. Denkt man sich ferner diese Resultierende im Punkt II' zweimal in entgegengesetzter Richtung angebracht, wodurch nichts am Gleichgewichtszustande geändert wird, so erkennt man, dass nun auf die Säule ein Kräftepaar (Q + G_s)s und eine vertikal abwärtsgerichtete Kraft

$$V = Q + G_s \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 220$$

einwirken. Das Kräftepaar kann nur durch ein anderes Kräftepaar von entgegengesetztem Drehungssinne aufgehoben werden, und dieses letztere wird durch die gleich grossen Horizontalreaktionen H gebildet, welche die beiden Säulenzapfen auf den Ausleger ausüben. Die Grösse dieser Reaktionen folgt aus der Beziehung

$$H \cdot h = (Q + G_s) s = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

zu

$$H = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 221$$

Zugleich wird der Ausleger durch die obige Kraft V auf die Säule niedergedrückt.

Das Kräftepaar H·h wird weiter durch die Säule auf die sternförmige Fundamentplatte übertragen. Es sucht diese auf der Auslegerseite gegen das Fundament zu drücken, auf der gegenüberliegenden Seite aber von demselben abzuheben. Nimmt man an, dass sich die Druckkräfte gleichmässig auf alle Ankerstellen der Fundamentplatte verteilen, was annähernd der Fall ist, wenn die Platte nur rings um die Ankerlöcher aufliegt, setzt weiter voraus, dass alle Anker bei unbelasteter Platte mit gleichmässiger Kraft angezogen werden, und zwar so stark, dass aussen keine Fuge zwischen Platte und Fundament auch bei voll belastetem Krane entsteht, so lässt sich nach Bredt¹⁾ das gewöhnliche Biegungsgesetz zur Berechnung der Zug- und Druckkräfte in den einzelnen Ankerpunkten anwenden. Bezeichnet man allgemein diese Kräfte mit K und ihren Hebelarm in bezug auf die neutrale Achse der Fundamentplatte mit s, so ist dann

$$\Sigma(K \cdot k) = H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b.$$

Die Kraft K fällt wie bei einem auf Biegung beanspruchten Balkenquerschnitt am grössten in denjenigen Ankerpunkten aus, welche am weitesten von der neutralen Achse abstehen, und dieser Abstand wiederum erreicht seinen maximalen Wert, nämlich den Radius y des Ankerkreises, für diejenigen Ankerpunkte 0 und 0' in Fig. 159 des Textes, welche in der Auslegerebene

1) S. Zeitschrift des Ver. de... re, 1887, S. 459.

liegen. A—A ist dann die neutrale Achse der Fundamentplatte. Bezeichnen wir den grössten Wert von K mit K_{\max} , so ist das Moment der Ankerpunkte 0 und 0' bei der in Fig. 159 angegebenen Lage des Auslegers in bezug auf A—A gleich $K_{\max} \cdot 2y$. In den Punkten 1, 1' und 2, 2' betragen die Zug- bzw. Druckkräfte nach dem Biegesgesetz

$$K' = K_{\max} \frac{1-1'}{0-0'} = K_{\max} \cdot \cos \delta,$$

und somit ist das Moment dieser 4 Punkte

$$2K'1-1' = 2K_{\max} \cdot \cos \delta \cdot 2y \cos \delta = 2K_{\max} \cdot 2y \cos^2 \delta.$$

Für die Punkte 3, 3' und 4, 4' ergibt sich entsprechend als Moment

$$2K''3-3' = 2K_{\max} \cdot 2y \cos^2 2\delta.$$

usw. Allgemein ist für die gerade Ankerzahl n

$$\begin{aligned} \Sigma(K \cdot k) &= K_{\max} \cdot 2y + 2K'1-1' + 2K''3-3' + \dots \\ &= K_{\max} \cdot 2y (1 + 2\cos^2 \delta + 2\cos^2 2\delta + \dots) \end{aligned}$$

mit $\delta = \frac{360}{n}$, wobei nur Werte von $\delta, 2\delta \dots$ kleiner als 90 Grad zulässig sind. Die letzte Gleichung liefert

$$\begin{aligned} \text{für } n = 6 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 3K_{\max} \cdot y \\ \text{für } n = 8 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 4K_{\max} \cdot y \\ \text{für } n = 10 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 5K_{\max} \cdot y, \end{aligned}$$

oder allgemein

$$\Sigma(K \cdot k) = \frac{n}{2} K_{\max} \cdot y.$$

Führt man diesen Wert in die zuerst aufgestellte Gleichung für $\Sigma(K \cdot k)$ ein, so erhält man

$$K_{\max} = \mp \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y},$$

wobei das — Zeichen (Druckkraft) für den Punkt 0' auf der Auslegerseite, das + Zeichen (Zugkraft) für denjenigen 0 auf der gegenüberliegenden Seite gilt.

Weiter wirkt auf die Ankerpunkte der Fundamentplatte die vertikal abwärtsgerichtete Kraft $V = Q + G_s$ und das Eigengewicht G_0 der Säule und Fundamentplatte ein. Beide erzeugen für alle Ankerstellen die gleiche Druckkraft

$$K_1 = - \frac{V + G_0}{n} = - \frac{Q + G_s + G_0}{n}.$$

Man erhält somit schliesslich als grösste Druckkraft in den Ankerpunkten der Auslegerseite den Wert

$$Y' = \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y} + \frac{Q + G_s + G_0}{n} \quad . \quad 222$$

Das ist zugleich die grösste Kraft, welche die Enden der sternförmigen Grundplatte auf Biegung beansprucht. In den Ankerpunkten auf der dem Ausleger gegenüber befindlichen Seite tritt als grösste Zugkraft der Fundamentanker die Kraft

$$Y = \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y} - \frac{Q + G_s + G_0}{n} \quad . \quad 223$$

auf.

Soll schliesslich der ganze Kran mit seinem Fundament nicht um die Kante p in Fig. 159 des Textes kippen können, so muss, wenn Q_0 das Gewicht des

Fundamentes bezeichnet, mindestens

$$(Q_0 + G_0) y_0 = Q(a - y_0) - G_s(y_0 - b)$$

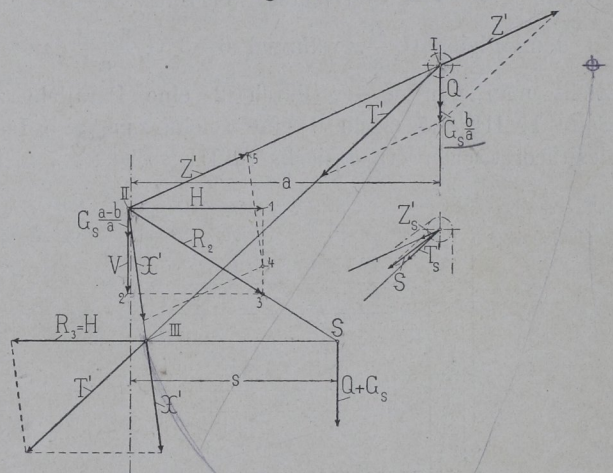
oder

$$Q_0 = Q \left(\frac{a}{y_0} - 1 \right) - G_s \left(1 - \frac{b}{y_0} \right) - G_0 \quad . \quad 224$$

sein. y_0 ist der Abstand der äussersten Fundamentkante von der Säulenachse.

Fig. 161 des Textes veranschaulicht nochmals die Zerlegung und Zusammensetzung der Kräfte im und am Krangestell. Das Eigengewicht G_s der drehbaren Teile ist dabei durch zwei Komponenten ersetzt gedacht, von denen die eine $G_s \frac{b}{a}$ an der Auslegerspitze, die andere $G_s \frac{a-b}{a}$ in der Säulenachse angreift. Im Punkte I ist dann die äussere Kraft $Q + G_s \frac{b}{a}$ in die Schliessenzugkraft Z' und die Strebendruckkraft T' zerlegt worden,

Fig. 161.



von denen jene in die Richtung I—II, diese in diejenige I—III des theoretischen Krangestells fällt. Die Punkte II und III bilden dabei die Stellen, wo der Ausleger gegen die Kransäule drückt, also seitlich links in der Mitte des oberen bzw. seitlich rechts in der Mitte des unteren Zapfens. T' zerlegt sich nun weiter im Punkte III in den senkrecht zur Lauffläche stehenden Zapfendruck R_3 , der horizontal gerichtet und gleich H^1 ist, wenn die genannte Lauffläche wie in der Figur vertikal liegt, und in eine Kraft X' , welche in der Richtung II—III auf den oberen Zapfen übertragen wird. Auf diesen wirken ausserdem die Schliessenkraft Z' und die vertikale Komponente $G_s \frac{a-b}{a}$ ein. Die drei Kräfte an diesem Zapfen durch den Linienzug II—5—4—3—II vereinigt, ergeben den resultierenden Zapfendruck R_2 des oberen Zapfens, dessen Horizontalkomponente II—1 wieder gleich H^1 und dessen Vertikalkomponente II—2 gleich $V = Q + G_s$ ist. R_3 und R_2 schneiden sich in einem Punkte S im Abstände s von der Säulenachse, durch den die Resultierende $Q + G_s$ geht.

1) Die Reaktion H ist entgegengesetzt gerichtet, wie in der Figur angegeben.

Fällt, wie im vorliegenden Falle, die Schliesse und Strebe in die Seite I—II bzw. I—III des theoretischen Krandreiecks I II III, so ist Z' gleich der wirklichen Schliessenkraft Z und T' gleich der wirklichen Strebenkraft T , wenn man von dem Einfluss der Spannung S im Lastorgan auf diese Teile absieht. Will man diesen Einfluss berücksichtigen, so hat man S (s. den besonderen Teil der Fig. 161) ebenfalls in zwei Komponenten zu zerlegen, und es wird bei der angenommenen Richtung des Lastorganes

$$Z = Z' - Z'_s \text{ und } T = T' + T'_s.$$

Weicht aber die Schliessen- und Strebenrichtung von den betreffenden Seiten des theoretischen Krandreiecks I II III ab, so ergänzen sich Z' und T' mit den nötigen Seitenkräften und gegebenen Falles mit den Komponenten Z'_s und T'_s zu Z und T .

Die ganze Zerlegung und Vereinigung der Kräfte in dem oben erwähnten Sinne lässt sich nun in einfachster Weise so vornehmen, wie Fig. 162 des Textes zeigt. Man trägt im Abstände $0-1 = a$ die Last $Q = 1-2$ und das Eigengewicht $G_s = 1-3$ in irgend einem Massstabe auf und zieht die Verbindungslinie $0-3$. Die im Abstände $0-4 = b$ errichtete Vertikale $4-5 = 1-6$ ist dann gleich $G_s \frac{b}{a}$, während $6-3 = G_s \frac{a-b}{a}$ darstellt. Zieht man nun weiter durch 2 eine Parallele zur Seite I—III und durch 6 eine solche zur Seite I—II des theoretischen Krandreiecks I II III, so ist $2-7$ gleich

Fig. 162.

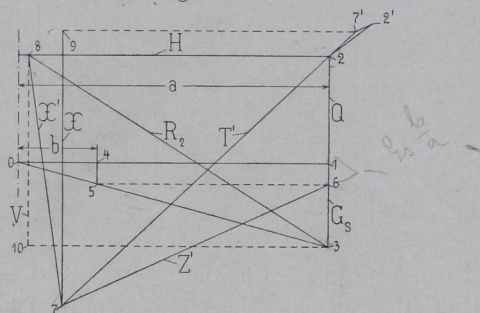
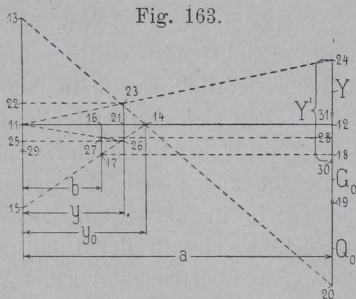


Fig. 163.



T' und $6-7$ gleich Z' . Die Parallele durch 7 zur Seite II—III des genannten Dreiecks liefert endlich mit der Horizontalen durch 2 den Punkt 8, und es stellt einerseits in dem Kräftezug $2-8-7-2$ die Strecke $8-7$ die Kraft X' , $2-8$ die Resultierende R_2 bzw. die bei vertikaler Lauffläche ebensogrosse, aber entgegengesetzt gerichtete Reaktion H des unteren Halszapfens, sowie andererseits in dem Kräftezug $8-7-6-3-8$ die Strecke $8-3$ die Resultierende R_2 des oberen Zapfens dar. Die Horizontalkomponente von R_2 ist wieder $2-8 = H$, die Vertikalkomponente $2-3$ gleich $V = Q + G_s$.

Um die wirkliche Schliessen-, Streben- und Schildenkraft zu bekommen hat man $2-2'$ parallel und gleich der Spannung S des Lastorganes zu machen und in zwei Komponenten $2-7'$ bzw. $2'-7'$ zu zerlegen, die in die Streben- bzw. Schliessenrichtung fallen. Da nur $2-7'$ die Strebenkraft T' vergrößert, so ist für die Berechnung der Streben- und Schliessenquerschnitte, wie früher angedeutet, $T = 7-7'$, $Z = 7-6$ zu setzen. Die wirkliche Schildenkraft X ist die Horizontalkomponente von T , also gleich $7-9$.

Fallen die Schliessen und Strebe nicht wie im vorliegenden Falle in die Seiten des theoretischen Krandreiecks, so hat man zur Bestimmung von Z und T die Strecke $2-6$ vorher nochmals in die wirkliche Schliessen- und Strebenrichtung zu zerlegen, ehe man die Komponenten mit denjenigen von S vereinigt.

Fig. 163 zeigt die graphische Bestimmung der Kräfte Y' , Y und Q_0 . $11-12$ ist wieder gleich der Ausladung a , $11-16 = b$, $11-14 = y_0$, $11-13 = Q$, $11-15 = G_s$ gemacht. Die Verbindungslinie von 13 und 14 liefert auf der Vertikalen durch 12 den Punkt 20, die Verbindungslinie von 15 und 14 auf der Vertikalen durch 16 den Punkt 17 bzw. die Horizontale durch 17 den Punkt 18. Entspricht dann noch $18-19$ dem Gewichte G_0 der Säule und Fundamentplatte, so stellt $19-20$ in dem gewählten Kräftemassstabe das Fundamentgewicht Q_0 dar, wie es die Gleichung 224 verlangt.

Wie sich leicht ermitteln lässt, ist nämlich

$$12-20 = Q \frac{a - y_0}{y_0} \text{ und } 16-17 = 12-18 = G_s \frac{y_0 - b}{y_0}.$$

Zur Bestimmung von Y' und Y muss $11-21 = y$ aufgetragen und $21-23 = 11-22 = \frac{Q}{0,5n}$, sowie $21-26 = 11-25 = \frac{G_s}{0,5n}$ (n Ankerzahl) gemacht werden. Durch Verbindung von 11 und 23 ergibt sich dann der Punkt 24, durch Verbindung von 11 und 26 der Punkt 27 bzw. der auf der Horizontalen durch 27 und Vertikalen durch 12 liegende Punkt 28. Ist schliesslich noch $25-29 = \frac{G_0}{0,5n}$ und $28-30 = 28-31$ gleich der Hälfte von $22-29$, so ist $Y' = 24-30$ und $Y = 24-31$ gemäss Gl. 222 bzw. 223.

Es stellt dar:

$$12-24 = \frac{2Q \cdot a}{n \cdot y}, \quad 16-27 = 12-28 = \frac{2G_s \cdot b}{n \cdot y} \text{ und}$$

$$28-30 = 28-31 = \frac{Q + G_s + G_0}{n}.$$

Mit Hilfe der ermittelten Kräfte im und am Kranstell lassen sich die einzelnen Teile desselben nach der Festigkeitslehre, wie folgt, berechnen.

Jede der beiden Schliessen verlangt nach der Zugfestigkeit einen kleinsten Querschnitt von

$$f = \frac{Z}{2k_z} \dots \dots \dots 225$$

mit nur $k_z = 500$ bis 600 kg/qcm für Schweisseisen in Rücksicht auf die seitliche Abbiegung, welche die Augen infolge der Schrägstellung der Schliessen erfahren.

Die Strebe ist zunächst auf Zerknicken nach der Gleichung

$$J = \frac{mT \cdot L_s^2}{10E} \dots \dots \dots 226$$

zu berechnen, wenn J das kleinste Trägheitsmoment des für die Knicklänge L_s in Frage kommenden Querschnittes und $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ den Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen bezeichnet. Die Sicherheit m beträgt gewöhnlich 6 bis 10.

Ferner muss nach der Druckfestigkeit der kleinste Nutzquerschnitt der Strebe

$$F = \frac{T}{k} \dots \dots \dots 227$$

mit $k \leq 750 \text{ kg/qcm}$ betragen. Die Strebe wird gewöhnlich durch 2 [- oder 4 L-Eisen gebildet, die durch quer- und diagonalgelegte Flach- oder L-Eisen untereinander verbunden sind. An den Enden wird durch volle Bleche der Anschluss der Augen zur Aufnahme der Bolzen vermittelt.

Die Kransäule wird am stärksten im mittleren Querschnitt des unteren Halszapfens beansprucht, und zwar auf Biegung durch das Kräftepaar $H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$ und zugleich auf Druck durch die Vertikalkraft $V = Q + G_s$. Es dürfte genügen, bei der Berechnung nur die Biegungsbeanspruchung zu berücksichtigen, also das erforderliche Widerstandsmoment des fraglichen Querschnittes aus der Gleichung

$$w = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{k_b} \dots \dots \dots 228$$

mit $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$ für hohl gegossene gusseiserne Säulen und $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$ für geschmiedete Stahlsäulen zu bestimmen. Die grösste Anstrengung der Säule ist dann unter Berücksichtigung der Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{Q + G_s}{f} + \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{w},$$

wenn f den Inhalt des oben erwähnten Querschnittes bezeichnet.

Auf den oberen Stützzapfen der Säule wirkt vertikal die Kraft V, horizontal die Reaktion H ein. Jene ruft eine über den ganzen Zapfenquerschnitt gleichmässig verteilte Druckspannung von

$$\sigma = \frac{V}{d^2 \frac{\pi}{4}}$$

diese eine grösste Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{H \cdot x d}{0,1 d^3}$$

hervor, unter d den Zapfendurchmesser und xd den Abstand von Mitte Zapfenbuchse bis zur Befestigung des Zapfens oder dem Zapfenansatz verstanden. Auf der Auslegerseite summieren sich die beiden Spannungen zu einer resultierenden Spannung

$$\sigma + \sigma_b = \frac{V}{d^2 \frac{\pi}{4}} + \frac{H \cdot x d}{0,1 d^3}$$

die für Stahl als Zapfenmaterial kleiner als 1000 kg/qcm

bleiben soll. Hiermit und mit $x = 0,66$ erhält man aus der vorstehenden Gleichung

$$d = \sim 0,1 \sqrt{\frac{V}{80} + \frac{2}{3} H} \dots \dots \dots 229$$

welchen Wert man bei Kranen mit Maschinenbetrieb zweckmässig noch um 10 Prozent grösser nimmt. Die spezifische Flächenpressung wird man ferner in den Gleitflächen immer unter 150 und 100 kg/qcm für Hand- bzw. Maschinenantrieb halten müssen. Das Gleiche gilt für den unteren Halszapfen, wenn dessen Lager als gewöhnliches Halslager mit Bronzebuchse ausgebildet ist.

Besitzt aber der untere Halszapfen ein Rollenlager nach Fig. 159 auf S. 207, so empfängt jede von den beiden Rollen auf der Auslegerseite einen Horizontaldruck

$$H_1 = \frac{H}{2 \cos \gamma} \dots \dots \dots 230$$

Derselbe beansprucht die Rollenachsen auf Biegung und kann, wenn die Zapfen, wie in der Figur, dicht an die Rollen anschliessen und in besonderen Buchsen laufen, als annähernd gleichmässig über die Zapfenlänge l_0 verteilt angesehen werden. Der Durchmesser der Rollenachsen in der Mitte der Rollen folgt dann aus

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{H_1 \cdot l_0}{8 \cdot 0,1 \cdot k_b}} \dots \dots \dots 231$$

mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ für Stahl¹⁾. Den Durchmesser der Rollen nimmt man

$$D_0 = 3d_r \text{ bis } 5d_r,$$

die Laufbreite derselben, Stahl als Material der Rollen vorausgesetzt, mit D_0 in cm

$$b_0 \geq 0,014 \frac{H_1}{D_0} \text{ in cm.}$$

Die Traverse ist in ihrer Mitte durch die Resultierende

$$R_2 = \sqrt{H^2 + V^2}$$

belastet. Nach der Biegungsfestigkeit muss demnach der mittlere Querschnitt der Traverse in bezug auf die zu R_2 senkrechte Schwerpunktsachse ein Widerstandsmoment

$$w = R_2 \frac{l_2}{4} \frac{1}{k_b} \dots \dots \dots 232$$

besitzen. l_2 ist die freitragende Länge der Traverse, k_b kann $\leq 750 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen und $\leq 1000 \text{ kg/qcm}$ für Stahl gesetzt werden.

Die Schilde verlangen einen Zugquerschnitt

$$F = \frac{X}{2k_z} \dots \dots \dots 233$$

mit $k_z \geq 750 \text{ kg/qcm}$ für Schweiss- und $\leq 250 \text{ kg/qcm}$ für Gusseisen. Sind die Wellen des Hub- und Drehwerkes in ihnen gelagert, so sind mit Rücksicht auf eine sichere Verlagerung natürlich grössere Querschnitte nötig.

Die Arme der sternförmigen Grundplatte werden am stärksten auf der Auslegerseite durch die Kraft V' auf Biegung beansprucht. Das Widerstandsmoment des

1) Stehen die Rollenbolzen fest und drehen sich die Rollen auf ihnen, so kann $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden.

meist T-förmig gewählten Querschnittes dicht vor der Nabe muss demnach

$$w = \frac{Y \cdot l'}{k_b} \dots \dots \dots 234$$

mit $k_b \leq 250 \text{ kg/qcm}$ für Gusseisen sein; l' ist der Abstand des fraglichen Querschnittes von der Mitte des zugehörigen Fundamentankers.

Der Kernquerschnitt der Fundamentanker ist aus

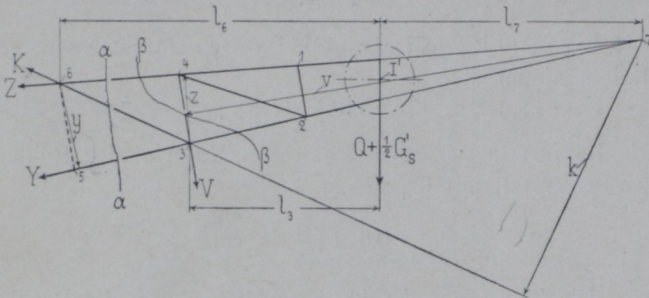
$$d_1 \frac{\pi}{4} = \frac{Y}{k_z} \dots \dots \dots 235$$

mit $k_z \leq 450 \text{ kg/qcm}$ zu berechnen.

Das Fundamentgewicht Q_0 endlich nimmt man 2- bis 2,5 mal so schwer, als Gl. 224, S. 209, mindestens verlangt.

