

5. Drehkrane mit besonderem Unterbau. Zu diesen gehören alle fahrbaren Krane, wie Waggon-, Lokomotiv-, Portal- und Velocipedkrane, bei denen ein Drehkran der beiden vorhergehenden Fälle auf ein fahrbares Untergestell (bei Portalkranen bisweilen auch auf ein feststehendes) gesetzt ist. Mit Ausnahme der Velocipedkrane, die auf Lagerplätzen und in Werkstätten vorkommen, erstreckt sich die Verwendung der übrigen Krane namentlich auf den Kai- und Bahnhofsbetrieb.

6. Wipp- oder Scherenkrane. Es sind dies Ausleger- oder Strebenkrane, bei denen der Ausleger bezw. die Hauptstreben nur um eine horizontale Achse drehbar sind. Die Last hängt wie bei den Drehkranen an einem Rollen- oder Flaschenzug und wird durch Einziehen des äussersten Ausleger- oder Strebenendes in einer vertikalen Ebene versetzt. Die Krane werden meistens auf Werften zum Einbau der Kessel und Maschinen in die Dampfschiffe, zur Ausrüstung der Schiffe, Aufstellen der Maste usw. benutzt; an ihrer Stelle kommen aber jetzt vielfach Drehkrane mit veränderlicher Ausladung zur Anwendung.

7. Hochbahnkrane.¹⁾ Sie wurden von Amerika eingeführt und dienen namentlich dort zum Entladen von Massengütern (Kohlen, Erzen usw.) aus Schiffen oder Eisenbahnwagen und Aufstapeln derselben auf Lagerplätzen, wo Drehkrane eine zu grosse Ausladung erhalten müssten. Sie besitzen als wichtigsten Bestandteil eine durch entsprechende Gerüste gestützte und nach der Entladestelle geneigte Hochbahn, auf der sich eine Laufkatze mit der gehobenen Last bewegen kann. Sind die Krane fahrbar, so erfolgt die horizontale Bewegung der Last hier also genau wie bei den Laufkranen in zwei zu einander senkrechten Richtungen, von denen die eine durch die Laufkatze, die andere durch die verschiebbare Hochbahn durchlaufen wird.

Der **Betrieb** der Krane geschieht sowohl von Hand als auch durch Elementarkraft. Handbetrieb ist nur für mässige Geschwindigkeiten geeignet. Beim Elementarkraftbetrieb verschafft sich der elektrische immer mehr Eingang. So ist er z. B. bei Lauf- und Bockkranen neben dem Handbetrieb zur Zeit allein gebräuchlich, während der früher in Werkstätten vielfach übliche Transmissionsbetrieb dieser Krane durch endloses Seil oder Vierkantwelle fast gar nicht mehr zur Ausführung gelangt und deshalb auch in diesem Buche nicht weiter berücksichtigt ist. Bei Drehkranen findet der hydraulische und direkte Dampfbetrieb zwar noch immer Verwendung, aber der elektrische Antrieb erobert sich auch hier mehr und mehr das Feld. Die Gründe hierfür sind, dass der elektrische Antrieb den grossen Geschwindigkeiten und der hohen Leistungsfähigkeit, zu denen der moderne Kranbau drängt, durch sicher funktionierende Motoren und Anlasser im Verein mit einem äusserst einfachen mechanischen Triebwerk in vollkommenster Weise gerecht wird. Die Betriebskosten

elektrischer Krane fallen aber wegen der hohen Anschaffungskosten zur Zeit noch keineswegs geringer als die anderer Krane mit Elementarkraftbetrieb aus.

§ 31.

Das Gestell der Lauf- und Bockkrane.

Das Bühnengerüst der Laufkrane besteht zur Hauptsache aus zwei Haupt- oder Querträgern und zwei Neben- oder Seitenträgern. Jene tragen die Schienen für die Querbewegung der Laufwinde oder -katze, diese stützen die Hauptträger und enthalten die Achsen der Laufräder für die Längsverschiebung des Kranes. Bei den fahrbaren Bockkranen, wo die Nebenträger unten liegen, sind zur Verbindung von Haupt- und Nebenträger die Stützen eingeschaltet, bei den feststehenden Bockkranen, wo die Nebenträger fehlen, setzen sich die Stützen auf das Fundament.

Die Hauptträger der vorliegenden Krane werden durch Kräfte beansprucht, die teils in der Trägerebene, teils senkrecht dazu wirken. In der eigenen Ebene, also vertikal, wirken das Eigengewicht der Träger und der an ihnen befestigten Teile als sogenannte permanente, die zu bewegende Last, das Gewicht der Laufwinde oder -katze, des Hakens usw. als mobile Belastung. Senkrecht zur Trägerebene, also horizontal, werden die Hauptträger durch die dynamischen Wirkungen der bewegten Massen beim schnellen Anfahren und Stillsetzen des Kranes, sowie durch einen etwa auftretenden schrägen Zug beim Anheben seitlich befindlicher Lasten beansprucht. Die Beanspruchung infolge der Trägheitswirkung der Massen verdient bei den jetzt üblichen grossen Geschwindigkeiten elektrischer Krane die grösste Beachtung, und man sucht ihr, da eine Berechnung nach dieser Richtung schwer durchzuführen ist, neben grösster Beschränkung der zu bewegenden Massen selbst durch möglichste Versteifung der Hauptträger gegen seitliches Ausweichen zu begegnen. Wo deshalb der Trägerquerschnitt für sich nicht schon die genügende Sicherheit in dieser Hinsicht bietet, nietet man der oberen Gurtung der Hauptträger, welche durch die angreifenden Biegemomente der äusseren Kräfte auf Druck beansprucht wird und deshalb neben der oberen Steghälfte vorwiegend dem seitlichen Ausweichen ausgesetzt ist, während die auf Zug beanspruchte untere Gurtung und Steghälfte dieser Gefahr weniger unterliegt, ein mit den Schenkeln nach unten gekehrtes Γ -Eisen auf oder ordnet, wenn dieses Γ -Eisen nicht genügt, neben den Hauptträgern besondere Podeste oder Laufstege an, die man mit jenen in zweckentsprechender Weise verbindet. Erforderlich, wenn auch in einfacherer Ausführung, sind diese Laufstege bei Lauf- und Bockkranen mit Hand(Kurbel-)betrieb von oben, wünschenswert aber auch in allen den Fällen, wo eine bequeme Besichtigung und Wartung des Windentriebwerkes geboten ist. Als Belag für diese Podeste wurden früher Holz und Riffblech verwendet; für Werkstättenlaufkrane mit Oberlicht bevorzugt man jetzt grossgelochte Bleche mit Rücksicht auf möglichste Helligkeit unter den Kranen.

¹⁾ Diese Bezeichnung wurde zuerst von Professor Ernst in Stuttgart gebraucht.

Die Seitenträger der Lauf- und Bockkrane, sowie die Stützen der letzteren können als nur durch ihr Eigengewicht und den Druck belastet angesehen werden, welchen die Hauptträger auf sie ausüben; die Trägheitskräfte der bewegten Massen rufen hier keine nennenswerten Beanspruchungen hervor. Der Druck der Hauptträger wird natürlich am grössten, wenn die voll belastete Laufwinde dem betreffenden Seitenträger und den Stützen an dieser Seite möglichst nahe steht.

Die jeweilige Ausführung des Bühnengestelles richtet sich nach der Spannweite und der Belastung des Kranes. Soweit diese beiden gewalzte Träger zulassen, benutzt man der billigeren Herstellung wegen stets solche. Genügt aber das Widerstandsmoment dieser Träger nicht mehr, so bildet man die Hauptträger als Blech- oder

Fig. 97.

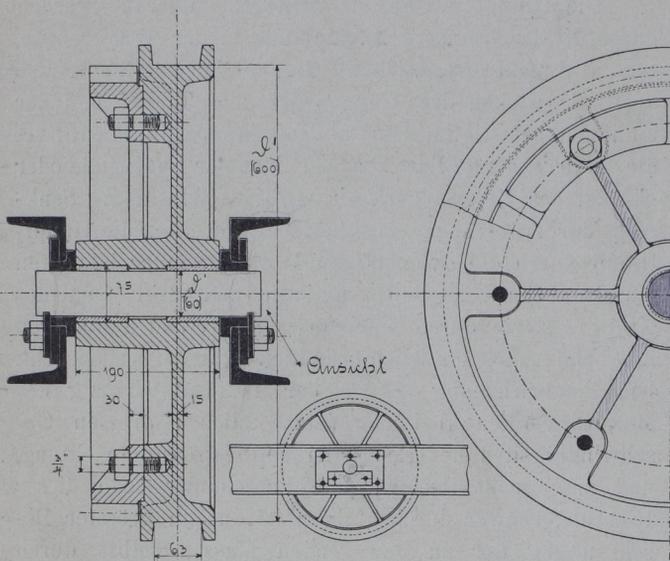


Fig. 98.

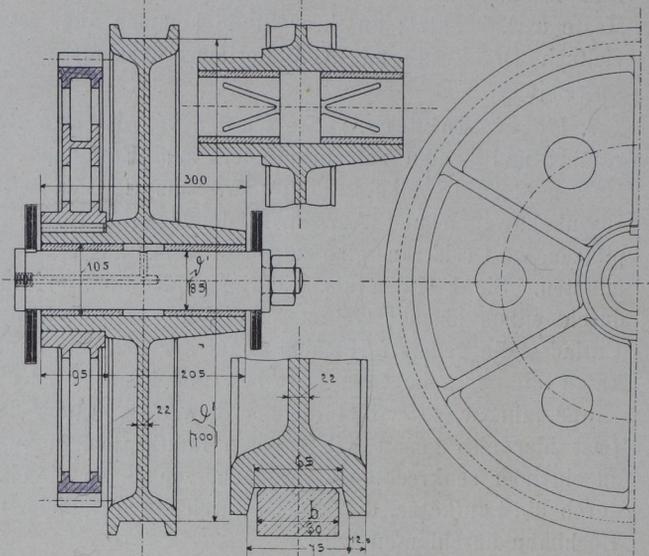


Fig. 99.

Fachwerkträger aus. Jene erfordern weniger Arbeit und werden deshalb gern dann benutzt, wenn die Lieferzeit des Kranes kurz ist, diese besitzen ein geringeres Gewicht, so dass im allgemeinen die Material- und Herstellungskosten zusammen für beide Ausführungsarten ungefähr die gleichen sind. Die Nebenträger werden, wenn gewalzte Träger nicht mehr ausreichen, meistens als Blech-, seltener als Fachwerkträger ausgeführt, während für die Stützen der Bockkrane in dem genannten Falle wieder beide Ausführungsarten gebräuchlich sind. Die einzelnen Teile eines Krangestelles müssen natürlich in der Werkstatt sauber und genau zusammengepasst und, soweit dies der Transport zulässt, auch hier fertig zusammengesetzt werden; alle Schrauben sind sauber einzureiben und müssen stramm in ihre Löcher passen. An allen Verbindungsstellen sind Winkel und Laschen mit genügender Niet- oder Schraubenzahl vorzusehen; die Form der Laschen ist dabei möglichst einfach zu wählen. Dort, wo Triebwerksteile am Gestell befestigt werden, ist dieses zu bearbeiten und jeder Verschiebung dieser genau

zu verlagernden Teile im Betriebe in sicherster Weise vorzubeugen.

Das Material der Laufräder des Krangestelles ist jetzt seltener Gusseisen, sondern meistens Hart- oder Stahlguss. Der Kranz ist sauber abzdrehen und muss im Profil und Durchmesser bei allen Rädern eines Kranes genau übereinstimmen. Keilt man die Räder auf ihren Achsen fest, so ordnet man zur Verminderung der Zapfenreibung wohl Kugellager an; Fig. 2a, Taf. 20 giebt als Beispiel eines solchen Kugellagers eine Ausführung von Unruh & Liebig in Leipzig. Neuerdings pflegt man die Achsen festzulegen und die Räder sich auf ihnen drehen zu lassen. Dadurch wird nicht nur der Ein- und Ausbau der Räder erleichtert, sondern auch der Achsendurchmesser kann, da nun die Spannungen zwischen

Null und einem grössten Werte wechseln, geringer als bei aufgekeilten Laufrädern genommen werden. Fig. 97 und 98 des Textes zeigen die neuere Anordnung nach Ausführungen von Gebr. Scholten in Duisburg und H. Rieche in Wetter a/Ruhr; sie gehören zum Laufkran auf Taf. 23 bzw. Bockkran auf Taf. 27. Die Laufachse ist in Fig. 97 durch zwei eingelassene Flach-eisen, in Fig. 98 durch eine Nase an der Drehung verhindert. Zur Schmierung der langen, ausgebuchten Radnaben dienen Staufferbüchsen, welche das Fett durch eine achsiale und radiale Öffnung in die mittlere Aussparung der Nabe pressen, von wo es durch Schmier-nuten an die Laufstellen gelangt. Die Antriebsräder erhalten ihr Drehmoment von einem Zahnrad, dessen Kranz entweder nach Fig. 97 dem Radkranz aufgeschraubt oder dessen Nabe nach Fig. 98 der Radnabe aufgekeilt wird; hierdurch wird eine Verdrehungsbeanspruchung von den Achsen ferngehalten. In Fig. 97 sind zur Verminderung der seitlichen Reibung der Radnabe an den Stegblechen noch kleinere Büchsen aus Schmiedeeisen

eingesetzt; jetzt lässt man dieselben gewöhnlich fort. Um kleine Ungenauigkeiten in der Laufbahn und namentlich Längenänderungen durch Temperaturwechsel unschädlich zu machen, laufen die Radkränze mit etwas Spiel auf ihren Schienen (s. Fig. 99 des Textes). Der Querschnitt der letzteren zeigt entweder richtiges Schienenprofil oder ist von rechteckiger Form. Als Schutz gegen etwaiges Entgleisen der Krane sieht man bisweilen die in Fig. 101 auf S. 139 angedeuteten Haken X an den Enden der Seitenträger vor. Die [-Eisen, an denen sie befestigt sind, können als Stützen des Kranes bei einem Radbruche dienen.

gestell weniger einfach und bedeutend teurer wird. Neuerdings benutzt man nun die nach dem Patent von Grey gewalzten Differdinger I-Eisen zum Kranbau, die sehr breite Flanschen (allerdings bei nicht zu kräftigem Steg) besitzen und bis zu 750 mm Höhe hergestellt werden. Mit solchen Eisen lassen sich die einfachen Laufkrangestelle aus Walzeisen nicht nur ohne besondere Seitenversteifung für höhere Fahrgeschwindigkeiten, sondern auch für grössere Spannweiten und Lasten, als dies bei den nach den Normalprofilen gewalzten I-Eisen möglich ist, verwenden.

Bei der **Berechnung** der Krangestelle aus gewalzten

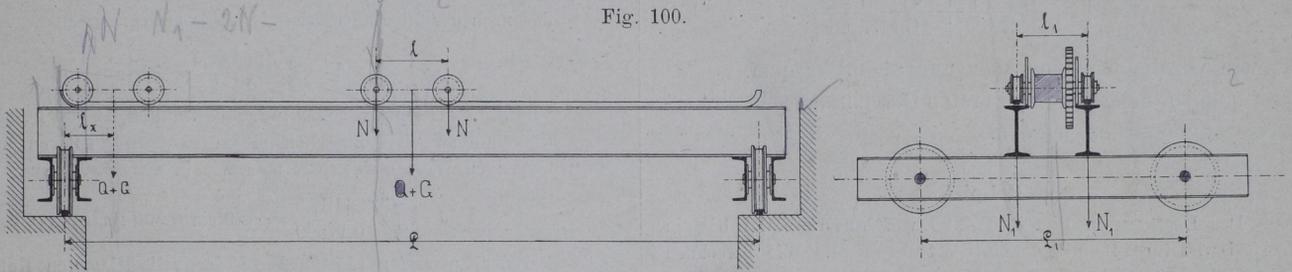


Fig. 100.

a) Laufkrangestelle aus gewalzten Trägern.

Die gebräuchliche **Ausführung** solcher Gestelle geschieht nach Fig. 2, Taf. 20, wo zu den Hauptträgern I-, zu den Nebenträgern je zwei [-Eisen verwendet sind. Die Hauptträger sind nur an den Enden durch die Nebenträger, auf die sie sich legen, verbunden. Ein grösseres Zwischenblech, das zugleich die beiden [-Eisen der Nebenträger in deren Mitte zusammenhält, vermittelt an jeder Seite die Verbindung zwischen Haupt- und Nebenträger. An den Enden sind die [-Eisen der letzteren nochmals durch senkrechte [-Stücke vereinigt. Will man an Konstruktionshöhe sparen, so lässt man, wie unter b) näher angegeben, die I-Eisen der Hauptträger stumpf gegen die inneren [-Eisen der Nebenträger stossen, wodurch zugleich der Schwerpunkt des ganzen Krangestelles tiefer zu liegen kommt.

Nur in Fällen, wo die Höhe des zu befahrenden Raumes über den Laufschiene des Kranes äusserst beschränkt ist, dürfte die Ausbildung des Krangestelles nach Fig. 1, Taf. 20 am Platze sein. Die beiden Hauptträger sind hier an den Nebenträgern aufgehängt. Von den letzteren besteht jeder aus einem I-Eisen und einem Blech an der äusseren Seite, das die abgeschrägten Kopfenden der Hauptträger nochmals durch L-Laschen erfasst und an den Enden durch gebogene L-Eisen mit dem I-Eisen seines Nebenträgers verbunden ist.

Als I-Eisen wurden bislang die bekannten Normalprofile verwendet; dieselben werden aber nur bis zu 550 mm Höhe ausgeführt und leiden an dem Übelstande, dass sie nur schmale Flanschen besitzen und deshalb den horizontalen Seitenkräften schnellfahrender Krane nicht genügend Widerstand gegen Ausknicken in der Fahr- richtung entgegensetzen. Man ist deshalb bei grossen Geschwindigkeiten gezwungen, den I-Eisen, wie schon früher erwähnt, ein —-Eisen mit den Flanschen nach unten aufzumieten oder Podeste anzuordnen, wodurch das Kran-

Eisen braucht nur die Biegungsbeanspruchung der letzteren berücksichtigt zu werden. Ist

- Q die Nutzlast,
- G das Gewicht des Hakens, der Hakenflasche und der Laufwinde oder Laufkatze,
- q das Gewicht von 1 m eines Hauptträgers in kg,
- L die Spannweite der Hauptträger,
- l der Radstand der Laufwinde in cm,

so ruft $Q + G$, wenn gleichmässig verteilt auf die vier Laufräder der Katze angesehen, einen Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4}$$

hervor. Bei den Hauptträgern tritt die stärkste Beanspruchung annähernd in der Mitte auf, und zwar dann, wenn die Katze die in Fig. 100 des Textes angedeutete Mittellage einnimmt. Für diese ist das angreifende Biegemoment der mobilen Belastung in dem genannten Querschnitt

$$N \frac{L - l}{2}$$

Die permanente Belastung durch das Eigengewicht der Träger erzeugt daselbst ein Moment

$$\frac{q L^2}{100 \cdot 8}$$

Das erforderliche Widerstandsmoment w eines Hauptträgers folgt demnach aus

$$w = \left(N \frac{L - l}{2} + \frac{q L^2}{100 \cdot 8} \right) \frac{1}{k_b} \dots 157$$

worin, entsprechend dem Mittelwerte der Belastungsarten a und b der Bach'schen Tabelle, für Schweisseisen $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$ zu setzen ist.

Bei den Nebenträgern liegt der am ungünstigsten beanspruchte Querschnitt ebenfalls in der Mitte. Ist

N_1 der stärkste Druck eines Hauptträgers auf den Nebenträger, also, wenn die Last Q (siehe Fig. 100 des Textes) bei ihrer äussersten Lage bis auf l_x an den Nebenträger kommt,

$$N_1 = 2N \left(1 - \frac{l_x}{L}\right) + \frac{q}{100} \frac{L}{2} \dots 158$$

q_1 das Eigengewicht von 1 m eines Nebenträgers in kg,
 l_1 der Abstand der beiden Hauptträger voneinander,
 L_1 der Radstand des Krangestelles in cm,

so erhält man für das erforderliche Widerstandsmoment eines Nebenträgers den Wert

$$w = \left(N_1 \frac{L_1 - l_1}{2} + \frac{q_1 L_1^2}{100 \cdot 8}\right) \frac{1}{k_b} \dots 159$$

k_b wie vorhin, meistens aber nur ≤ 600 kg/qcm.

q und q_1 müssen bei der ersten Berechnung schätzungsweise angenommen werden.