Um den Platz unter der Strebe für die Last freier zu bekommen, versieht man die vorliegenden Krangestelle nach Taf. 29 mit einem vorspringenden Schnabel am Auslegerkopf. Derselbe wird gitterartig ausgebildet und schliesst durch kräftige Bleche kastenförmig (s. Schnitt 1—1, Taf. 29) an die eigentliche Strebe an. Zur Berechnung des Schnabelendes kann man das halbe Eigengewicht G'_s desselben in l' annehmen. Ein Schnitt $\alpha-\alpha$ (Fig. 164 des Textes), der drei Stangen schneidet, liefert

Fig. 164.



dann nach der Ritter'schen Methode als Momentengleichung in bezug auf die Punkte 3, 6 bzw. 7

$$0 = + \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) l_3 - Z \cdot z \text{ oder } Z = \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) \frac{l_3}{z},$$

$$0 = + \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) l_6 + Y \cdot y \text{ oder } Y = - \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) \frac{l_6}{y},$$

$$0 = - \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) l_7 + K \cdot k \text{ oder } K = \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) \frac{l_7}{k},$$

wodurch die Stangenkräfte in 6—4, 5—3 und 6—3 bestimmt sind. Durch den Schnitt $\beta-\beta$ erhält man entsprechend mit bezug auf den Punkt 7 und die Stange 3—4

$$0 = - \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) l_7 - V \cdot v \text{ oder}$$

$$V = - \left(Q + \frac{1}{2} G'_s \right) \frac{l_7}{v} \text{ usw.}$$

Auch lassen sich die Stangenkräfte leicht auf graphischem Wege ermitteln, wie dies in dem nachfolgenden Beispiele gezeigt ist.

Ist der ganze Ausleger gitterförmig gestaltet, so kann die Ritter'sche Methode oder das graphische Verfahren ebenfalls zur Bestimmung der Stangenkräfte be-

nutzt werden, sobald man sich das Eigengewicht des Auslegers auf die einzelnen Knotenpunkte verteilt denkt. Beispiele hierfür befinden sich bei den Drehscheibenkranen.

Den Querschnitt der Strebe im Anschlusspunkt I der Schliessen in Fig. 1, Taf. 29, wird man nach den unter 2. auf S. 216 gemachten Angaben zur Berechnung der Blechschnabel-Ausleger zu bestimmen haben.

Beispiel.

Nach den gemachten Angaben sind die Hauptteile des Krangestelles auf Taf. 29 zu berechnen. Die Maximallast desselben beträgt 6000 kg, die Ausladung $a = 7500 \text{ mm}$.

Wir schätzen das Eigengewicht der Hakenflasche zu 200 kg, das der um die Säule drehbaren Kranteile zu $G_s = 0,66 \cdot 6000 = \sim 4000 \text{ kg}$, den Schwerpunktsabstand der letzteren zu $b = \sim 2000 \text{ mm}$. Aus dem Krandreieck ergeben sich die Hebelarme

$$c = 1580 \text{ und } m = 1300 \text{ mm}$$

bei $h = 1650 \text{ mm}$ Säulenhöhe von Mitte bis Mitte Zapfen. Die Spannung S des Trommelseiles, das vollständig ausserhalb des Krandreiecks läuft, soll der Sicherheit wegen unberücksichtigt bleiben, da sie sowohl die Schliessen als auch die Strebe entlastet. Hiermit ergibt sich die Zugkraft in den Schliessen nach Gl. 217, S. 208, zu

$$Z = \frac{(6000 + 200) 7500 + 4000 \cdot 2000}{1580} = \sim 34495 \text{ kg,}$$

die Druckkraft in der Strebe nach Gl. 218, S. 208, zu

$$T = \frac{(6000 + 200) 7500 + 4000 \cdot 2000}{1300} = \sim 41930 \text{ kg,}$$

die Zugkraft in den Schilden nach Gl. 219, S. 208, für $\beta = 40^\circ$ zu

$$X = 41930 \cdot \cos 40 = \sim 32118 \text{ kg.}$$

Die horizontalen Reaktionen, welche der Ausleger an den beiden Säulenzapfen hervorruft, betragen nach Gl. 221, S. 208,

$$H = \frac{(6000 + 200) 7500 + 4000 \cdot 2000}{1650} = \sim 33030 \text{ kg.}$$

Zugleich wird der Ausleger nach Gl. 220, S. 208, mit einer Vertikalkraft

$$V = 6000 + 200 + 4000 = 10200 \text{ kg}$$

auf den oberen Säulenzapfen gedrückt.

Schätzt man weiter das Eigengewicht der Säule und Fundamentplatte zu $G_0 = 3850 \text{ kg}$, so ergibt sich für einen Radius $y = 1375 \text{ mm}$ des Lochkreises der $n = 10$ Anker die grösste Druckkraft, mit welcher sich die Arme der Fundamentplatte auf der Auslegerseite mit ihrem Ende auf das Fundament setzen, nach Gl. 222, S. 209, zu

$$Y' = \frac{2(6200 \cdot 7500 + 4000 \cdot 2000)}{10 \cdot 1375} + \frac{6200 + 4000 + 3850}{10} = 9332 \text{ kg,}$$

während die grösste Zugkraft der Fundamentanker nach Gl. 223, S. 209,

$$Y = \frac{2(6200 \cdot 7500 + 4000 \cdot 2000)}{10 \cdot 1375} - \frac{6200 + 4000 + 3850}{10} = 6522 \text{ kg}$$

beträgt. Das der Gl. 224, S. 209, genügende Fundamentgewicht ist bei $y_0 = 1750 \text{ mm}$ Abstand der äussersten Fundamentkante von der Säulenachse

$$Q_0 = 6200 \left(\frac{7500}{1750} - 1 \right) - 4000 \left(1 - \frac{2000}{1750} \right) - 3850 = 17093 \text{ kg.}$$

In Fig. 1, Taf. 29, sind die vorstehenden Kräfte graphisch für einen Längenmassstab 1:75 und einen Kräftemassstab

1 mm = 400 kg ermittelt. Ausgegangen wurde dabei von der Resultierenden $Q + G_s$ der äusseren Kräfte Q und G_s . Den durch die Beziehung

$$(Q + G_s) s = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

bestimmten Abstand s dieser Resultierenden von der Säulenachse erhält man dadurch, dass man $0-4 = b$, $0-1 = a$, $1-2 = G_s$, $2-3 = Q$ (6200 kg) macht und 0 mit 2, sowie 3 verbindet. $0-2$ schneidet dann auf der Vertikalen durch 4 den Punkt 5 ab, und die im Abstände $5-6 = Q$ durch 6 gezogene Horizontale trifft die Gerade $0-3$ in dem Punkte 7, durch den die Resultierende geht.

Die Horizontale durch 3 liefert weiter auf der Vertikalen durch 7 den Punkt 10, sodass wieder $8-10 = Q + G_s$ ist. Trägt man nun im Abstände $h = 1650$ mm über 0 den Punkt II auf, wo sich der Ausleger gegen den oberen Zapfen legt und verbindet 8 mit II, so bildet $8-II-9$ die Resultierende R_2 aller Kräfte auf diesen Zapfen mit $H = 9-10$ als Horizontal- und $V = 10-8$ als Vertikalkomponente.

Eine Parallele durch 9 zur Seite II-III und eine solche durch 10 zur Seite I-III des Krandreiecks I-II-III ergibt schliesslich den Schnittpunkt 11 und eine Parallele zu I-II durch diesen den Punkt 12 auf der Vertikalen durch 10. Da die wirkliche Strebenrichtung I-III' nicht mit der Seite I-III des Krandreiecks zusammenfällt, so hat man dann noch durch 10 eine Parallele zur Richtung I-III' zu legen, um in 10-13 die Strebendruckkraft T und in 12-13 die Schliessenzugkraft Z zu erhalten. Die Vertikalkomponente von 10-13 bildet die Schildenkraft X ; dieselbe ist nicht eingetragen.

Zur Bestimmung der Kräfte Y' und Y ist $0-14 = y$, $14-16 = \frac{2(Q + G_s)}{n} = \frac{6200 + 4000}{5}$ kg gemacht und die Verbindungslinie $16-0-17$ gezogen worden. Ist dann $8-18 = \frac{1}{2} 14-16$, $18-19 = \frac{G_0}{n} = \frac{3850}{10}$ und $8-20 = 8-19$, so stellt $17-20$ die Druckkraft Y' , $17-19$ die Zugkraft Y dar.

Das Gewicht Q_0 endlich erhält man, sobald man $21-22 = Q$, $21-23 = G_s$, $21-26 = y_0$ macht. Die Verbindungslinie $22-26$ trifft dann die Vertikale im Abstände $21-27 = a$ in 29 und diejenige $23-26$ die Vertikale im Abstände $21-24 = b$ in 25. Für $27-28 = G_0$, wobei 27 auf der Horizontalen durch 25 liegt, wird dann $28-29 = Q_0$.

Die einzelnen Teile des Krangestelles berechnen sich nun mit Hilfe der ermittelten Kräfte wie folgt.

Die beiden Schliessen verlangen nach Gl. 225, S. 210, für $k_z = 550$ kg/qcm je einen Querschnitt von

$$f = \frac{34495}{2 \cdot 550} = \sim 31,4 \text{ qcm,}$$

dem Flacheisen von **140 mm** Breite und **23 mm** Dicke mit $14 \cdot 2,3 = 32,2$ qcm Querschnitt genügen.

Die Strebe ist zunächst für die ganze Länge $L_s = 768$ cm zwischen dem Bolzen in I und demjenigen am unteren Halslager zu berechnen. Fig. 4, Taf. 29, zeigt den Querschnitt in der Mitte dieser Länge. Er besteht aus 4 L-Eisen 75.75.10 mm und besitzt in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse ein Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 7,5 (40^3 - 38^3) + 2 \cdot 1 (38^3 - 25^3) \right\} = 17950 \text{ cm}^4,$$

in bezug auf die vertikale Schwerpunktsachse ein solches

$$J_y = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 1 (45^3 - 30^3) + 2 \cdot 6,5 (32^3 - 30^3) \right\} = 16936 \text{ cm}^4.$$

Mit dem kleineren von beiden folgt aus Gl. 226, S. 211, für $E = 2000000$ kg/qcm eine

$$m = \frac{16936 \cdot 10 \cdot 2000000}{41930 \cdot 768^2} = \sim 13,7 \text{ fache Sicherheit.}$$

Weiter ist zu untersuchen, ob die Haupt L-Eisen der Strebe nicht zwischen den aufgenieteten Quer L-Eisen und Diagonal-

Flacheisen ausweichen können. Die hierbei in Frage kommende Knicklänge ist nach Fig. 1, Taf. 29, $2l_s = 135$ cm. Das kleinste Trägheitsmoment eines L-Eisens 75.75.10 beträgt $29,8$ cm⁴. Führt man diese Werte für L_s bezw. J , sowie für T den Wert $\frac{41930}{4} = 10482,5$ kg in die Gl. 226 ein, so ergibt sich nur eine

$$m = \frac{29,8 \cdot 10 \cdot 2000000}{10482,5 \cdot 135^2} = \sim 3,125 \text{ fache Sicherheit.}$$

Auf Druck berechnet, müsste die Strebe nach Gl. 227, S. 211, für $k = 750$ kg/qcm einen Querschnitt

$$F = \frac{41930}{750} = \sim 55,8 \text{ qcm}$$

bekommen. Die 4 L-Eisen bieten einen solchen von

$$4(7,5 + 6,5) l = 56 \text{ qcm.}$$

Am unteren Ende stützt sich die Strebe mit zwei Guss-eisenaugen auf die im unteren Lagerkasten befestigten beiden Stahlbolzen. Fig. 165 des Textes zeigt die Verbindung noch-mals. Die Strebenaugen sind 90, die Bolzenaugen am Lagerkasten 100 mm lang, sodass von Mitte bis Mitte Auge ein Abstand von 190 mm vorhanden ist. Nimmt man die angreifende Kraft $0,5T$ wegen der grossen Länge der Augen gleichmässig über den Abstand von 190 mm verteilt an, so muss der Bolzendurchmesser selbst für $k_b = 1200$ kg/qcm nach der Gleichung

Fig. 165.

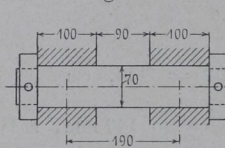
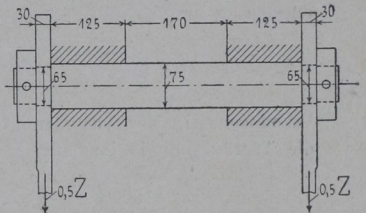


Fig. 166.



$$0,1 d^3 \cdot k_b = 0,5 T \frac{19}{8}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 41930 \cdot 19}{8 \cdot 0,1 \cdot 1200}} = 7,5 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt sogar nur **70 mm**.

Der Bolzen im Punkte I (Fig. 1, Taf. 29) wird gemäss Fig. 166 des Textes durch die Kräfte $0,5Z$ an seinen beiden Enden auf Biegung und Abscheren beansprucht. Für $k_b = 1000$ und $k_s = 800$ kg/qcm (Flussstahl) macht sich demnach bei 30 mm Breite der Schliessenaugen ein Durchmesser von

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 34495 \cdot 3}{2 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 6,4 \text{ cm}$$

bezw.

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 34495 \cdot 4}{800 \cdot \pi}} = \sim 5,37 \text{ cm}$$

nötig. Die Ausführung zeigt **65 mm**. Zwischen den Strebenaugen wirkt auf den genannten Bolzen die nur geringe Resultierende aus den beiden Seilspannungen ein; er ist für diese mit **75 mm** Durchmesser sehr reichlich bemessen.

Die Enden der Traverse werden durch die Schliessenkraft $0,5Z$ in der gleichen Weise wie die Zapfen des Bolzens I beansprucht. Da die Traverse aber aus Schweisseisen besteht, für welche $k_b = 750$ und $k_s = 600$ kg/qcm zulässig ist, so muss der Durchmesser der fraglichen Enden hier

$$d = 6,4 \sqrt[3]{\frac{1000}{750}} = \sim 7,04 \text{ cm}$$

bezw.

$$d = 5,37 \sqrt[3]{\frac{800}{600}} = \sim 6,2 \text{ cm}$$

betragen. In der Ausführung sind hierfür **75 mm** genommen (s. Fig. 6, Taf. 29).

Die Schilde sind mit Rücksicht darauf, dass die Wellen des Windwerks in ihnen gelagert sind, stärker bemessen, als die Zugkraft X nach Gl. 233, S. 211, verlangt. Nach dieser müsste ihr kleinster Querschnitt

$$F \geq \frac{32118}{2 \cdot 750} = \sim 21,4 \text{ qcm}$$

sein, während er tatsächlich an der schwächsten Stelle $50 \cdot 1,6 = 80 \text{ qcm}$ ist.

Berechnet man den gefährlichen Querschnitt der Säule zunächst nur auf Biegung allein aus Gl. 228, S. 211, für $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$ (Gussstahl), so müsste das Widerstandsmoment desselben

$$w = \frac{6200 \cdot 750 + 4000 \cdot 200}{800} = 6812,5 \text{ cm}^3$$

betragen. Derselben genügt ein Durchmesser

$$D = \sqrt[3]{10 \cdot 6812,5} = \sim 40,8 \text{ cm,}$$

während die Ausführung nur einen solchen von **335 mm** zeigt. Infolgedessen beträgt die grösste Spannung in dem fraglichen Querschnitt auf der Auslegerseite

$$\frac{6200 \cdot 750 + 4000 \cdot 200}{0,1 \cdot 33,5^3} + \frac{6200 + 4000}{33,5^2 \frac{\pi}{4}} = \sim 1462 \text{ kg/qcm.}$$

Eine solche hohe Anstrengung bringt starke Durchbiegungen der Säule mit sich und ist nur zulässig, wenn der Kran nur selten durch die Maximallast belastet wird.

Der obere Stützzapfen der Kransäule muss nach Gl. 229, S. 211, einen Durchmesser

$$d = 0,1 \sqrt{\frac{10200}{80} + \frac{2}{3} 33030} = \sim 14,9 \text{ cm}$$

bekommen. In der Ausführung ist er nur **140 mm**, sodass die Anstrengung in ihm auf

$$\sigma = 1000 \left(\frac{14,9}{14} \right)^3 = \sim 1206 \text{ kg/qcm}$$

steigt. Die Rotgussbuchse des Zapfens hat in der Lauffläche 13,5 cm Länge, sodass in ihr die spezifische Flächenpressung

$$p = \frac{H}{13,5 \cdot 14} = \frac{33030}{13,5 \cdot 14} = \sim 175 \text{ kg/qcm}$$

den zulässigen Wert von 150 kg/qcm übersteigt. In der gewölbten Stützfläche des Zapfens ist die Flächenpressung noch bedeutend höher, während sie im unteren Halslager bei 30 cm Länge der Lauffläche nur

$$p = \frac{33030}{30 \cdot 33,5} = \sim 32,86 \text{ kg/qcm}$$

beträgt.

Die Traverse wird durch die Resultierende

$$R_2 = \sqrt{V^2 + H^2} = \sqrt{10200^2 + 33030^2} = \sim 34570 \text{ kg}$$

auf Biegung beansprucht. Nimmt man als freitragende Länge den Abstand $l_2 = 78 \text{ cm}$ zwischen den beiden Schliessen an, so muss das Widerstandsmoment des mittleren Querschnittes nach Gl. 232, S. 211, für $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$

$$w \geq \frac{34570 \cdot 78}{4 \cdot 750} \text{ oder } \geq 898,8 \text{ cm}^3$$

sein. Die Fig. 167 des Textes zeigt den Querschnitt. Bestimmen wir zunächst die Lage des Schwerpunktes S, indem wir die Summe der statischen Momente aller Flächenteile in bezug auf die obere Kante 0—0' gleich demjenigen der ganzen Fläche setzen, so erhalten wir

$$e_1 = \frac{2 \cdot 5,5 \cdot 24 \cdot 12 + 14 \cdot 9 \cdot 4,5 - 10 \cdot 4,5 \cdot 2,25 - 9 \cdot 1,5 \cdot (9 - 0,75)}{2 \cdot 5,5 \cdot 24 + 14 \cdot 9 - 10 \cdot 4,5 - 9 \cdot 1,5} = \sim 10,6 \text{ cm,}$$

$$e_2 = 24 - 10,6 = 13,4 \text{ cm,}$$

sowie hiermit das Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{3} \left\{ 25 \cdot 10,6^3 - 10 (10,6^3 - 6,1^3) - 9 (3,1^3 - 1,6^3) - 14 \cdot 1,6^3 + 2 \cdot 5,5 \cdot 13,4^3 \right\} = \sim 15438 \text{ cm}^4,$$

$$J_y = \frac{1}{12} (24 \cdot 25^3 - 4,5 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 9^3 - 15 \cdot 14^3) = \sim 27354 \text{ cm}^4.$$

Aus beiden ermittelt sich das Trägheitsmoment in bezug auf die zu R_2 senkrechte z Achse des Querschnittes, welche, entsprechend

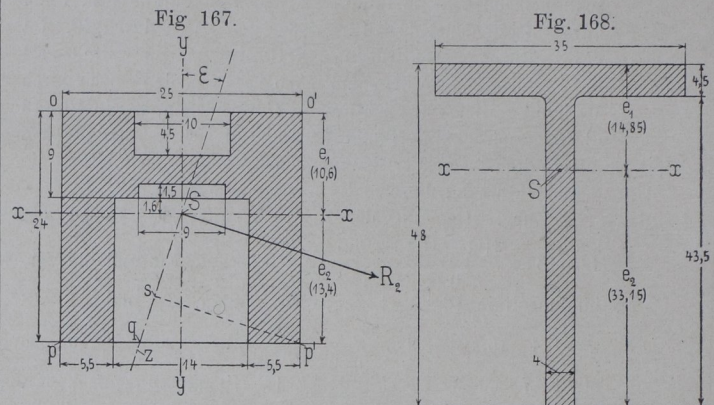
$$\text{tg } \varepsilon = \frac{V}{H} = \frac{10200}{33030} = 0,309,$$

unter einem Winkel $\varepsilon = 17^\circ 10'$ gegen die y—y Achse geneigt ist, zu

$$J_z = J_y \cdot \cos^2 \varepsilon + J_x \sin^2 \varepsilon = 27354 \cdot 0,955^2 + 15438 \cdot 0,295^2 = \sim 26291 \text{ cm}^4.$$

Die am weitesten von der z Achse abgehende Kante ist die durch den Punkt p' gehende, und es ist

$$s - p' = p' - q \cdot \cos \varepsilon = (e_2 \cdot \text{tg } \varepsilon + 12,5) \cos \varepsilon = (13,4 \cdot 0,309 + 12,5) \cdot 0,955 = \sim 15,9 \text{ cm,}$$



womit das kleinste Widerstandsmoment zu

$$\frac{26291}{15,9} = \sim 1653 \text{ cm}^3,$$

also nicht ganz doppelt so gross, wie verlangt, folgt.

Die Fundamentplatte hat in ihren sternförmigen Armen dort, wo diese an die Nabe anschliessen, den in Fig. 168 des Textes angegebenen Querschnitt. Für denselben ergibt sich ein Schwerpunktsabstand

$$e_1 = \frac{35 \cdot 4,5 \cdot 2,25 + 4 \cdot 43,5 (21,75 + 4,5)}{35 \cdot 4,5 + 4 \cdot 43,5} = 14,85 \text{ cm,}$$

$$e_2 = 48 - 14,85 = 33,15 \text{ cm,}$$

ein Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{3} \left\{ 35 (14,85^3 - 10,35^3) + 4 (33,15^3 + 10,35^3) \right\} = \sim 75320 \text{ cm}^4,$$

ein kleinstes Widerstandsmoment

$$w = \frac{75320}{33,15} = \sim 2272 \text{ cm}^3.$$

Der Abstand des zu untersuchenden Querschnittes von der Mitte des zugehörigen Fundamentankers ist $l' = 110 \text{ cm}$. Nach Gl. 234, S. 212, beträgt somit die grösste Materialanstrengung auf der Auslegerseite

$$\sigma_b = \frac{9332 \cdot 110}{2272} = \sim 450 \text{ kg/qcm,}$$

welche die zulässige von nur 250 kg ganz bedeutend übersteigt. Günstiger würde sich ein zur Achse x—x symmetrischer I-Querschnitt der Arme verhalten.

Der Kernquerschnitt der Fundamentanker muss nach Gl. 235, S. 212,

$$d_1^3 \frac{\pi}{4} \geq \frac{6522}{450} = 14,5 \text{ qcm}$$

sein. Diesem Querschnitt entspricht ein Kerndurchmesser von 4,3 cm, und zu diesem gehört nach der Whitworthschen Tabelle ein äusserer Gewindedurchmesser von $d = 2\frac{1}{2}$ engl.

Das vorspringende Schnabelende der Strebe wird im Querschnitt 1—1 (Fig. 5, Taf. 29), wo es in die eigentliche Strebe übergeht, nach den Angaben unter 2. auf S. 216, durch ein Kräftepaar $Q \cdot a' + G_s' \cdot b'$ auf Biegung, sowie durch die Kraft $(Q + G_s') \sin \alpha$ auf Druck und durch diejenige $(Q + G_s') \cos \alpha$ auf Abscheren beansprucht. $a' = 225$ cm ist hierbei (Fig. 1, Taf. 29) die Ausladung des Schnabelendes, $G_s' = \sim 500$ kg (geschätzt) das Eigengewicht des letzteren, $b' = \sim 0,5a' = 112,5$ cm der Hebelarm von G_s' in bezug auf den Punkt I, $\alpha = 32^\circ$ der Neigungswinkel des Querschnittes 1—1 gegen die Vertikalebene. Nach Fig. 5, Taf. 29, beträgt das Trägheitsmoment des Schnittes 1—1 bezüglich der horizontalen Schwerpunktsachse

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ (37 - 2 \cdot 1,8) (60^3 - 58^3) + 2 (6,5 - 1,8) (58^3 - 56^3) + 2 \cdot 2 (58^3 - 11^3) - 96 \cdot 292 \cdot 1 \right\} = \sim 129981 \text{ cm}^4$$

und somit das Widerstandsmoment

$$w = \frac{129981}{0,5 \cdot 600} = 4332,7 \text{ cm}^3.$$

Der Inhalt des Querschnittes ist

$$F = 2(37 - 2 \cdot 1,8)1 + 4(6,5 - 1,8)1 + 2 \cdot 2(58 - 11) - 12 \cdot 2 \cdot 1 = 249,6 \text{ qcm}.$$

Das oben erwähnte Kräftepaar ruft daher eine grösste Normalspannung

$$\sigma_b = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w} = \frac{6200 \cdot 225 + 500 \cdot 112,5}{4332,7} = \sim 335 \text{ kg/qcm},$$

die Druckkraft eine über den ganzen Querschnitt gleichmässig verteilte Normalspannung

$$\sigma = \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F} = \frac{(6200 + 500) \sin 32}{249,6} = \sim 14 \text{ kg/qcm}$$

hervor. Beide addieren sich an der inneren Seite des Querschnittes zu einer Spannung von

$$\sigma_b + \sigma = 335 + 14 = 349 \text{ kg/qcm}.$$

Dieselbe ist so gering, dass auch unter Berücksichtigung der durch die Scherkraft

$$(Q + G_s') \cos 32 = (6200 + 500) 0,848 = 5685,6 \text{ kg}$$

hervorgerufenen Schubspannung die resultierende Anstrengung des Materiales von 700 kg/qcm noch lange nicht erreicht wird.