Beispiel.

Der Laufkran in Fig. 2, Taf. 20 von Unruh & Liebig in Leipzig ist für 12000 kg Maximallast bestimmt. Wie berechnen sich die Hauptteile des Krangestelles.

Wir schätzen das Gewicht des Hakens und seiner Flasche mit Belastungsgewicht und loser Rolle zu 750 kg, dasjenige der Laufkatze zu 550 kg. Die Summe beider ist $G = 750 + 550 = 1300$ kg und somit bei gleichmässiger Verteilung von Q und G auf die vier Räder der Katze der Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{12000 + 1300}{4} = 3325 \text{ kg.}$$

Der Kran besitzt eine Spannweite von $L = 1200$ cm, die Katze einen Radstand $l = 60$ cm. Nach Gl. 157 muss demnach für $k_b \leq 750$ kg/qcm das Widerstandsmoment eines Hauptträgers, dessen Eigengewicht zu 180 kg/m angenommen werde,

$$w \geq \left(3325 \frac{1200 - 60}{2} + 1,8 \frac{1200^2}{8}\right) \frac{1}{750} \text{ oder } \sim w \geq 2960 \text{ cm}^3$$

betragen. Das nächst grössere Moment 3602 cm³ der Normal-I-Eisen gehört dem Träger No. 55 an, der auch in der Ausführung gewählt ist. Infolge seines grösseren Widerstandsmomentes steigt die grösste Spannung im mittleren Querschnitt nur auf

$$\sigma = 750 \frac{2960}{3602} = \sim 616 \text{ kg/qcm.}$$

Das Gewicht des I-Eisens für den laufenden Meter ist 166, das der Laufschiene (52 x 26 mm) 10,5 kg, sodass die Annahme von 180 kg genügend gross ist.

Bei der äussersten rechten Lage der Laufkatze steht die Last $l_x = 90$ cm von der zugehörigen Laufradmitte des Krangestelles ab. Der rechte Nebenträger empfängt dann nach Gl. 158 von jedem Hauptträger einen Druck

$$N_1 = 2 \cdot 3325 \left(1 - \frac{90}{1200}\right) + 1,8 \frac{1200}{2} = \sim 7230 \text{ kg.}$$

Der Radstand des Krangestelles ist $L_1 = 195$ cm, der Abstand der beiden Hauptträger von einander $l_1 = 50$ cm. Das Eigengewicht eines Nebenträgers sei zu 100 kg/m angenommen. Nach Gl. 159 müsste demnach für $k_b \leq 600$ kg/qcm das Widerstandsmoment eines Nebenträgers

$$w \geq \left(7230 \frac{195 - 50}{2} + 1 \frac{195^2}{8}\right) \frac{1}{600} \text{ oder } w \geq 881,5 \text{ cm}^3$$

sein. Es sind für jeden Nebenträger zwei I-Eisen, Normalprofil No. 30, gewählt, die zusammen ein Widerstandsmoment von $2 \cdot 535 = 1070$ cm³ besitzen.

Der grösste Druck auf den linken Nebenträger bleibt trotzdem die Winde an dieser Seite angebracht ist, unter demjenigen auf den rechten, da die Last bei ihrer äussersten linken Lage noch 188,5 cm von der Mitte der linken Laufräder absteht.

Nimmt man für die Laufradachsen des Kranes die gleichmässige Verteilung des Eigengewichtes $G_s = 6000$ kg des Krangerüstes und der Winde an, so empfangen dieselben bei der mittleren Lage der Laufkatze einen Druck von

$$\frac{Q + G + G_s}{4} = \frac{12000 + 1300 + 6000}{4} = 4825 \text{ kg.}$$

Das angreifende Moment für den Querschnitt in der Radmitte ist dann nach Fig. 2a, Taf. 20

$$4825 \frac{12 \cdot 20}{32} = 36187,5 \text{ kgcm,}$$

das nach der Biegungsfestigkeit einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{36187,5}{0,1 \cdot k_b}}$$

verlangt. Gestattet man für Flusstahl $k_b = 500$ kg/qcm (Spannungswechsel zwischen einem grössten positiven und negativen Werte), so erhält man wie in der Ausführung

$$d = \sqrt[3]{\frac{36187,5}{0,1 \cdot 500}} = \sim 9 \text{ cm} = 90 \text{ mm.}$$

Bei der äussersten rechten Lage der voll belasteten Katze wird der Druck auf die rechten Laufradachsen, G_s wieder gleichmässig verteilt auf alle 4 Räder angesehen,

$$2N \left(1 - \frac{l_x}{L}\right) + \frac{G_s}{4} = 2 \cdot 3325 \left(1 - \frac{90}{1200}\right) + \frac{6000}{4} = \sim 7650 \text{ kg}$$

und demnach die grösste Spannung in der Achse

$$\sigma = \frac{7650 \cdot 12 \cdot 20}{32 \cdot 0,1 \cdot 9^3} = 787 \text{ kg/qcm.}$$

Die Laufräder des Krangestelles haben $\mathcal{D}' = 60$ cm Durchmesser, die zugehörigen Laufschiene 6 cm Breite. Der Druck auf die Projektion des Spurrades ist somit bei der mittleren Lage der voll belasteten Katze

$$p = \frac{4825}{60 \cdot 6} = 13,4 \text{ kg/qcm,}$$

bei der äussersten rechten Lage der Katze

$$p = \frac{7650}{60 \cdot 6} = 21,25 \text{ kg/qcm.}$$

Für die Schienen der Laufkatze, die nur 5,2 cm breit sind, ergibt sich bei $\mathcal{D} = 45$ cm Raddurchmesser eine Pressung

$$p = \frac{N}{45 \cdot 5,2} = \frac{3325}{45 \cdot 5,2} = \sim 14,2 \text{ kg/qcm.}$$

Für Gusseisenräder auf Schmiedeeisen- oder Stahlschienen soll p unter 20 kg/qcm bleiben; alle Werte für p dürften noch zulässig sein.

Fortsetzung des Beispiels s. § 32.

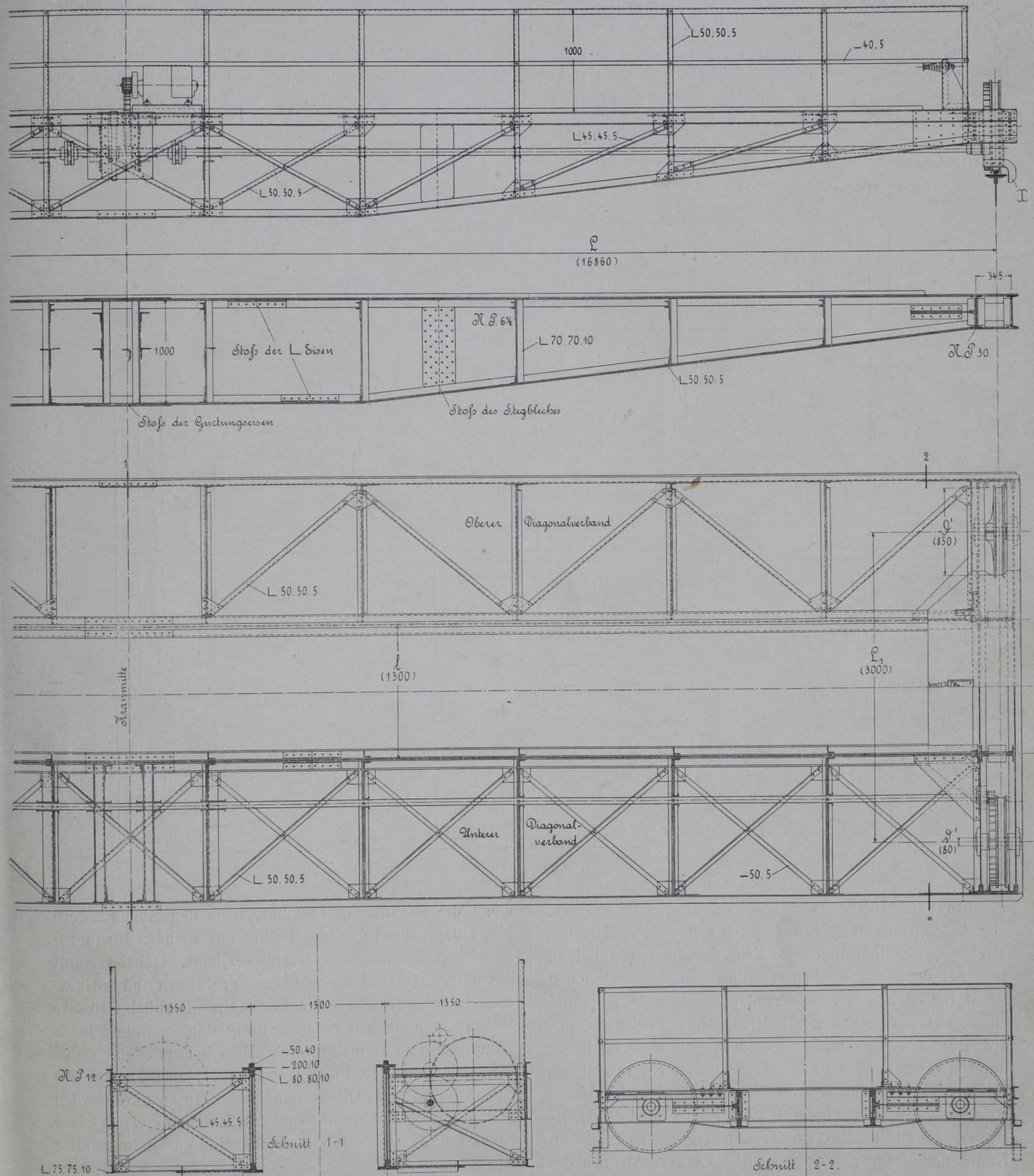
b) Laufkrangestelle aus genieteten Blechträgern.

Die Ausführung dieser Krangerüste zeigen die Taf. 21, 22, 25 u. 26, sowie die Textfiguren 101 u. 102. Der Querschnitt der Hauptträger ist entweder ein I- oder kastenförmiger. Der erstere ist bei uns für Laufkrane von mittlerer Spannweite und Belastung gebräuchlich, während der letztere in Amerika gern gewählt, jetzt aber auch bei uns von manchen Fabriken dem I-Querschnitt bei grossen Fahrgeschwindigkeiten vorgezogen wird. Der Kastenquerschnitt (s. Fig. 102 des Textes) besitzt nämlich infolge seiner breiten Gurtungen eine grosse Seitensteifigkeit und bedarf deshalb keiner besonderen

Versteifung gegen Kräfte, die in diesem Sinne wirken; auch kann die Welle für das Fahrwerk des Kranes, sowie

des Kastens befestigt werden. Allerdings fällt der Materialverbrauch grösser als bei Hauptträgern mit I-Querschnitt

Fig. 101. Gestell eines Laufkranes für 10000 kg Tragkraft von Herm. Findeisen in Chemnitz.



die zur Wartung und Besichtigung der Laufwinde nötige Galerie ohne weiteres excentrisch an den Seitenwänden

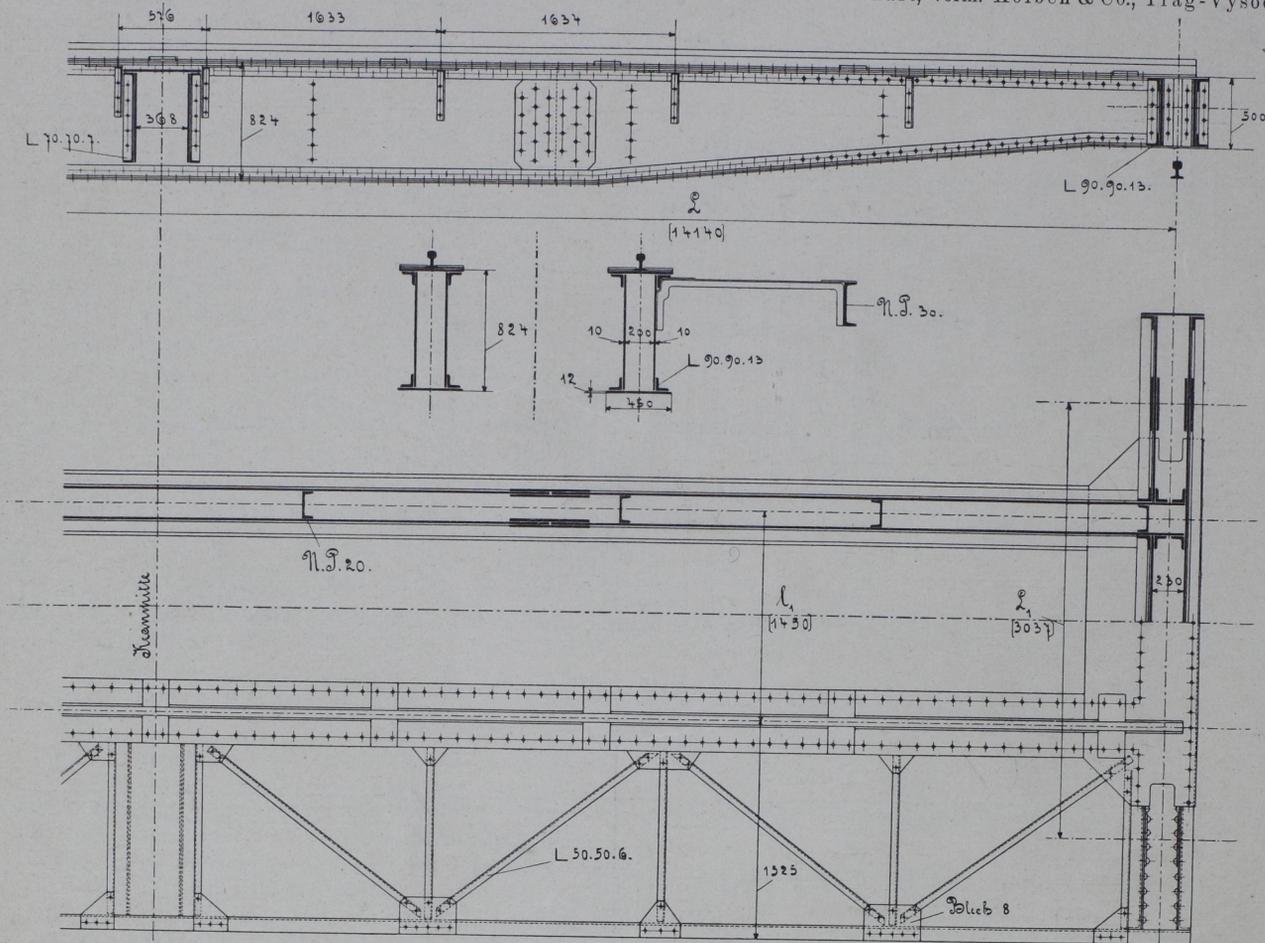
aus. Bei diesen ist aber eine besondere Versteifung der auf Druck beanspruchten oberen Gurtung in horizon-

taler Richtung fast stets geboten; auch ist etwaigen Schwankungen der unteren Gurtung durch eine entsprechende Versteifung bei schnell fahrenden Kranen vorzubeugen. Für leichtere Krane mit nicht zu grosser Fahrgeschwindigkeit genügt es deshalb wohl, der oberen Gurtung ein —Eisen aufzunieten oder, wie auf Taf. 25, die beiden Gurtungs-Flacheisen recht breit zu wählen. Bei schwereren Kranen und solchen mit grosser Fahrgeschwindigkeit ordnet man dagegen jetzt fast allgemein

Diese Art der Stützung des Podestes ist bei Laufkranen mit Handbetrieb (s. Fig. 2, Taf. 21) zulässig und genügt hier. Nach aussen wird jedem Podest ein Geländer aufgesetzt, als Belagplatten dienen, wie schon früher erwähnt, Holz, Riffel- oder weitmaschig gelochte Bleche. Das Ausweichen der Stegbleche hindert man beim I-Querschnitt durch vertikale L-Eisen, die in passender Entfernung voneinander dem Stege sauber eingepasst und aufgenietet werden. In der Höhe wird das Stegblech,

Fig. 102.

Gestell eines Laufkranes für 20000 kg Tragkraft von der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft, vorm. Kolben & Co., Prag-Vysocau



Podeste oder Laufstege zur seitlichen Versteifung an. Die Ausführung derselben geschieht nach Fig. 101 des Textes, gewöhnlich in der Weise, dass man parallel zu jedem Hauptträger in dem erforderlichen Abstände einen leichteren Hilfsträger, bestehend aus einem oberen [- und einem unteren L-Eisen mit dem nötigen Fachwerk, anordnet und die genannten Eisen mit der oberen bzw. unteren Gurtung des Hauptträgers durch ein räumliches Fachwerk verbindet. Namentlich ist dabei auf solideste Ausführung der Knotenpunkte zu achten. Wird der Hilfsträger, wie auf Taf. 26, wo der Laufsteg unter der oberen Kante der Hauptträger liegt und so einem Absturz des Wärters nach innen vorgebeugt wird, durch L-Eisen gestützt, welche an dem Stegblech des Hauptträgers befestigt sind, so ist die Seitensteifigkeit des letzteren keine grosse.

wenn die Spannweite es lohnt, nach den Nebenträgern hin, entsprechend den hier geringer werdenden Biegemomenten der äusseren Kräfte, verjüngt. Dabei verläuft die untere Begrenzung meistens in schrägen und horizontalen geraden Linien, seltener nach einer Parabel. Grössere Spannweiten machen es ferner nötig, den Steg eines jeden Hauptträgers aus mehreren Blechen herzustellen, wobei die Trennungsfuge in der Regel in jedem Drittel der Spannweite liegt. Die Stossfugen der Gurtwinkel werden gegen die des Stegbleches versetzt; Laschen von gehöriger Stärke und Nietzahl vermitteln die Verbindung aller Stossstellen.

Die Schienen für die Laufwinde oder -katze legt man gewöhnlich auf die obere Gurtung der Hauptträger. Bisweilen findet man sie aber auch zwischen die letzteren

gelegt und hier durch L-Eisen am Stege gestützt oder auf der unteren Gurtung befestigt. Diese Anordnung zeigt z. B. der Einmotorenkran auf Taf. 22. Sie hat den Vorteil, dass nun die Hauptträger durch horizontale, den oberen Gurtungen aufgenietete [- und —-Eisen gegen seitliches Ausweichen gesichert werden können. Ihr Nachteil besteht darin, dass die Hauptträger weiter auseinandergerückt und meistens auch höher, namentlich an den Enden, werden müssen, also schwerer und teurer ausfallen. Auch wird die Zugänglichkeit zur Laufkatze und dem Lastorgan erschwert.

Die Nebenträger der Laufkrane mit genieteten Blech-Hauptträgern werden, wenn möglich, aus gewalzten I- oder [-Eisen gebildet. Es ist dies z. B. bei den Kranen in Fig. 2, Taf. 21 und auf Taf. 22 der Fall, wo jeder Nebenträger aus zwei I-Eisen besteht, auf welche sich die Hauptträger mit ihren Enden unter Vermittlung entsprechender Zwischenbleche legen. In Fig. 101 des Textes stossen die Hauptträger stumpf gegen die inneren I-Eisen, wodurch die Konstruktionshöhe beschränkt wird und der Schwerpunkt des Krangestelles tief zu liegen kommt. Auf Taf. 25 endlich legen sich die Hauptträger zur Hälfte auf die Nebenträger, zur Hälfte stossen sie stumpf gegen die inneren [-Eisen derselben. Nicht nur die Verbindung der Haupt- und Nebenträger an den Stossstellen, sondern auch die Verbindung der beiden I- oder [-Eisen eines Nebenträgers unter sich muss eine äusserst solide sein. Reichen die Widerstandsmomente der gewalzten Eisen nicht mehr aus, so baut man die Nebenträger auch als Blechträger. Ihr Querschnitt ist dann ein doppel [- oder kastenförmiger, bestehend aus zwei Stegblechen und zwei L-Eisen an jedem derselben, sowie den erforderlichen Gurtungsplatten. Die Hauptträger stossen auch hier in der Regel stumpf gegen die Nebenträger. Dabei kann entweder das Stegblech der Hauptträger in die Nebenträger treten (s. Taf. 26), wobei die innere Wandung der Nebenträger unterbrochen werden muss, oder, was weniger gut, das Stegblech der Hauptträger geht nur bis an die innere Seite der Nebenträger (s. Fig. 1, Taf. 21), und zwischen den Wänden der letzteren werden besondere Bleche eingeschaltet und durch vertikale L-Eisen mit diesen verbunden.

Das Material der Blechträger ist jetzt meistens Flusseisen, seltener Schweisseisen.

Bei der **Berechnung** eines Blechträgers ist neben der Biegungs- auch die Scherbeanspruchung zu berücksichtigen. Auch handelt es sich hier, weil die Hauptträger aus Rücksicht auf Material- und Gewichtersparnis bei genügender Spannweite in ihrer Höhe nach den Enden hin abnehmen, nicht nur um die Berechnung des mittleren, sondern auch anderer, ausser der Mitte liegender Querschnitte. Die permanente Last des Eigengewichtes bewirkt nun für einen bestimmten Trägerquerschnitt immer dasselbe Biegemoment und dieselbe vertikale Scherkraft. Anders ist dies bei der mobilen Last der Katze. Diese erzeugt in einem bestimmten Trägerquerschnitt, wenn sie auf ihrer Querbahn verschoben wird, immer eine andere Grösse des Biegemomentes und

der Scherkraft. Es ist deshalb hier zunächst die Frage zu beantworten, bei welcher Stellung der voll belasteten Katze wird für einen bestimmten Vertikalschnitt der Hauptträger einmal das Biegemoment und das andere Mal die Scherkraft am grössten. Diese Stellung der Katze bzw. die durch sie bedingten Werte von Biegemoment und vertikaler Scherkraft sind der Berechnung des fraglichen Querschnitts zu Grunde zu legen.

Die Antwort auf die gestellte Frage lässt sich leicht mit Hilfe der Graphostatik geben.

Fig. 103.

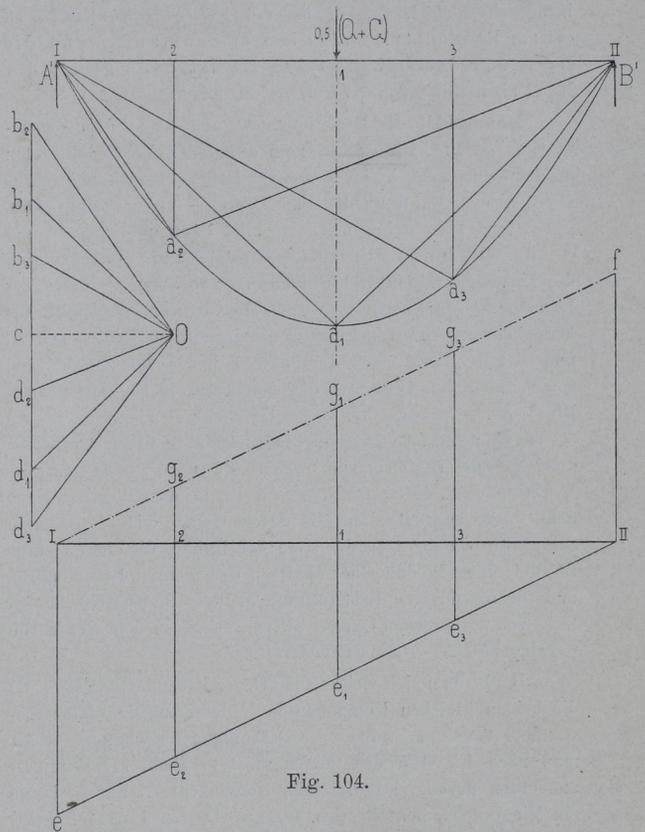


Fig. 104.

Ist nach Fig. 103 des Textes I—II ein Balken auf zwei Stützen, der durch die Einzellast $0,5(Q + G)$ belastet ist, so erhält man, wenn die Last in der Mitte 1 des Balkens steht, bekanntlich die dreieckige Biegemomentenfläche I a₁ II desselben in der Weise, dass man nach irgend einem Kräfte- und Längenmassstab auf einer Vertikalen $b_1 - d_1 = 0,5(Q + G)$ macht, in der Mitte c von $b_1 - d_1$ die Poldistanz c — O horizontal aufträgt und I a₁ || b₁ O, II a₁ || d₁ O zieht. Die Ordinaten der Fläche I a₁ II geben dann, bezogen auf den gewählten Kräfte- und Längenmassstab und multipliziert mit der Poldistanz, das Biegemoment in den zugehörigen Balkenquerschnitten. Am grössten wird dasselbe für die Balkenmitte, nämlich gleich $1 - a_1$.

Konstruiert man für weitere Lagen der Last $0,5(Q + G)$ die Momentenflächen, z. B. I a₂ II, wenn die Last in 2, I a₃ II, wenn sie in 3 steht, wobei die Ordinaten 2 — a₂ bzw. 3 — a₃ immer die grössten Biegemomente für die jeweilige Laststellung darstellen, so findet man, dass die Punkte a₂, a₁, a₃ usw. auf einer Parabel liegen, die durch I und II geht und deren Achse 1 a₁ ist. Bewegt sich also die Last $0,5(Q + G)$ von I nach II über den Balken hin, so tritt das grösste Biegemoment für jeden Querschnitt dann ein, wenn die Last über ihm steht; zugleich beschreibt der Eck-

punkt a der jeweiligen Momentenfläche eine Parabel. Man nennt sie die Maximalmomentenkurve, weil für jeden Querschnitt des Balkens die zugehörige Ordinate der Parabel, wie z. B. $2 - a_2$ für 2, $1 - a_1$ für 1 usw., das Maximalmoment darstellt.

Die vertikale Scherkraft in irgend einem Querschnitt des Balkens ist gleich der Resultierenden aller Kräfte, welche auf einer und derselben Seite des betreffenden Schnittes liegen. Nehmen wir die linke Seite, so ist dies nach Fig. 103 des Textes die Reaktion A' in I, nehmen wir die rechte, so ist es B' in II. Für irgend einen Querschnitt der linken Balkenhälfte fällt nun A' am grössten aus, wenn die Last $0,5(Q+G)$ über diesem Querschnitt steht (oder richtiger, dicht rechts neben ihm), und es ist dann $A' > B'$; für irgend einen Querschnitt der rechten Balkenhälfte gilt Entsprechendes bezüglich B' . Die grösste vertikale Scherkraft in einem Balken tritt also immer dann auf, wenn die Last über demselben steht; sie ist dann gleich der Reaktion des kürzeren Balkenendes.

Man erhält die Reaktionen A' und B' in dem Kräftepolygon (s. Fig. 103), wenn man durch den Pol O Parallelen zu den schrägen Seiten des zugehörigen Momentendreiecks zieht, also z. B., wenn die Last $0,5(Q+G)$ in 2 steht, $O b_2 \parallel I a_2$ und $O d_2 \parallel II a_2$ macht; es ist dann $c - b_2 = A'$ und $c - d_2 = B'$ für die betreffende Laststellung. Befindet sich die Last im Endpunkte I des Balkens, so wird A' gleich der Last $0,5(Q+G)$ und $B' = 0$, steht sie in II, so gilt das Umgekehrte. Trägt man nun die jeweiligen Reaktionen A' und B' unter bzw. über der Balkenlänge in den zugehörigen Querschnitten als Ordinaten auf, macht also in Fig. 104 gemäss Fig. 103 $2 - e_2 = c - b_2$, $3 - e_3 = c - b_3$, $2 - g_2 = c - d_2$, $3 - g_3 = c - d_3$, so ergeben die Endpunkte dieser Ordinaten zwei gerade Linien, von denen die untere eII für die Reaktionen A' , die obere $I f$ für die Reaktionen B' gilt. Nach dem Obigen begrenzt dann die untere Gerade eII die grössten Scherkräfte in den Querschnitten der linken, die obere Gerade $I f$ diejenigen in den Querschnitten der rechten Balkenhälfte, und für irgend eine Laststellung, z. B. in 2, herrscht in den links von 2 gelegenen Querschnitten $2 - e_2$, in den rechts von 2 gelegenen $2 - g_2$ als Scherkraft.

Denkt man sich weiter anstatt der Einzellast $0,5(Q+G)$ die beiden gleichen Komponenten N derselben in einem Abstände l voneinander über die Balkenlänge bewegt, so erhält man nach Fig. 105 des Textes zwei Parabeln als Maximalmomentenkurven. Da die linke Komponente N nur so lange ein Biegemoment hervorruft, als sie von I nach 2 geht, woselbst die Mittelkraft $0,5(Q+G)$ über dem Stützpunkt II angelangt ist und die linke Komponente um $0,5l$ von II absteht, so muss die ausgezogene Parabel $I H 2$ als Achse die Vertikale $x - x$ haben, die um $0,25l$ links vor der Mitte $X - X$ des Balkens liegt. Die rechte Komponente N wirkt dagegen erst auf Biegung bei dem Balken ein, sobald die Mittelkraft $0,5(Q+G)$ den linken Stützpunkt I verlässt und die genannte Komponente aus 1 tritt, wobei $I - 1$ wieder gleich $0,5l$ ist. Diese Einwirkung erstreckt sich so lange, bis dass die fragliche Komponente nach II gelangt ist. Die strichpunktierte Parabel $1 H' II$ der rechten Komponente hat somit als Achse die Vertikale $y - y$, die sich um $0,25l$ rechts von der Mitte $X - X$ des Balkens befindet. Beide Parabeln sind einander völlig gleich. Mit Hilfe derselben lässt sich nun leicht die Biegemomentenfläche für jede Stellung der beiden Kräfte N, N angeben. Stehen diese z. B. in 4, 4', so stellt die Ordinate $4 - b$ der linken Parabel das Biegemoment in 4, die Ordinate $4' - b_1$ der rechten Parabel dasjenige in 4' dar, und die Biegemomentenfläche für die angeführte Stellung der Kräfte N, N ist $I b b_1 II$. Entsprechend ergibt sich, wenn N, N in 7, 7' stehen, $I d d_1 II$ als Biegemomentenfläche.

Die Fig. 105 lässt nun die zuerst aufgeworfene Frage beantworten, bei welcher Katzenstellung bzw. bei welcher

Lage der Raddrücke N, N in einem bestimmten Balkenquerschnitt das für diesen grösstmögliche Biegemoment auftritt. Für den Querschnitt 4 der linken Balkenhälfte denken wir uns hierzu die Katze von I nach rechts über den Balken verschoben. Steht dann der Wagen vor dem zu untersuchenden Querschnitt, z. B. in 3, 3', so ist $I e e_1 II$ die Biegemomentenfläche und $4 - m$ das Biegemoment in 4. Befindet sich das linke Rad über dem Querschnitt 4 selbst, so ist $4 - b$ das Biegemoment daselbst. Kommt die Katze endlich hinter den zu untersuchenden Querschnitt, z. B. nach 5, 5', so ergibt sich $I H f_1 II$ als Momentenfläche und $4 - n$ als Moment in 4. Von allen drei Ordinaten in 4 ist $4 - b$ die

Fig. 105.

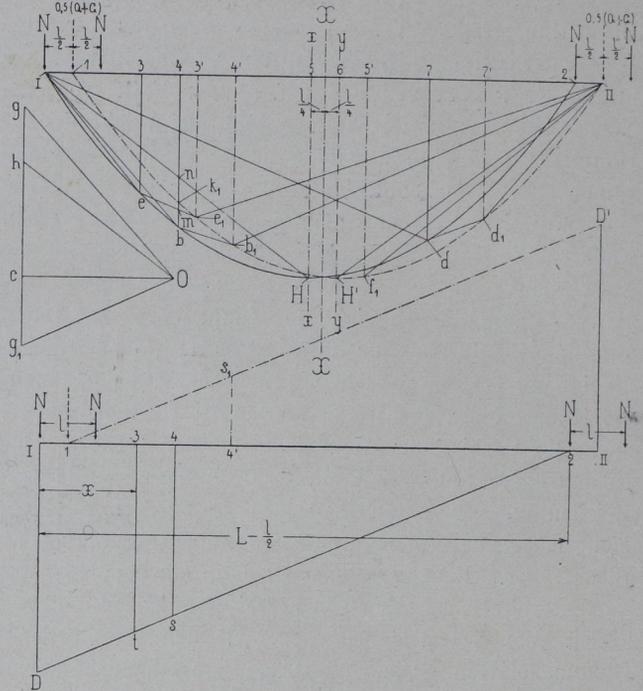


Fig. 106.

grösste. Würde ferner das rechte Rad über 4 stehen, so wäre das Biegemoment daselbst gleich $4 - k_1$, also ebenfalls kleiner als $4 - b$. Man ersieht hieraus, dass die Ordinate, welche das Biegemoment für einen Querschnitt der linken Balkenhälfte darstellt, dann am grössten wird, wenn das linke Wagenrad über diesem Querschnitt steht. Für einen Querschnitt der rechten Balkenhälfte gilt Entsprechendes bezüglich des rechten Rades. Wir merken uns deshalb das Folgende.

Das grösste Biegemoment, welches die Laufkatze in jedem Querschnitt der linken Balkenhälfte eines Hauptträgers hervorruft, tritt ein, wenn das linke Rad über demselben steht; für jeden Querschnitt der rechten Balkenhälfte ist dies der Fall, wenn das rechte Rad sich über demselben befindet. Das grösste Biegemoment des ganzen Balkens überhaupt entsteht in den Querschnitten 5 und 6 in Fig. 105, welche um $0,25l$ (l Radstand der Katze) von der Balkenmitte $X - X$ abstehen. Nach Fig. 107 des Textes ergibt sich für den Querschnitt 5, sobald das linke Rad über demselben steht, mit der Reaktion

$$A_0' = \frac{N}{L} \left(\frac{L}{2} + \frac{1}{4} + \frac{L}{2} - \frac{3}{4} l \right)$$

oder

$$A_0' = N \left(1 - \frac{1}{2L} \right) \dots \dots \dots 160$$

das Biegemoment ($5 - H = 6 - H'$ in Fig. 105)

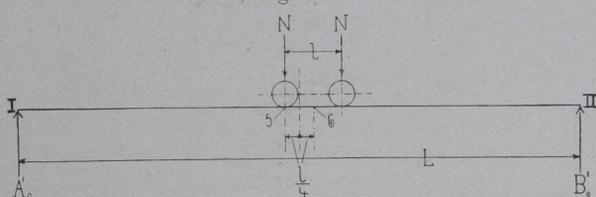
$$\max M_b' = A_0' \frac{L - 0,51}{2} = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{1}{2L}\right) (L - 0,51)$$

oder

$$\max M_b' = \frac{N}{2L} (L - 0,51)^2 \dots 161$$

Will man die Maximalmomentenkurven aufzeichnen, so macht man nach Fig. 105 des Textes $c - h = A_0'$, wählt die Poldistanz $c - O$ und zieht durch I eine Parallele zu hO . Der Schnittpunkt H dieser Parallelen mit der Vertikalen $x - x$, die um 0,251 links von der Balkenmitte liegt, ist der Scheitelpunkt der linken Parabel, die durch I und 2 geht ($2 - II = 0,51$) und leicht in bekannter Weise konstruiert werden kann. Die rechte Parabel liegt entsprechend rechts von der Balkenmitte und hat H' zum Scheitelpunkt.

Fig. 107.



Verfolgen wir in ähnlicher Weise, wie dies mit den Biegemomenten geschah, auch die vertikalen Scherkräfte, welche die beiden gleichen Komponenten N hervorrufen, wenn sie über die Balkenlänge in konstantem Abstände l voneinander fortbewegt werden, so muss, wie früher für die Einzelast 0,5 (Q + G) gezeigt, nun jede Komponente als Begrenzung der Scherkraftordinaten eine gerade Linie ergeben. In Fig. 106 des Textes ist D2 diese Gerade für die linke, D'1 diejenige für die rechte Komponente, wobei $I - 1 = II - 2 = 0,51$ ist. Die Endordinaten $I - D = II - D'$ sind gleich den zugehörigen Reaktionen bei den Endlagen der Kräfte N - N. Nach Fig. 105 ergibt sich für diese Lage

$$\max V' = \max A' = \max B' = N + N \frac{L-1}{L} = 2N \left(1 - \frac{1}{2L}\right) = 2A_0'$$

Stehen die beiden Kräfte in 4, 4', so ist 4 - s (Fig. 106) die Scherkraft im Querschnitte 4, 4' - s₁ diejenige im Querschnitt 4'.

Die graphische Darstellung der maximalen Vertikal-Scherkräfte in den Querschnitten des Balkens bilden zwei Geraden D2 und D'1 (Fig. 106), die als Endordinaten I - D und II - D' den Wert

$$\max V' = 2A_0' = 2N \left(1 - \frac{1}{2L}\right) \dots 162$$

haben und die durch die Punkte 2 und 1 in den Abständen $II - 2 = I - 1 = 0,51$ von den Enden des Balkens gehen. Aus ihnen ergibt sich, dass die grösste Scherkraft in irgend einem Querschnitt der linken Balkenhälfte dann auftritt, wenn das linke Rad der Katze, und in irgend einem Querschnitt der rechten Balkenhälfte, wenn das rechte Rad über demselben steht. Für die linke Balkenhälfte begrenzt demnach die untere Gerade D2, für die rechte Balkenhälfte die obere Gerade D'1 die Ordinaten der grössten Scherkräfte.

Steht die Katze mit ihrem linken Rade im Abstände x vom linken Stützpunkte, also im Punkte 3 (Fig. 106),

so ist die Scherkraft $3 - t = V'$ daselbst gemäss der Beziehung

$$\frac{3 - t}{I - D} = \frac{L - 0,51 - x}{L - 0,51} = 1 - \frac{x}{L - 0,51},$$

$$V' = \max V' \left(1 - \frac{x}{L - 0,51}\right) = 2A_0' \left(1 - \frac{x}{L - 0,51}\right),$$

$$V' = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{1}{2L}\right) \dots 163$$

Da dies zugleich die Reaktion A' bei der angegebenen Laststellung ist, so drückt sich das grösste Biegemoment, das die mobile Last in dem um x vom linken Auflager abstehenden Querschnitt erzeugt, durch

$$M_b' = V' \cdot x = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{1}{2L}\right) x \dots 164$$

aus.

Für die permanente Belastung der Hauptträger gestaltet sich die Betrachtung einfacher. Die Einwirkung derselben lässt sich auf die einer verschiebbaren Einzelast zurückführen.

Das Eigengewicht des Trägers können wir als gleichmässig über die Länge verteilt annehmen. Bei q kg Eigengewicht für 1 m und L cm Länge des Balkens ist dann nach

Fig. 108.

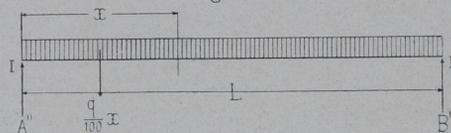


Fig. 109.

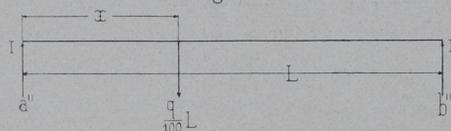


Fig. 108 des Textes das Biegemoment für den im Abstände x vom linken Auflager liegenden Querschnitt

$$M_b'' = A'' \cdot x - \frac{q \cdot x \cdot x}{100 \cdot 2} = \frac{q \cdot L}{100} x - \frac{q \cdot x \cdot x}{100 \cdot 2} = \frac{q \cdot x \cdot L - x^2}{100 \cdot 2}$$

Würde anstatt der gleichmässig verteilten Last eine Einzelast $\frac{q \cdot L}{100}$ wie in Fig. 109 des Textes in dem fraglichen Querschnitt wirken, so würde daselbst ein Biegemoment

$$m_b'' = a'' \cdot x = \frac{q \cdot L}{100} \frac{L - x}{L} x = \frac{q \cdot x}{100} (L - x)$$

wirken. Man ersieht, dass

$$M_b'' = \frac{1}{2} m_b''$$

ist, d. h. das Biegemoment, welches eine gleichmässig über die Länge des Balkens verteilte Last in irgend einem Querschnitt hervorruft, ist halb so gross wie dasjenige, welches die über dem Querschnitt stehende gleich grosse Einzelast in diesem bewirkt. Als Biegemomentenkurve für das Eigengewicht $\frac{q \cdot L}{100}$ kann demnach die Maximalmomentenkurve einer Einzelast $\frac{q \cdot L}{200}$ gelten.