In Fig. 1 a u. b, Taf. 29, sind die Spannungen in den Stäben des gitterförmigen Schnabelteiles auf graphischem Wege bestimmt. $0'-1'$ stellt im Massstabe 1 mm = 400 kg die angreifende Kraft $Q + \frac{1}{2} G_s' = 6450$ kg dar. Die Diagonalen 1—3 und 4—5 wurden als nicht vorhanden betrachtet.

Knotenpunkt 0. Parallele durch $0'$ zu $0-1$, durch $1'$ zu $0-2$, Kräftezug $2'-0'-1'-2'$ mit $2'-0'$ als Zugkraft in der oberen Gurtung $0-1$ und $1'-2'$ als Druckkraft in der Diagonalen $2-0$.

Knotenpunkt 2. Spannung in der Vertikalen 1—2 und der rechts von 2 liegenden unteren Gurtung gleich Null. Parallele durch $1'$ zu $3-2$ und durch $2'$ zu $4-2$. Kräftezug $2'-1'-3'-2'$ mit $1-3'$ als Druckkraft in der unteren Gurtung $3-2$ und $3'-2'$ als Zugkraft in der Diagonalen $2-4$.

Knotenpunkt 4. Spannung in $4-1$ gleich der in $1-0$. Parallele durch $3'$ zu $3-4$. Kräftezug $0'-2'-3'-4'-0'$ mit $3'-4'$ als Druckkraft in der Vertikalen $3-4$ und $4'-0'$ als Zugkraft in der oberen Gurtung $4-6$.

Knotenpunkt 3. Parallele durch $4'$ zu $6-3$. Kräftezug $5'-4'-3'-1'-5'$ mit $5'-4'$ als Zugkraft in der Diagonalen $3-6$ und $1'-5'$ als Druckkraft in der unteren Gurtung $5-3$.

Als grösste Kräfte ergibt sich:

für die obere Gurtung die Zugkraft

$$0'-4' = \sim 400 \cdot 44,5 = 17800 \text{ kg},$$

für die untere Gurtung die Druckkraft

$$1'-5' = \sim 400 \cdot 59 = 23600 \text{ kg},$$

für die Vertikalen die Druckkraft

$$4'-3' = \sim 400 \cdot 9 = 3600 \text{ kg},$$

für die Diagonalen die Zugkraft

$$2'-3' = \sim 400 \cdot 23,5 = 9400 \text{ kg}.$$

Für alle diese Kräfte sind die Dimensionen der einzelnen Stangen reichlich bemessen, ausgenommen die Diagonalen. Diese bestehen aus 2 Flacheisen 50·8 mm, welche bei Abzug eines Nietquerschnittes von 12 mm Durchmesser einen Nutzquerschnitt von nur

$$2(5 - 1,2)0,8 = 6,08 \text{ qcm}$$

besitzen und demnach eine grösste Zugspannung von

$$\sigma_z = \frac{9400}{6,08} = \sim 1546 \text{ kg/qcm}$$

erleiden.

Das Fundament des Kranes hat rund 3,5 m Durchmesser bei 3 m Höhe, wiegt also, 1 cbm Mauerwerk zu 1600 kg gerechnet,

$$\frac{3,5^2 \pi}{4} 3 \cdot 1600 = \sim 46180 \text{ kg},$$

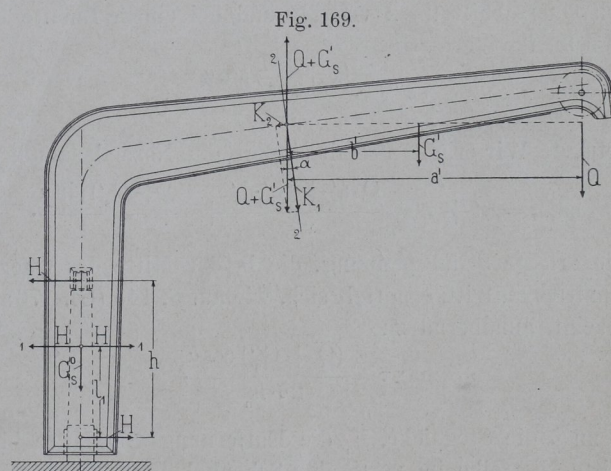
oder das

$$\frac{46180}{17093} = \sim 2,7 \text{ fache}$$

des berechneten Gewichtes Q_0 .

2. Blechsnabel-Ausleger für unveränderliche und veränderliche Ausladung. Fairbairn-Krane.

Die Schliessen, Strebe und Schilde des dreieckigen Auslegers sind hier zu einem gebogenen Blechbalken von kastenförmigem oder doppel[-förmigem Querschnitt vereinigt, um den Raum unter dem Ausleger für die gehobene



Last frei zu bekommen. Der Blechbalken legt sich in bekannter Weise mittelst einer Traverse auf den oberen Stützzapfen der feststehenden Säule und umfasst diese unten in einem Hals- oder Rollenlager. Der Schnabel steigt entweder von seinem mittleren vertikalen Ende nach der Auslegerrolle hin allmählich an (Fig. 169 des Textes), oder er ist behufs Änderung der Ausladung horizontal gehalten und dient einer Laufkatze als Fahrbahn (Fig. 1, Taf. 33). Ein kurzer Gegenarm bildet bei

1) 96292 ist das Trägheitsmoment, 12·2 der Inhalt der in Fig. 5, Taf. 29, Schnitt 1—1, punktiert angedeuteten Nietlöcher in den Stegblechen.

Kranen mit elektrischem Antriebe die Stütze für den Hub- und Schwenkmotor.

Bei der Berechnung des Krangestelles ist hier nur diejenige des Auslegers neu; alle anderen Teile bestimmen sich in der früheren Weise.

Für irgend einen Querschnitt 2—2 des vorspringenden Teiles an einem solchen Ausleger erkennt man die Beanspruchung am besten, wenn man sich nach Fig. 169 des Textes in der Mitte dieses Querschnittes zweimal nach entgegengesetzter Richtung die beiden äusseren Kräfte Q und G_s' angebracht denkt. Hierdurch wird nichts am Gleichgewichtszustande geändert. G_s' ist das Gewicht des Auslegers bis zum Schnitt 2—2 hin. Man ersieht dann, dass die beiden Kräftepaare $Q \cdot a'$ und $G_s' \cdot b'$ bei dem fraglichen Querschnitt auf Biegung hin wirken, während die Komponente $K_2 = (Q + G_s') \sin \alpha$ der noch in der Schnittmitte verbleibenden abwärts gerichteten Kraft $Q + G_s'$ ihn auf Druck, die andere Komponente $K_1 = (Q + G_s') \cos \alpha$ ihn auf Abscheren beansprucht. α ist der Neigungswinkel, den die Schnittebene 2—2 mit der Vertikalen einschliesst.

Die genannten Kräftepaare rufen, wenn wie gewöhnlich das Moment der hier entlastend wirkenden Spannung im Lastorgan unberücksichtigt bleibt, eine grösste Biegungsspannung

$$\sigma' = \sigma_b = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w}$$

mit w als Widerstandsmoment des Schnittes 2—2 in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse hervor. Dieselbe äussert sich auf der oberen Seite als Zug-, auf der unteren als Druckspannung. Die letztere wird noch verstärkt durch die von der Komponente $K_2 = (Q + G_s') \sin \alpha$ herführende Druckspannung, welche sich gleichmässig über den Querschnitt 2—2 verteilt und bei einem Inhalte F desselben

$$\sigma'' = \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F}$$

beträgt. Wir erhalten somit eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \sigma' + \sigma'' = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w} + \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F}$$

Die grösste Schubspannung, die in der Mitte des Querschnittes auftritt, ermittelt sich, wie auf S. 145 (Gl. 173a) gezeigt, annähernd zu

$$\max \tau = \frac{(Q + G_s') \cos \alpha}{2\delta \cdot h_n}$$

wenn δ die Stegdicke, h_n die Entfernung von Mitte bis Mitte Nietreihe im vertikalen Schenkel der \perp -Eisen des Querschnittes ist. Vereinigt man $\max \sigma$ und $\max \tau$ nach Gl. 174, S. 145, so erhält man die grösste Materialanstrengung $\max \sigma_1$, die für Flusseisen unter 800 kg/qcm bleiben soll.

Verläuft der vorspringende Teil des Auslegers horizontal wie in Fig. 1, Taf. 33, so wird $\alpha = 0$ und somit auch $K_2 = (Q + G_s') \sin \alpha$, sowie $\sigma'' = 0$; die einzelnen Querschnitte werden dann nur auf Biegung und Abscheren beansprucht.

Für den vertikalen Teil des Auslegers oberhalb der Traverse ist $\alpha = 90$ Grad und somit $K_1 = (Q + G_s') \cos \alpha$, sowie $\tau = 0$. Die Querschnitte dieses Teiles erleiden also keine Scherbeanspruchung. Für sie ist die grösste Anstrengung

$$\max \sigma = \frac{Q \cdot a + G_s' \cdot b'}{w} + \frac{Q + G_s'}{F}$$

wenn G_s' , b' , w und F wieder auf den zu untersuchenden Querschnitt bezogen werden.

Unterhalb der Traverse dagegen tritt in den Querschnitten des Auslegers wieder eine Schubkraft auf. Man ersieht dies z. B. für den Querschnitt 1—1 in Fig. 169 des Textes, wenn man sich in dessen Mitte zweimal in entgegengesetzter Richtung die Horizontalreaktion H des unteren Säulenzapfens angebracht denkt. Das Moment $H \cdot l_1$ des Kräftepaares wirkt dann auf Biegung hin, die in 1—1 noch verbleibende Kraft H auf Schub. Ausserdem beansprucht das Eigengewicht G_s^0 des unterhalb 1—1 befindlichen Auslegerteiles den Querschnitt 1—1 auf Zug. Man erhält also hier eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{H \cdot l_1}{w} + \frac{G_s^0}{F}$$

eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{H}{2\delta \cdot h_n}$$

die sich beide wieder zu der maximalen Anstrengung $\max \sigma_1$ vereinigen.

Beim Entwurf der vorliegenden Ausleger wird man zunächst den über der Traverse liegenden Querschnitt berechnen. Es genügt dabei, allein das angreifende Biegemoment zu berücksichtigen, also das erforderliche Widerstandsmoment des Querschnittes aus

$$w = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{k_b} \dots \dots \dots 236$$

zu bestimmen. G_s ist wieder das Gewicht aller um die Säule drehbaren Kranteile, b dessen Schwerpunktsabstand. k_b findet man bis zu 800 kg/qcm für Flusseisen. Nach dem berechneten w sind die Dimensionen des Querschnittes zu bemessen. Dann ist der ganze Ausleger nach Gefühl aufzuzeichnen und für eine Reihe von Querschnitten nach den obigen Gleichungen zu prüfen, ob die resultierende Anstrengung unter dem angegebenen Grenzwerte bleibt.

Die in allen Querschnitten mit besonderer Druckkraft und gleichzeitiger Biegungsbeanspruchung sich ergebende Verschiedenheit in den resultierenden Normalkräften auf der Ausleger- und der gegenüberliegenden Seite bleibt bei der Materialverteilung gewöhnlich unberücksichtigt. Die Querschnitte werden also auf beiden Seiten gleich, und zwar der grösseren Spannung auf der Auslegerseite entsprechend, bemessen.

Beispiel.

Der Kran von E. Becker in Berlin-Reinickendorf in Fig. 1, Taf. 33, besitzt eine grösste Ausladung von 4 m und eine Säulenhöhe von 2,24 m. Die Maximallast beträgt 5000 kg. Wie berechnen sich die Verhältnisse des schnabelförmigen Auslegers und der Gussstahlsäule?

Schätzen wir das Eigengewicht der um die Säule drehbaren Kranteile zu $G_s = 0,75 \cdot 5000 = 3750$ kg, dessen Schwerpunktsabstand $b = 60$ cm, so bestimmt sich für $Q = 5450$ kg (450 kg als Gewicht der Katze gerechnet), $a = 400$ cm und $k_b \leq 800$ kg/qcm das erforderliche Widerstandsmoment des über der Traverse liegenden Ausleger-Querschnittes nach Gl. 236 zu

$$w \geq \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{800} = 3006,25 \text{ cm}^3$$

Die Dimensionen des gewählten Querschnittes sind im Schnitt 1—1 der Fig. 1, Taf. 33¹⁾, angegeben. Das Trägheitsmoment in bezug auf die zu den Stegblechen senkrechte Schwerpunktsachse beträgt

$$J = \frac{2}{12} \left\{ 8,8 \cdot 75^3 - 7 \cdot 75^3 - 1 \cdot 59^3 - 1,8 (67,8^3 - 64,2^3) \right\} = 116550 \text{ cm}^4,$$

das Widerstandsmoment

$$w = \frac{116550}{0,5 \cdot 75} = \sim 3108 \text{ cm}^3.$$

Rechnet man für das Eigengewicht des Auslegers und der auf ihm befestigten Triebwerkteile bis zu dem zu untersuchenden Querschnitt hin $G_s' = 3000$ kg, so ergibt sich bei dem Inhalte $F = 4(8 + 7)1 + 2 \cdot 0,8 \cdot 75 - 4 \cdot 1,8 \cdot 1,8 = \sim 167$ qcm des Schnittes eine grösste Materialanstrengung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{3108} + \frac{5450 + 3000}{167} = 824,4 \text{ kg/qcm}.$$

Für den Querschnitt unterhalb des oberen Lagers ist das angreifende Biegemoment $H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$ und die nach unten wirkende Zugkraft $G_s^0 = 750$ kg. Da der vertikale Teil des Auslegers von oben bis unten gleich gehalten ist, so folgt für den fraglichen Querschnitt eine grösste Normalspannung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{3108} + \frac{750}{167} = \sim 778,7 \text{ kg/qcm}.$$

Die grösste Schubspannung beträgt für

$$H = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{224} = \sim 10735 \text{ kg}$$

$$\max \tau = \frac{10735}{2 \cdot 0,8 \cdot 66} = \sim 101,6 \text{ kg/qcm}.$$

Unter der Annahme, dass beide Spannungen an derselben Stelle des Querschnittes auftreten, würde also nach der Tabelle auf S. 145 die maximale Anstrengung

$$\max \sigma_1 = \sim 1,035 \cdot 778,3 = \sim 806 \text{ kg/qcm}$$

betragen.

Von dem vorspringenden Schnabelende soll der Querschnitt 2—2 in Fig. 1, Taf. 33¹⁾, untersucht werden. Das Eigengewicht der Kranteile bis zu diesem Schnitte hin beträgt ca. $G_s' = 850$ kg und sein Schwerpunktsabstand $b = 280$ cm. Die Last ist bei ihrer äussersten Stellung $a' = 315$ cm von dem Querschnitte entfernt. Es ergibt sich also ohne Berücksichtigung der den Querschnitt entlastenden Seilspannung eine grösste Normalspannung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 315 + 850 \cdot 280}{3430} = \sim 570 \text{ kg/qcm},$$

da das Widerstandsmoment

$$w = \frac{2}{12 \cdot 0,5 \cdot 80} \left\{ 8,8 \cdot 80^3 - 7 \cdot 78^3 - 1 \cdot 64^3 - 1,8 (72,8^3 - 69,2^3) \right\} = \sim 3430 \text{ cm}^3$$

ist. Die grösste Schubspannung ist für $h_n = 71$ cm

$$\max \tau = \frac{5450 + 850}{2 \cdot 0,8 \cdot 71} = \sim 55,5 \text{ kg}.$$

Unter der obigen Annahme, dass $\max \sigma$ und $\max \tau$ an derselben

1) Im Schnitt 1—1 und 2—2 der Fig. 1, Taf. 33, sind die Masse 678 und 660 bzw. 728 und 710 für den Abstand der Nietlöcher nicht richtig. Es beträgt im Schnitt 1—1 der Abstand von Mitte bis Mitte Nietloch 660, von Aussen- bis Aussenkante Nietloch 678, von Innen- bis Innenkante Nietloch 642 mm. Für den Schnitt 2—2 gilt entsprechend 710, 728 bzw. 692 mm.

Stelle des Querschnittes herrschen, ist nach der Tabelle auf S. 145 die maximale Anstrengung also nur

$$\max \sigma_1 = 1,015 \cdot 570 = 578,6 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Kransäule macht sich im Querschnitt durch das untere Rollenlager nach Gl. 228, S. 211, mit $k_b \leq 800$ kg/qcm das anfangs berechnete Widerstandsmoment

$$w \geq 3006,25 \text{ cm}^3$$

nötig. Denselben entspricht ein Durchmesser

$$D = \sqrt[3]{10 \cdot 3006,25} = 31,1 \text{ cm}.$$

Die Ausführung zeigt $D = 320$ mm. Der obere Säulenzapfen verlangt nach Gl. 229, S. 211, für $V = 5450 + 3750 = 9200$ kg und $H = 10735$ kg einen Durchmesser

$$d = 0,1 \sqrt[3]{\frac{9200}{80} + \frac{2}{3} \cdot 10735} = \sim 8,5 \text{ cm}.$$

In der Ausführung ist $d = 100$ mm. Bei 80 mm Länge der Lauffläche in der Rotgussbuchse des Zapfens beträgt die Flächenpressung

$$\frac{10735}{8 \cdot 10} = \sim 134 \text{ kg/qcm}.$$

Bei dem Rollenlager des unteren Säulenzapfens ist die Entfernung von Mitte bis Mitte Rotgussbuchse der Rollenbolzen (Fig. 1a, Taf. 33¹⁾) $l_0 = \sim 9 + 2,5 = 11,5$ cm. Der Druck auf jede der beiden Rollen an der Auslegerseite, die unter einem Winkel $\gamma = 35$ Grad gegen die Mitte geneigt angeordnet sind, beträgt

$$H_1 = \frac{10735}{2 \cdot \cos 35} = \sim 6550 \text{ kg}.$$

Nach Gl. 231, S. 211, macht sich somit für $k_b = 600$ kg/qcm in der Rollenbohrung ein Durchmesser

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{6550 \cdot 11,5}{8 \cdot 0,1 \cdot 600}} = 5,4 \text{ cm},$$

oder wie in der Ausführung $d_r = 55$ mm nötig. Die Rollen haben einen Durchmesser

$$D_0 = 170 \text{ mm},$$

und die Breite ihrer Lauffläche müsste demnach nach den Angaben auf S. 211

$$b_0 \geq 0,014 \frac{6550}{17} = \sim 5,4 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt nur $b_0 = 50$ mm.

Im Anschluss an die vorliegende Auslegerform möge hier noch das Gestell der sogenannten Fairbairn-Krane Erledigung finden, trotzdem diese zu den Drehkränen mit drehbarer Säule zu rechnen sind. Bei ihnen ist nach Fig. 170 u. 171, S. 218, der Ausleger und die Kransäule zu einem gebogenen Blechbalken von kastenförmigem Querschnitt vereinigt. Der untere Teil dieses Auslegers ist in eine Aussparung des Fundamentes eingelassen, auf bzw. gegen das er sich unten mit einem Stütz-, oben mit einem Rollenlager legt. Oberhalb des Fundamentes sind die Triebwerke für die Hub- und Drehbewegung teils in den beiden Stegblechen des kastenförmigen Auslegers gelagert, teils auf einer angehängten Plattform F angebracht, die zugleich die Arbeiter, Antriebsmotoren usw. trägt. Der schräg ansteigende Auslegerarm ist oft ohne Stegbleche gitterartig ausgebildet.

Das erwähnte Rollenlager (Fig. 171 des Textes) besteht aus einer Anzahl horizontaler Rollen R_1 , die sich bei der Drehung des Kranes zwischen einem am Ausleger befestigten hohlen Gusseisenkörper A und einem ebensolchen Gusseisenkranze B wälzen; der letztere wird durch zahlreiche Anker auf dem Fundamente gehalten. Zur Stützung der Rollen R_1 dient ein vierfacher Flacheisenring C, der in zwischen genieteten — Eisen-

stücken die Bolzen dieser Rollen aufnimmt und von einer Anzahl vertikaler Rollen R_2 , die auf dem Spurkranze des äusseren Gussstückes B laufen, gestützt wird.

Das obere Rollenlager überträgt den ganzen Horizontaldruck H direkt auf das Fundament, das deshalb schwer gehalten und kräftig verankert sein muss, also im Verein mit der schachtförmigen Aussparung für den unteren Teil des Auslegers recht kostspielig ausfällt. Aus diesem Grunde findet das vorliegende Krangestell nur noch selten Verwendung.

Die Berechnung des Auslegers bleibt die gleiche wie beim vorigen Krangestell, nur dass die Querschnitte

$$\max \tau = \frac{H}{2\delta \cdot h_n}$$

ergeben. δ Stegdicke, h_n Abstand der Nietreihenmitten in den Schenkeln der beiden L-Eisen am Stegblech.

Die Verschiedenheit in der resultierenden Normalspannung, welche bei gleicher Materialverteilung auf beiden Seiten der Neutralachse aller Querschnitte mit besonderer Druckkraft und gleichzeitiger Biegungsbeanspruchung entsteht, bleibt auch hier für gewöhnlich unberücksichtigt; beide Seiten eines Querschnittes werden also gleich bemessen.

Nimmt man an, dass auf der Auslegerseite nur zwei

Fig. 170.