Weiter ergibt sich aus Fig. 108 bei gleichmässig verteilter Last für den um x vom linken Auflager abstehenden Balkenquerschnitt eine vertikale Scherkraft

$$V'' = A'' - \frac{q \cdot x}{100} = \frac{q \cdot L}{200} - \frac{q \cdot x}{100} = \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right),$$

während die Einzellast in diesem Querschnitt nach Fig. 109 eine Querkraft

$$v'' = a'' = \frac{q \cdot L}{100} \frac{L - x}{L} = \frac{q}{100} (L - x)$$

ergiebt. Es folgt

$$V'' = v'' - \frac{q \cdot L}{200},$$

d. h. die vertikale Scherkraft, welche die gleichmässig über die Balkenlänge verteilte Last in einem Querschnitt hervorruft, ist um $\frac{q \cdot L}{200}$ kleiner als diejenige, welche die in dem Querschnitt befindliche gleich grosse Einzellast in diesem er-

Fig. 110.

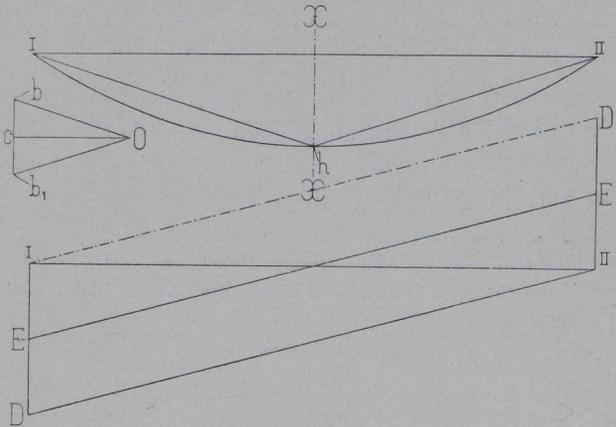


Fig. 111.

zeugt. Als graphische Darstellung der Scherkräfte einer Einzellast $\frac{q \cdot L}{100}$ erhielten wir nun früher zwei Geraden DII und D'I (Fig. 111 des Textes), welche als Endordinaten I—D und II—D' diese Einzellast hat. Für die gleichmässig verteilte Last $\frac{q \cdot L}{100}$ gilt somit die Gerade EE' als graphische Darstellung der Scherkräfte, da diese Gerade im Abstände $D - E = D' - E' = \frac{q \cdot L}{200}$ den Geraden DII und D'I parallel läuft.

Für die permanente Last der Hauptträger ergibt sich somit das Folgende.

Die Momentenkurve für die Eigenlast eines Querträgers ist eine Parabel IhII (Fig. 110 des Textes). Den Scheitelpunkt h derselben erhält man, wenn man im Kräftepolygon $c - b = \frac{q \cdot L}{400}$ macht, die Poldistanz $c - O$ wählt und durch I eine Parallele zu bO zieht; die Parallele schneidet die Mitte X—X des Balkens in h.

Die vertikalen Scherkräfte, welche die Eigenlast in den einzelnen Querschnitten hervorruft, stellen sich graphisch durch eine Gerade EE' (Fig. 111 des Textes) dar, die als Endordinaten I—E = II—E' den Wert $\frac{q \cdot L}{200}$ hat.

Die Scherkraft in dem um x vom Auflager ab- stehenden Querschnitt betrug nach dem Obigen

$$V'' = \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right) \dots \dots \dots 165$$

welcher Wert für die Balkenmitte mit $x = \frac{L}{2}$ in Null,

für die Auflager mit $x = 0$ in den grössten Wert

$$\max V'' = \frac{q \cdot L}{200} \dots \dots \dots 166$$

übergeht. Für das Biegemoment dieses Querschnittes ergab sich

$$M_b'' = \frac{q \cdot x}{100} \frac{L - x}{2} \dots \dots \dots 167$$

In der Balkenmitte mit $x = 0,5 L$ hat dasselbe seinen grössten Wert

$$\max M_b'' = \frac{q}{100} \frac{L^2}{8} \dots \dots \dots 168$$

Kehren wir jetzt zur eigentlichen Berechnung der Hauptträger zurück, so dürfte es sich empfehlen, bei ihr den folgenden Weg einzuschlagen. Man bestimmt zunächst das erforderliche Widerstandsmoment des mittleren Trägerquerschnittes allein mit Rücksicht auf das Biegemoment $\max M_b'$, welches die voll belastete Laufkatze in ihrer ungünstigsten Stellung ausübt, also gemäss Gl. 161, S. 143, aus

$$w = \frac{\max M_b'}{k_b} = \frac{N}{2L} (L - 0,5l)^2 \frac{1}{k_b} \dots \dots 169$$

Hierin setzt man aber wegen des vernachlässigten Biegemomentes der permanenten Eigenlast und der auftretenden Scherkräfte nur $k_b = 500$ bis 600 kg/qcm , und zwar um so kleiner, je grösser die Fahrgeschwindigkeit und die Spannweite des Kranes ist. Aus dem berechneten w ermittelt man dann durch probeweises Rechnen die Dimensionen des mittleren Querschnittes, wobei man

- die Höhe desselben zu $0,65L$ bis $0,85L$ für I-Querschnitt,
- die Stärke der Stegbleche nicht unter 8, meistens 10 mm,
- die Stärke der Gurtplatten 8 bis 14 mm,
- die Schenkel der Gurt-Eisen nicht unter 65 mm bei einer Stärke wie die der Gurtplatten

wählt. Nun zeichnet man den Hauptträger, dessen Höhe an den Enden gewöhnlich gleich dem 0,5- bis 0,6fachen der Höhe in der Mitte ist, auf und berechnet mit Hilfe der auftretenden grössten Gesamt-Biegemomente und -Scherkräfte für eine Reihe von Querschnitten, deren Dimensionen aus der Zeichnung zu entnehmen sind, die maximalen Anstrengungen aus.

Die grössten Gesamt-Biegemomente und -Scherkräfte lassen sich nach dem Vorgehenden für jeden Querschnitt sowohl analytisch als auch graphisch ermitteln.

Auf analytischem Wege ergeben die Gl. 163 u. 165 für die gesamten Scherkräfte eines im Abstände x vom Auflager befindlichen Querschnittes den Wert

$$V = V' + V'' = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{l}{2L} \right) + \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right) \dots \dots 170$$

während das gesamte Biegemoment nach Gl. 164 u. 167 höchstens

$$M_b = M_b' + M_b'' = \left(V' + \frac{q}{100} \frac{L - x}{2} \right) x \dots \dots 171$$

beträgt.

Auf graphischem Wege ermitteln sich die grössten Biegemomente und vertikalen Scherkräfte nach Fig. 3, Taf. 19, wo das vollständige Diagramm gezeichnet ist, in der folgenden Weise. Man wählt die Poldistanz I—A, macht in irgend einem Kräftemassstabe

$$A - C = A'_0 = N \left(1 - \frac{1}{2L} \right)$$

und zieht IC bis zum Schnittpunkte H mit der Vertikalen x—x, welche um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegt. Dann konstruiert man nach irgend einem Verfahren die Parabel IHa $\left(a - \Pi = \frac{1}{2} \right)$ für die mobile Last und das linke Rad. Die zweite Parabel bH'II für das rechte Rad liegt entsprechend auf der rechten Seite der Balkenmitte. Um die Parabel IJII der permanenten Last zeichnen zu können, bedarf man des Punktes J. Man macht zu diesem Zwecke.

$$A - B = \frac{q \cdot L}{400}$$

und zieht IB bis zum Schnittpunkte J mit X—X. Die Ordinaten zwischen der oberen und bezüglichen unteren Parabel geben die grössten Gesamt-Biegemomente in den einzelnen Querschnitten. Für die Balkenmitte ist also z. B. J—d, für den Schnitt 1—1 e—f, für den Schnitt 1'—1' e'—f' dieses Moment.

Die geraden Linien Da und D'b,¹⁾ welche die Scherkraft-Ordinaten der mobilen Last begrenzen, erhält man durch Auftragen von

$$I - D = \Pi - D' = \max A' = \max B' = 2A_0 \cdot 1)$$

Die entsprechende Linie E'F' für die permanente Last ergibt sich durch Auftragen von

$$I - E' = \Pi - F' = \frac{q \cdot L}{200}$$

Dort, wo die Ordinaten eines Schnittes für die mobile und permanente Last beide oben oder unten liegen, sind diese Ordinaten zu addieren, sonst zu subtrahieren, um die Gesamt-Scherkraft zu erhalten. Dieses Addieren und Subtrahieren fällt fort, wenn man die zu E'F' entsprechend liegende Linie EF zieht. Dann stellt immer die zwischen Da und EF liegende Ordinate die Scherkraft für den Querschnitt unter dem linken, die zwischen D'b und EF liegende Ordinate die Scherkraft für den Schnitt unter dem rechten Rade dar. Befindet sich also z. B. das linke Rad in 1—1, so ist e₁—f₁ die Gesamt-Scherkraft in diesem Schnitt 1—1 und allen, welche links davon liegen.

Da man zur Berechnung der Träger immer nur die maximalen Biegemomente und Scherkräfte der einzelnen Schnitte gebraucht, so genügt es, nur die Hälfte der Fig. 3, Taf. 20, zu zeichnen, also das Diagramm auf das zu beschränken, was z. B. die spätere Fig. 116 auf S. 150 enthält.

1) In der Figur ist I—D = II—D' irrthümlich zu klein aufgetragen worden; es muss I—D = II—D' gleich der doppelten Strecke A—C der Figur sein.

Mit Hilfe des grössten Biegemomentes M_b eines Trägerquerschnittes erhält man nun die in diesem auftretende grösste Normalspannung zu

$$\max \sigma = \frac{M_b}{W} \dots \dots \dots 172$$

während die grösste Schubspannung sich aus der grössten Scherkraft V des Querschnittes zu

$$\max \tau = \frac{V S}{\delta J} \dots \dots \dots 173$$

oder annähernd zu

$$\max \tau = \frac{V}{\delta \cdot h_n} \dots \dots \dots 173a$$

ergibt, wenn

- δ die Stegdicke (beim kastenförmigen Querschnitt die Dicke beider Stegbleche),
- J das Trägheitsmoment des ganzen,
- S das statische Moment des halben Querschnittes,
- h_n der Abstand der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs-L-Eisen

ist. Die Normalspannung σ hat nun ihren grössten Wert max σ in den äussersten Kanten der Gurtung und nimmt von hier allmählich bis auf Null in der Querschnittsmitte ab, Symmetrie des letzteren zur Schwerpunktsachse vorausgesetzt. Die Schubspannung τ dagegen hat umgekehrt in der Querschnittsmitte ihren Maximalwert max τ, der bis zu den inneren Kanten der Gurtungen hin sich aber nur wenig verringert.¹⁾ Die genaue Ermittlung der grössten Materialanstrengung im Querschnitt würde deshalb nur sehr umständlich zu ermöglichen sein, und man nimmt der Sicherheit wegen gewöhnlich an, dass max σ und max τ noch an derselben Stelle, also vielleicht in der Nähe der inneren Gurtungskante, auftreten, was thatsächlich aber nicht der Fall ist. Dann beträgt die grösste Materialanstrengung jedenfalls nicht mehr als

$$\max \sigma_1 = 0,35 \cdot \max \sigma + 0,65 \sqrt{(\max \sigma)^2 + (2 \max \tau)^2} \quad 174$$

max σ₁ muss unter der zulässigen Materialspannung bleiben, die man hier zu 600 bis 800 kg/qcm annimmt, und zwar wieder um so kleiner, je grösser die Fahrgeschwindigkeit und Spannweite des Kranes ist. max τ hält man der besseren Materialausnutzung wegen in der Trägermitte unter 80 bis 100, in den Trägerenden unter 300 bis 400 kg/qcm.

Zur leichteren Benützung der Gl. 174 kann die nachstehende Tabelle dienen; setzt man nämlich

$$\max \tau = \alpha \cdot \max \sigma,$$

so erhält man aus der Gleichung

für α = 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
max σ = 1,015	1,05	1,11	1,18	1,27	1,36	1,47	1,58	1,69
für α = 1	1,25	1,5.						
max σ = 1,8	2,1	2,4.						

Die Teilung der Nietreihen, welche die Gurtungs-L-Eisen mit dem Stegblech verbinden, muss so gewählt werden, dass die Scherfestigkeit der Niete gegenüber

1) Siehe „Ritter, Ingenieur-Mechanik“, Verlag von C. Rümpler, Hannover.

der horizontalen Scherkraft, die an jeder Stelle gleich der vertikalen daselbst ist, mindestens ebenso gross wie die Scherfestigkeit des Bleches wird. Die letztere beträgt auf einer Länge gleich der Nietteilung t unter der Annahme einer Spannung $\max \tau$ in der Nietreihe

$$(t - d) \delta \cdot \max \tau,$$

während die Scherfestigkeit der Niete

$$n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} k_s$$

ist, unter n die Zahl der Niete, welche auf die Teilung entfallen,

k_s die zulässige Schubspannung des Nieteisens verstanden. Man erhält somit

$$(t - d) \delta \cdot \max \tau = n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} k_s,$$

oder mit

$$\delta \cdot \max \tau = \frac{V}{h_n}$$

nach Gl. 173 a,

$$t = n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \frac{h_n}{V} k_s + d \quad 175$$

Für 1schnittige Nietnähte, wie sie beim kastenförmigen Querschnitt vorkommen, kann hierin $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden, während für die 2schnittigen beim I-Querschnitt nur $k_s = 1,75 \cdot 600 = 1050 \text{ kg/qcm}$ zulässig ist.

Ergibt die Rechnung $t > 5d$, so wählt man, damit die Nietfugen nicht klaffen, $t = 5d$; manche Fabriken wählen aber auch noch $t = 6d$ bis $7d$ als Grenze. Wird nach der Rechnung $t < 2d + 8 \text{ mm}$, welcher Abstand mindestens für die Kopfbildung erforderlich ist, so muss man die Verhältnisse des Querschnittes (durch Vergrösserung der Stegstärke) solange ändern, bis dass die Rechnung eine grössere Teilung liefert.

Die Nietteilung zwischen den Gurtungs \perp -Eisen und Gurtplatten wird gewöhnlich ebenso gross wie die zwischen diesen \perp -Eisen und dem Stegblech genommen, die Niete beider Reihen werden aber gegeneinander versetzt.

Der Nietlochdurchmesser d wird nach der grössten Stärke der miteinander zu verbindenden Teile gewählt. Ist diese Stärke

- 8 bis 10 mm, so nimmt man $d = 18 \text{ mm}$,
- 10 bis 12 mm, so nimmt man $d = 20 \text{ mm}$,
- 12 bis 14 mm, so nimmt man $d = 22 \text{ mm}$,
- 14 bis 16 mm, so nimmt man $d = 24 \text{ mm}$.

Den Stoss des Stegbleches bewirkt man durch Doppelaschen zwischen den Gurtwinkeln, vorteilhaft auch noch durch Laschen in den vertikalen Schenkeln der letzteren. Ihre Stärke nimmt man je $\frac{2}{3} \delta$ bis δ . Die Laschen müssen in den Nietlochreihen das Biegemoment und die vertikale Scherkraft an der Stossstelle übertragen können, ihr Trägheits- und statisches Moment muss also mindestens so gross wie das des Stegbleches daselbst sein, wenn dieses durchginge und nicht gestossen wäre. Für die Anzahl der Niete zu jeder Seite der

Stossfuge gilt nach dem Taschenbuch „Die Hütte“¹⁾ die Bedingung, dass die Spannung

$$\sigma = m \frac{M_n}{d \cdot \delta \cdot h_1} \quad 176$$

in den Nieten unter der zulässigen Materialspannung von 600 bzw. 1050 kg bleibt. Dabei ist

bei nur einer lotrechten Nietreihe in den Laschen

$$m = m_1 = \frac{6(n-1)}{n(n+1)},$$

bei zwei lotrechten Nietreihen

$$m = m_2 = \frac{6(2n-1)}{2n(2n+1)},$$

bei drei lotrechten Nietreihen

$$m = m_3 = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

zu setzen, und es bedeutet

M_n das von den Laschen zu übertragende Biegemoment, das gewöhnlich gleich der grössten Normalspannung $\max \sigma$ mal dem Widerstandsmoment des durchgehend gedachten Stegbleches an der Stossstelle genommen wird,

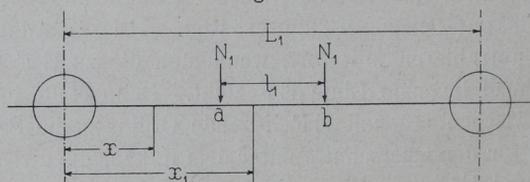
h_1 der Abstand der beiden am weitesten von der Mitte des Querschnittes entfernten Niete der vertikalen Nietreihen in den Laschen,

n die Zahl der Niete in der ersten Reihe zu jeder Seite der Stossfuge.

An der Stossstelle der Gurtungs \perp -Eisen ordnet man ebenfalls Flacheisenlaschen auf den inneren oder äusseren Seiten eines jeden Winkels an. Den Querschnitt der Laschen macht man mindestens gleich dem der gestossenen \perp -Eisen, die Zahl der Niete zu jeder Seite der Stossfuge gleich dem 1,25fachen des letzteren.

Für den Stoss der Gurtungsplatten gilt Entsprechendes.

Fig. 112.



Die Berechnung der Nebenträger gestaltet sich, wenn diese als Blechträger ausgeführt werden, ähnlich wie die der Hauptträger. Nach Fig. 112 des Textes tritt in dem um x von der Mitte des Laufrades abstehenden Querschnitt zwischen Laufrad und Hauptträger derselben Seite eine vertikale Scherkraft

$$V = N_1 + \frac{q_1}{100} \left(\frac{L_1}{2} - x \right) \quad 177$$

und ein Biegemoment

$$M_b = \left(N_1 + \frac{q_1}{100} \frac{L_1 - x}{2} \right) x \quad 178$$

1) Siehe 18. Auflage, S. 331, Teil II.

auf, wenn N_1 die grösste Belastung des Nebenträgers durch einen Hauptträger (s. Gl. 158, S. 138)
 q_1 das Gewicht von 1 m des Nebenträgers,
 L_1 der Radstand des Krangestelles
 l_1 der Abstand der Hauptträger voneinander in cm ist.

Für einen Querschnitt zwischen den Hauptträgern a und b im Abstände x_1 von der Laufradmitte ist dagegen

$$V = \frac{q_1}{100} \left(\frac{L_1}{2} - x_1 \right) \dots 179$$

und

$$M_b = N_1 \frac{L_1 - l_1}{2} + \frac{q_1}{100} \frac{L_1 - x_1}{2} x_1 \dots 180$$

Da der Querschnitt der Nebenträger, wenn man von den Verbindungsblechen zwischen ihnen und den Hauptträgern absieht, auf der ganzen Länge gleich gehalten wird, so genügt es, die Momente und Scherkräfte für den am ungünstigsten beanspruchten Querschnitt zu bestimmen. Der weitere Rechnungsgang bleibt derselbe wie bei den Hauptträgern.

Beispiele.

1. Der elektrische Einmotorenkran von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz auf Taf. 22 ist für $Q = 20000$ kg maximale Nutzlast bestimmt. Die Spannweite beträgt $L = 1480$ cm, der Radstand des Krangestelles $L_1 = 262$ cm, derjenige der Laufkatze $l = 114$ cm, der Abstand der Hauptträger voneinander $l_1 = 95$ cm. Die letzteren sind Blechträger von I-förmigem Querschnitt, die Nebenträger bestehen aus je 2 I-Eisen. Wie gestaltet sich die Berechnung der Haupt- und Nebenträger nach den hier gemachten Angaben?