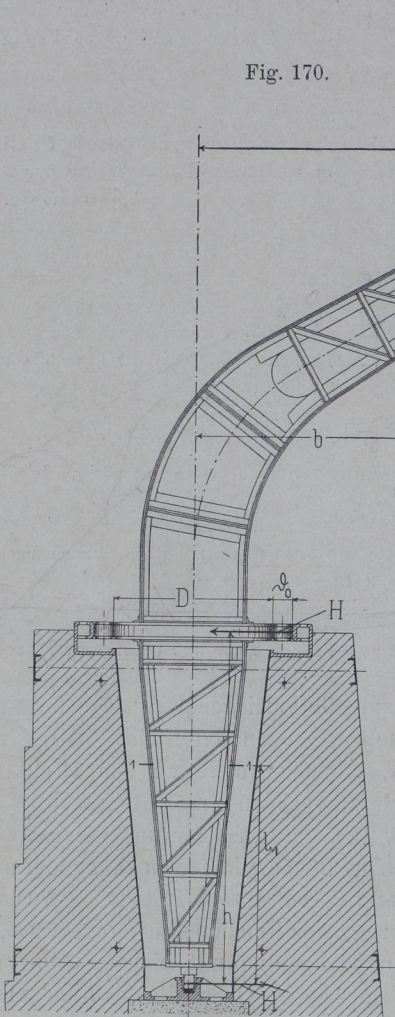
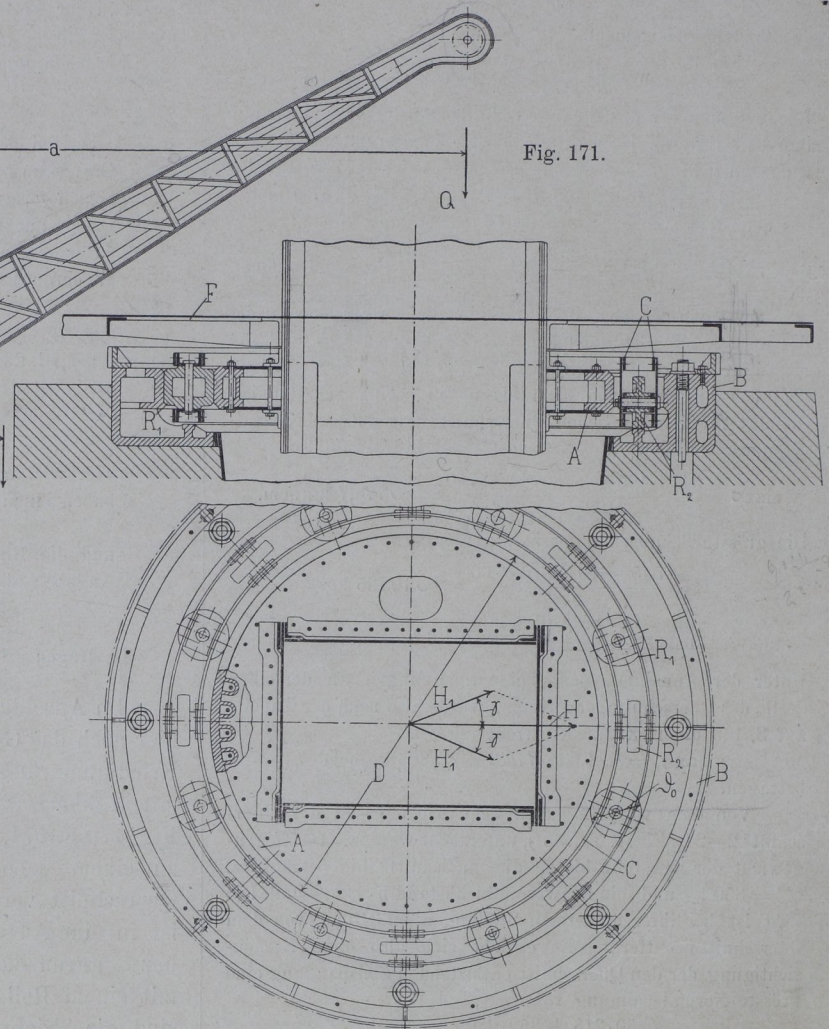


Fig. 171.



zwischen dem Stütz- und Rollenlager hier auf Biegung, Druck und Abscheren beansprucht werden. Für den Querschnitt 1—1 in Fig. 170 des Textes würde sich also z. B. auf der Auslegerseite eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{H \cdot l_1}{w} + \frac{Q + G'_s}{F}$$

mit H als horizontale Langerreaktion, G'_s als Eigengewicht aller um die vertikale Achse des Gestelles drehbaren Teile bis zum Schnitt 1—1 hin, w als Widerstandsmoment, F als Inhalt dieses Querschnittes, und eine grösste Schubspannung

Wälzungsrollen den Horizontalschub übertragen, so erhält jede derselben wieder einen Druck

$$H_1 = \frac{H}{2 \cdot \cos \gamma}$$

wenn γ der halbe von ihnen eingeschlossene Winkel ist. Über die Breite der Lauffläche dieser Rollen gilt wieder das auf S. 211 Gesagte.

3. T- oder hammerförmiger Fachwerk-Ausleger.

Drehkrane mit dieser Auslegerform sind erst in den letzten Jahren in Aufnahme gekommen. Fig. 1, Taf. 39, zeigt das Gestell eines solchen Kranes

mit feststehender Säule, wie ihn die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, mehrfach für Stahlwerke ausgeführt hat. Der eigentliche Ausleger hat die Form eines T oder Hammers. Der längere Arm dient einer Laufwinde als Fahrbahn, der kürzere trägt an seinem Ende ein Gegengewicht. Der die beiden Arme vereinigende mittlere vertikale Teil legt sich oben und unten vermittelt eines Halslagers gegen die feststehende Säule, den Vertikaldruck nimmt ein Kugellager am Fusse der Säule auf. Die Kugeln

Fig. 172.

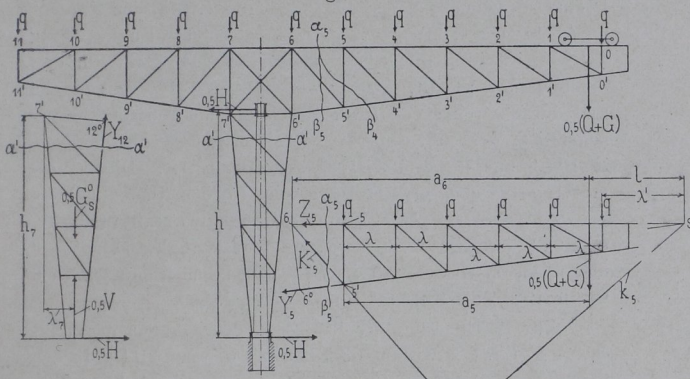


Fig. 172 a.

Fig. 172 b.

des letzteren sind in zwei konzentrischen Kreisen angeordnet. Die Säule sitzt in einem kräftigen Stahlgussstück, das wieder durch eine aus I-Trägern gebildete sternförmige Grundplatte auf dem Fundament gehalten wird.

Seitlich neben den Hauptgurtungen der horizontalen Auslegerarme sind, mit jenen durch Diagonalen verbunden, die L-Eisen x, x und y, y (s. Querschnitt 1—1, Fig. 1, Taf. 39) angeordnet. Die Eisen x, x säumen dabei die gelochten Bleche des Laufsteiges, diejenigen y, y dienen zur seitlichen Versteifung der hier auf Druck beanspruchten unteren Gurtung, die dadurch an einem Ausweichen in horizontaler Richtung verhindert werden soll.

Zur Berechnung des Fachwerk-Auslegers kann die Rittersche Methode oder das graphische Verfahren benutzt werden. Nach der ersteren ergibt sich z. B. aus Fig. 172 des Textes für die von der Schnittebene $\alpha_5-\beta_5$ getroffenen drei Stangen, wenn man sich nach Fig. 172 b in den Schnittpunkten des abgetrennten Teiles die in den Stangen herrschenden Kräfte Z_5 , Y_5 und K_5 angebracht denkt,

für 5' als Drehpunkt

$$0 = +0,5(Q+G)a_5 + q(\lambda + 2\lambda + 3\lambda + 4\lambda + 5\lambda) - Z_5 \cdot 5-5'$$

oder

$$Z_5 = \frac{0,5(Q+G)a_5 + q \cdot 15\lambda}{5-5'}$$

für 6 als Drehpunkt entsprechend

$$Y_5 = - \frac{0,5(Q+G)a_6 + q \cdot 21\lambda}{6-6'}$$

für s als Drehpunkt

$$K_5 = \frac{0,5(Q+G)l + q(6\lambda' + 15\lambda)}{k_5}$$

wenn $(Q+G)$ das Gewicht der Last, Winde usw., q das

Eigengewicht eines Feldes für jede Auslegerhälfte, λ die Feldweite ist und $Q+G$ sich in der äussersten Stellung befindet. Eine Schnittebene $\alpha_5-\beta_4$ würde auf gleiche Weise die Druckkraft in der Vertikalstange 5—5' ergeben.

Für den vertikalen Teil des Auslegers hat man sich horizontale Schnittebenen gelegt zu denken. Die Ebene $\alpha'-\alpha'$ liefert z. B. nach Fig. 172 a für den Drehpunkt 7'

$$0 = -0,5H \cdot h_7 - 0,5(V - G_s^0)\lambda_7 - Y_{12} \cdot 7'-12''$$

als Druckkraft in der Stange 6'

$$Y_{12} = - \frac{H \cdot h_7 + (V - G_s^0)\lambda_7}{2 \cdot 7'-12''}$$

usw. H ist die Horizontal-, V die Vertikalreaktion, G_s^0 das Gewicht des Gestelles unterhalb der Schnittlinie $\alpha'-\alpha'$.

Bezüglich der Kräfte in den Stangen des Vierecks 6, 6', 7', 7 kann angenommen werden, dass die Spannung in 7—6 gleich der Differenz der Zugkräfte in 6—5 und 8—7 ist. Die Kräfte in den übrigen Stangen ergeben sich dann aus der Bedingung, dass die Summe der Horizontal- und Vertikalkräfte für jeden Knotenpunkt Null sein muss. Dabei ist die Wirkung der ausserhalb der Knotenpunkte angreifenden Horizontalreaktion H des oberen Lagers in bezug auf 6', 7' und 6'—7' nicht ausser acht zu lassen (s. hierüber im nachfolgenden Beispiel).

Die Berechnung der übrigen Teile des Krangestelles hat in der schon früher angegebenen Weise zu erfolgen. Der obere Säulenzapfen wird hier nur durch die Horizontalreaktion H beansprucht, der untere allein durch das Biegemoment $H \cdot h$.

Das Gegengewicht wählt man bei den vorliegenden Kranen gewöhnlich so, dass die Momente, welche die Säule belasten, möglichst gering werden. Es ist dies der Fall, wenn das Moment aller Kräfte am Ausleger bei der äusseren Endstellung (grösste Ausladung) der voll belasteten Laufwinde gleich dem entgegengesetzt wirkenden Moment aller Kräfte bei der inneren Endstellung (kleinste Ausladung) der unbelasteten Laufwinde gemacht wird.

Beispiel.

Für den Drehkran der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, auf Taf. 39 u. 40 sind die Stangenkräfte des fachwerkartigen Auslegers auf graphischem Wege zu ermitteln und mit ihrer Hilfe die erforderlichen Querschnitte der Stangen zu bestimmen. Die grösste Nutzlast ist 6000 kg, die grösste Ausladung $a_{\max} = 7$ m, die kleinste $a_{\min} = 1,5$ m, die Säulenhöhe von Mitte bis Mitte Lager $h = 4,9$ m, der Abstand des Gegengewichtes von der Drehachse $a_x = 4,51$ m.

Wir schätzen das Eigengewicht der Hakenflasche zu 250 kg ($Q = 6000 + 250 = 6250$ kg), das der Laufwinde zu $G = 3000$ kg. Das Eigengewicht des Auslegers denken wir uns in den Knotenpunkten angreifend, und zwar für jede Hälfte

- mit 200 kg in 0 (Fig. 1, Taf. 39),
- mit je 160 kg in 1, 2, 3 . . . bis 11,
- mit je 275 kg (inkl. des Gewichtes des Drehwerkes in 6', 7',
- mit je 50 kg in 12, 13 . . . bis 17,
- mit je 25 kg in 18 und 19.

Bei der äusseren Endstellung der voll belasteten Winde ist das nach rechts wirkende Moment der Last in bezug auf die Säulenhöhe $Q \cdot a_{\max} = 6250 \cdot 700$ kgcm, das des Eigengewichtes G , dessen Hebelarm nach Fig. 1, Taf. 39, um 15 cm kleiner als a_{\max} ist, gleich $3000 \cdot 685$ kgcm. Bei der inneren

Endlage übt die unbelastete Winde ein in gleichem Sinne gerichtetes Moment von $3000 \cdot 135$ kgcm aus. Von dem Eigengewichte des Auslegers rufen nur die Knotenpunkte 0 und 1 an den Hebelarmen von $700 + 22$ bzw. $700 - 87,5$ cm ein Moment nach rechts hervor, da die Gewichte der übrigen Knotenpunkte bis auf die Differenz der Hebelarme von 2 und 11, die 5,5 cm beträgt, sich in ihren Momenten bezüglich der Säulenachse gegenseitig aufheben. Das Moment des Ausleger-Eigengewichtes ist also $2 \cdot 200 \cdot 722 + 2 \cdot 160 (612,5 - 5,5)$ kgcm. Soll nun nach den Angaben auf S. 219 zur möglichsten Beschränkung der Momente das Gegengewicht G_x so gewählt werden, dass das bei der äusseren Endlage der voll belasteten Winde vom Ausleger ausgeübte Moment gleich dem entgegengesetzten Moment desselben bei der inneren Endlage der unbelasteten Winde ist, so muss sein:

$$G_x = \frac{7801080}{2a_x} = \frac{7801080}{2 \cdot 451} = 8648 \text{ kg.}$$

In der nachstehenden Rechnung ist der Sicherheit wegen $G_x \sim 8000$ kg eingeführt. Als grösste Horizontalreaktion der beiden Säulenlager ergibt sich dann mit $h = 490$ cm

$$H = \frac{1}{490} (6250 \cdot 700 + 3000 \cdot 685 + 2 \cdot 200 \cdot 722 + 2 \cdot 160 \cdot 607 - 8000 \cdot 451) = 6745 \text{ kg.}$$

Das obere Lager II (Fig. 1, Taf. 39) liegt 15,5 cm über der Mitte der Stange 6'-7'. Denken wir uns im Punkte IV zweimal die Reaktion $0,5H$ (für jede Hälfte des Auslegers) nach entgegengesetzter Richtung angebracht, so erkennt man, dass das Kräftepaar $0,5H \cdot 15,5$, das nur durch ein anderes Kräftepaar aufgehoben werden kann, im Knotenpunkte 6' eine nach oben, im Knotenpunkte 7' eine nach unten gerichtete Vertikalkraft

$$0,5H \frac{15,5}{6'-7'} = 0,5 \cdot 6745 \frac{15,5}{130} = \sim 400 \text{ kg}$$

erzeugt, die als Belastung der genannten Punkte mit in Rücksicht zu ziehen ist. Ausserdem verbleibt noch in IV eine Horizontalkraft $0,5H$, die in der Ausführung durch Zwischenträger nach 8'-7' übergeleitet wird.

Das untere Kugellager empfängt als Vertikaldruck die Summe aller am Ausleger angreifenden Vertikalkräfte, also $V = 6250 + 3000 + 2 \cdot 200 + 22 \cdot 160 + 4 \cdot 275 + 12 \cdot 50 + 4 \cdot 25 + 8000 = 22970$ kg.

Bei ihrer äusseren Endstellung nehmen die Laufräder der Winde die in Fig. 1, Taf. 39, punktiert angedeutete Lage ein. Nimmt man an, dass dann die Belastung $0,5Q = 3125$ kg und $0,5G = 1500$ kg nur auf die Knotenpunkte 0 und 1 entfällt, so erhält man neben dem Eigengewicht von 200 bzw. 160 kg als äussere Kraft in 0 bzw. 1 mit den in die Figur eingetragenen Hebelarmen

$$\frac{3125 \cdot 87,5 + 1500 \cdot 72,5}{109,5} = \sim 3490 \text{ kg und } 3125 + 1500 - 3490 = 1135 \text{ kg.}$$

Mit diesen Kräften beginnend, ist nun in Fig. 1a, Taf. 39, für einen Kräftemassstab von $1 \text{ mm} = 300$ kg der Kräfteplan entwickelt worden. Man erhält die dort angegebenen Linien in der folgenden Weise.

× Knotenpunkt 0. Druckkraft in der Vertikalen 0-0' (Fig. 1) gleich $3490 + 200 = 3690$ kg.

Knotenpunkt 0'. a-b (Fig. 1a) = 3490, b-c = 200 kg. Parallele durch a zur unteren Gurtung 0'-1', durch c zur Diagonalen 0'-1. Kräftezug acda mit c-d als Zugkraft in 0'-1 und d-a als Druckkraft in 0'-1'.

Knotenpunkt 1. c-e = 1135, e-f = 160 kg. Horizontale durch f und Vertikale durch d. Kräftezug cfdce mit f-g als Zugkraft in 1-2 und g-d als Druckkraft in 1-1'.

Knotenpunkt 1'. Parallele durch g zur Diagonalen 2-1'. Kräftezug adgha mit g-h als Zugkraft in 2-1' und h-a als Druckkraft in 2'-1'.

Knotenpunkt 2. f-i = 160 kg. Vertikale durch h und Horizontale durch i. Kräftezug fikghf mit i-k als Zugkraft in 2-3 und k-h als Druckkraft in 2-2'.

Dieses Verfahren kann fortgesetzt werden bis zum Knotenpunkt 5'. Für diesen gilt der Kräftezug almna mit a-l als Druckkraft in 4'-5', l-m als Druckkraft in 5-5', m-n als Zugkraft in 6-5' und n-a als Druckkraft in 6'-5'. Für den Knotenpunkt 5 ergab sich o-m als Zugkraft in 5-6.

In Fig. 1b, Taf. 39, ist weiter das Kräftepolygon für den Gegengewichtsarm aufgetragen unter der Annahme, dass je ein Viertel des Gegengewichtes im Knotenpunkte 11 und 10 angreife. Macht man dann a'-b' = 2000 + 160 kg, zieht durch a' eine Parallele zur unteren Gurtung 11'-10', durch b' eine solche zur Diagonalen 11'-10, so stellt für den Knotenpunkt 11' der Kräftezug a'b'c'a' in b'-c' die Zugkraft für 11'-10, in c'-a' die Druckkraft für 10'-11' dar. Für den Knotenpunkt 10 gilt, sobald b'-e' = 2000 + 160 kg gemacht und durch c' eine Vertikale, durch e' eine Horizontale gezogen ist, der Kräftezug b'e'd'c'b' mit e'-d' als Zugkraft in 10-9 und d'-c' als Druckkraft in 10-10'. Dieses Verfahren fortgesetzt, ergibt schliesslich für den Knotenpunkt 8' den Kräftezug a'f'g'n'a' mit a'-f' als Druckkraft in 9'-8', f'-g' als Druckkraft in 8-8', g'-n' als Zugkraft in 7-8' und n'-a' als Druckkraft in 7'-8'. Bei dem Knotenpunkte 8 wurde i'-g' als Zugkraft in 7-8 erhalten.

Zur Bestimmung der Kräfte in den Stangen des Vier-ecks 6, 6', 7', 7 wurde die Differenz der Zugkräfte in den Stangen 5-6 und 8-7, nämlich o-m (Fig. 1a) weniger i'-g' (Fig. 1b) als Zugkraft in 7-6 angenommen. Trägt man dann in Fig. 1b auf der Horizontalen durch k' diese Differenz gleich k'-l', in Fig. 1a auf der Horizontalen durch p gleich p-q ab, so ergibt sich in Fig. 1b, wenn man noch durch l' eine Parallele zu 7-6' und durch n' eine Vertikale zieht, i'k'l'm'n'g'i' als Kräftezug für den Knotenpunkt 7 mit l'-m' als Zugkraft in 7-6' und m'-n' als Druckkraft in 7'-7. In Fig. 1a liefert ebenso eine Parallele durch q zu 6-7' und eine Vertikale durch n den Kräftezug opqrno für den Knotenpunkt 6 mit q-r als Zugkraft in 6-7' und r-n als Druckkraft in 6-6'. In Fig. 1a ergibt sich weiter:

Knotenpunkt 6'. r-s gleich und parallel l'-m' (Fig. 1b), s-t = 275 kg (Eigengewicht des Knotenpunktes), t-u = 400 kg (Vertikalkraft im Knotenpunkte infolge des Kräftepaars $0,5H \cdot 15,5$) gemacht, Parallele durch u zu 6'-12. Kräftezug anstuvu mit u-v als Druckkraft in 6'-12 und v-a als Druckkraft in 6'-IV.

Knotenpunkt 7'. r-q parallel nach a-w übertragen, w-x = 0,5H (Reaktion im Punkte IV), x-y gleich m'-n' (Fig. 1b), y-z = 400 + 275 kg, z-o' gleich und parallel a'-n' (Fig. 1b) gemacht, Parallele durch o' zu 7'-13 und durch v zu 7'-12. Kräftezug avp'o'zyxwa mit v-p' als Zugkraft in 7'-12 und p'-o' als Zugkraft in 7'-13.

Für die Knotenpunkte des vertikalen Auslegerteiles wurde der Linienzug u v p' o' z aus Fig. 1a nochmals der grösseren Deutlichkeit wegen in Fig. 1c aufgetragen. Die Diagonalen 6'-13, 12-15 und 14-17 kommen hier nur in betracht, wenn das Moment des Auslegers nach der Gegengewichtsseite überwiegt.

Knotenpunkt 12. Horizontale durch p'. Kräftezug ur'p'v'n mit u-r' als Druckkraft in 12-14 und r'-p' als Druckkraft in 12-13.

Knotenpunkt 13. Parallele durch r' zu 13-14. Kräftezug o'p'r's'o' mit r'-s' als Zugkraft in 13-14 und s'-o' als Zugkraft in 13-15. In ähnlicher Weise ergeben sich die Linien für die Knotenpunkte 14, 15 und 16, bei denen aber ebenso wie 12, 13 und 17 das Eigengewicht von je 50 kg unberücksichtigt blieb. Dieses wurde der Deutlichkeit wegen erst am Schlusse bei den Knotenpunkten 19 und 18 im ganzen mit $3 \cdot 50 + 25 = 175$ kg eingestellt. Das schliessliche Resultat ändert sich dadurch in kaum merkbarer Weise.

Knotenpunkt 17. Kräftezug $o't'u'v'o'$ mit $o'-t'$ als Zugkraft in 17—15, $t'-u'$ als Druckkraft in 16—17, $u'-v'$ als Zugkraft in 17—18 und $v'-o'$ als Druckkraft in 19—17.

Knotenpunkt 19. Kräftezug $o'v'q'z'o'$ mit $v'-q'$ als Druckkraft in III—19 und $q'-z'$ gleich dem vorerwähnten Eigengewicht von 175 kg. $z'-o'$ muss gleich der Vertikalreaktion $0,25V = 5742,5$ kg des Stützlagere sein.

Knotenpunkt 18. Kräftezug $u'x'y'v'u'u$ mit $u-u'$ als Druckkraft in 16—18, $y'-v'$ als Druckkraft in 18—19 und $u-x' = 175$ kg. $y'-q'$ muss gleich der Reaktion $0,5H = 3372,5$ kg, $x'-y'$ gleich derjenigen $0,25V = 5742,5$ kg sein.

Von den einzelnen Stangen wird in der oberen Gurtung des horizontalen Armes die Stange 6—5 am stärksten beansprucht, und zwar mit $m-o$ (Fig. 1a) $= 71 \cdot 300 = 21600$ kg auf Zug. Für $k_z \leq 750$ kg/qcm muss demnach der Nutzquerschnitt grösser oder gleich

$$\frac{21600}{750} = 28,8 \text{ qcm}$$

sein. In der Ausführung sind 2 [-Eisen, Normalprofil No. 12, gewählt, die einen Querschnitt von 2.17 = 34 qcm ohne Nietlöcher besitzen, also hinreichend sind. Da die Laufschiene der Winde vollständig auf der oberen Gurtung aufliegen, so wird diese auch auf Biegung beansprucht, und zwar am ungünstigsten, wenn die Winde mit ihrem rechten Laufrade in der Mitte zwischen zwei Knotenpunkten steht. Nach Fig. 1, Taf. 39, ist der rechte Raddruck

$$N_2 = \frac{6250}{2} \frac{75}{120} + \frac{3000}{4} = 2705 \text{ kg.}$$

Derselbe ruft bei der erwähnten Lage der Winde ein Biegemoment

$$M_b = \frac{2705 \cdot 109}{4} = 73711 \text{ kgcm}$$

in der zugehörigen oberen Gurtungsstange hervor. Die Beanspruchung der letzteren ist dann also nur

$$\sigma_b = \frac{73711}{2 \cdot 60,7} = \sim 607 \text{ kg/qcm,}$$

da das in Frage kommende Widerstandsmoment der beiden [-Eisen 2.60,7 cm³ ist.

In der unteren Gurtung wird die Stange 5'—6' am stärksten beansprucht, und zwar durch eine Druckkraft $a-n$ (Fig. 1a) $= \sim 80 \cdot 300 = 24000$ kg. Für $k \leq 750$ kg/qcm ergibt sich ein Querschnitt von

$$\frac{24000}{750} \geq 32 \text{ qcm.}$$

Gewählt sind 2 [-Eisen 100.65.11 mm, die einen Querschnitt von 2.17,1 = 34,2 qcm besitzen. Da das kleinste Trägheitsmoment beider Eisen $J = 2.32,9$ cm⁴ ist, so bieten sie, wenn als Knicklänge der Abstand der beiden Punkte 5' und 6' $l_s = \sim 109,5$ cm genommen wird, noch eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 2 \cdot 32,9}{24000 \cdot 109,5^2} = \sim 4,57 \text{ fache}$$

Sicherheit. In Wirklichkeit ist dieselbe grösser, denn die Knotenbleche verkürzen die Knicklänge ganz bedeutend.

Von den Diagonalen, welche in [-Eisen hergestellt sind, erleidet diejenige 1'—2 die grösste Beanspruchung. Ihre Zugkraft ist nach Fig. 1a $h-g = 22 \cdot 300 = 6600$ kg. Als Nutzquerschnitt sind demnach mindestens

$$\frac{6600}{750} = 8,8 \text{ qcm}$$

erforderlich. Die beiden ungleichschenkligen [-Eisen 60.30.7 mm der Ausführung haben bei einem Nietlochdurchmesser von 14 mm 2(5,85 — 1,4.0,7) = 9,74 qcm Nutzquerschnitt.

Die beiden Diagonalen 6—7' und 7'—6 bestehen aus 2 [-Eisen. Rechnet man als grösste Zugkraft in ihnen diejenige von 6—7', nämlich $r-q$ (Fig. 1a) $= 60,6 \cdot 300 = 18180$ kg, so müsste der Nutzquerschnitt

$$\frac{18180}{750} = 24,24 \text{ qcm}$$

betragen. In der Ausführung bieten die beiden [-Eisen,

Normalprofil No. 8, bei einem Nietlochdurchmesser von 14 mm aber nur einen Nutzquerschnitt von 2(11 — 1,4.0,6) = 20,32 qcm, sodass die Zugspannung bei der angenommenen Druckkraft auf

$$750 \frac{24,24}{20,32} = \sim 900 \text{ kg}$$

steigen würde.

Von den Eck[-Eisen des vertikalen Auslegerteiles erleidet die Stange 6'—12 die grösste Druckkraft, nämlich $u-v$ (Fig. 1a) $= 60 \cdot 300 = 18000$ kg. Auf Druck berechnet, müsste deshalb ihr Querschnitt mindestens

$$\frac{18000}{750} = 24 \text{ qcm}$$

betragen. Gewählt ist ein [-Eisen 120.120.15 mm mit 33,9 qcm Querschnitt. Rechnet man als Knicklänge des [-Eisens, dessen kleinstes Trägheitsmoment 186 cm⁴ ist, den Abstand $l_s = 123$ cm der beiden Knotenpunkte 6' und 12, so ergibt sich eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 186}{18000 \cdot 123^2} = \sim 13,7 \text{ fache}$$

Sicherheit gegen Zerknicken.

Die Vertikalstangen im horizontalen Teile des Auslegers bekommen annähernd eine grösste Druckkraft $d-g$ (Fig. 1a) $= 14,5 \cdot 300 = 4350$ kg. Ihr Querschnitt müsste also nach der Druckfestigkeit grösser als

$$\frac{4350}{750} = 5,8 \text{ qcm}$$

sein. Gewählt sind wieder 2 [-Eisen 60.30.7 mm mit 2.5,85 = 11,7 qcm Querschnitt. Gegen Zerknicken bieten dieselben eine mehr als genügende Sicherheit.

Die Säule des Kranes wird in ihrem unteren Halslager durch das Moment

$$H \cdot h = 6745 \cdot 490 \text{ kgcm}$$

auf Biegung beansprucht. Für $k_b = 800$ kg/qcm (Flussstahl) müsste also der Querschnitt in jenem Lager ein Widerstandsmoment von

$$w = \frac{6745 \cdot 490}{800} = 4131,3 \text{ cm}^3$$

besitzen. Nach der Ausführung ist der Säulenquerschnitt ein ringförmiger von 35 cm äusserem und 7 cm innerem Durchmesser. Das Widerstandsmoment desselben ist rund

$$0,1 (35^3 - 7^3) = 4253,2 \text{ cm}^3.$$

Die vorbehandelte Auslegerform ist in den letzten Jahren auch zu den grossen Werft-Drehkranen benutzt worden, welche von der Benrather Maschinenfabrik für Bremerhafen, die Howaldtswerke in Kiel und neuerdings für England¹⁾, von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, für die Germaniawerft in Kiel²⁾ ausgeführt worden sind. Trotzdem dieselben bezüglich ihres Gestelles zu den Kranen mit drehbarer Säule zu rechnen sind, mögen sie des besseren Anschlusses wegen doch schon hier ihre Erledigung finden.

Fig. 173 auf S. 222 zeigt zunächst das Gestell des Benrather Riesenkranes für die Howaldtswerke und England. Zur Stützung des im labilen Gleichgewicht befindlichen T- oder hammerförmigen Ausleger dient ein sich nach oben verjüngendes Gerüst von quadratischer Grundform, das aus vier gleichmässig gegeneinander geneigten Eckstreben besteht. Diese sind durch Schräg- und Querverbindungen kräftig untereinander versteift und setzen

1) S. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1899, S. 1481, Jahrgang 1901, S. 1507, und Jahrgang 1902, S. 1107.

2) Do. Jahrgang 1900, S. 430.

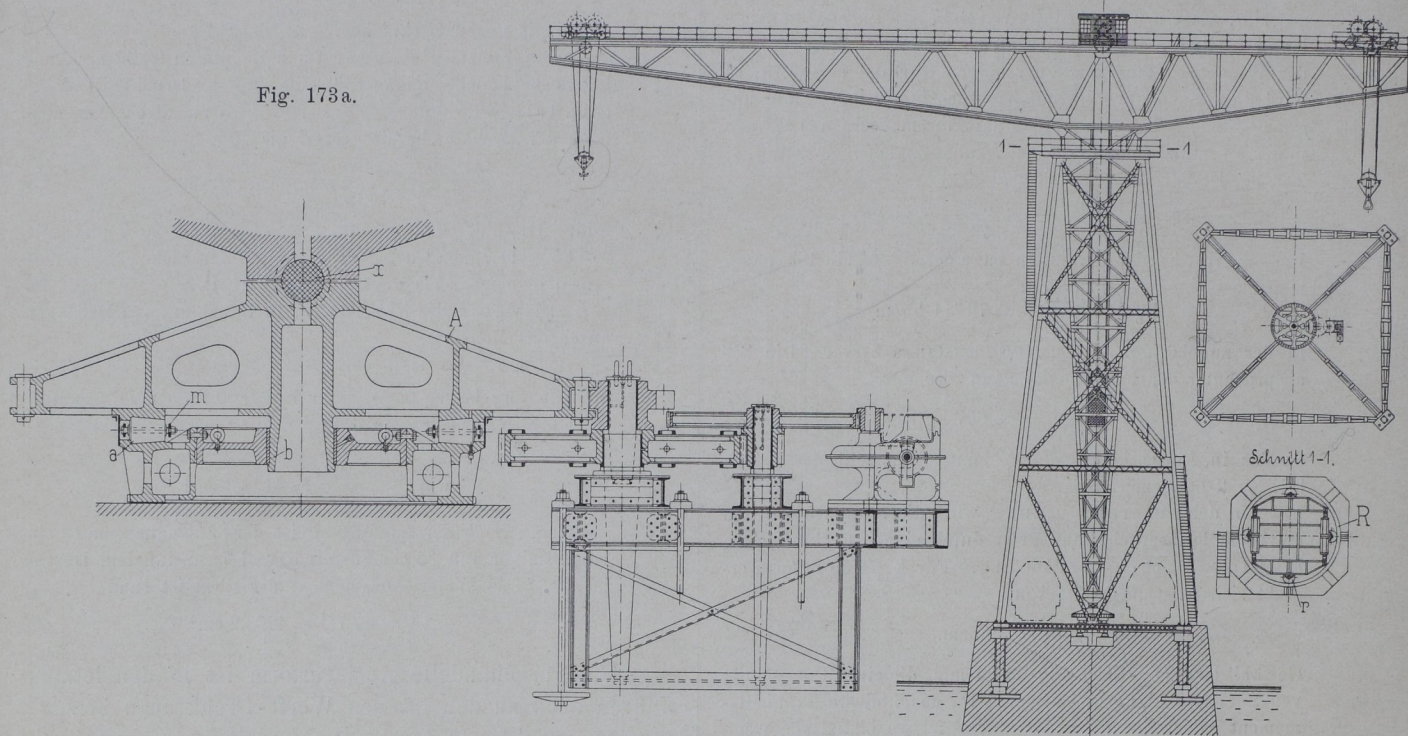
sich mit Stahlgusschuhen auf das Fundament, auf dem sie durch je zwei Anker gehalten werden. Oben sind die Eckstreben durch einen aus Form- und Flacheisen hergestellten Ring R (s. Schnitt 1—1) untereinander verbunden, und gegen diesen Ring als Laufbahn legt sich der vertikale Teil des Auslegers — der bei den Drehkränen mit drehbarer Säule gewöhnlich als Säule bezeichnet wird — mit vier Doppel-Laufrollen r aus Stahlguss. Unten ruht die Auslegersäule in einem Fusslager (Fig. 173a). Dasselbe kann sowohl den ganzen Vertikaldruck aus Last und Eigengewicht als auch einen Horizontal-schub aufnehmen. Jenen fängt es durch kegelförmige, gehärtete Stahlrollen a ab, die in Öl laufen und durch einen doppelten Flacheisenring m in ihrem gegenseitigen

Winden sind in der Weise voneinander abhängig gemacht, dass die eine nur dann benutzt werden kann, wenn sich die andere unbelastet in ihrer äussersten Stellung befindet. Auch der Wechsel in der Benutzung beider Winden ist nur dann möglich, wenn beide in der äussersten Lage sind.

Das Drehwerk des Kranes (Fig. 173a) greift am Fusse des Gestelles an und besteht aus einem dreifachen Zahnrad- und einem Schneckenvorgelege.

Fig. 174 des Textes zeigt weiter das Gestell des für die Germaniawerft gelieferten Kranes der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Es unterscheidet sich von dem vorigen hauptsächlich dadurch, dass an Stelle des vierbeinigen Stützgerüsts von Benrath hier eine dreifüssige gleichseitige Pyramide gewählt ist. Nach der

Fig. 173.



Abstände gehalten werden, diesen nimmt es durch ein Halslager auf, dessen hohler Zapfen b der oberen Druckplatte A des Rollenlagers angegossen ist. Auf letztere stützt sich behufs zentraler Verteilung des Vertikaldruckes auf das Rollenlager die Auslegersäule vermittelst eines Gelenkbolzens x. Im unteren Felde des Stützgerüsts sind die Streben ferner so angeordnet, dass die Durchfahrt für zwei Eisenbahngleise freibleibt.

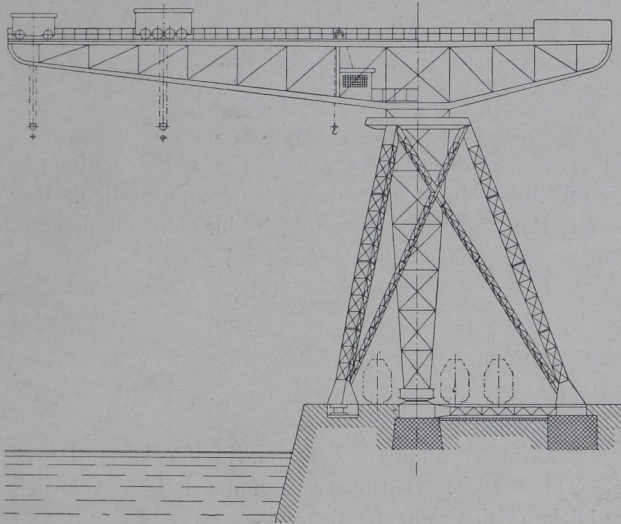
Von den beiden horizontalen Armen des Auslegers trägt der kürzere bei der Howaldt-Ausführung das als Gegengewicht dienende, feststehende Windwerk für die auf dem längeren Arme mit endlosem Seil verschiebbare Laufkatze. Das Fahren der letzteren und das Heben grösserer Lasten erfolgt von jenem Windwerk aus; für kleinere Lasten trägt die Katze noch eine besondere Hilfswinde. Bei dem Kran für England (Fig. 173) sind zwei Laufwinden angeordnet, und zwar die für grössere Lasten auf dem kurzen, die für kleinere auf dem langen Arm mit Rücksicht auf die Stabilität des Kranes. Beide

Duisburger Firma ist damit der Vorteil verbunden, dass die Grundfläche für das Stützgerüst bei kleinster Entfernung der Krandrehachse von der Uferkante grösser und die Gründungskosten also geringer als bei dem vierbeinigen Gerüst ausfallen, auch für drei Geleise die Durchfahrt frei bleibt. Die Benrath Fabrik dagegen giebt an, dass durch ihre Konstruktion die Verankerung aller Füsse in einem einzigen Mauerblock und eine damit verbundene grössere Einfachheit in den Gründungsarbeiten, sowie ein leichter und billiger Anschluss der vier Strebenbeine und ihrer Diagonalen an die Laufbahn des oberen Rollenlagers ermöglicht wird. Inwieweit diese Punkte berechtigt sind, dürfte sich allgemein kaum entscheiden lassen, sondern nur von Fall zu Fall auf grund der jeweiligen örtlichen Verhältnisse.

Ein weiterer Unterschied zwischen den angeführten Kranen besteht in der Anordnung des Drehwerkes. Die Duisburger Firma ordnet dasselbe am oberen Rollenlager an und genügt dadurch der berechtigten Forderung, das

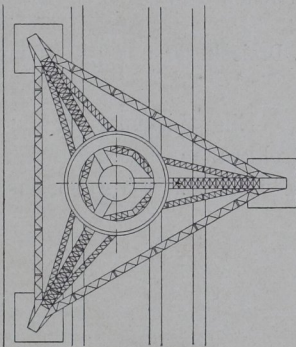
legenden Falle) kleinere Drehmoment des unteren Lager durch die Auslegersäule, das grössere aber direkt nach dem Fundament zu leiten. Bei dem Benrather Krane dagegen befindet sich das Drehwerk unten, muss also die schmalere Auslegersäule das grössere Drehmoment erst nach dem oberen Rollenlager und dann erst durch das Stützgerüst zum Fundament überführen. Die von Benrath gehegte Befürchtung, dass der gewaltige Horizontaldruck im oberen Lager bei der Duisburger Ausführung eine erhebliche Formänderung des Laufringes und einen

Fig. 174.



damit verbundenen ungenauen Zahneingriff herbeiführen würde, hat sich, wie die nun vorliegenden Betriebsergebnisse des fraglichen Kranes beweisen, als nicht berechtigt erwiesen¹⁾.

Die gelenkartige Verbindung der Auslegersäule mit dem unteren Lager beim Benrather Kran fehlt der Duisburger Ausführung.



b) Drehkrane mit drehbarer Säule.

α) Die Säulenlager liegen über und unter dem Ausleger.

1. Dreieckiger Ausleger für unveränderliche Ausladung.

Fig. 175 des Textes zeigt das Gestell dieser meist für kleinere Lasten verwendeten Krane, die man als Magazin-, Wanddrehkrane usw. bezeichnet. Schliessen und Strebe bilden mit der Kransäule den dreieckigen Ausleger, der in einem oberen Hals- und einem unteren Spurlager seine Stütze findet. Jenes befindet sich oberhalb des Auslegers und wird an der Wand befestigt oder durch Zugstangen gehalten, dieses liegt unterhalb des Auslegers und ruht auf dem Fundament oder einem Wandkonsol. Die Ausführung des Krangestelles geschieht in

Formeisen, von dem man zu den Schliessen Flach- oder Rundeisen, zu der Strebe und Säule je zwei [- oder I-Eisen oder aber zu der Säule bei kleinen Kranen auch wohl nur ein Quadrateisen verwendet. Die Zapfen werden an der Säule, wenn diese aus zwei [- oder I-Eisen besteht, durch Zwischenstücke befestigt. Das Hubwerk sitzt auf der Strebe oder an der Säule. Ein besonderes Drehwerk ist gewöhnlich nicht vorhanden, sondern die Krane werden durch Zug an der Last oder am Lasthaken geschwenkt.

Bezüglich der inneren Stangenkräfte ist zu bemerken, dass sich die Schliessenzug- und Strebendruckkraft in der

Fig. 176.

Fig. 175.

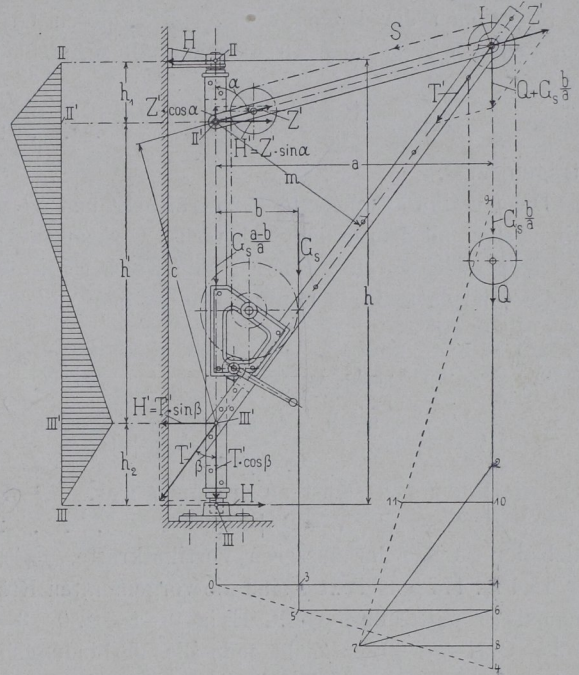


Fig. 177.

bei den Drehkranen mit feststehender Säule angegebenen Weise, also nach Gl. 217 und 218, S. 208, berechnen. Um die in und an der Säule wirkenden Kräfte zu bestimmen, denken wir uns ferner nach Fig. 175 das Eigengewicht G_s der um die Säulenachse drehbaren Kranteile in zwei Komponenten $G_s \frac{b}{a}$ und $G_s \frac{a-b}{a}$ zerlegt, von denen jene an der Auslegerspitze I, diese in der Säulenachse wirksam ist. Die an der Spitze I dann angreifende Kraft $Q + G_s \frac{b}{a}$ zerlegt sich zunächst in die Schliessenkraft Z' und die Strebenkraft T' . Z' überträgt sich weiter nach dem Anschlusspunkt II' der Schliessen an die Säule und erzeugt hier eine nach rechts gerichtete Horizontalkomponente $Z' \cdot \sin \alpha$ und eine nach oben gerichtete Vertikalkraft $Z' \cdot \cos \alpha$, während die Druckkraft T' , nach III' übertragen, hier eine nach links gerichtete Horizontalkomponente $T' \cdot \sin \beta$ und eine nach unten gerichtete Vertikalkraft $T' \cdot \cos \beta$ hervorruft, unter α und β den Neigungswinkel der Schliessen bzw. Strebe gegen die Vertikale verstanden.

Die Horizontalkomponenten der beiden Kräfte Z' und T' sind einander gleich, denn es ist nach der Figur

1) Näheres über die strittigen Punkte s. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1902, S. 175 u. 659.

$$\sin \alpha = \frac{c}{h'} \text{ und } \sin \beta = \frac{m}{h'}$$

also mit Hilfe von Gl. 217 u. 218, S. 208, ohne Berücksichtigung der Spannung S, die keinen Einfluss auf die Säulenkräfte hat,

$$Z' \cdot \sin \alpha = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{c} \frac{c}{h'} \text{ und } T' \cdot \sin \beta = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{m} \frac{m}{h'}$$

$$\text{oder } Z' \cdot \sin \alpha = T' \cdot \sin \beta = H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

Die beiden Kräfte H' bilden somit ein Kräftepaar, das nur durch ein anderes Kräftepaar von entgegengesetztem Drehungssinne aufgehoben werden kann, und dieses liefern die Reaktionen der beiden Säulenzapfen, deren Grösse also, genau wie bei den Drehkränen mit feststehender Säule,

$$H = \frac{H' \cdot h'}{h} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h} \dots 237$$

betragen muss.

Die Vertikalkomponente der Kräfte Z' und T' vereinigen sich mit dem in der Säulennachse wirksamen Teile des Eigengewichtes zu der Kraft, mit welcher die Säule auf die Spurplatte ihres unteren Lagers gedrückt wird. Diese Kraft ist

$$T' \cdot \cos \beta - Z' \cdot \cos \alpha + G_s \frac{a-b}{a} = H' \frac{1}{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha} + G_s \frac{a-b}{a}$$

$$= H' \frac{h'}{a} + G_s \frac{a-b}{a} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{a} + G_s \frac{a-b}{a}$$

oder, wie schon von selbst zu erkennen war,

$$V = Q + G_s \dots 238$$

gleich der Summe der äusseren Vertikalkräfte.

In Fig. 177 des Textes sind die vorgenannten Kräfte nochmals graphisch dargestellt. Es ist 0—1 = a, 0—3 = b, 1—2 = Q, 1—4 = G_s. Zieht man die Verbindungslinie 0—4 und überträgt die Vertikale 3—5 nach 1—6, so entspricht letztere Strecke der einen, 6—4 der anderen Komponente des Eigengewichtes G_s. Eine Parallele zur Schliessenrichtung durch 6 und eine solche zur Strebenrichtung durch 2 ergibt weiter den Schnittpunkt 7 und 6—7 als Schliessenzugkraft Z', 2—7 als Strebendruckkraft T'. Die Horizontalkomponente von T' und Z' ist H' = 7—8, die Vertikalkomponente von T' gleich 2—8, die von Z' gleich 6—8. 2—8 weniger 6—8 liefert 2—6, dies, vermehrt um 6—4, die Vertikalkraft V = 2—4 = Q + G_s. Macht man endlich 8—9 = h und 9—10 = h', zieht 9—7, so stellt die Horizontale 10—11 die Lagerreaktion H dar. Da die Spannung S des Lastorganes in Fig. 175 nur die Schliessen zu entlasten sucht, so ist Z' und T' hier auch gleich der für die Berechnung massgebenden Kraft Z bzw. T.

Das Eigengewicht G_s der um die Säulennachse drehbaren Kranteile ist bei der Bestimmung der Stangenkräfte zu schätzen; Anhalt hierfür bieten wieder die Angaben auf S. 208.

Für die Berechnung der Querschnitte ist bei den Schliessen und der Strebe wieder die Gl. 225, S. 210, bzw. 226 u. 227, S. 211, massgebend. Die Ausleger säule wird zunächst durch die Lagerreaktionen H auf Biegung beansprucht. Die schraffierte Fläche in Fig. 176

des Textes stellt in ihren Ordinaten die Biegemomente dar. Dieselben wachsen von II bis II' in dem einen, von III bis III' in dem anderen Sinne und gehen zwischen II' und III' durch Null ineinander über. Für den Querschnitt II' ist das angreifende Biegemoment H·h₁, für denjenigen III' H·h₂, wenn II—II' = h₁ und III—III' = h₂ gesetzt wird. Da ausserdem im Querschnitt II' noch eine Zugkraft Z'·cos α wirkt, im Querschnitt III' dagegen annähernd eine resultierende Druckkraft V verbleibt, welche die von dem angreifenden Biegemoment herrührende Zug- bzw. Druckspannung vermehren, so erhalten wir als grösste Zugspannung in II'

$$\sigma_z = \frac{H \cdot h_1}{w} + \frac{Z' \cdot \cos \alpha}{f}$$

als grösste Druckspannung in III'

$$\sigma = \frac{H \cdot h_2}{w} + \frac{V}{f}$$

mit w als Widerstands- und f als Flächeninhalt des Säulenquerschnittes an den betreffenden Stellen. Für die erste Berechnung dürfte es auch hier genügen, den Säulenquerschnitt nach dem Widerstandsmoment

$$w = \frac{H \cdot h_0}{k_b} \dots 239$$

zu bestimmen, wenn h₀ der grössere von den beiden Hebelarmen h₁ und h₂ ist und k_b ≤ 700 kg/qcm für Schweisseisen gesetzt wird.