Wir schätzen das Eigengewicht der Rollenflasche zu 600, das der Laufkatze zu 1250 kg und erhalten somit für

$$G = 600 + 1250 = 1850 \text{ kg}$$

einen doppelten Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20000 + 1850}{4} = 5462,5 \text{ kg}$$

als mobile Last jedes Hauptträgers. Diese ruft in dem um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegenden Querschnitt nach Gl. 169, S. 144, das grösste Biegemoment

$$\max M_b' = \frac{5462,5}{2 \cdot 1480} (1480 - 0,5 \cdot 114)^2 = 3736883 \text{ kgcm}$$

hervor. Für $k_b = 600$ kg/qcm genügt demselben ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{3736883}{600} = \sim 6223 \text{ cm}^3,$$

nach welchem wir die Dimensionen des Trägerquerschnittes in der Balkenmitte zu bemessen haben. Wählen wir wie in der Ausführung nach Fig. 3a, Taf. 19,

- die Stegdicke $\delta = 1$ cm,
- die Gurtungs \perp -Eisen $10 \cdot 10 \cdot 1,4$ cm,
- den Nietlochdurchmesser $d = 2,2$ cm,
- die Höhe des Querschnittes gleich $= 0,075 L = 0,075 \cdot 1480 = \sim 110$ cm,

so ergibt sich nach den der Figur eingeschriebenen Massen ein Trägheitsmoment des Querschnittes in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse von

$$J = \frac{1}{12} \left[21 \cdot 110^3 - 2 \cdot 8,6 \cdot 107,2^3 - 2 \cdot 1,4 \cdot 90^3 - 3,8 \cdot (100,3^3 - 96,4^3) \right] = 352746 \text{ cm}^4,$$

dem ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{352746}{0,5 \cdot 110} = 6414 \text{ cm}^3$$

entspricht, das genügend gross ist.

An Hand des gewählten Querschnittes setzen wir das Gewicht eines Hauptträgers für 1 m wie folgt fest:

1 Stegblech 110×1 cm	85,8 kg,
4 \perp -Eisen $10 \cdot 10 \cdot 1,4$ cm	81,6 kg,
1 Laufschiene	25 kg
	192,4 kg

15 Prozent Zuschlag für Nebenteile bei gleichzeitiger Berücksichtigung der abnehmenden Stegblechhöhe	23,9 kg
	Summa 221,3 kg

oder $q = \sim 225$ kg/m.

Ferner zeichnen wir den Träger in der Ansicht auf und lassen dabei seine Höhe nach den Enden hin bis auf 650 mm abnehmen.

Nun können wir für eine Zahl von Querschnitten die grössten Anstrengungen feststellen.

Für die Balkenmitte zunächst erhalten wir aus Gl. 170 u. 171, S. 144, mit $x = 0,5 L$ eine grösste vertikale Gesamtscherkraft

$$V = V' = N \left(1 - \frac{1}{L} \right) = 5462,5 \left(1 - \frac{114}{1480} \right) = \sim 5020 \text{ kg}$$

und weiter ein grösstes Gesamt-Biegemoment

$$M_b = \left(V' + \frac{q}{100} \frac{L}{4} \right) \frac{L}{2} = \left(5020 + 2,25 \frac{1480}{4} \right) \frac{1480}{2} = 4330850 \text{ kgcm}.$$

Die Kraft V ruft, da der Querschnitt in der Balkenmitte derselbe wie in Fig. 3a, Taf. 19 ist, h_n (die Entfernung der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs \perp -Eisen) also $0,5 (96,4 + 100,8) = 98,6$ cm beträgt, nach Gl. 173a, S. 145, eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{5020}{1 \cdot 98,6} = \sim 51 \text{ kg/qcm},$$

hervor, während das Biegemoment M_b nach Gl. 172, S. 145, eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{4330850}{6414} = \sim 675 \text{ kg/qcm}$$

bewirkt. Beide Spannungen vereinigen sich, da

$$\alpha = \frac{\max \tau}{\max \sigma} = \frac{51}{675} = 0,075$$

ist, nach der Tabelle zu Gl. 174 auf S. 145 zu einer grössten Anstrengung von annähernd

$$\max \sigma_1 = 1,01 \cdot 675 = \sim 681 \text{ kg/qcm}.$$

In dem um $\frac{1}{4}$ aus der Balkenmitte liegenden Querschnitt fällt die Materialanstrengung nur wenig grösser aus.

Betrachten wir in der gleichen Weise den Querschnitt in der Stossfuge des Stegbleches, die nach Fig. 1, Taf. 22 um $x = 460$ cm vom Auflager entfernt ist, so erhalten wir nach Gl. 170 und 171, S. 144, eine grösste gesamte Vertikalscherkraft

$$V = 2 \cdot 5462,5 \left(1 - \frac{460}{1480} - \frac{114}{2 \cdot 1480} \right) + 2,25 \left(\frac{1480}{2} - 460 \right) = \sim 7109 + 630 = 7739 \text{ kg},$$

ein grösstes Gesamt-Biegemoment

$$M_b = \left(7109 + 2,25 \frac{1480 - 460}{2} \right) 460 = 3797990 \text{ kgcm}.$$

In der Fuge des Stegbleches hat der Hauptträger den in Fig. 3b, Taf. 19 dargestellten Querschnitt, während Fig. 113 auf S. 148 den Querschnitt durch die der Fuge zunächst liegende senkrechte Nietreihe der Doppellaschen zeigt. Berücksichtigt man nur die Nietlöcher für die Nietreihen der Gurtungs \perp -Eisen, so hätte das Stegblech, wenn es in der

Die Vernietung der Doppellaschen, welche den Stoss des Stegbleches überdecken, besteht nach Fig. 1, Taf. 22 aus 3 senkrechten Nietreihen zu jeder Seite der Fuge. Die innerste Reihe enthält $n = 8$ Niete, der Nietdurchmesser ist $d = 2,2$ cm. Um die Beanspruchung der Niete aus Gl. 176, S. 146 berechnen zu können, bedürfen wir des zu übertragenden Momentes M_n . Wir ermittelten für den Querschnitt des Stegbleches in der Nähe der Stossfuge ein Trägheitsmoment $J_s = 92\,032$ cm⁴, die grösste Normalspannung in dem genannten Querschnitt betrug bei Berücksichtigung der Laschen $\sigma = 625,5$ kg/qcm. Da weiter die Höhe des Stegbleches nach Fig. 113 an der genannten Stelle 107 cm ist, so folgt

$$M_n = \frac{92\,032}{0,5 \cdot 107} 625,5 = 1\,076\,000 \text{ kgcm.}$$

Der Abstand der äussersten Niete in der ersten lotrechten Nietreihe bestimmt sich nach Fig. 113 zu

$$h_1 = \frac{80,7 + 76,3}{2} = 78,5 \text{ cm,}$$

der Wert m in Gl. 176 mit $n = 8$ zu $m_3 = 0,211$. Hiermit folgt aus dieser Gleichung

$$\sigma = 0,211 \frac{1\,076\,000}{2,2 \cdot 1,78,5} = \sim 1315 \text{ kg/qcm,}$$

welcher Wert den für 2schmittige Niete zulässigen übersteigt.

Der Stoss der beiden L-Eisen einer Gurtung wird durch 1 Lasche von 21,14 und 2 Laschen von 8,5, 1,4 qcm Querschnitt gebildet. Der Gesamtquerschnitt derselben beträgt also bei Berücksichtigung zweier Nietlöcher

$$(21 + 2 \cdot 8,5 - 2 \cdot 2,2) \cdot 1,4 = 47,04 \text{ qcm}$$

und ist nur etwas grösser als der entsprechende Querschnitt

$$2(26,2 - 1,4 \cdot 2,2) = 46,24 \text{ qcm}$$

der beiden L-Eisen. Für die Nietzahl auf jeder Seite gilt die Bedingung, dass der Scherquerschnitt der Niete mindestens

$$1,25 \cdot 46,24 = 57,8 \text{ qcm}$$

beträgt. Man erreicht denselben durch

$$\frac{57,8}{2,2 \frac{\pi}{4}} = \sim 16$$

Niete im ganzen oder 4 Niete in jedem Schenkel eines L-Eisens.

Der rechte Nebenträger des Krangestelles empfängt nach Gl. 158, S. 138, da die Lastmitte bei der äussersten Lage der Katze bis auf $l_n = 100$ cm an ihn herantritt, einen grössten Druck von

$$N_1 = 2 \cdot 5462,5 \left(1 - \frac{100}{1480}\right) + 2,25 \frac{1480}{2} = \sim 11\,852 \text{ kg,}$$

dabei ist aber nicht das Gewicht des Podestes, Kranfahrwerks und der Antriebswinde berücksichtigt. Nimmt man an, dass durch diese Teile der Druck N_1 auf der am stärksten belasteten Seite, 15 000 kg wird, so folgt aus Gl. 159, S. 138, für das erforderliche Widerstandsmoment der Nebenträger mit $L_1 = 262$, $l_1 = 95$ cm, $q_1 = 160$ kg/m, der Wert

$$w \geq \left(15\,000 \frac{262 - 95}{2} + 1,6 \frac{262^2}{8}\right) \frac{1}{600} \text{ oder } \geq 2110 \text{ cm}^3.$$

Demselben genügen die in der Ausführung gewählten beiden I-Eisen, Normalprofil No. 36, mit $w = 2 \cdot 1088 = 2176$ cm³.

Die Schienen für das Krangestell haben 6 cm Breite. Der Durchmesser der Laufräder ist $\mathcal{D}' = 75$ cm. Die Flächenpressung beträgt deshalb allerhöchstens

$$p = \frac{N_1}{75 \cdot 6} = \frac{15\,000}{75 \cdot 6} = 33,3 \text{ kg/qcm,}$$

was als selten vorkommender Wert für Stahlgussräder auf Stahlschienen wohl zulässig ist.

Die Schienen für die Laufkatze bestehen ebenfalls aus Stahl, die Räder derselben wieder aus Stahlguss. Die Pressung zwischen beiden beträgt bei $\mathcal{D} = 40$ cm Raddurchmesser und 6 cm Schienenbreite höchstens

$$p = \frac{N}{40 \cdot 6} = \frac{5462,5}{240} = \sim 22,75 \text{ kg/qcm.}$$

Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

2. Wie bestimmen sich die Verhältnisse des Laufkrangestelles nach Fig. 102, S. 140, mit kastenförmigem Querschnitt der Haupt- und Nebenträger. Die grösste Nutzlast des Kranes ist $Q = 20\,000$ kg, die Spannweite $L = 1414$ cm, der Radstand der Laufkatze $l = 160$ cm, der des Krangestelles $L_1 = 303,7$ cm, der Abstand der Hauptträger voneinander $l_1 = 145$ cm.

Schätzen wir das Gewicht der Laufwinde und Hakenflasche zu $G = 7000$ kg, so beträgt der grösste Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20\,000 + 7000}{4} = 6750 \text{ kg.}$$

Das durch ihn hervorgerufene grösste Bieugungsmoment im Querschnitt $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte ist nach Gl. 161, S. 143,

$$\max M_b' = \frac{6750}{2 \cdot 1414} (1414 - 0,5 \cdot 160)^2 = 4\,247\,526 \text{ kgcm}$$

und verlangt, wenn wir mit Rücksicht auf die grosse Fahrgeschwindigkeit, die der Kran erhalten soll, nur $k_b = 500$ kg/qcm zulassen, nach Gl. 169, S. 144, ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{4\,247\,526}{500} = \sim 8495 \text{ cm}^3.$$

Ein solches besitzt der in Fig. 114 auf S. 150 angegebene kastenförmige Querschnitt nicht ganz. Für ihn berechnet sich nämlich das Trägheitsmoment in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse zu

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (45 - 2 \cdot 2) \cdot 82,4^3 - (2 \cdot 2,5 + 20) \cdot 80^3 - 2(7,7 - 2) \cdot 77,4^3 \right. \\ \left. - 2 \cdot 1,3 \cdot 62^3 \right\} = \sim 352\,739 \text{ cm}^4$$

und das Widerstandsmoment zu

$$w = \frac{352\,739}{0,5 \cdot 82,4} = \sim 8459 \text{ cm}^3.$$

Behalten wir den Querschnitt bei, so kann der Träger im Aufriss aufgezeichnet werden; in Fig. 102, S. 140, ist die Höhe an den Enden 500 mm gemacht. Ferner kann das Gewicht der Hauptträger bestimmt werden. Dasselbe beträgt für 1 m wohl nicht über 300 kg im Mittel, denn es wiegen

4 L-Eisen 90·90·13 mm	68 kg,
2 Bleche 450·12 mm	84 kg,
2 Bleche 800·10 mm	124 kg,
1 Laufschiene 125 mm hoch	25 kg,

Summa 301 kg,

wofür wir ohne Zuschlag wegen der Abnahme der Stegblechhöhe nach den Enden hier $q = 300$ kg/m setzen wollen.

Kontrollieren wir jetzt für eine Anzahl von Querschnitten die grössten Anstrengungen, so können wir Fig. 116 auf S. 150 die auftretenden Gesamt-Bieugungsmomente und vertikalen Scherkräfte entnehmen. Das Diagramm in Fig. 116 ist nach den früher gemachten Angaben so konstruiert, dass gemäss Gl. 160, S. 142,

$$A_0' = 6750 \left(1 - \frac{160}{2 \cdot 1414}\right) = 6368 \text{ kg}$$

gleich O — C gemacht wurde, wobei I — O = 3,5 cm der gewählten Poldistanz entspricht. Die Gerade IC schneidet dann die um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegende Vertikale x — x im Punkte H, dem Scheitelpunkte der durch I gehenden Parabel

für die mobile Last. Den Scheitelpunkt K für die Parabel der permanenten Last erhält man, wenn man

$$O - B = \frac{q}{100} \frac{L}{4} = 3 \frac{1414}{4} = 1060,5 \text{ kg}$$

macht und IB bis zum Schnitt mit der Vertikalen X — X durch die Balkenmitte zieht. Die Punkte der Geraden Dd und EJ für die vertikalen Scherkräfte der mobilen und permanenten Last ergeben sich, wenn man durch C eine Horizontale bis nach x — x zieht, wodurch der Punkt d bestimmt ist, und

$$I - D = 2 \cdot O - C \text{ bzw. } I - E = 2 \cdot O - B$$

macht. In der Figur gilt hinsichtlich der Längen 1 cm = 100 cm und hinsichtlich der Kräfte 1 cm = 2000 kg.

Für den Balkenquerschnitt in der Vertikalen x — x ist nun b — H die Ordinate des gesamten Biegemomentes, c — d die Ordinate der gesamten Vertikalscherkraft. Die

Für den Querschnitt 2 — 2 des Trägers, welcher 1200 mm vom Auflager absteht, entnehmen wir Fig. 116 die beiden Ordinaten e — f = 4,2 cm und g — h = 5,93 cm. Es beträgt demnach in diesem Querschnitt das gesamte Biegemoment

$$M_b = 4,2 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 2\,940\,000 \text{ kgcm}$$

und die gesamte vertikale Scherkraft

$$V = 5,93 \cdot 2000 = 11\,860 \text{ kg.}$$

Nach Fig. 102 ist die Höhe des Trägers in dem fraglichen Querschnitt 68,4 cm, also 14 cm weniger als in Fig. 114. Wir erhalten somit für das Trägheitsmoment den Wert

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (45 - 2 \cdot 2) 68,4^3 - (2 \cdot 2,5 + 20) 66^3 - 2(7,7 - 2) 63,4^3 - 2 \cdot 1,3 \cdot 48^3 \right\} = 228\,370 \text{ cm}^4$$

und für das Widerstandsmoment denjenigen

$$w = \frac{228\,370}{34,2} = 6677,5 \text{ cm}^3.$$

Fig. 114.

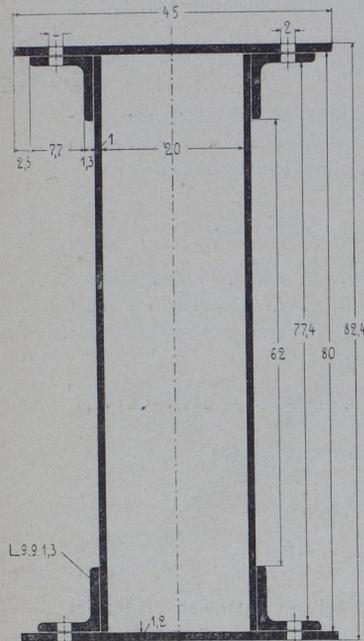


Fig. 115.

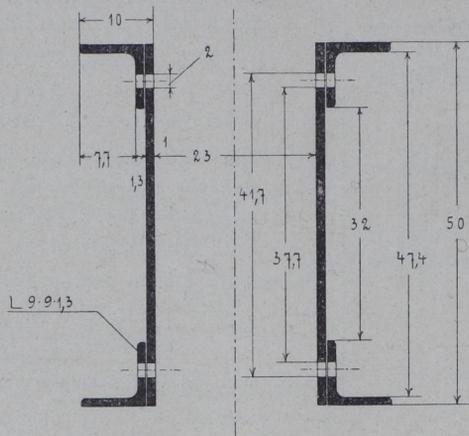
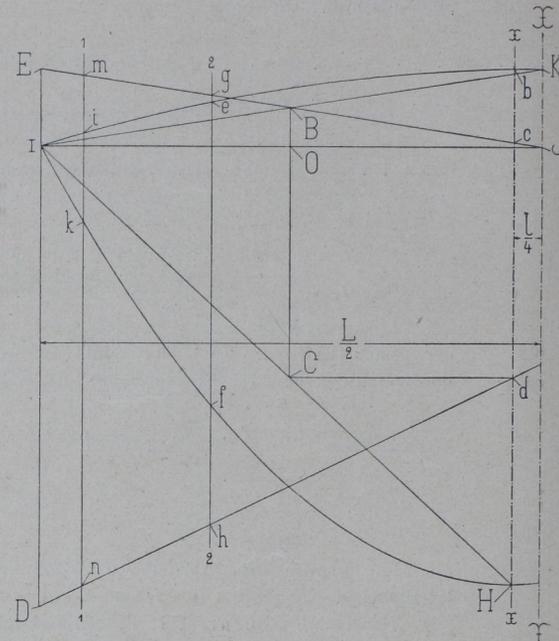


Fig. 116.



erstere ist 7,13 cm lang und entspricht also

$$M_b = 7,13 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 4\,991\,000 \text{ kgcm,}$$

die letztere ist 3,25 cm lang und entspricht

$$V = 3,25 \cdot 2000 = 6500 \text{ kg.}$$

Nach Gl. 172, S. 145, beträgt somit die grösste Normalspannung in dem fraglichen Querschnitt

$$\max \sigma = \frac{4\,991\,000}{8459} = \sim 591 \text{ kg/qcm}$$

und nach Gl. 173a, S. 145, die grösste Schubspannung für $h_n = 69,7$ cm als Abstand der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs-L-Eisen

$$\max \tau = \frac{6500}{2 \cdot 1 \cdot 69,7} = 46,6 \text{ kg/qcm.}$$

Beide vereinigen sich, da

$$\alpha = \frac{46,6}{591} = \sim 0,08$$

ist, nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle annähernd zu einer resultierenden Anstrengung

$$\max \sigma_1 = 1,01 \cdot 591 = \sim 597 \text{ kg/qcm.}$$

Der Abstand von Mitte bis Mitte der Nietreihen im vertikalen Schenkel der Gurtungs-L-Eisen ist $h_n = 55,7$ cm. Es folgt mit diesen Werten wie oben

$$\max \sigma = \frac{2\,940\,000}{6677,5} = \sim 440 \text{ kg/qcm,}$$

$$\max \tau = \frac{11\,860}{2 \cdot 1 \cdot 55,7} = \sim 106,5 \text{ kg/qcm}$$

und, da

$$\alpha = \frac{106,5}{440} = 0,242$$

ist, die grösste Anstrengung

$$\max \sigma_1 = 1,07 \cdot 440 = \sim 471 \text{ kg/qcm.}$$

Für den Querschnitt 1 — 1 in Fig. 116 endlich, der 600 mm vom Auflager entfernt ist, erhält man mit $i - k = 1,23$ cm und $m - n = 7,06$ cm

$$M_b = 1,23 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 861\,000 \text{ kgcm,}$$

$$V = 7,06 \cdot 2000 = 14\,120 \text{ kg.}$$

Der Träger ist in diesem Querschnitt 52,4 cm hoch, sodass

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (45 - 2 \cdot 2) \overline{52,4^3} - (2 \cdot 2,5 + 20) \overline{50^3} - 2(7,7 - 2) \overline{47,4^3} - 2 \cdot 1,3 \cdot \overline{32^3} \right\} = 122\,895 \text{ cm}^4,$$

$$w = \frac{122\,895}{0,5 \cdot 52,4} = 4690,7 \text{ cm}^3$$

zu setzen ist. h_n beträgt 39,7 cm. Somit wird

$$\max \sigma = \frac{861\,000}{4690,7} = \sim 184 \text{ kg/qcm},$$

$$\max \tau = \frac{14\,120}{2 \cdot 39,7} = \sim 178 \text{ kg/qcm}$$

und, da

$$\alpha = \frac{178}{184} = 0,97$$

ist,

$$\max \sigma_1 = 1,77 \cdot 184 = \sim 326 \text{ kg/qcm}.$$

In den betrachteten drei Querschnitten bleibt also die grösste Anstrengung noch unter dem kleinsten auf S. 145 angegebenen Werte der zulässigen Materialspannung von 600 kg/qcm.