Zur Berechnung des unteren Zapfens kann die Gl. 229, S. 211, dienen. Der obere Zapfen erhält gewöhnlich die gleichen Dimensionen wie der untere.

2. Dreieckiger und gitterförmiger Ausleger für veränderliche Ausladung.

Eine Veränderung der Ausladung kann auch bei den Drehkränen mit drehbarer Säule in einfachster Weise dadurch erzielt werden, dass man die Schliessen horizontal

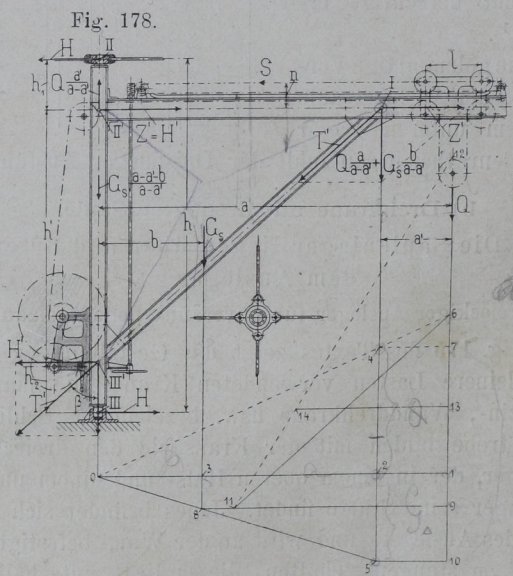


Fig. 179.

anordnet und als Bahn einer Laufkatze benützt. Das Gestell hat dann die in Fig. 178 des Textes angedeutete Form, die vielfach für Giessereiekr. endet wird.

Um den Platz unter dem Krane freier zu bekommen, lässt man die Strebe nicht bis an das äusserste Ende der Schliessen treten, sondern diese über jene hervorragen.

Die in den Schliessen (I—II') und in der Strebe wirksame Zug- bzw. Druckkraft ist wieder nach Gl. 217 u. 218, S. 208, zu berechnen. Beide erzeugen in den Anschlusspunkten II' und III' die gleichen, aber entgegengerichteten Horizontalkräfte

$$Z' = T' \cdot \sin \beta = H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

Bei ihrer äussersten Lage erzeugt ferner die Last Q (einschliesslich des Gewichtes G der Laufkatze) in I eine vertikal abwärtsgerichtete Druckkraft $Q \frac{a}{a-a'}$ und in II' eine vertikal aufwärtsgerichtete Zugkraft $Q \frac{a'}{a-a'}$. Die letztere ergibt zusammen mit dem in der Säulenachse wirksamen Teil $G_s \frac{a-a'-b}{a-a'}$ des Eigengewichtes und der Vertikalkomponente $T' \cdot \cos \beta$ den auf den Spurzapfen wirkenden Druck $V = Q + G_s$. Die horizontalen Lagerreaktionen sind ebenfalls wie früher

$$H = \frac{H' \cdot h'}{h} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h}$$

In der graphischen Darstellung nach Fig. 179 des Textes ist 0—1 = a, 1—2 = a', 0—3 = b, 2—4 = Q, 2—5 = G_s gemacht worden. Die Verbindungslinie 0—4 giebt dann auf der Vertikalen durch 1 den Punkt 6 mit $1-6 = Q \frac{a}{a-a'}$ und $6-7 = Q \frac{a'}{a-a'}$. Entsprechend liefert die Linie 0—5 auf der Vertikalen durch 3 den Punkt 8, und es ist $3-8 = 1-9 = G_s \frac{b}{a-a'}$ und $9-10 = G_s \frac{a-a'-b}{a-a'}$.

Zieht man weiter durch 6 eine Parallele zur Strebenrichtung, so stellt (ohne Berücksichtigung der Spannung im Lastorgan) 6—11 die Strebendruckkraft T' und 9—11 die Schliessenzugkraft $Z' = H' = T' \cdot \sin \beta$ dar, und es ist endlich

$$\overline{6-9} (T' \cdot \cos \beta) + \overline{9-10} \left(G_s \frac{a-a'-b}{a-a'} \right) - \overline{6-7} \left(Q \frac{a'}{a-a'} \right) = \overline{7-10} = V = Q + G_s$$

Um endlich die Lagerreaktion $H = 13-14$ zu erhalten, ist $9-12 = h$ und $12-13 = h'$ gemacht, sowie 11 mit 12 verbunden und eine Horizontale durch 13 gezogen worden.

Bei der Bestimmung des Schliessenquerschnittes ist das auftretende grösste Biegemoment neben der Zugkraft Z zu berücksichtigen. Bei der äussersten Katzenstellung hat der Querschnitt in I das grösste Biegemoment aufzunehmen. Dasselbe beträgt, wenn das dem Lastorgan entgegenwirkende Moment der Spannung S im Lastorgan mit berücksichtigt, das des Eigengewichtes der Schliessen aber vernachlässigt wird,

$$M_b' = (Q + G) a' - S \cdot n$$

Befindet sich die Katze dagegen zwischen den Punkten I und II', so tritt das grösste Biegemoment annähernd ein, wenn sie in der Mitte zwischen beiden Punkten steht. Das Moment der Spannung S verstärkt dann aber das

Lastmoment, und es ist für den Querschnitt in der Mitte

$$M_b'' = (Q + G) \frac{a-a'-l}{4} + S \cdot n$$

G ist in beiden Fällen das Gewicht der Katze, n der vertikale Abstand von Mitte Lastorgan bis Mitte Schliesse, l der Radstand der Katze. Man wird suchen, beide Momente möglichst gleich zu machen. Das ist der Fall für

$$(Q + G) a' - S \cdot n = (Q + G) \frac{a-a'-l}{4} + S \cdot n$$

oder

$$a' = \frac{1}{5} \left(8 \frac{S \cdot n}{Q + G} + a - l \right)$$

Bezeichnet indes in jedem Falle M_b das grössere von den beiden Momenten M_b' und M_b'' , so ruft dasselbe auf der einen Seite der neutralen Achse des Querschnittes eine Zug-, auf der anderen Seite eine Druckspannung hervor. Jene wird noch verstärkt, diese verringert durch die Schliessenkraft Z, und es ist also die grösste auftretende Normal-Zugspannung

$$\sigma = \frac{M_b}{w} + \frac{Z}{F}$$

mit w als Widerstandsmoment und F als Inhalt des Schliessenquerschnittes. Da der Wert $\frac{Z}{F}$ meistens nicht bedeutend ausfällt, so dürfte es auch hier wieder genügen, die Dimensionen des Schliessenquerschnittes nach dem Widerstandsmoment

$$w = \frac{M_b}{k_b}$$

mit $k_b \leq 700$ kg/qcm für Schweisseisen zu ermitteln.

Die Berechnung der Säule hat genau wie im vorigen Falle zu erfolgen, nur mit dem Unterschiede, dass die im Querschnitt II' auftretende Zugkraft hier $Q \frac{a'}{a-a'}$ ist. Die Zugstangen des oberen Halslagers sind für die Kraft H zu berechnen.

Alle übrigen Teile ermitteln sich in der früheren Weise.

Um das vorspringende Ende der Schliessen in Fig. 178 des Textes bei gleichem Querschnitt länger halten zu können, unterstützt man dieses Ende wohl nochmals nach Art der Fig. 2, Taf. 30. Der Ausleger erhält dann ein gitterförmiges Aussehen. Die einzelnen Stangenkräfte können hier mit Hilfe der Ritterschen Methode oder auf graphischem Wege bestimmt werden, wobei man sich das Eigengewicht der einzelnen Teile auf die Knotenpunkte verteilt zu denken hat. Die Berechnung der einzelnen Querschnitte und der Anstrengungen in denselben hat in der früheren Weise zu geschehen. Das nachfolgende Beispiel zeigt dies nochmals.

Beispiel.

Zu berechnen sind die Querschnitte und grössten Anstrengungen des in Fig. 1, Taf. 30, schematisch angegebenen Krangestelles. Es beträgt die Maximallast $Q = 7500$ kg, die grösste Ausladung $a_{\max} = 3850$, die Säulenhöhe $h = 4800$ mm.

Wir schätzen zunächst das Eigengewicht der Laufkatze, sowie dasjenige der Hakenflasche usw. und setzen $Q + G = \sim 8000$ kg. Dann bestimmen wir, um einen Anhalt über das Eigengewicht des Krangestelles in den einzelnen Knoten-

punkten zu bekommen, den erforderlichen Schliessenquerschnitt allein mit Rücksicht auf das durch die voll belastete Katze ausgeübte Biegemoment bei deren ungünstigster Stellung. Diese nimmt die Katze ein, wenn sie in der Mitte zwischen II'-IV = 286 cm steht. Es ist dann bei einem Radstand l = 70 cm

$$M_b = 8000 \frac{286 - 70}{4} = 432000 \text{ kgcm}$$

und für $k_b \leq 700 \text{ kg/qcm}$ das erforderliche Widerstandsmoment des Schliessenquerschnittes

$$w \geq \frac{432000}{700} = \sim 617 \text{ cm}^3.$$

Wählen wir wie in der Ausführung zwei [-Eisen als Schliessen, so würden dem berechneten Werte zwei Normalprofile No. 24 mit einem Widerstandsmoment von 2.300 cm³ schon genügen. Mit Rücksicht auf die übrigen Kräfte soll aber für die beiden [-Eisen wie in der Ausführung das nächste Normalprofil No. 26 mit $w = 2.371 \text{ cm}^3$ genommen werden, dessen Querschnitt $F = 2.48,3 \text{ qcm}$ und dessen Gewicht 2.37,7 kg/m beträgt.

Für die Streben sei dieses Profil vorläufig auch gewählt. Es lassen sich dann die Eigengewichte des Krangestelles (mit Ausnahme der Säule) für die einzelnen Knotenpunkte feststellen, wobei man für jeden derselben das Gewicht der halben Länge aller zusammenstossenden Stangen, einschliesslich Laschen, Niete usw., rechnet. Es ergibt sich für

den Knotenpunkt I (einschliesslich des Bockes und der Rolle für die Last- bzw. Wagenkette ein Eigengewicht von 350 kg,

den Knotenpunkt IV ein solches von 300 kg,

den Knotenpunkt V ein solches von 480 kg.

Nun können die Stangenkräfte bestimmt werden. Mit den in Fig. 1, Taf. 30, eingetragenen Massen erhalten wir bei der äussersten Katzenstellung nach der Ritterschen Methode:

Schnitt $\alpha_2 - \alpha_2$, Drehpunkt V, rechtsliegender Teil,

$$Z = \frac{350(187 + 96) + 8000(99 + 96) + 300 \cdot 96}{134} = \sim 12505 \text{ kg,}$$

Drehpunkt II'

$$T = - \frac{350(187 + 286) + 8000(99 + 286) + 300 \cdot 286 + 480 \cdot 190}{233}$$

$$= \sim - 14690 \text{ kg,}$$

Drehpunkt IV

$$K = - \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99 - 480 \cdot 96}{164,2} = \sim - 4940 \text{ kg;}$$

Schnitt $\alpha_1 - \alpha_1$, rechtsliegender Teil,

Drehpunkt IV:

$$T_1 = - \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99}{80,31} = \sim - 10677 \text{ kg,}$$

Drehpunkt I:

$$T_2 = - \frac{8000 \cdot 88 + 300 \cdot 187}{151,5} = \sim - 4985 \text{ kg.}$$

Weiter ist

$$Z_1 = \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99}{88,5} = \sim 9690 \text{ kg.}$$

Das Moment der äusseren Kräfte in bezug auf die Säulenachse, dividiert durch die Säulenhöhe h, liefert schliesslich die Horizontalreaktion der beiden Säulenlager, nämlich

$$H = \frac{8000 \cdot 385 + 350(385 + 88) + 300 \cdot 286 + 480 \cdot 190}{480} = \sim 7130 \text{ kg.}$$

Die Vertikalreaktion des unteren Säulenlagers ist gleich der Summe aller Eigengewichte, vermehrt um die Last, also, wenn das Gewicht der Säule und des daran befindlichen Windwerkes mit 3000 kg angesetzt wird,

$$V = Q + G + G_s = 8000 + 350 + 300 + 480 + 3000 = 12130 \text{ kg.}$$

In Fig. 1a, Taf. 30, sind zur Kontrolle die vorstehend berechneten Kräfte nochmals graphisch bestimmt worden. Es wurde in der Vertikalen durch I (Fig. 1) 0-1 = Q + G = 8000 kg aufgetragen, 0-3 = I-IV gemacht und 1 mit 3 verbunden. Auf der Laststrichtung bei der äussersten Katzenstellung ergibt

1) 80,3 ist die Länge der Senkrechten von IV auf I-V.

sich dann der Punkt 4, und es ist 2-4 = N₁ der Druck welchem die Last bei ihrer äussersten Lage auf den Punkt I einwirkt. Der entsprechende Druck im Knotenpunkt IV ist N₂ = 8000 - N₁.

Knotenpunkt I. 4-5 = 350 kg. Horizontale durch 2, Parallele zu I-V durch 5. Kräftezug 5, 2, 6, 5 mit 2-6 als Zugkraft Z₁ und 6-5 als Druckkraft T₁.

Knotenpunkt IV. 4-7 = 8000 kg, 2-7 = N₂, 7-8 = 300 kg. Horizontale durch 8 und Parallele durch 6 zu IV-V. Kräftezug 2, 8, 9, 6, 2 mit 8-9 als Zugkraft Z und 9-6 als Druckkraft T₂.

Knotenpunkt V. 8-10 = 9-11 = 480 kg. Parallele durch 5 zu V-III' und durch 11 zu II'-V. Kräftezug 5, 6, 9, 11, 12, 5 mit 11-12 als Druckkraft K und 12-5 als Druckkraft T.

Im Knotenpunkt II' erzeugt die Kraft Z und K, entsprechend dem Linienzug 10, 11, 12, 13, 10 eine Horizontal-komponente 12-14 = H' und eine nach oben gerichtete Vertikalkomponente V₂' = 13-10. Im Knotenpunkte III' zerlegt sich T in die gleiche, aber entgegengerichtete Horizontal-komponente H' und eine abwärtsgerichtete Vertikalkomponente 5-13. Die Summe aller Vertikalkräfte in der Säulenachse ist 5-13 - 13-10 + 10-14 (3000 kg) = Q + G + G_s = 5-14. Um die Lagerreaktion H zu erhalten, ist schliesslich 13-15 gleich der Säulenhöhe h, 15-17 gleich derjenigen h' gemacht worden. Die Horizontale durch 17 bis zur Verbindungslinie 15-12 liefert dann 17-16 = H.

Fig. 1b, Taf. 30, giebt die Stangenkräfte, wenn die Katze in der Mitte von II'-IV steht. Es kommt dann durch die Last Q + G auf den Knotenpunkt II' und IV je noch ein Druck von 0,5 · 8000 = 4000 kg. Die Schliessenkraft Z beträgt für diese Laststellung

$$Z = 4 \cdot 3 \cdot 150 = 25 \cdot 150 = 3750 \text{ kg.}$$

Mit Hilfe der einzelnen Stangenkräfte lassen sich nun die grössten Anstrengungen ermitteln. Für die Schliessen betrug, wie anfangs berechnet, das von der Last herrührende Biegemoment 432000 kgcm, wenn die Katze in der Mitte zwischen II' und IV steht. Verstärkt wird dieses Moment noch durch den Zug in der Lastkette, der rund gleich 0,5 (7500 + 150) = 3825 kg (150 kg als Gewicht der Hakenflasche) gesetzt werden kann und dessen Hebelarm nach Fig. 2, Taf. 30, 48,5 cm ist. Ferner wirkt auf Biegung hin das Eigengewicht des Schliessenstückes II'-IV mit 2.37,7 kg/m. Endlich wird der Schliessenquerschnitt noch durch die oben erwähnte Kraft Z = 3750 kg auf Zug beansprucht. Man erhält also als grösste Anstrengung

$$\sigma = \frac{1}{2 \cdot 37,7} \left(432000 + 3825 \cdot 48,5 + \frac{2 \cdot 37,7 \cdot 286^2}{8} \right) + \frac{3750}{2 \cdot 48,3} = \sim 881,5 \text{ kg/qcm}$$

ein Wert, der wohl noch zulässig ist, da er nur bei der einen Katzenstellung auftritt, auch die freitragende Länge des Stückes II'-IV durch die Knotenbleche noch geringer als 286 cm ist.

Befindet sich die Katze in der Mitte zwischen I und IV, so berechnet sich die Anstrengung auf entsprechende Weise (Z₁ als Zugkraft angenommen) zu weniger als 700 kg/qcm.

Von den Stangen, welche auf Druck bzw. Zerknicken beansprucht werden, ist die Strebe III'-V diejenige, welche die grösste Kraft (T = - 14690 kg) aufzunehmen hat und die grösste Knicklänge (L_s = III'-V = ~ 330 cm) besitzt. Da das kleinste Trägheitsmoment der beiden [-Eisen, Normalprofil No. 26, J = 2.317 cm⁴ ist, so ergibt sich für E = 2000000 kg/qcm eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 2 \cdot 317}{14690 \cdot 330} = \sim 7,95 \text{ fache}$$

Sicherheit. Auf Druck berechnet, ist die Anstrengung der Strebe nur sehr gering.

Die Säule endlich besteht aus zwei [-Eisen, Normalprofil No. 30, und zwei aufgenieteten Blechen 400.10 mm.

Das Trägheitsmoment der beiden [-Eisen ist $2 \cdot 8026 \text{ cm}^4$, das der beiden Bleche

$$\frac{40}{12} (32^3 - 30^3) = \sim 19227 \text{ cm}^4.$$

Rechnet man noch für 4 Nietlöcher von 2 cm Durchmesser eine Verminderung des Trägheitsmomentes um

$$\frac{2 \cdot 2}{12} (32^3 - 28^3) = \sim 3605 \text{ cm}^4,$$

so beträgt das Widerstandsmoment des Säulenquerschnittes

$$w = \frac{2 \cdot 8026 + 19227 - 3605}{0,5 \cdot 32} = \sim 1980 \text{ cm}^3,$$

der Inhalt desselben bei $2 \cdot 58,8 \text{ qcm}$ Querschnitt der beiden [-Eisen

$$f = 2(58,8 + 40 \cdot 1 - 2 \cdot 2) = 189,6 \text{ qcm.}$$

Am ungünstigsten wird bei der Säule der Querschnitt in II' beansprucht. Es wirkt auf ihn ein Biegemoment

$$H \cdot h_1 = 7130 \cdot 62,5 = 445\,625 \text{ kgcm},$$

sowie eine Zugkraft V_2' (Fig. 1a, Taf. 30) = $\sim 19 \cdot 150 = 2850 \text{ kg}$ ein. Mit beiden ergibt sich als grösste Anstrengung eine Zugspannung von nur

$$\sigma = \frac{445\,625}{1980} + \frac{2850}{189,6} = \sim 240 \text{ kg/qcm}.$$

Im Querschnitt III' ist die grösste Druckspannung sogar nur

$$\sigma = \frac{H \cdot h_2}{w} + \frac{V}{f} = \frac{7130 \cdot 17,5}{1980} + \frac{12130}{189,6} = \sim 127 \text{ kg/qcm}.$$

Die Säule ist also in ihrem Querschnitt sehr stark bemessen.

Für den unteren Säulenzapfen macht sich nach Gl. 229, S. 211, ein Durchmesser

$$d = 0,1 \sqrt{\frac{12130}{80} + \frac{2}{3} 7130} = 7 \text{ cm}$$

nötig; die Ausführung zeigt $d = 100 \text{ mm}$.

3. Dreieckiger Wippausleger für veränderliche Ausladung.

Das Gestell dieser Krane, die man gewöhnlich als Derrickkrane bezeichnet, ist in Fig. 180 des Textes angedeutet. Die Ausladung wird bei ihnen durch Einziehen und Auslegen der Strebe verändert. Zu diesem Zweck

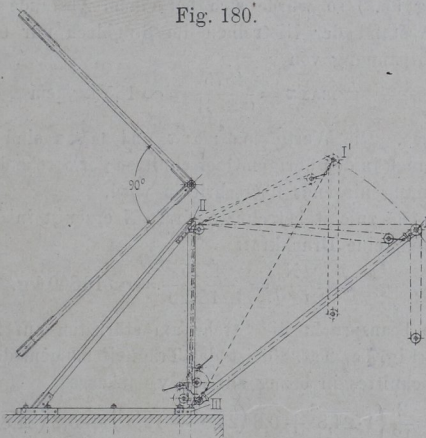


Fig. 180.

ist letztere um ihren unteren Bolzen in der Vertikalebene drehbar, während das obere Ende durch das um eine lose Rolle geschlungene Schliessenseil und eine zugehörige Trommelwindé der Säule genähert oder abgerückt werden. Die Säule selbst wird durch zwei Bockstreben gehalten, die einen Winkel von ca. 90 Grad miteinander bilden. Das Gestell lässt deshalb nur eine Drehung des Auslegers um höchstens 250 Grad zu.

Die Krane bilden eine Vereinigung der Dreh- und später behandelten Scherenkrane, besitzen aber die diesen letzteren fehlende Drehbarkeit; Infolgedessen beherrschen

sie ein weit grösseres Arbeitsfeld. Bei uns finden sie wenig Anwendung. Eine Ausführung der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, für 100000 kg Maximallast ist in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Jahrgang 1898, S. 437, beschrieben.

Über die Berechnung der Strebe und Schliessen ist das bei den Scherenkranen in § 38 Gesagte zu beachten. Die Bockstreben sind für die an den beiden Säulenzapfen auftretenden Kräfte zu berechnen.

β) Die beiden Säulenlager liegen unter dem Ausleger.

1. Dreieckiger Ausleger für unveränderliche Ausladung.

Freistehende Drehkrane mit drehbarer Säule besitzen nach Fig. 181 des Textes eine nach unten verlängerte Säule. Die Verlängerung wird in das Fundament eingelassen und hier oben von einem Hals- oder Rollenlager, unten von einem Spurlager gehalten. Durch das Fundament wird die Anlage solcher Krane wesentlich verteuert.

Gegenüber der sonstigen Gestellform ist hier nur die Beanspruchung der Säule eine etwas andere. An dem oberen Teile derselben greifen in den Punkten II' und III' die Horizontalkräfte

Fig. 181.

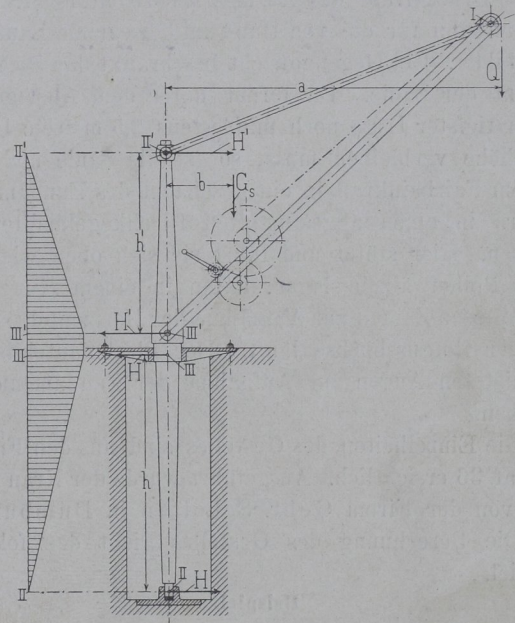


Fig. 182.

$$H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

an, während am unteren Teile in den Zapfen II und III die Reaktionen

$$H = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h}$$

wirken. Die Biegemomentenfläche stellt sich also so dar, wie Fig. 182 zeigt. Die grösste Beanspruchung der Säule tritt zwischen III' und III auf, wo das Biegemoment

$$H' \cdot h' = H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

herrscht. Gl. 228, S. 211, kann somit auch hier zur

Bestimmung des Widerstandsmomentes und Durchmessers D der Säule an dieser Stelle benutzt werden. Ausser der Biegungsbeanspruchung ist noch eine Druckbeanspruchung durch die am Ausleger hängende Last und das Eigengewicht desselben bis zu dem fraglichen Querschnitt hin vorhanden. Diese Druckspannung vermehrt die Biegungsanstrengung auf der Auslegerseite des Querschnittes und verringert sie auf der gegenüberliegenden Seite.

2. Schnabelförmiger Blechsausleger für veränderliche und unveränderliche Ausladung.

Ein solches Gestell haben die schon auf S. 217 behandelten Fairbainkrane. Bei veränderlicher Ausladung dient der oben horizontal gehaltene Auslegerarm wieder einer Laufkatze als Fahrbahn.

3. Dreieckiger Hubausleger für veränderliche Ausladung.

Für Stahlwerke wurden früher und zum Teil auch noch jetzt hydraulische Drehkrane mit einem Gestell ähnlich demjenigen in Fig. 1, Taf. 36, verwendet. Der dreieckige Ausleger kann vermittelst Druckkolben, Seil und loser Kraftrolle gehoben und gesenkt werden und führt sich dabei mit vier, paarweise zu entgegengesetzten Seiten angeordneten Laufrädern auf den Schienen der drehbaren Kransäule. Zur Veränderung der Ausladung ist die Druckstrebe des Auslegers horizontal gelegt und als Laufbahn für die von Hand zu bewegende Laufkatze ausgebildet. Ein Gegengewicht beschränkt das Biegemoment der Säule. Da ferner unter dem Ausleger bei dessen tiefster Lage noch mindestens 2,5 m freie Durchgangshöhe verbleiben muss, so ist die Säule nicht wie bei dem Fairbainkran in einen Schacht des Fundamentes, sondern in einen abgestumpften Blechkegelmantel eingelassen. Hier stützt und führt sie sich oben wieder in einem Rollenwälzlager, unten in einem Kugelspur-lager, dessen Zapfen zur Aufnahme der Horizontalreaktion in einer Rotgussbuchse läuft. Der Blechmantel ist mit angenieteten Augen zur Aufnahme der Fundamentanker versehen.

Die Einzelheiten des Gestelles sind aus den Figuren auf Taf. 36 ersichtlich. Ausgeführt wurde der Kran mehrmals von der Firma Gebr. Scholten in Duisburg.

Die Berechnung des Gestelles giebt das folgende Beispiel.

Beispiel.

Der Kran auf Taf. 36 von Gebr. Scholten in Duisburg besitzt 10 m grösste Ausladung und 3 m Hubhöhe. Die Maximallast beträgt 3500 kg. Wie berechnen sich der Ausleger und die Kransäule?

Die horizontale Strebe des dreieckigen Auslegers ist einmal auf Biegung, Druck und Abscheren, das andere Mal auf Zerknicken zu berechnen.

Die Biegungsbeanspruchung fällt am grössten aus, wenn die voll belastete Laufkatze in der Mitte ihrer Bahn steht. Schätzen wir das Eigengewicht der Katze mit Haken zu $G = 250$, das der halben Zugstangen und Strebe zu 825 kg, so beträgt, bei $L_s = 945$ cm Länge der Strebe (Fig. 1, Taf. 36) zwischen den Unterstützungspunkten und $l = 35$ cm Radstand der Katze das grösste Biegemoment

$$M_b = (Q + G) \frac{L_s - l}{4} + \frac{825 \cdot L_s}{4} = 3750 \frac{945 - 35}{4} + \frac{825 \cdot 945}{4} = \sim 1048030 \text{ kgcm.}$$

Der mittlere Querschnitt der Strebe ist in Fig. 1a, Taf. 36, dargestellt. Es berechnet sich für ihn das Trägheitsmoment in bezug auf die x-x Achse

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ 24,8 \cdot 40^3 - 2 \cdot 0,8 \cdot 26^3 - 2 \cdot 5,2 \cdot 36,4^3 - (12,8 - 2,8) 38^3 - 2 \cdot 24^3 - 2 \cdot 1,6 (40^3 - 36,4^3) \right\} = 35888 \text{ cm}^4,$$

dem ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{35888}{0,5 \cdot 40} = 1794,4 \text{ cm}^3$$

entspricht. Das berechnete Biegemoment ruft somit eine Normalspannung

$$\sigma_b = \frac{1048030}{1794,4} = \sim 584 \text{ kg/qcm}$$

hervor, die in der oberen Hälfte des Querschnittes als Druckspannung auftritt. Dieselbe wird noch verstärkt, durch die Horizontalkomponente der am Ende des Trägers wirkenden Vertikalkraft

$$N = \frac{Q + G}{2} + 825 = \frac{3750}{2} + 825 = 2700 \text{ kg.}$$

Die Horizontalkomponente derselben ist nach Fig. 183 des Textes

$$T = \frac{N}{\text{tg } \alpha} = \frac{2700}{\text{tg } 18^{\circ}20'} = \sim 8150 \text{ kg,}$$

und sie bewirkt, da der Inhalt des Querschnittes in Fig. 1a, Taf. 36,

$$F = 0,8 \cdot 40 + 4 \cdot 1 (12 + 7) + 4 \cdot 0,8 (6 + 5,2) - 4 \cdot 1,6 \cdot 1,8 = 132,32 \text{ qcm}$$

ist, eine Normalspannung von

$$\sigma = \frac{8150}{132,32} = \sim 61,6 \text{ kg/qcm.}$$

Die Scherkraft in der Mitte der Strebe ist so gering, dass die durch sie hervorgerufene Schubspannung die gesamte Anstrengung nur sehr wenig beeinflusst. Wir erhalten somit als gesamte Anstrengung des mittleren Querschnittes

$$\text{max } \sigma = 584 + 61,6 = 645,6 \text{ kg/qcm.}$$

In der äusseren Endlage der Laufkatze beträgt die in Fig. 183 des Textes angegebene Kraft $N = 3500 + 250 + 825 = 4575$ kg. Rechnen wir diese als grösste Scherkraft des Balkens und nehmen ferner die Gl. 173a, S. 145, noch als gültig an,¹⁾ so würde sich bei einem Abstände $h_n = 31$ cm als Abstand der Nietreihen im Stegblech nur eine grösste Schubspannung von

$$\text{max } \tau = \frac{4575}{0,8 \cdot 31} = \sim 185 \text{ kg/qcm}$$

ergeben. Die Werte von $\text{max } \tau$ und $\text{max } \sigma$ sind so gering, dass auch in den übrigen Querschnitten der Strebe die zulässige Spannung nirgends überschritten wird.

Die zuletzt berechnete Kraft N erzeugt in der Strebenrichtung eine Druckkraft

$$T = \frac{N}{\text{tg } \alpha} = \frac{4575}{\text{tg } 18^{\circ}20'} = \sim 13800 \text{ kg.}$$

Diese beansprucht die Strebe am stärksten auf Zerknicken. Nach Fig. 1a, Taf. 36, ist das Trägheitsmoment des mittleren Querschnittes in bezug auf die y-y Achse

$$J_y = \frac{2}{12} \left\{ 1 \cdot 24,8^3 + 0,8 (24,8^3 - 12,8^3) + 5,2 (24,8^3 - 23,2^3) + 7 \cdot 2,8^3 + 0,5 \cdot 24 \cdot 1^3 - 1,6 (19,6^3 - 16,4^3) \right\} = \sim 5890 \text{ cm}^4.$$

Die Sicherheit gegen Zerknicken bestimmt sich also für $E = 2000000$ kg/qcm und $L_s = 945$ cm zu

$$m = \frac{\pi^2 \cdot J_y \cdot E}{T \cdot L_s^2} = \sim \frac{10 \cdot 5890 \cdot 2000000}{13800 \cdot 945^2} = 9,56.$$

Die Schliessen sind auf Zug zu berechnen. Die grösste Zugkraft tritt in ihnen auf, wenn die Katze in der äusseren Endstellung steht, und beträgt dann nach Fig. 183 des Textes

$$Z = \frac{N}{\sin \alpha} = \frac{4575}{\sin 18^{\circ}20'} = \sim 14550 \text{ kg.}$$

1) Am Ende der Strebe fehlen die \perp -Eisen 60·60·8 mm.

Für $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ wäre somit ein Querschnitt von je

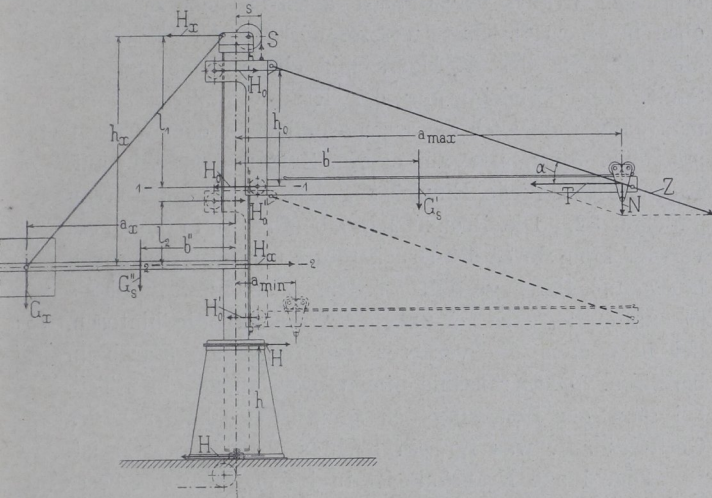
$$f = \frac{14550}{2 \cdot 600} = \sim 12,13 \text{ qcm}$$

erforderlich. In der Ausführung besitzen die beiden Rund-eisenstangen 42 mm Durchmesser, also je 13,85 qcm Quer-schnitt. Das Gewinde am Ende der Stangen hat 2" engl. äusseren und 43,43 mm inneren Durchmesser.

Zur Berechnung der Säule bedürfen wir des Eigen-gewichtes beider Ausleger und des Gegengewichtes G_x . Für den Lastausleger sei als Eigengewicht $G_s' = 2750 \text{ kg}$ und als Schwerpunktsabstand von der Krandreihachse $b' = 345 \text{ cm}$ an-genommen. Die Seilspannung S in Fig. 183 des Textes ist dann

$$S = 3500 + 250 + 2750 = 6500 \text{ kg.}$$

Fig. 183.



Der Lastausleger legt sich mit seinen Leitrollen gegen die Säule und wirkt auf diese mit einer Horizontalkraft, die bei der äusseren Endlage der voll belasteten Katze und ge-spanntem Seil

$$H_0 = \frac{(Q + G) \cdot a_{\max} + G_s' \cdot b' - S \cdot s}{h_0} = \frac{3750 \cdot 1000 + 2750 \cdot 345 - 6500 \cdot 68}{300} = \sim 14190 \text{ kg,}$$

bei der inneren Endlage der unbelasteten Katze und un-ge-spanntem Seil

$$H_0' = \frac{G \cdot a_{\min} + G_s' \cdot b'}{h_0} = \frac{250 \cdot 175 + 2750 \cdot 345}{300} = \sim 3310 \text{ kg}$$

beträgt, wenn $h_0 = 300 \text{ cm}$ der vertikale Abstand von Mitte bis Mitte der oberen und unteren Leitrollen, $s = 67 \text{ cm}$ der horizontale Abstand der Seilspannung S von der Krandreihachse ist.

Der Gegengewichtsausleger ruft die in Textfigur 183 angegebenen Horizontalkräfte H_x an der Säule hervor.

Das auf letztere einwirkende resultierende Biegungs-moment fällt nun nach der Lastseite hin, und zwar für den Querschnitt 1—1, am grössten aus, wenn der Lastausleger mit der voll belasteten Katze in der äusseren Endlage seine höchste Stellung einnimmt. Es ist dann

$$M_b = H_0 \cdot h_0 - H_x \cdot l_1.$$

Nach der Gegengewichtsseite dagegen wird das auf die Säule wirkende resultierende Biegungsmoment am grössten, und zwar für den Querschnitt 2—2, wenn die unbelastete Katze sich in ihrer inneren Endlage befindet und der Ausleger auf seinem unteren Prollholze aufruft. Es ist dann

$$M_b' = H_x \cdot h_x - H_0' \cdot l_2.$$

Am geringsten wird die Säule beansprucht für $M_b = M_b'$ oder

$$H_x (h_x + l_1) = H_0 \cdot h_0 + H_0' \cdot l_2.$$

Mit $h_x = 597$, $l_1 = 397$ und $l_2 = 150 \text{ cm}$ ergibt sich hieraus

$$H_x = \frac{14190 \cdot 300 + 3310 \cdot 150}{597 + 397} = \sim 4782 \text{ kg.}$$

Nach Fig. 183 ist nun weiter

$$H_x \cdot h_x = G_x \cdot a_x + G_s'' \cdot b'',$$

wenn G_s'' das Gewicht des Gegengewichtsauslegers und b'' dessen Schwerpunktsabstand von der Drehachse bezeichnet. Schätzt man $G_s'' = 500 \text{ kg}$, $b'' = 270 \text{ cm}$, so erhält man für $a_x = 540 \text{ cm}$ als Gegengewicht

$$G_x = \frac{4782 \cdot 597 - 500 \cdot 270}{540} = \sim 5040 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegungsmoment der Säule ist dann

$$M_b = M_b' = 14190 \cdot 300 - 4782 \cdot 397 = 2358546 \text{ kgcm.}$$

Der Querschnitt der Säule ist in Fig. 1 b, Taf. 36, dargestellt. In bezug auf die $y-y$ Achse ist sein Widerstandsmoment

$$w = \frac{1}{12 \cdot 32,5} \left\{ 65 \cdot 65^3 - 2 \cdot 7 \cdot 61,2^3 - 2 \cdot 1 \cdot 47,2^3 - 47,2 \cdot 63,2^3 - 2 \cdot 1,8 (65^3 - 61,2^3) \right\} = \sim 6007 \text{ cm}^3.$$

Die durch das Biegungsmoment hervorgerufene Normalspannung beträgt also

$$\sigma_b = \frac{M_b}{w} = \frac{2358546}{6007} = 392,6 \text{ kg/qcm.}$$

Auf derjenigen Seite des Querschnittes, auf der diese Spannung als Druckspannung auftritt, wird dieselbe noch durch diejenige vergrössert, welche durch alle an der Säule hängenden Lasten und Eigengewichte bis zum Querschnitt 1—1 hin hervorgerufen wird. Da diese Last- und Eigengewichtssumme (das Gewicht der Säule bis zum Schnitt 1—1 mit 1500 kg gerechnet)

$$2S + G_x + 500 + 1500 = 2 \cdot 6500 + 5040 + 500 + 1500 = 20040 \text{ kg}$$

und der Inhalt des Säulenquerschnittes

$$f = 4 \cdot 1 (8 + 7) + 2 \cdot 0,9 (65 + 63,2) - 4 \cdot 1,8 \cdot 1,9 = \sim 277 \text{ qcm}$$

ist, so ermittelt sich diese Spannung zu

$$\sigma = \frac{20040}{277} = \sim 80 \text{ kg/qcm}$$

und demnach die resultierende Normalspannung zu

$$392,6 + 80 = 472,6 \text{ kg/qcm.}$$

Der Horizontaldruck auf die beiden Säulenzapfen fällt am grössten aus, wenn der Ausleger in seiner tiefsten Lage (ohne Spannung im Seil) ruht und die voll belastete Katze die äussere Endstellung einnimmt, nämlich

$$H = \frac{3750 \cdot 1000 + 2750 \cdot 345 - 5040 \cdot 540 - 500 \cdot 270}{288} = \sim 6400 \text{ kg,}$$

unter $h = 288 \text{ cm}$ den Abstand von Mitte bis Mitte Säulenzapfen verstanden. Für diesen Druck sind die beiden Säulen-lager zu berechnen.

c) Drehscheibenkrane.

Die Anordnung einer Plattform, welche sich mit dem Ausleger beim Schwenken des Kranes dreht, ist nicht nur bei fast allen Drehkränen mit eigenem Motor nötig, sondern ist auch für solche mit Handantrieb nicht ohne Vorteile. In jenem Falle können die Motoren, die Steuerungs- und mehr oder weniger auch die Triebwerksteile auf der Plattform untergebracht werden, und in beiden Fällen hält die Bedienung auf der Plattform ihren Stand auch beim Drehen des Kranes ein, dreht sich also mit diesem, während sie bei Säulenkränen gewöhnlich mit herum geht.

Die gebräuchliche Ausführung des Gestelles solcher Krane ist aus Taf. 34 ersichtlich. Die Plattform oder Drehscheibe besteht aus einem [-Eisenrahmen, der mit Blechen belegt ist. An ihn schliesst nach oben der eigent-liche Ausleger mittelst eines Zwischengerüstes an, das in verschiedener Weise ausgebildet sein kann. In Fig. 1, Taf. 34, besteht es z. B. aus vier Eckeisen, die durch

Diagonalverbände genügend versteift sind und im Verein mit einem dreieckigen Aufsatz die Grundform des Schutzhauses für Wärter und Maschinen liefern. Auf Taf. 31 und 32¹⁾ dagegen sind als Zwischengerüst zwei dreieckige, aus Blechen und L-Eisen hergestellte Ständer gewählt, an denen zugleich das Triebwerk befestigt ist und um die herum durch L-Eisen mit Holzverschalung und Wellblech das Schutzhaus aufgebaut ist. An der der Last näheren Seite dieses Hauses steht in der Regel der Wärter, und ein Ausschnitt mit Fenster in der betreffenden Wand gewährt ihm freien Ausblick nach der Last hin, der durch den Ausleger nicht behindert sein darf. Auf der entgegengesetzten Seite der Plattform, dem Ausleger also gegenüber, befindet sich das zur Stabilität des Kranes nötige Gegengewicht, das bei Dampfkränen zum Teil durch den Kessel gebildet wird.

Die Plattform stützt sich gewöhnlich mit vier Laufrollen auf eine runde Bahn. Zur Erhöhung der Stabilität werden diese Rollen nicht gleichmässig auf den Umfang der Bahn verteilt, sondern der Auslegerebene näher gerückt, und zwar so weit, als es die Standfestigkeit in der dazu senkrechten Ebene gestattet. Früher und zum Teil auch noch jetzt drehte man den Laufrollenkranz und die Laufbahn konisch ab (s. Fig. 3 u. 4, Taf. 34), damit die Rollen beim Drehen des Kranes an ihrer inneren Seite einen entsprechend kürzeren Weg als wie an ihrer äusseren zurücklegen und also nicht mit ihrem inneren Umfange auf der Laufbahn gleiten. Die Bedingung hierfür ist

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_0}{2R},$$

wenn α der Neigungswinkel der schrägen Laufbahn gegen die Horizontale,

D_0 der mittlere Durchmesser der Laufrollen,
 $2R$ derjenige der Laufbahn ist.

Bei konischer Bahn empfangen aber die Rollenlager einen die Bewegung oft störenden Achsialdruck, der durch eine besondere Spurplatte für die Achsen dieser Lager abgefangen werden muss (s. Fig. 3, Taf. 34). Der Achsialdruck überträgt sich auch auf den Lauftring und sucht diesen zu verschieben. Um das zu verhindern, wird der Ring mit Schrauben auf dem Fundament befestigt. Bei dem fahrbaren Kran auf Taf. 41 ist der Ring gemäss Fig. 3, Taf. 42, sogar um einige Millimeter in das Blech des Untergestelles eingelassen, um diese Verschiebung zu verhüten. An den Stossstellen des Ringes ist ferner innen ein Flacheisen angeordnet.

Neuerdings sieht man zur Stützung der Drehscheiben meistens cylindrische Rollen mit schwachballig abgedrehten Spurkränzen vor und lässt sie auf einer runden Eisenbahnschiene mit breitem Kopf laufen. Solche Rollen fallen billiger aus, und die gleitende Reibung an ihrem Umfange, welche beim Drehen des Kranes mit überwunden werden muss, ist meistens nicht bedeutend.

Zur Zentrierung der Drehscheibe und zur Aufnahme der geringen seitlichen Schwankungen ist bei dem

Kran auf Taf. 34 ein kurzer Königszapfen angeordnet, der durch eine angegossene Platte auf dem Fundament befestigt ist. Das Gegengewicht des Kranes muss dann so schwer und so weit von der Drehachse untergebracht sein, dass die Resultierende aller Vertikalkräfte sowohl beim voll als auch beim unbelasteten Krane noch innerhalb des Lauftringes fällt, wenn auch in beiden Fällen zu verschiedenen Seiten der vertikalen Krandrehachse. Ist dagegen das Kippmoment des Kranes nicht völlig durch das Gegengewicht aufgehoben, so sieht man zur Aufnahme des nicht aufgehobenen, überschüssigen Kippmomentes eine Säule vor, die bei ortsfesten Kranen wieder auf dem Fundament, sonst im Untergestell des fahrbaren Kranes befestigt ist und von dem Ausleger oben in einem Halslager erfasst wird; unten dreht sich die Plattform des Auslegers mit einem Auge um die Säule. Zur Erleichterung des Kranschwenkens hängt man dann wohl auch das Krangestell mehr oder weniger mit einer Spurplatte am oberen Zapfen der Säule auf. Eine diesbezügliche Einrichtung besitzt z. B. der Kran auf Taf. 32. Die Bronzebüchse b (Fig. 2) in der Traverse T kann durch das Druckstück c und zwei Schrauben höher und tiefer gestellt werden. Vorteilhaft wird sie so eingestellt, dass bei unbelastetem Kran die hinteren, bei belastetem die vorderen Laufrollen die Laufbahn berühren. Die Kransäule nimmt dann immer einen Teil, bei günstiger Belastung den ganzen Vertikaldruck des Gestelles auf, was für ein leichtes Drehen günstig ist.

Eine lange Kransäule ist in jedem Falle das beste Mittel, die Schwankungen des sich drehenden Kranteiles beim Arbeiten möglichst zu beschränken.

Beispiel.

Es sind die Stabilitätsverhältnisse und Stangenkräfte des Drehscheibenkranes von Menck & Hambroek auf Taf. 34 festzustellen. Die Maximallast beträgt 7500 kg, die Ausladung 8 m.

Für beide Hälften des Auslegers und Zwischengerüsts wurden die in Fig. 184 des Textes eingetragenen Eigengewichte der einzelnen Knotenpunkte I bis VIII angenommen. Das Gewicht der Hakenflasche soll mit 250 kg, Q also mit 7750 kg in Rechnung gestellt werden. Das Eigengewicht des Hubwerkes beträgt 2800, das des Drehwerkes 1000, das der Drehscheibe mit Laufrollen, Führerhaus usw. 5000 kg, und der Abstand der beiden ersten Gewichte von der Krandrehachse ist 565 bzw. 1575 mm, während das letzte Gewicht in der Drehachse selbst angreift. Das Eigengewicht des ganzen Kranes ohne Gegengewicht ist somit

$$2(120 + 150 + 120 + 220 + 230 + 230 + 60 + 60) + 2800 + 1000 + 5000 = 11180 \text{ kg.}$$

Das resultierende rechtsdrehende Moment, welches diese Kräfte in bezug auf die Krandrehachse äussern, ist

$$2(120 \cdot 767 + 150 \cdot 436,5 + 120 \cdot 478 + 220 \cdot 93) - 2800 \cdot 56,5 - 1000 \cdot 157,5 = 154970 \text{ kgcm.}$$

Bei voll belastetem Kran steigt dasselbe auf

$$154970 + 7750 \cdot 800 = 6354970 \text{ kgcm.}$$

Das Gegengewicht G_x (inkl. seines Kastens) muss nun so schwer und sein Schwerpunktsabstand a_x so gross gewählt werden, dass die Resultierende aller Vertikalkräfte am Krangestell stets noch innerhalb des Lauftringes für die Drehscheibe bleibt. Im vorliegenden Falle würde die Resultierende mit $G_x = 11500 \text{ kg}$ und $a_x = 256,5 \text{ cm}$ bei voll belastetem Kran um

$$x = \frac{6354970 - 11500 \cdot 256,5}{11180 + 7750 + 11500} = 111,9 \text{ cm}$$

1) Dass der Kran fahrbar ist, bleibt für die Gerüstform gleichgültig.

rechts, bei unbelastetem Kran

$$x' = \frac{11500 \cdot 256,5 - 154970}{11180 + 11500} = 123,2 \text{ cm}$$

links von der Krandrehachse fallen, während der äussere Radius des Laufringes 192,8 cm ist. Durch den Winddruck werden die berechneten Abstände x und x' im ungünstigsten Falle höchstens noch um 7 cm vergrössert. Das Gewicht $G_x = 11500$ kg dürfte zur Hälfte schon durch den ausgemauerten Gegengewichtskasten gebildet werden.