Die grösste Beanspruchung der Nebenträger dürfte in dem Querschnitt stattfinden, der dicht vor den Blechen liegt, welche Haupt- und Nebenträger miteinander verbinden. Dieser Querschnitt ist $x = 23,7$ cm von der Mitte des nächsten Laufrades entfernt und hat die in Fig. 115 des Textes angegebenen Verhältnisse. Für ihn berechnet sich das Trägheitsmoment in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse

$$J = \frac{1}{12} \left\{ 10 \cdot \overline{50^3} - 7,7 \cdot \overline{47,4^3} - 1,3 \cdot \overline{32^3} - 2,3 \left(\overline{41,7^3} - \overline{37,7^3} \right) \right\} = \sim 57\,307 \text{ cm}^4$$

und das Widerstandsmoment

$$w = \frac{57\,307}{0,5 \cdot 50} = \sim 2292 \text{ cm}^3,$$

während der Abstand $h_n = 39,7$ cm ist.

Tritt nun die Laufwinde mit der Lastmitte bis auf $l_x = 80$ cm an den Nebenträger heran, so empfängt dieser nach Gl. 158, S. 138, einen Druck

$$N_1 = 2 \cdot 6750 \left(1 - \frac{80}{1414} \right) + 3 \frac{1414}{2} = \sim 14\,860 \text{ kg}.$$

In dem oben erwähnten Querschnitt des Nebenträgers entsteht ferner nach Gl. 177 u. 178, S. 146, mit $q_1 = 250$ kg/m, $L_1 = 303,7$ cm, $l_1 = 145$ cm eine vertikale Scherkraft

$$V = 14\,860 + 2,5 \left(\frac{303,7}{2} - 23,7 \right) = 15\,180 \text{ kg}$$

und ein Biegemoment

$$M_b = \left(14\,860 + 2,5 \frac{303,7 - 23,7}{2} \right) 23,7 = 360\,477 \text{ kgcm}.$$

Die erstere ruft nach Gl. 173a, S. 145, eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{15\,180}{2 \cdot 1 \cdot 39,7} = \sim 191 \text{ kg/qcm},$$

die letztere nach Gl. 172, S. 145, eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{360\,477}{2292} = \sim 157 \text{ kg/qcm}$$

hervor, sodass die grösste Anstrengung mit

$$\alpha = \frac{191}{157} = 1,22$$

nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle annähernd nur

$$\max \sigma_1 = 2,05 \cdot 157 = \sim 322 \text{ kg/qcm}$$

beträgt.

Die Verhältnisse der Nietnähte, Laschen usw. berechnen sich in der gleichen Weise wie beim vorigen Beispiel.

e) Laufkrangestelle mit fachwerkartigen Hauptträgern.

Dieselben kommen namentlich für grosse Spannweiten und schwere Lasten zur Verwendung und gewähren hier bei geringerem Materialaufwande und Gewicht mit ihren durchbrochenen Feldern einen gefälligeren Anblick als die hohen vollwandigen Blechträger; allerdings verursachen sie mehr Arbeit beim Entwurf und in der Werkstätte.

Die gebräuchliche **Ausführung** der vorliegenden Gestelle geschieht nach Fig. 1, Taf. 23. Die obere und untere Gurtung eines Hauptträgers besteht gewöhnlich aus je 2 \perp -Eisen, zwischen denen sich die Knotenbleche zum Anschluss für die Vertikal- und Diagonalstangen befinden. Der Obergurt erhält dabei als Fahrbahn oft noch zur Versteifung eine Platte aufgenietet. Auf diese legt sich dann die Laufschiene mit Zwischenblechen über den Knotenpunkten, damit die obere Gurtung nicht auf Biegung beansprucht wird und der Raddruck nur auf die Knotenpunkte kommt. Die Vertikal- und Diagonalstangen sind ebenfalls \perp -Eisen, und zwar einfache oder doppelte. In den Endfeldern ordnet man gewöhnlich nur eine Diagonale an, in den mittleren aber ausser dieser Hauptdiagonale aus später zu erklärenden Gründen noch eine Gegendiagonale. Gegen Ausweichungen in der Fahrrichtung des Krangestelles dient wieder für jeden Hauptträger ein diesem vorgebauter Hilfsträger in leichterem Fachwerk, der mit jenem durch einen oberen und unteren horizontalen, sowie durch den nötigen vertikalen Diagonalverband vereinigt ist und gleichzeitig die Stützung für den Laufsteg hergiebt.

Selten, und zwar nur bei sehr grossen Spannweiten und sehr schweren Lasten, findet man zur oberen Gurtung der Hauptträger 2 \perp -Eisen verwendet oder an Stelle der einzelnen Knotenbleche ein auf die ganze Trägerlänge durchgehendes Blech von gleicher Höhe benutzt.

An den Enden erhalten die Haupt- und Hilfsträger volle Bleche, die mit den Nebenträgern in sicherster Weise durch \perp -Eisen und Laschen verbunden werden. Die Nebenträger selbst bestehen wieder aus je 2 Walzeisen oder sind Blechträger von meist kastenförmigem Querschnitt.

Bei der **Berechnung** eines Fachwerkträgers handelt es sich zunächst um die Ermittlung der Spannungen, welche permanente und mobile Last in den einzelnen Teilen hervorrufen. Es kann dies wieder auf analytischem oder graphischem Wege geschehen.

Beim analytischem Verfahren benutzt man gern die Rittersche Methode.¹⁾ Nach ihr denkt man sich durch eine Schnittfläche, welche 3 Stangen schneidet, die ganze Konstruktion in zwei Teile zerlegt und an den Schnittstellen des abgetrennten Teiles die zum Gleichgewicht erforderlichen Stangenkräfte angebracht. Stellt man dann die Gleichung der statischen Momente für den abgetrennten Teil auf und wählt als Drehpunkt denjenigen Punkt, in welchem sich zwei der durchschnittenen Stangen schneiden, so erhält man eine Gleichung, in

1) S. „Ritter, Technische Mechanik“. Verlag von Carl Rümpler, Hannover.

der als einzige Unbekannte die dritte Stangenkraft vorkommt. Wenden wir dies Verfahren zunächst an, um die Spannungen zu bestimmen, welche durch das Eigengewicht des Trägers, das wir in den einzelnen Knotenpunkten mit q bzw. $0,5q$ kg verteilt annehmen, hervorgerufen werden, so erhält man z. B. für die Vertikalstange 2—2' in Fig. 117 des Textes, welche von der Fläche $\alpha_1 - \beta_2$ durchschnitten gedacht ist, mit bezug auf den Schnittpunkt O_2 der beiden anderen Stangen 1—2 und 2'—3' die Momentengleichung¹⁾

$0 = -V_2''(c_2 + 2\lambda) - A'' \cdot c_2 + 0,5q \cdot c_2 + q(c_2 + \lambda)$, wenn rechtsdrehende Momente als positiv, links drehende als negativ angesehen werden. Aus dieser Beziehung folgt mit $A'' = 0,5q \cdot n$ (q Gewicht eines Feldes, n Zahl der Felder)

$$V_2'' = -\frac{(A'' - 0,5q)c_2 - q(c_2 + \lambda)}{c_2 + 2\lambda} = -q \frac{(0,5n - 1,5)c_2 - \lambda}{c_2 + 2\lambda} \dots 181$$

kräfte gleich Null, also

$$V_4'' = -q \dots 183$$

sein.

Für die obere Gurtungsstange 1—2 der linken Trägerhälfte in Fig. 120 des Textes (und die entsprechende Stange 6—7 der rechten Trägerhälfte) ergibt sich, wenn man für den Schnittpunkt 2' von 2—2' und 2'—3' die Gleichung der statischen Momente

$$0 = +X_1'' \cdot h_2 + A'' \cdot 2\lambda - 0,5q \cdot 2\lambda - q \cdot \lambda$$

aufstellt, die Druckkraft

$$X_1'' = -\frac{(A'' - 0,5q)2\lambda - q \cdot \lambda}{h_2} = -q \frac{(n-2)\lambda}{h_2} \dots 184$$

Für die untere Gurtung 2'—3' (Fig. 121 des Textes) folgt entsprechend mit 2 als Drehpunkt

$$0 = -Z_2'' \cdot z_2 + A'' \cdot 2\lambda - 0,5q \cdot 2\lambda - q \cdot \lambda$$

die Zugkraft

$$Z_2'' = \frac{(A'' - 0,5q)2\lambda - q \cdot \lambda}{z_2} = q \frac{(n-2)\lambda}{z_2} \dots 185$$

Fig. 117.

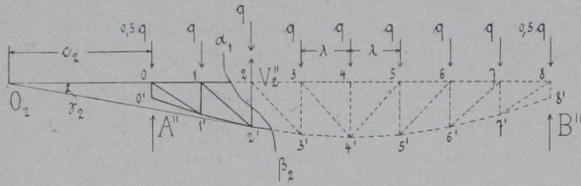


Fig. 118.

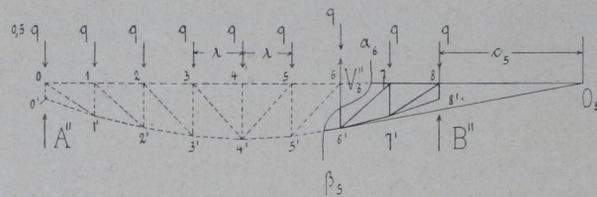


Fig. 119.

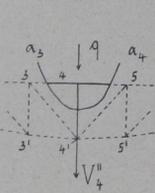


Fig. 120.

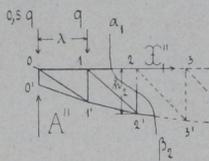


Fig. 121.

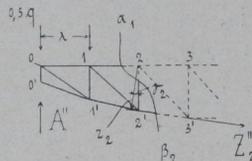
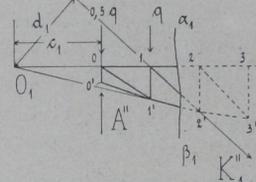


Fig. 122.



Die fragliche Vertikalstange erleidet infolge der permanenten Belastung eine Druckkraft, da die rechte Seite der letzten Gleichung negativ ist. Es gilt dies für sämtliche Vertikalstangen. Für die entsprechende Stange 6—6' der rechten Trägerhälfte erhält man die gleiche Kraft wie in 2—2', denn nach Fig. 118 des Textes ergibt sich für den stärker ausgezogenen Trägerteil mit bezug auf O_5 dieselbe Beziehung, da $A'' = B''$ und $c_2 = c_5$ ist. Die Endstangen 0—0' und 8—8' erleiden eine Druckkraft

$$V_0'' = V_8'' = -A'' = -B'' = -0,5q \cdot n \dots 182$$

Für die Mittelstange 4—4' lässt sich, wenn drei Stangen durchschnitten werden sollen, nur die Schnittlinie $\alpha_3 - \alpha_4$ in Fig. 119 des Textes legen. An dem abgetrennten, stärker ausgezogenen Teil muss die Summe der Vertikal-

In 5'—6' herrscht die gleiche Kraft. Die erste und letzte untere Gurtungsstange 0'—1' und 7'—8' in Fig. 117 sind spannungslos, da in 0' bzw. 8' nur die Vertikalkraft A'' und V_0'' bzw. B'' und V_8'' wirkt. Es ist also

$$Z_0'' = Z_8'' = 0 \dots 186$$

Für die Diagonalstange 1—2' in Fig. 122 (und ebenso für 7—6') erhält man endlich, wenn man die Schnittlinie $\alpha_1 - \beta_1$ legt und O_1 als Drehpunkt wählt,

$$0 = K_1'' \cdot d_1 - A'' \cdot c_1 + 0,5q \cdot c_1 + q(c_1 + \lambda)$$

die Zugkraft

$$K_1'' = \frac{(A'' - 0,5q)c_1 - q(c_1 + \lambda)}{d_1} = q \frac{(0,5n - 1,5)c_1 - \lambda}{d_1} \dots 187$$

In entsprechender Weise lassen sich auch die Kräfte, welche die permanente Last in den übrigen Stangen des Trägers erzeugt, berechnen.

Einfacher als die analytische gestaltet sich die graphische Ermittlung der Stangenkräfte. Das graphische Verfahren besteht im allgemeinen darin, die

1) Die unteren Indizes der Stangenkräfte sind nach dem linken oberen Knotenpunkte des zugehörigen Feldes genommen. Ferner sind die durch die permanente Last hervorgerufenen Stangenkräfte durch zwei, die durch die mobile Last erzeugten durch einen oberen Strich angedeutet.

in den einzelnen Knotenpunkten des Fachwerkträgers wirkenden äusseren Kräfte und bekannten inneren Stangenkräfte nach der Richtung der noch unbekannt Stangenkräfte zu einem geschlossenen Linienzug zusammenzustellen. Dabei ist zu beachten, dass alle Druckkräfte nach dem betreffenden Knotenpunkte hin-, alle Zugkräfte von demselben fortgerichtet sind. In Fig. 123 bis 125 des Textes ist das Verfahren angedeutet.

Im Knotenpunkte 0 (Fig. 123) wirkt als äussere Kraft $0,5q$; ferner ist als Druckkraft der Vertikalstange $0-0'$ nach dem Früheren die Reaktion A'' als gegeben anzusehen. Machen wir deshalb nach irgend einem Kräftemasstabe in Fig. 124 $A-0$ gleich der Reaktion A'' , $0-1=0,5q$ und ziehen durch 1 eine Parallele zur

nehmen $2-c$ als Druckkraft in der oberen Gurtung $1-2$ und $c-b$ als Zugkraft in der Diagonalen $1-2'$.

Für den Knotenpunkt $2'$ ist noch aus Fig. 124 $A-b$ als Zugkraft in $1'-2'$ nach Fig. 125 herüberzutragen. Eine Vertikale durch c und eine Parallele zu $2'-3'$ durch A liefert dann das Kräftepolygon $AbcA$ mit den punktierten Pfeilen und $c-d$ als Druckkraft in der Vertikalen $2-2'$, sowie $d-A$ als Zugkraft der unteren Gurtung $2'-3'$.

In dieser Weise kann das Verfahren fortgesetzt werden. Fig. 125 zeichnet man der Einfachheit wegen natürlich als Fortsetzung von Fig. 124, wie dies in Fig. 1a, Taf. 19 nochmals angedeutet ist.

Bei der mobilen Belastung des Trägers durch

Fig. 123.

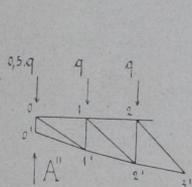


Fig. 124.

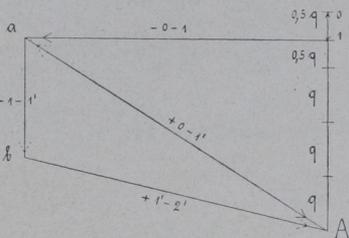


Fig. 125.

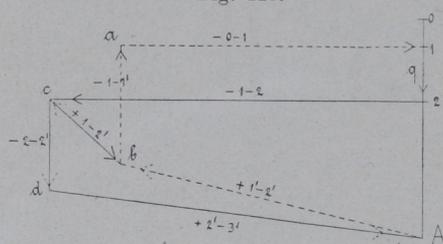


Fig. 126.

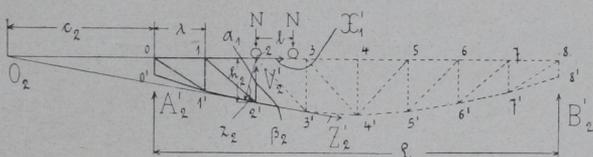
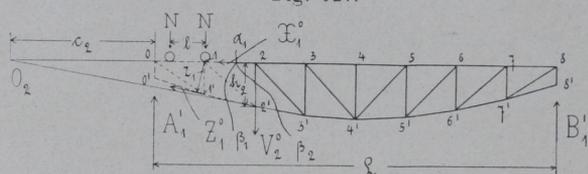


Fig. 127.



Stange $0-1$ (Fig. 123), durch A eine Parallele zur Stange $0-1'$ (Fig. 123), so ist $A01aA$ das Kräftepolygon. Die ausgezogenen Pfeile deuten den Kraftlinienzug an, und es ergibt sich $1-a$, als nach dem Knotenpunkt 0 in Fig. 123 hingerichtet, als Druckkraft in der oberen Gurtung $0-1$ (Fig. 123), $a-A$, als von 0 weggerichtet, als Zugkraft in der Diagonalen $0-1'$ (Fig. 123).

Nutzlast und Eigengewicht der Laufwinde, Hakenflasche usw. können die oben angegebenen Verfahren ebenfalls zur Bestimmung der Stangenkräfte benutzt werden. Dabei handelt es sich hier darum, immer die in den einzelnen Stangen auftretenden grössten Zug- oder Druckkräfte festzustellen und also diejenige Stellung der voll belasteten Laufwinde anzunehmen, welche diese grössten Kräfte in den zu untersuchenden Stangen hervorruft. Es kann dies in der folgenden Weise geschehen.

Im Knotenpunkte $1'$ (Fig. 123) wirkt die nun bekannte Zugkraft $A-a$ (Fig. 124) der Diagonalstange $0-1'$; die untere Gurtungsstange $0'-1'$ ist spannungslos. Da weiter in $1'$ die Vertikalstange $1-1'$ und untere Gurtungsstange $1'-2'$ zusammenstossen, so ziehen wir in Fig. 124 durch a eine Vertikale und durch A eine Parallele zu $1'-2'$. $AabA$ ist dann das Kräftepolygon für den Knotenpunkt $1'$, und die punktierten Pfeile ergeben den Kraftlinienzug. Es folgt $a-b$ als Druckkraft in der Vertikalen $1-1'$, $b-A$ als Zugkraft in der unteren Gurtung $1'-2'$.

Sind z. B. $1-2$, $2-2'$ und $2'-3'$ die zu betrachtenden Stangen und ist $\alpha_1-\beta_2$ die gelegte Schnittfläche, so rücken wir die Laufwinde dieser letzteren von beiden Seiten möglichst nahe,¹⁾ also einmal von rechts, bis sie mit dem linken Rade in 2 (Fig. 126 des Textes), und das andere Mal von links, bis sie mit dem rechten Rade in 1 (Fig. 127) steht. Ist dann A_2' (unterer Index immer nach dem Knotenpunkt genommen, über dem sich das eine Rad befindet) die linke Reaktion, welche die beiden Raddrücke N bei der angegebenen Windenstellung in Fig. 126 erzeugen, so hat man nach der Ritterschen Methode für

O_2 als Drehpunkt

$$0 = -V_2'(c_2 + 2\lambda) - A_2' c_2,$$

$$V_2' = -A_2' \frac{c_2}{c_2 + 2\lambda} \dots \dots \dots 188$$

1) Wie bei den Blechträgern gezeigt, wird dann das Moment der betreffenden Auflagerreaktion, also auch die Stangenkraft am grössten.

2' als Drehpunkt

$$0 = +X_1' \cdot h_2 + A_2' \cdot 2\lambda,$$

$$X_1' = -A_2' \frac{2\lambda}{h_2} \dots \dots \dots 189$$

2 als Drehpunkt

$$0 = -Z_2' \cdot z_2 + A_2' \cdot 2\lambda$$

$$Z_2' = A_2' \frac{2\lambda}{z_2} \dots \dots \dots 190$$

Bei der Laufwindenstellung in Fig. 127 ergibt sich mit B_1' als rechte Auflagerreaktion für

O_2 als Drehpunkt

$$0 = V_2^0 (c_2 + 2\lambda) - B_1' (c_2 + L)$$

$$V_2^0 = B_1' \frac{c_2 + L}{c_2 + 2\lambda} \dots \dots \dots 188a$$

2' als Drehpunkt

$$0 = -X_1^0 \cdot h_2 - B_1' \cdot 6\lambda,$$

$$X_1^0 = -B_1' \frac{6\lambda}{h_2},$$

Fig. 128.

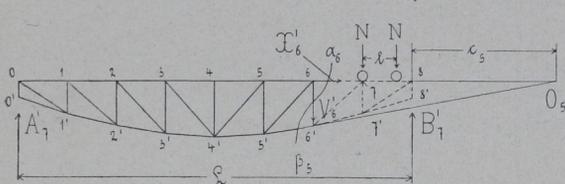


Fig. 129.

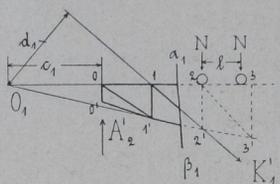
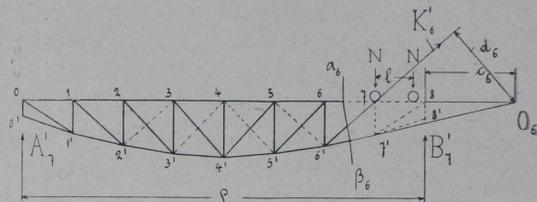


Fig. 130.



1 als Drehpunkt (Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$)

$$0 = +Z_1^0 \cdot z_1 - B_1' \cdot 7\lambda$$

$$Z_1^0 = B_1' \frac{7\lambda}{z_1}$$

Sind die Diagonalen in den beiden Hälften des Trägers entgegengesetzt gerichtet, so wird, wie sich aus Fig. 128 des Textes ergibt, $V_6' = V_2^0$, $X_6' = X_1^0$ usw., da $A_7' = B_1'$ ist. Man kann deshalb zur Ermittlung der oben berechneten Kräfte, die Laufwinde mit ihrem linken Rade der Reihe nach über die Knotenpunkte 0, 1, 2, 3 ... 7, 8 stellen und mit Hilfe der entsprechenden Schnittflächen die betreffenden Stangenkräfte in der angeführten Weise bestimmen. Jede Vertikalstange der linken Trägerhälfte erleidet dann die grösste Druckspannung, wenn das linke Laufrad über ihr, jede Vertikale der rechten Trägerhälfte die grösste Zugkraft, wenn das linke Laufrad über der nächsten rechten Vertikalen steht. Würde man die Winde in der umgekehrten Weise mit ihrem rechten Rade der Reihe nach von rechts nach links über die einzelnen Knotenpunkte stellen, so würde natürlich das Umgekehrte gelten. In der oberen Gurtung tritt stets Druck, in der unteren stets Zug auf.

Um die grössten Kräfte in den Diagonalstangen 1—2' bzw. 7—6' zu bekommen, denken wir uns zunächst in Fig. 129 des Textes die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ gelegt und die Winde mit dem linken Laufrade in 2 gestellt. Man erhält dann für O_1 als Drehpunkt

$$0 = +K_1' \cdot d_1 - A_2' \cdot c_1,$$

$$K_1' = A_2' \frac{c_1}{d_1} \dots \dots \dots 191$$

Dann rücken wir die Laufwinde mit ihrem linken Rade nach 7 und bekommen nach Fig. 130 mit Hilfe der Schnittfläche $\alpha_6 - \beta_6$ und O_6 als Drehpunkt

$$0 = +K_6' \cdot d_6 + A_7' (L + c_6)$$

$$K_6' = -A_7' \frac{L + c_6}{d_6} \dots \dots \dots 191a$$

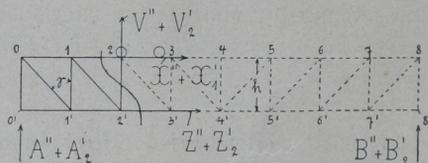
Die Diagonalen werden also ebenso wie die Vertikalen auf Zug und Druck beansprucht. In den mittleren Feldern findet man deshalb die in Fig. 130 punktiert eingetragenen Gegendiagonalen 3—2', 4—3', 4—5' und 5—6' angeordnet, welche eine Zugbeanspruchung erleiden, sobald die Hauptdiagonalen bei eintretender Druckbeanspruchung erschlaffen. Für die übrigen Felder sind solche Gegendiagonalen meistens nicht erforderlich, weil hier die resultierenden Druckkräfte (unter Berücksichtigung der durch die permanente Last in den Haupt-

diagonalen hervorgerufenen Zugkräfte) nicht sehr gross ausfallen oder Zugkräfte auftreten.

Auch die graphische Ermittlung der Stangenkräfte für die mobile vorgenommen. Man hat dazu nur die Reaktion A' für jede einzelne Stellung der Laufwinde zu berechnen und diese Reaktion bis zu den durchschnittenen Stangen in der früher angegebenen Weise zu zerlegen. Im nachfolgenden 1. Beispiele ist auf S. 157 das Verfahren nochmals näher erläutert.

Laufen die obere und untere Gurtung eines Trägers parallel und horizontal, ist dieser also ein sogenannter

Fig. 131.



Parallelträger nach Fig. 131 des Textes so vereinfacht sich die Bestimmung der Stangenkräfte wesentlich.

Für die Vertikalstangen 2—2' und 6—6' zunächst erhält man aus Gl. 181 u. 188, da nun der Schnittpunkt O_2 der Gurtungen im Unendlichen liegt, die Beziehungen $V_2'' = V_6'' = -A'' - 0,5q - q = -q(0,5n - 1,5)$ 192 und

$$V_2' = -A_2', V_6' = A_7' \dots \dots \dots 193$$

für die permanente bzw. mobile Last. Die Druckkräfte in der End- und der Mittelstange bleiben wie früher.

Weiter lässt Gl. 184 u. 189 bzw. 185 u. 190 bezüglich der oberen und unteren Gurtungsstangen 1—2 und 2'—3' erkennen, dass hier, wo die Hebelarme z_2 und h_2 einander gleich, und zwar gleich der Trägerhöhe h allgemein, sind,

$$X_1'' = -q \frac{(n-2)\lambda}{h} = -Z_2'' \dots 194$$

und

$$X_1' = -A_2' \frac{2\lambda}{h} = -Z_2' \dots 195$$

wird. Die Kräfte in der oberen und unteren Gurtungsstange, welche in dem angedeuteten Sinne zu beiden Seiten derselben Vertikalen liegen, sind also gleich gross; die erste von ihnen ist eine Druck-, die zweite eine Zugkraft.

Die Diagonalstangen 1—2' und 7—6' endlich nehmen, V_2'' , V_2' und V_6' absolut genommen, eine Kraft

$$K_1'' = K_7'' = \frac{V_2''}{\cos \gamma} \dots 196$$

und

$$K_1' = \frac{V_2'}{\cos \gamma}, K_6' = -\frac{V_6'}{\cos \gamma} \dots 197$$

auf, wenn α der in Fig. 131 angegebene Winkel ist.

Für die graphische Ermittelung der Kräfte in den Vertikal- und Gurtungsstangen lässt sich das früher entwickelte Diagramm eines Blechträgers benutzen. Nach Gl. 193 ist die Druckkraft V_2' gleich der Auflagerreaktion A_2' bzw. gleich der ebenso grossen vertikalen Scherkraft eines Blechträgers, wenn das linke Rad der Laufwinde in 2 steht. Nach Fig. 2a, Taf. 19, begrenzt deshalb die Linie Dq , welche als Endordinate 0—D den Wert $2A_0'$ der Gl. 160, S. 142, hat, die Ordinaten für die Druckkräfte in den Vertikalstangen der linken Trägerhälfte (Fig. 2, Taf. 19). In den Vertikalen der rechten Trägerhälfte tritt gemäss der hier zu legenden Schnittflächen (s. Fig. 128, S. 154) als Zugkraft immer der Wert der nächsten Ordinate auf, über der dann das linke Wagenrad steht; in der rechten Hälfte gilt also $g_2 h_2 \dots m_2$ als Begrenzung der Zugkraftordinaten. Verschiebt man die Laufwinde von rechts nach links, indem man das rechte Rad der Reihe nach über die einzelnen Knotenpunkte stellt, so werden die Druckkräfte in den Vertikalen der rechten Trägerhälfte durch die zugehörigen Ordinaten der Geraden $D'g'$, die Zugkräfte in den Vertikalen der linken Trägerhälfte durch die Ordinaten der durch g_2' parallel zur Verlängerung von $D'g'$ gezogenen Geraden dargestellt. Die mittlere Vertikale bekommt, wenn die Diagonalen in den beiden Trägerhälften zu einander entgegengesetzt gerichtet sind, den Druck N .

Für die permanente Last kann bezüglich der Vertikalstangen die beim Blechträger gefundene Gerade EF bzw. $E'F'$ ($0-E=0-E'=14-F=14-F'=0,5q \cdot n$ mit q als Gewicht eines Feldes, n Anzahl der Felder) auch hier benutzt werden. Dabei ist aber, da hier das Eigengewicht nicht gleichmässig über die ganze Länge, sondern in den einzelnen Knotenpunkten verteilt angenommen ist, das Folgende zu beachten. Die Endordinaten stellen

die wirkliche Grösse der Kräfte in den zugehörigen Vertikalen dar, die übrigen Ordinaten sind um $0,5q$ in dem gewählten Kräfte-masse zu klein. Die mittlere Vertikalstange erhält eine Druckkraft q .

Beachtet man dies und berücksichtigt ferner, dass die permanente Last in sämtlichen Vertikalstangen Druckkräfte erzeugt, so ergibt sich nach Fig. 2a, Taf. 19, z. B., sämtliche Ordinaten gemessen in dem zugehörigen Kräfte-massstabe, $E-D$ als grösste Druckkraft für die Vertikale 0—0', $c_1-c_1'+0,5q$ als grösste Druckkraft für die Vertikale 3—3', $i_2-i_1'-0,5q$ als grösste Zugkraft für die Vertikale 9—9', sobald das linke Rad der Laufwinde in 0, 3 bzw. 9 steht.

Hinsichtlich der Gurtungsstangen zeigt Gl. 195, dass die Kraft X_1' gleich dem Moment der Reaktion A_2' , dividiert durch die Trägerhöhe h , ist. Die mit Hilfe von $A-C=A_0'$ (A_0' nach Gl. 160, S. 142) wie bei einem Blechträger konstruierte Parabel $0H14$ in Fig. 2a, Taf. 19, giebt aber in ihren Ordinaten die Maximalmomente der Reaktion A' , sobald das linke Rad in der betreffenden Ordinate steht. Multipliziert man deshalb die Ordinaten der einzelnen Knotenpunkte nicht nur mit dem Längen-, dem Kräfte-massstabe und der Poldistanz, sondern dividiert sie auch noch durch die Trägerhöhe, so erhält man in ihnen die grössten Kräfte für die links und rechts von der betreffenden Ordinate liegende obere bzw. untere Gurtungsstange. Für die permanente Last gilt Entsprechendes bezüglich der mit $A-B=0,25q \cdot n$ konstruierten Parabel $0a'b'c' \dots m'n'14$. Die obere Gurtungsstange 2—3 (Fig. 2, Taf. 19) erleidet also nach Fig. 2a eine grösste Druckkraft, welche der Ordinate $c-c'$ in dem angegebenen Sinne entspricht; die untere Gurtungsstange 3'—4' erleidet eine ebenso grosse Zugkraft. Da in den Gurtungsstangen beider Hälften nur Druck- bzw. Zugkräfte auftreten, so hat man bezüglich der linken Trägerhälfte die Ordinaten der ausgezogenen, bezüglich der rechten Trägerhälfte die ebenso grossen Ordinaten der strichpunktierten unteren Parabel zu nehmen; für die linke Trägerhälfte ist dann immer das linke, für die rechte immer das rechte Wagenrad über den einzelnen Knotenpunkten gedacht.

Im entgegengesetzten Falle ergeben sich kleinere Kräfte in den Gurtungen. Steht z. B. die Laufwinde mit ihrem linken Rade über dem Knotenpunkte 12, so würde $l'-v$ die Druckkraft in der oberen Gurtungsstange 11—12 und zugleich die Zugkraft in der unteren Gurtungsstange 10'—11' sein. v ist der Schnittpunkt von $0m$ mit der Vertikalen durch 11.

Die Kräfte in den Diagonalstangen berechnet man am einfachsten mit Hilfe der Kräfte in den Vertikalen nach Gl. 196 u. 197.

Die Dimensionen der einzelnen Stangen eines Fachwerkträgers sind natürlich für die grössten Kräfte, welche in ihnen auftreten, zu bemessen. Dabei soll die Zug- und Druckspannung nicht unter 750 kg/qcm (oft wird hierin bis 900 kg gegangen) betragen und die Sicherheit gegen Ausknicken, wenn keine Gegendiagonalen dies verhindern, mindestens eine 5fache sein. Die erforderliche

Nietzahl n zur Verbindung jeder Stange ergibt sich aus

$$Z = n \cdot d \frac{\pi}{4} k_s \dots \dots \dots 198$$

wenn Z die grösste Zug- oder Druckkraft ist und $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$ für 1-, $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ für 2schnittige Nieten gesetzt wird; d ist der Nietlochdurchmesser in cm.

Beispiele. *Winkel 200*

1. Der elektrische Dreimotorenkran auf Taf. 23 von Gebr. Scholten in Duisburg ist für eine grösste Nutzlast $Q = 5000 \text{ kg}$ bestimmt. Die Spannweite beträgt $L = 1745 \text{ cm}$, jeder Hauptträger (s. Fig. 1, Taf. 19 u. 23) besteht aus 14 Feldern, von denen die beiden äusseren eine Weite $\lambda' = 152,5 \text{ cm}$, die übrigen eine solche $\lambda = 120 \text{ cm}$ haben. Der Radstand der Laufwinde ist $l = 103 \text{ cm}$, derjenige des Krangestelles $L_1 = 204 \text{ cm}$, und die Hauptträger sind $l_1 = 84 \text{ cm}$ voneinander entfernt. Wie berechnen sich die einzelnen Teile des Krangestelles?

Schätzen wir das Gewicht der Laufwinde und Hakenflasche zu $G = 2400 \text{ kg}$, so beträgt bei gleichmässiger Verteilung auf die vier Räder der grösste Raddruck der Winde

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{5000 + 2400}{4} = 1850 \text{ kg.}$$

Zur Berechnung der Hauptträger sei weiter als permanente Last für jeden Knotenpunkt $q = 250 \text{ kg}$ angenommen. Hiermit berechnet sich dann beispielsweise, wenn man sich wie in Fig. 117 auf S. 152 nun in Fig. 1, Taf. 19, eine Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_3$ durch die Stangen 1-2, 2-2' und 2'-3' gelegt denkt,

die Druckkraft in den Vertikalen 2-2' und 12-12' nach Gl. 181, S. 152, zu

$$V_2'' = V_{12}'' = - \frac{(A'' - 0,5q) c_2 - q(c_2 + \lambda')}{c_2 + \lambda + \lambda'}$$

wobei die Verschiedenheit der beiden äusseren und übrigen Felder berücksichtigt ist. Der Hebelarm c_2 (Abstand des Punktes 0 vom Schnittpunkte der Verlängerung von 2'-3' mit der oberen Gurtungslinie) bestimmt sich aus

$$\frac{c_2 + \lambda' + \lambda}{\lambda} = \frac{2-2'}{3-3' - 2-2'}$$

mit $2-2' = 96$ und $3-3' = 105 \text{ cm}$ zu

$$c_2 = 120 \frac{96}{9} - 272,5 = 1007,5 \text{ cm.}$$

A'' ist $7q = 7 \cdot 250 = 1750 \text{ kg}$. Hiermit folgt

$$V_2'' = V_{12}'' = - \frac{1625 \cdot 1007,5 - 250(1007,5 + 152,5)}{1007,5 + 272,5} = - 1053 \text{ kg.}$$

Für die Druckkraft in den oberen Gurtungsstangen 1-2 und 12-13 folgt entsprechend nach Gl. 184, S. 152,

$$X_1'' = X_{12}'' = - \frac{(A'' - 0,5q)(\lambda' + \lambda) - q \cdot \lambda}{h_2}$$

oder mit $h_2 = 2-2' = 96 \text{ cm}$,

$$X_1'' = X_{12}'' = - \frac{1625(152,5 + 120) - 250 \cdot 120}{96} = - 4300 \text{ kg.}$$

Die Zugkraft in den unteren Gurtungsstangen 2'-3' und 11'-12' ist nach Gl. 185, S. 152, mit

$$z_2 = 2-2' \cdot \cos \gamma_2 = 96 \cdot 0,997 = \sim 95,7 \text{ cm,}$$

wenn γ_2 der in Fig. 121, S. 152, eingetragene Winkel ist, der sich nach Fig. 117, S. 152, zu

$$\text{tg } \gamma_2 = \frac{2-2'}{c_2 + \lambda' + \lambda} = \frac{96}{1007,5 + 272,5} = 0,075$$

oder

$$\gamma_2 = 4^\circ 20'$$

berechnet,

$$Z_2'' = Z_{11}'' = \frac{1625(152,5 + 150) - 250 \cdot 120}{95,7} = \sim 4303 \text{ kg.}$$

Für die Diagonalen 1-2' und 12'-13 endlich ergibt sich, wenn man sich wie in Fig. 122 auf S. 152 die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ gelegt denkt, gemäss Gl. 187, S. 152, eine Zugkraft

$$K_1'' = K_{12}'' = \frac{(A'' - 0,5q) c_1 - q(c_1 + \lambda')}{d_1}$$

oder mit

$$c_1 = \lambda \frac{1-1'}{2-2' - 1-1'} - \lambda' = 120 \frac{82}{14} - 152,5 = 550,35 \text{ cm}$$

und

$$d_1 = (c_1 + \lambda') \frac{2-2'}{1-1'} = (550,35 + 152,5) \frac{96}{153,6} = 439,3 \text{ cm,}$$

$$K_1'' = K_{12}'' = \frac{1625 \cdot 550,35 - 250(550,35 + 152,5)}{439,3} = \sim 1636 \text{ kg.}$$

Auf entsprechende Weise wurden die Kräfte in den übrigen Stangen ermittelt; die Tabelle auf S. 158 enthält dieselben.

Die graphische Berechnung der Kräfte, welche die permanente Last in den Stangen hervorruft, giebt Fig. 1a, Taf. 19; sie kann als Kontrolle der analytischen Kräftebestimmung gelten. In der Figur ist $A-0 = 0,5q \cdot n = 0,5 \cdot 250 \cdot 14 = 1750 \text{ kg}$ und $0-1 = A-7 = 0,5q = 125$, $1-2 = 2-3 \dots = 6-7 = q = 250 \text{ kg}$ gemacht worden. Wie auf S. 153 näher erklärt, liefert dann

der Kräftezug A01aA mit a-A || 0-1' für den Knotenpunkt 0 die Druckkraft 1-a in der oberen Gurtung 0-1 und die Zugkraft a-A in der Diagonalen 0-1';

der Kräftezug AabA mit bA || 1'-2' für den Knotenpunkt 1' die Druckkraft a-b in der Vertikalen 1-1' und die Zugkraft b-A in der unteren Gurtung 1'-2';

der Kräftezug 1 2cba1 mit cb || 1-2' für den Knotenpunkt 1 die Druckkraft 2-c in der oberen Gurtung 1-2 und die Zugkraft c-b in der Diagonalen 1-2';

der Kräftezug AbcdA mit dA || 2'-3' für den Knotenpunkt 2' die Druckkraft c-d in der Vertikalen 2-2' und die Zugkraft d-A in der unteren Gurtung 2'-3';

der Kräftezug 2 3edc2 mit ed || 2-3' für den Knotenpunkt 2 die Druckkraft 3-e in der oberen Gurtung 2-3 und die Zugkraft e-d in der Diagonalen 2-3';

der Kräftezug AdefA mit fA || 3'-4' für den Knotenpunkt 3' die Druckkraft e-f in der Vertikalen 3-3' und die Zugkraft f-A in der unteren Gurtung 3'-4'; usw.

Da schliesslich der Punkt m oberhalb der Horizontalen durch 7 in Fig. 1a zu liegen kommt, so gilt für den Knotenpunkt 6 der Kräftezug 6 7nml6 mit n-m als Druckkraft in der Diagonalen 6-7'.¹⁾

Der Kräftemasstab der Fig. 1a ist $1 \text{ mm} = 60 \text{ kg}$.