In der zum Ausleger senkrechten Richtung sucht der Winddruck den Kran zu kippen. Dieser Druck beträgt bei 19 qm Fläche und 125 kg/qm Stärke $19 \cdot 125 = 2375$ kg und wirkt in dem Schwerpunkte der Druckfläche, ungefähr in einer Höhe von 248 cm über der Oberkante des Laufkranes. Die Radmitte liegt nach dem Grundriss der Fig. 4, Taf. 34, $R \cdot \sin 30^\circ = 184,8 \cdot 0,5 = 92,4$ cm seitlich von der Auslegerebene. In bezug auf die diesbezügliche Kante des Laufringes muss, wenn kein seitliches Kippen eintreten soll, das Moment des Kraneigengewichtes grösser als das des Winddruckes, also

$$(11180 + 11500) 92,4 > 2375 \cdot 248$$

oder

$$2095632 > 589000$$

sein.

Die Stangenkräfte sind nachstehend mit Hilfe der Ritterschen Methode berechnet. Dabei ist die halbe Seilspannung an den durchschnittenen Stellen zu $0,5S = 1940$ kg angenommen. An der Trommel ruft diese Seilspannung $0,5S$ noch die folgenden inneren Kräfte in den Knotenpunkten VII und VIII hervor. Denkt man sich nämlich die Spannung $0,5S$ im Punkte IX der Fig. 184a des Textes in zwei Komponenten, und zwar vertikal $1940 \cdot \sin 28^\circ = 910$, horizontal $1940 \cdot \cos 28^\circ = 1713$ kg, zerlegt so erzeugt die erstere in den beiden genannten Knotenpunkten, entsprechend den Abständen von 85 und 262 cm, eine nach oben gerichtete Vertikalkraft von

$$910 \frac{85}{347} = 222 \text{ kg} \text{ und } 910 \frac{262}{347} = 688 \text{ kg.}$$

Wird weiter im Punkte X zweimal die Horizontalkomponente von 1713 kg nach entgegengesetzter Richtung eingetragen, so entsteht ein Kräftepaar $1713 \cdot 160$ kgcm, das nur durch ein solches in den Knotenpunkten VII und VIII aufgehoben werden kann, also in VII eine abwärtsgerichtete Vertikalkraft

$$1713 \frac{160}{347} = 790 \text{ kg,}$$

in VIII eine ebenso grosse aufwärtsgerichtete hervorrufft. In X verbleibt dann noch die nach rechts gerichtete innere Horizontalkraft von 1713 kg.

Die römischen Ziffern geben die Stangenkräfte in den gleichnamig bezeichneten Stangen der Fig. 184 an; das — Zeichen bedeutet Druckkraft. Die geringe Neigung der beiden Auslegerhälften gegeneinander wurde vernachlässigt.

Schnitt 1—1, Drehpunkt III bzw. II für die Momentengleichung:

$$I-II = \frac{3875 \cdot 322 + 120 \cdot 289 - 1940 \cdot 30,8}{102} = 11987 \text{ kg,}$$

$$I-III = \frac{3875 \cdot 363,5 + 120 \cdot 330,5 + 1940 \cdot 72,5}{103,7} = -15321 \text{ kg;}$$

Schnitt 2—2, Drehpunkt I bzw. III:

$$II-III = \frac{3875 \cdot 33 - 150 \cdot 330,5 - 1940 \cdot 25}{332} = 90 \text{ kg,}$$

$$II-IV = (I-II) - \frac{150 \cdot 41,5}{102} = 11987 - 610 = 11377 \text{ kg;}$$

Schnitt 2—3, Drehpunkt I bzw. IV:

$$III-IV = -\frac{1}{183,3} (3875 \cdot 33 - 150 \cdot 330,5 - 120 \cdot 289 - 1940 \cdot 25) = 27 \text{ kg.}$$

$$III-V = -\frac{1}{210} (3875 \cdot 707 + 120 \cdot 674 + 150 \cdot 343,5 + 120 \cdot 385 + 1940 \cdot 174) = -15503 \text{ kg;}$$

Schnitt 4—4, Drehpunkt ist der Schnitt von IV—VI und III—V, der 1418 cm links von der Krandrehachse fällt, bzw. V:

$$IV-V = -\frac{1}{1821,5} (3875 \cdot 2218 + 120 \cdot 2185 + 150 \cdot 1854,5 + 120 \cdot 1896 + 220 \cdot 1511 + 1940 \cdot 55,7) = -5382 \text{ kg,}$$

Fig. 184.

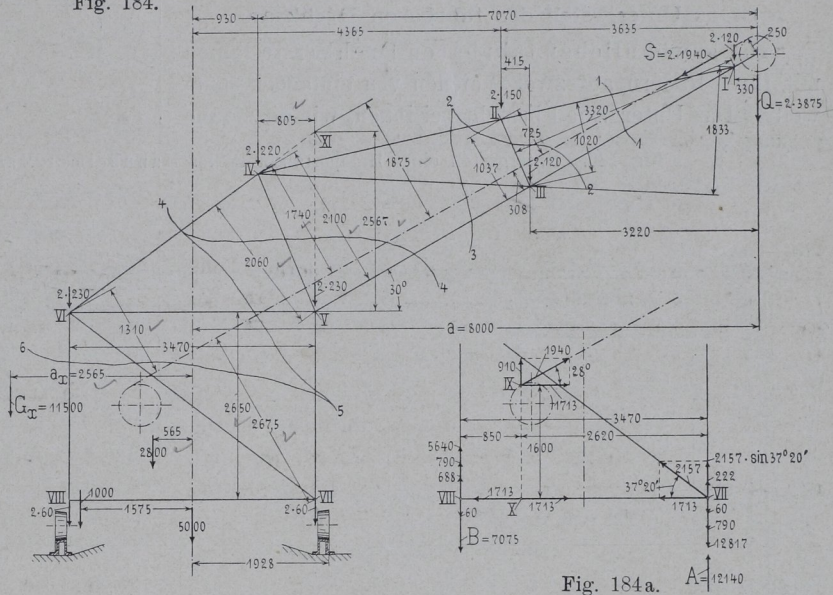


Fig. 184a.

$$IV-VI = \frac{1}{206} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 - 1940 \cdot 36,6) = 12069 \text{ kg;}$$

Schnitt 4—5, Drehpunkt XI bzw. VI:

$$V-VI = -\frac{1}{256,7} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 + 1940 \cdot 187,5) = -11380 \text{ kg,}$$

$$V-VII = -\frac{1}{347} (3875 \cdot 973,5 + 120 \cdot 940,5 + 150 \cdot 610 + 120 \cdot 651,5 + 220 \cdot 266,5 + 230 \cdot 347 + 1940 \cdot 131) = -12817 \text{ kg;}$$

Schnitt 5—6, Drehpunkt VII:

$$VI-VIII = \frac{1}{347} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 - 230 \cdot 347 - 1940 \cdot 267,5) = 5640 \text{ kg.}$$

Bezüglich der Stange VI—VII ist zu beachten, dass die im Punkte X nach rechts wirkende Horizontalkraft von 1713 kg im Knotenpunkte VII durch die Horizontalkomponente der Stangenkraft VI—VII aufgehoben werden muss. Es herrscht also in dieser Stange eine Zugkraft von

$$\frac{1713}{\cos \alpha} = \frac{1713}{\cos 37^\circ 20'} = 2157 \text{ kg.}$$

Im Knotenpunkte VII verbleibt schliesslich nach Fig. 184a eine nach unten gerichtete Vertikalkraft von

$$12817 + 60 + 790 - 222 - 2157 \cdot \sin 37^\circ 20' = 12137 \text{ kg,}$$

im Knotenpunkt VIII eine nach oben gerichtete von

$$5640 - 60 + 688 + 790 = 7058 \text{ kg.}$$

Würde man sich das ganze Krangestell in den Punkten VII und VIII losgelöst denken, so wäre in jenem Punkte eine aufwärts-, in diesem eine abwärtsgerichtete äussere Vertikalkraft anzubringen. Die erstere ergibt sich, wenn man die Summe der Momente aller äusseren Kräfte in bezug auf den Punkt VIII gleich Null setzt, zu

$$A = \frac{1}{347} (3875 \cdot 973,5 + 120 \cdot 940,5 + 150 \cdot 610 + 120 \cdot 651,5 + 220 \cdot 266,5 + 290 \cdot 347) = \sim 12140 \text{ kg,}$$

die letztere zu

$$B = 12145 - (3875 + 120 + 150 + 120 + 220 + 2 \cdot 290) = 7075 \text{ kg.}$$

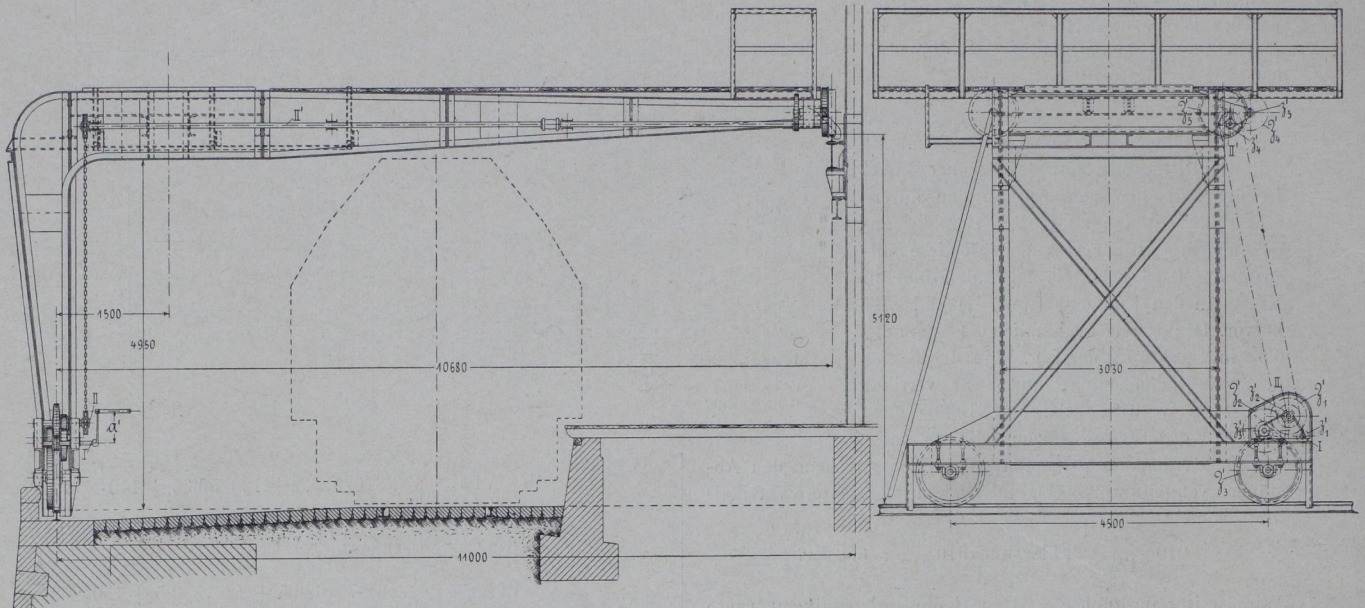
A muss, wenn die Rechnung richtig ist, gleich der oben berechneten Kraft 12137, B gleich derjenigen 7058 kg sein; bis auf die kleinen Differenzen von 3 bzw. 17 kg, welche durch das Abmessen der Hebelarme hervorgerufen sind, ist das der Fall.

Die Stangenquerschnitte bestimmen sich wieder in der schon früher angegebenen Weise.

d) Das Untergestell der fahrbaren Drehkrane.

Die gewöhnlichen fahrbaren Drehkrane laufen mit ihren Rädern auf zwei Schienen von einfacher Spurweite. Das Untergestell besteht bei ihnen, wie die Krane

Fig. 186. Untergestell eines Halbportalkranes der Mannheimer Maschinenfabrik, Mohr & Federhaff.

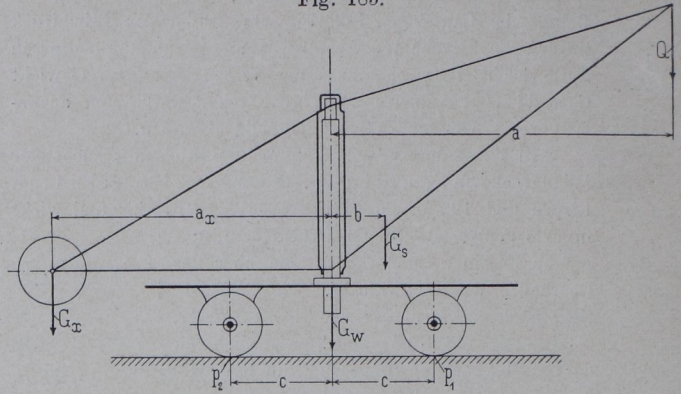


auf Taf. 31, 32 und 38 zeigen, aus einer Plattform, welche durch Längs- und Querträger (I- und [-Eisen) mit gehöriger Verbindung und Versteifung untereinander gebildet wird. An den Längsträgern sind die Lager für die Laufradachsen befestigt. Häufig findet man diese Achsen federnd gelagert, um die auftretenden Stösse zu mildern. Bei Waggon- und Lokomotivkrane, die in Eisenbahnzüge eingestellt werden, müssen die Achslager und Federn den Eisenbahnvorschriften genügen, die Längsträger der Plattform auch an den Köpfen mit Puffern usw. versehen sein.

Die Standfestigkeit solcher Krane erfordert ein besonderes Gegengewicht, soweit dieses nicht schon durch den Motor und Dampfkessel bei Maschinenantrieb gebildet wird. Vielfach findet man das Gegengewicht stellbar eingerichtet, und zwar von Hand, wie Fig. 187, S. 234, zeigt, oder selbstthätig durch die Last. Es ist so zu verteilen, dass der Gesamtschwerpunkt der Kran-konstruktion sowohl bei voll belastetem als auch bei unbelastetem Kran innerhalb der Laufräder bzw. der Schienen des Unterwagens fällt. Bezeichnet nach Fig. 185 des Textes

G_s das Gewicht der um die Krandreihachse drehbaren Teile (bei Drehscheibenkrane also auch das der

Fig. 185.



Drehscheibe mit ihren Rädern) ohne Gegengewicht, angreifend am Hebelarm b,

G_w das Gewicht des Untergestelles (bei Säulenkrane auch das der Säule), angreifend in der Krandreihachse,

G_x das Gegengewicht am Hebelarm a_x ,

$2c$ der Radstand der Untergestelles,

so ergibt sich als Momentengleichung aller Vertikal-kräfte des voll belasteten Krane in bezug auf die Kante p_1

$$Q(a - c) - G_s(c - b) - G_w \cdot c - G_x(c + a_x) = 0,$$

für den unbelasteten Kran in bezug auf die Kante p_2

$$G_s(c + b) + G_w \cdot c - G_x(a_x - c) = 0.$$

Durch Subtraktion beider Gleichungen voneinander erhält man

$$Q(a - c) - 2G_s \cdot c - 2G_w \cdot c - 2G_x \cdot c = 0.$$

Neben der obigen Bedingung muss also das Gesamtgewicht des Krane mindestens

$$G_s + G_w + G_x = \frac{Q(a - c)}{2c} \dots 240$$

betragen. Ist die Spurweite kleiner als $2c$, so ist diese an Stelle von $2c$ in die Gleichung einzuführen.

Fahrbare Portalkrane kommen namentlich auf grösseren Hafenanlagen vor. Sie überspannen mit ihrem

Untergestell das freie Raumprofil von einem oder mehreren Eisenbahngleisen und dürfen den Verkehr auf diesen nicht stören. Das Untergestell hat deshalb bei den sogenannten Vollportalkranen, wo die beiden Laufschiene wie bei den Bockkranen unten liegen, die Form eines Bockes (Fig. 2, Taf. 41), bei Halbportalkranen, wo sich die eine Schiene unten, die andere oben auf Konsolen an der Gebäudemauer oder Säulen befindet, die Form eines Winkels (Fig. 186 des Textes). In jedem Falle kann das Gestell aus I- und [-Eisen, als Blech- oder Fachwerkträger ausgeführt werden; jene sind für kleinere, diese für grössere Lasten und Spannweiten gebräuchlich, wobei Fachwerkträger in der Regel ein gefälligeres Aussehen als Blechträger ergeben. Die Berechnung der Untergestelle ist für die ungünstigste Stellung des eigentlichen Drehkranes in der bei den Lauf- und Bockkranen angegebenen Weise zu bewirken.

Bei den Velocipedkranen läuft das Untergestell nur auf einer Schiene. Infolgedessen beanspruchen diese Krane nur einen schmalen Durchfahrtsraum, was sie namentlich für langgestreckte Werkstätten geeignet macht. In Fig. 2, Taf. 33, ist ein solches Krangestell dargestellt. Das Untergestell besteht aus zwei Längs[-Trägern, welche die Achsenlager halten und die feststehende Kran säule mit einem Gussstück zwischen sich nehmen. Oben läuft der Kran zwischen zwei Führungseisen, die das seitliche Kippmoment aufnehmen müssen. Die Strebe des Obergestelles ist hochgelegt, damit der Raum unter ihr, im vorliegenden Falle das Normalprofil des freien Raumes für Eisenbahnwagen, möglichst frei bleibt.

Beispiel.

Wie berechnet sich das Portal des elektrischen Drehkranes auf Taf. 41 von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. J. Losenhausen? Die Maximallast beträgt 4500 kg.

Wir schätzen das Eigengewicht des Kranes einschliesslich Gegengewicht, aber ohne Portal, zu 28000 kg. Der Lauf ring für die Drehscheibe ruht in der Hauptsache auf den in Fig. 2, Taf. 41, Schnitt 1—1, mit I, II, III und IV bezeichneten I-Trägern, welche zwischen die beiden Portalböcke gesetzt sind und diese an der einen Kranseite miteinander verbinden. Bei voll belastetem Krane dürften die beiden Laufräder der Drehscheibe, welche sich auf der Auslegerseite befinden, wohl fast den ganzen Druck von 28000 + 4500 (Last) = 32500 kg auf den Lauf ring daselbst übertragen. Für die in Fig. 1, Taf. 41, um 180 Grad gedrehte Auslegerstellung hat dann der I-Träger I in Fig. 2, Taf. 41, den genannten Druck auf zunehmen, und jeder Portalbock empfängt die Hälfte dieses Druckes. Das Biegemoment für den horizontalen Teil eines jeden Bockes beträgt also mit den in Fig. 2 eingetragenen Hebelarmen

$$M_b = \frac{32500 \cdot 290,5(880 - 290,5)}{2 \cdot 880} = \sim 3162300 \text{ kgcm.}$$

Steht dagegen der Ausleger senkrecht zu den Portalen, also in der Fahrrihtung der letzteren, so sind vorwiegend die Träger II und III in Fig. 2 belastet, und sie üben, wenn man der Sicherheit wegen annimmt, dass der ganze Druck von 32500 kg durch sie auf den einen Portalbock übertragen wird, ein grösstes Biegemoment

$$M_b = 32500 \frac{(880 - 154,5)(154,5 - 32,5)}{880} = \sim 3268880 \text{ kgcm}$$

auf diesen aus. Die zuletzt genannte Auslegerlage ist also für die Portale ungünstiger, und das bei ihr auf sie ausgeübte Moment soll der Berechnung zu Grunde gelegt werden. Der

in der Ausführung gewählte Querschnitt für den horizontalen Teil der Portalböcke ist in Fig. 2a, Taf. 41, wiedergegeben. Er besitzt ein Widerstandsmoment von

$$w = \frac{1}{12 \cdot 51,2} \left\{ 22 \cdot 102,4^3 - 2 \cdot 2,5 \cdot 100^3 - 2 \cdot 6,8 \cdot 97,6^3 - 2 \cdot 1,2 \cdot 84^3 - 2 \cdot 1,9 \cdot (102,4^3 - 97,6^3) \right\} = \sim 6520 \text{ cm}^3$$

in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse und ein Gewicht von ca. 200 kg/m.

Unter Berücksichtigung dieses Eigengewichtes ist das Biegemoment für den Querschnitt, in welchem der Träger III an das Portal anschliesst, nun

$$M_b = 3268880 + \frac{200}{2 \cdot 100} (154,5 - 32,5) (880 - 154,5 + 32,5) = 3361356 \text{ kgcm}$$

und die von diesem hervorgerufene Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{3361356}{6520} = \sim 516 \text{ kg/qcm.}$$

Die vertikale Scherkraft in dem genannten Querschnitt ist gleich der Reaktion in dem näherliegenden Stützpunkte, also

$$V = 32500 \frac{880 - 154,5}{880} + \frac{200}{100} \left(\frac{880}{2} - 154,5 + 32,5 \right) = \sim 27430 \text{ kg}$$

und bewirkt nach Gl. 173a, S. 145, für $h_n = 90,8$ cm Abstand der Nietreihen im Stegblech eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{27430}{1 \cdot 90,8} = \sim 302 \text{ kg/qcm.}$$

Unter der Annahme, dass beide Spannungen $\max \sigma$ und $\max \tau$ an derselben Stelle des Querschnittes auftreten, würde sich somit für

$$\alpha = \frac{302}{516} = \sim 0,6$$

nach der Tabelle auf S. 145 eine grösste Materialanstrengung $\max \sigma_1 = 1,36 \cdot 516 = \sim 700 \text{ kg/qcm}$ ergeben, die noch zulässig ist.

Als grösste Belastung eines Portalbeines kann die oben berechnete Reaktion von 27430 kg plus dem Eigengewicht des Beines mit 1500 kg, also 28930 kg angesehen werden. Für die in Fig. 2, Taf. 41, Schnitt 1—1, mit $l_s = 257$ cm eingetragene Knicklänge ist der mittlere Querschnitt in Fig. 2b, Taf. 41, angegeben. Das Trägheitsmoment desselben in bezug auf die $y-y$ Achse ist

$$J_y = \frac{2}{12} \left\{ 1,2 \left(22^3 + 17^3 \right) + 6,8 \cdot 3,4^3 + 0,5 \cdot 29,6 \cdot 1^3 - 2,4 \left(12,1^3 - 8,3^3 \right) \right\} = 2679,2 \text{ cm}^4,$$

und somit die Sicherheit gegen Zerknicken, wenn auch das untere Ende geführt angesehen wird,

$$m = \frac{10 \cdot 2679,2 \cdot 2000000}{28930 \cdot 257^2} = 28,04 \text{ fach.}$$

§ 35.

Die Drehkrane mit Handbetrieb.

Die Anwendung dieser Krane, die noch vielfach an Ufern und Eisenbahnen zum Be- und Entladen der Schiffe und Eisenbahnwagen, in Werkstätten und Magazinen zum Versetzen der Arbeitsstücke und Güter vorkommen, empfiehlt sich in solchen Fällen, in denen sich wegen zu seltener Benutzung die Anschaffung eines Kranes mit Elementarkraftbetrieb nicht lohnt. Die Geschwindigkeit, mit welcher schwere Lasten von ihnen gehoben werden, ist natürlich wie bei den entsprechenden Laufkranen nur eine mässige.

Die Ausführung des Triebwerkes zeigt bei den vorliegenden Kranen wenig Verschiedenheit. Zum Antrieb dienen meistens Kurbeln, seltener Haspelräder. Das