Um die Kräfte, welche die mobile Last in den Stangen des Fachwerkträgers erzeugt, zu bestimmen, haben wir zunächst die Auflagerreaktionen $A'_0, A'_1, A'_2 \dots A'_{13}$ zu berechnen, welche entstehen, wenn sich die voll belastete Laufwinde mit ihrem linken Laufrade in 0, 1, 2 \dots bzw. 13 befindet. Für den Knotenpunkt 0 ergibt sich

$$A'_0 = N + N \frac{L-1}{L} = N \left(2 - \frac{1}{L} \right) = 1850 \left(2 - \frac{103}{1745} \right) = 3590 \text{ kg,}$$

für den Knotenpunkt 1

$$A'_1 = N \frac{L - \lambda' + L - \lambda' - 1}{L} = N \left(2 - \frac{2\lambda' + 1}{L} \right) = 1850 \left(2 - \frac{2 \cdot 152,5 + 103}{1745} \right) = 3268 \text{ kg.}$$

1) Die Bezeichnung „7'-8'“ ist irrtümlich in Fig. 1a, Taf. 19, eingetragen und zu entfernen, da die zugehörige Kraftlinie sich nicht in der Figur befindet.

Bei den folgenden Knotenpunkten nimmt die Reaktion jedesmal um

$$N \frac{2\lambda}{L} = 1850 \frac{2 \cdot 120}{1745} = \sim 254,5 \text{ kg}$$

ab, so dass

$$\begin{aligned} A_2' &= 3268 - 254,5 = 3013,5 \text{ kg,} \\ A_3' &= 3013,5 - 254,5 = 2759 \text{ kg usw.,} \\ A_4' &= 2504,5 \text{ kg, } A_5' = 2250 \text{ kg, } A_6' = 1995,5 \text{ kg,} \\ A_7' &= 1741 \text{ kg, } A_8' = 1486,5 \text{ kg, } A_9' = 1232 \text{ kg,} \\ A_{10}' &= 977,5 \text{ kg, } A_{11}' = 723 \text{ kg, } A_{12}' = 468,5 \text{ kg,} \\ A_{13}' &= 214 \text{ kg wird.} \end{aligned}$$

Auf analytischem Wege ergibt sich nun, wenn man sich beispielsweise wie in Fig. 126, S. 153, eine Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_2$ durch die Stangen 1—2, 2—2' und 2'—3' gelegt denkt,

die grösste Druckkraft der Vertikalstange 2—2' nach Gl. 188, S. 153, unter Berücksichtigung von λ' und λ

$$V_2' = -A_2' \frac{c_2}{c_2 + \lambda' + \lambda},$$

oder mit $c_2 = 1007,5 \text{ cm}$,

$$V_2' = -3013,5 \frac{1007,5}{1007,5 + 152,5 + 120} = -2372 \text{ kg,}$$

die grösste Druckkraft in der oberen Gurtungsstange 1—2 nach Gl. 189, S. 154,

$$X_1' = -A_2' \frac{\lambda' + \lambda}{h_2},$$

oder mit $h_2 = 2 - 2' = 96 \text{ cm}$,

$$X_1' = -3013,5 \frac{152,5 + 120}{96} = -8554 \text{ kg,}$$

die grösste Zugkraft in der unteren Gurtungsstange 2'—3' nach Gl. 190, S. 154,

$$Z_2' = A_2' \frac{\lambda' + \lambda}{z_2},$$

oder mit $z_2 = 95,7 \text{ cm}$,

$$Z_2' = 3013,5 \frac{152,5 + 120}{95,7} = \sim 8581 \text{ kg.}$$

Die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ durch die Stangen 1—2, 1—2' und 1'—2' liefert ferner nach Gl. 191, S. 154, für die Diagonale 1—2' eine grösste Zugkraft

$$K_1' = A_2' \frac{c_1}{d_1},$$

oder mit $c_1 = 550,35 \text{ cm}$ und $d_1 = 439,3 \text{ cm}$,

$$K_1' = 3013,5 \frac{550,35}{439,3} = 3773 \text{ kg.}$$

Von den Stangen der rechten Trägerhälfte interessieren uns nur die Vertikalen und Diagonalen, da in ihnen die Kräfte anders gerichtet wie in der linken Trägerhälfte sind. Stünde das linke Rad der Laufwinde z. B. über dem Knotenpunkte 13, so würde bei einer Schnittfläche durch die Stangen 12—13, 12—12' und 11'—12' sich für die Vertikale 12—12' eine grösste Zugkraft

$$V_{12}' = A_{13}' \frac{c_{11} + L}{c_{11} + \lambda' + \lambda},$$

oder mit $c_{11} = c_2 = 1007,5 \text{ cm}$,

$$V_{12}' = 214 \frac{1007,5 + 1745}{1007,5 + 152,5 + 120} = 460 \text{ kg}$$

ergeben. Eine Schnittfläche durch die Stangen 12—13, 12'—13 und 12'—13' dagegen würde bei derselben Windenstellung für die Diagonale 12'—13' eine grösste Druckkraft

$$K_{12}' = -A_{13}' \frac{c_{12} + L}{d_{12}},$$

oder mit $c_{12} = c_1 = 550,35 \text{ cm}$ und $d_{12} = d_1 = 439,3 \text{ cm}$,

$$K_{12}' = -214 \frac{550,35 + 1745}{439,3} = -1118 \text{ kg}$$

liefern.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

Die graphische Berechnung der Stangenkräfte, welche die mobile Last erzeugt, giebt Fig. 1b, Taf. 19. Auf der Vertikalen in A sind die Reaktionen $A_0' = A-0$, $A_1' = A-1$, $A_2' = A-2$ usw. aufgetragen worden. A—0 giebt dann zunächst die Druckkraft in der Vertikalen 0—0'. Die weitere Konstruktion des Kräftepolygons ist mit bezug auf Fig. 1, Taf. 19, kurz die folgende.

Linkes Wagenrad in 1.

Knotenpunkt 0: Horizontale durch 1 und Parallele zu 0—1' durch A. Kräftezug A 1 a A mit 1—a als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 0—1 und a—A als grösste Zugkraft in der Diagonalen 0—1'.

Knotenpunkt 1': Vertikale durch a und Parallele zu 1'—2' durch A. Kräftezug A a b A mit a—b als grösste Druckkraft in der Vertikalen 1—1' und b—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 1'—2'; die untere Gurtung 0'—1' ist spannungslos.

Linkes Wagenrad in 2.

Knotenpunkt 1: Horizontale durch 2, Hilfslinienzug 2 a₁ b₁, Parallele zu 1—2' durch b₁. Kräftezug 2 c b₁ a₁ 2 mit 2—c als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 1—2, c—b₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 1—2' (a₁—2 ist die Druckkraft in 0—1, a₁—b₁ diejenige in 1—1' für die vorliegende Laststellung).

Knotenpunkt 2': Vertikale durch c und Parallele durch A zu 2'—3'. Kräftezug A b₁ c d A mit c—d als grösste Druckkraft in der Vertikalen 2—2' und d—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 2'—3'.

Linkes Wagenrad in 3.

Knotenpunkt 2: Horizontale durch 3, Hilfslinienzug 3 a₂ b₂ c₁ d₁, Parallele zu 2—3' durch d₁. Kräftezug 3 e d₁ c₁ 3 mit 3—e als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 2—3 und e—d₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 2—3'.

Knotenpunkt 3': Vertikale durch e und Parallele durch A zu 3'—4'. Kräftezug A d₁ e f A mit e—f als grösste Druckkraft in der Vertikalen 3—3' und f—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 3'—4'.

Linkes Wagenrad in 4.

Knotenpunkt 3: Horizontale durch 4, c₂—c₃ wird gleich c₀—c₂ (m) gemacht, Hilfslinienzug c₃ d₂ e₁ f₁ und Parallele durch f₁ zu 3—4'. Kräftezug 4 g f₁ e₁ 4 mit 4—g als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 3—4 und g—f₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 3—4'.

Knotenpunkt 4': Vertikale durch g und Parallele durch A zu 4'—5'. Kräftezug A f₁ g h A mit g—h als grösste Druckkraft in der Vertikalen 4—4' und h—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 4'—5'.

Linkes Wagenrad in 5.

Knotenpunkt 4: Horizontale durch 5, e₂—e₃ wird gleich e₀—e₂ (m₁) gemacht, Hilfslinienzug e₃ f₂ g₁ h₁ und Parallele durch h₁ zu 4—5'. Kräftezug 5 i h₁ g₁ 5 mit 5—i als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 4—5 und i—h₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 4—5'.

Knotenpunkt 5': Vertikale durch i und Parallele durch A zu 5'—6'. Kräftezug A h₁ i k A mit i—k als grösste Druckkraft in der Vertikalen 5—5' und k—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 5'—6'.

Linkes Wagenrad in 6.

Knotenpunkt 5: Horizontale durch 6, g₂—g₃ wird gleich g₀—g₂ (m₂) gemacht, Hilfslinienzug g₃ h₂ i₁ k₁ und Parallele durch k₁ zu 5—6'. Kräftezug 6 l k₁ i₁ 6 mit 6—l als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 5—6 und l—k₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 5—6'.

Knotenpunkt 6': Vertikale durch l und Parallele durch A zu 6'—7'. Kräftezug A k₁ l n A mit l—n als grösste Druckkraft in der Vertikalen 6—6' und n—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 6'—7'.

Linkes Wagenrad in 7.

Knotenpunkt 6: Horizontale durch 7, i_2-i_3 wird gleich i_0-i_1 gemacht. Der entsprechend wie früher zu ziehende Hilfslinienzug, der nicht eingetragen ist, liefert den Punkt n_1 . Durch diesen Parallele zu 6—7'. Kräftezug $7-o n_1$ usw. mit 7—o als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 6—7 und $o-n_1$ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 6—7'.

Knotenpunkt 7: Grösster Druck in der Vertikalen 7—7' gleich der äusseren Belastung N dieses Knotenpunktes.

Soweit dürfte die graphische Berechnung in den meisten Fällen schon genügen. Der besseren Übersicht wegen wird man bei dem Verfahren die Linien für die schon bestimmten

angegebenen Weise zu ziehende Hilfslinienzug liefert den Punkt n_2 . Durch diesen Parallele zu 6—7', durch den dann erhaltenen Punkt p Parallele zu 7'—8 und durch A Parallele zu 7'—8'. Kräftezug $A n_2 p q A$ mit p—q als grösste Druckkraft in der Diagonalen 7'—8. Die Vertikale 7—7' ist für die vorliegende Laststellung spannungslos.

Linkes Wagenrad in 9.

Knotenpunkt 8': Horizontale durch 9, o_2-o_3 wird gleich o_0-o_2 gemacht, Hilfslinienzug $o_3 q_1 r$, durch r Parallele zu 8'—9 und durch A Parallele zu 8'—9'. Kräftezug $A q_1 r s t$ mit q_1-r als grösste Zugkraft in der Vertikalen 8—8' und r—s als grösste Druckkraft in der Diagonalen 8'—9.

Tabelle

der Stangenkräfte (Werte abgerundet) zum Fachwerk-Hauptträger in Fig. 1, Taf. 19 u. 23.

Linkes Wagenrad in	Vertikalen	Obere Gurtungen	Untere Gurtungen	Diagonalen	Linkes Wagenrad in	Vertikalen	Diagonalen	Bemerkung
0	0—0' — 1750 kg — 3590 kg — 5340 kg	—	—	—	8	7—7' — 250 kg 0 kg — 250 kg	7'—8 — 40 kg — 2454 kg — 2494 kg	Hauptdiagonalen
1	1—1' — 1270 kg — 2560 kg — 3830 kg	0—1 — 3020 kg — 6080 kg — 9100 kg	0'—1' 0 kg 0 kg 0 kg	0—1' + 3430 kg + 6905 kg + 10335 kg	9	8—8' — 220 kg + 1480 kg + 1260 kg	8'—9 + 165 kg — 2380 kg — 2215 kg	
2	2—2' — 1050 kg — 2370 kg — 3420 kg	1—2 — 4300 kg — 8555 kg — 12855 kg	1'—2' + 3045 kg + 6135 kg + 9180 kg	1—2' + 1635 kg + 3775 kg + 5410 kg	10	9—9' — 370 kg + 1360 kg + 990 kg	9'—10 + 475 kg — 2145 kg — 1670 kg	
3	3—3' — 775 kg — 2070 kg — 2845 kg	2—3 — 5215 kg — 10300 kg — 15515 kg	2'—3' + 4300 kg + 8580 kg + 12880 kg	2—3' + 1220 kg + 3300 kg + 4520 kg	11	10—10' — 585 kg + 1115 kg + 530 kg	10'—11 + 770 kg — 1960 kg — 1190 kg	
4	4—4' — 585 kg — 1940 kg — 2525 kg	3—4 — 5775 kg — 11360 kg — 17135 kg	3'—4' + 5225 kg + 10335 kg + 15560 kg	3—4' + 770 kg + 2740 kg + 3510 kg	12	11—11' — 775 kg + 870 kg + 95 kg	11'—12 + 1220 kg — 1530 kg — 310 kg	
5	5—5' — 370 kg — 1750 kg — 2120 kg	4—5 — 6115 kg — 11960 kg — 18075 kg	4'—5' + 5780 kg + 11350 kg + 17130 kg	4—5' + 475 kg + 2470 kg + 2945 kg	13	12—12' — 1050 kg + 460 kg — 590 kg	12'—13 + 1635 kg — 1120 kg + 515 kg	
6	6—6' — 220 kg — 1690 kg — 1910 kg	5—6 — 6235 kg — 12110 kg — 18345 kg	5'—6' + 6120 kg + 11970 kg + 18090 kg	5—6' + 165 kg + 2160 kg + 2325 kg	7	7—7' — 280 kg — 2040 kg — 2320 kg	—	Gegendiagonalen
7	7—7' — 250 kg — 1850 kg — 2100 kg	6—7 — 6205 kg — 11960 kg — 18165 kg	6'—7' + 6235 kg + 12110 kg + 18345 kg	6—7' — 40 kg + 2030 kg + 1990 kg	8	8—8' — 135 kg — 1980 kg — 2115 kg	7—8' + 40 kg + 2425 kg + 2465 kg	
Von den vier Zahlen einer Rubrik giebt die 1. die Stange nach Fig. 1, Taf. 19, die 2. die Stangenkraft infolge der permanenten, die 3. die grösste Stangenkraft infolge der mobilen Belastung und die 4. die resultierende Stangenkraft aus beiden.					9	9—9' — 250 kg — 1850 kg — 2100 kg	8—9' — 165 kg + 2350 kg + 2185 kg	

Stangenkräfte, soweit sie später nicht mehr gebraucht werden, fortlöschen, ehe man zu der nächsten Laststellung übergeht.

Will man auch die grössten Zugkräfte in den Vertikalen und die grössten Druckkräfte in den Diagonalen bestimmen, so hat man die Winde mit ihrem linken Laufrade über die Knotenpunkte der rechten Trägerhälfte zu setzen. Es ergibt sich dann das Folgende.

Linkes Wagenrad in 8.

Knotenpunkt 7': Horizontale durch 8. Der in der früher

1) i_2 ist in der Figur nicht angegeben und liegt im Schnittpunkt der Horizontalen durch 7 mit i_1, h_2 . i_3 liegt 1 mm mehr nach links auf der Horizontalen durch 8, als wie in der Figur eingetragen.

Linkes Wagenrad in 10.

Knotenpunkt 9': Horizontale durch 10, q_1-q_2 wird gleich $q-q_1$ gemacht, Hilfslinienzug $q_2 t r s_1 t$, Parallele durch t zu 9'—10 und durch A zu 9'—10'. Kräftezug $A s_1 t u A$ mit s_1-t als grösste Zugkraft in der Vertikalen 9—9' und t—u als grösste Druckkraft in der Diagonalen 9'—10.

Fig. 1c, Taf. 19, giebt noch den Kräfteplan für die Gegendiagonalen 7—8' und 8—9', wenn man sich die Hauptdiagonalen 7'—8 und 8'—9 fort denkt. Bis zur Konstruktion des Punktes n_1 bleibt alles wie in Fig. 1b, dann aber gilt das Folgende.

Linkes Wagenrad in 7.

Knotenpunkt 7': Horizontale durch 7, Parallele durch n_1 zu 6—7', Vertikale durch o, Parallele durch A zu 7'—8'.

Kräftezug $A n_1 o p A$ mit $o-p$ als grösste Druckkraft in der Vertikalen 7—7' und $p-A$ als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 7'—8'.

Linkes Wagenrad in 8.

Knotenpunkt 7: Horizontale durch 8, die frühere Konstruktion liefert den Punkt l_3 . Hilfslinienzug $l_3 n_2 l_2^1 p_1$, durch p_1 Parallele zu 7—8'. Kräftezug $8 q p_1 l_2 8$ mit $8-q$ als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 7—8 und $q-p_1$ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 7—8'.

Knotenpunkt 8': Vertikale durch q und Parallele durch A zu 8'—9'. Kräftezug $A p_1 q r A$ mit $q-r$ als grösste Druckkraft in der Vertikalen 8—8' und $r-A$ als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 8'—9'.

Linkes Wagenrad in 9.

Knotenpunkt 8: Horizontale durch 9, es wird $p_1-p_2=p-p_1$ gemacht, Hilfslinienzug $p_2 o_1 r_1$, durch r_1 Parallele zu 8—9'. Kräftezug $9 s r_1 o_1 9$ mit $9-s$ als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 8—9 und $s-r_1$ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 8—9'.

Knotenpunkt 9: Grösster Druck in der Vertikalen 9—9' gleich der äusseren Belastung N dieses Knotenpunktes.

Linkes Wagenrad in 10.

Knotenpunkt 9': Horizontale durch 10, es wird $r_1-r_2=r-r_1$ gemacht, durch r_2 Parallele zu $s-r_1$, durch den dann erhaltenen Punkt t Parallele zu 9'—10 und durch A Parallele zu 9'—10'. Kräftezug $A r_2 t u A$ mit $t-u$ als grösste Druckkraft in der Diagonalen 9'—10. Die Vertikale 9—9' ist bei der vorliegenden Laststellung spannungslos. Die Fortsetzung des Kräfteplanes erfolgt in der oben angegebenen Weise.

Die Berechnung der Stangenquerschnitte ergibt das Folgende.

Die grösste Druck- bzw. Zugkraft der Gurtungen findet in den Stangen 5—6 und 6'—7' statt und beträgt hier 18345 kg. Für $k_z = k \leq 750$ kg/qcm müsste demnach der erforderliche Nutzquerschnitt der beiden verwendeten \perp -Eisen

$$f \geq \frac{18345}{750} \text{ oder } \sim \geq 24,5 \text{ qcm}$$

betragen. Thatsächlich ist der Querschnitt eines \perp -Eisens 80·80·10 mm rund 15 qcm und somit der Nutzquerschnitt zweier Eisen unter Berücksichtigung zweier Nietlöcher von 20 mm Durchmesser in jedem derselben (an der Stossstelle)

$$2(15 - 2 \cdot 2) = 22 \text{ qcm.}$$

Die grösste Spannung in den Gurtungen beträgt also

$$\sigma = 750 \frac{24,5}{22} = \sim 835 \text{ kg/qcm.}$$

Die Sicherheit m gegen Zerknicken der oberen Gurtungsstange 5—6 ist aus der Gleichung

$$18345 = \frac{10 \cdot J \cdot E}{m \cdot \lambda^2}$$

zu bestimmen und ergibt sich selbst mit

dem kleinsten Trägheitsmoment $J = 2 \cdot 35,9 = 71,8 \text{ cm}^4$ (s. Tabelle der deutschen Normalprofile) der beiden \perp -Eisen (diese nicht zusammen genietet gedacht),

dem Elastizitätsmodul $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen,

der Stangenlänge $\lambda = 120 \text{ cm}$ noch zu

$$m = \frac{10 \cdot 71,8 \cdot 2000000}{18345 \cdot 120^2} = \sim 5,44 \text{ fach.}$$

Die Laschenverbindung der unteren Gurtung, die ebenfalls die grösste Zugkraft von 18345 kg auszuhalten hat, verlangt, wenn man $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ hier nur zulässt, nach Gl. 198, S. 156,

1) l_2 bezeichnet hier nicht die Mitte von l_0-l_2 .

$$n = \frac{18345}{2^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 6 \text{ Niete}$$

zu jeder Fugenseite, während in der Ausführung in jedem Schenkel 6, also im ganzen 12 vorhanden sind.

Von den Diagonalen erleidet die äusserste 0—1' die grösste Zugkraft, nämlich 10335 kg. Mit $k_z \leq 750 \text{ kg/qcm}$ muss also der Nutzquerschnitt der Stange

$$f \geq \frac{10335}{750} \text{ oder } \geq \sim 13,8 \text{ qcm}$$

betragen. Nach der Ausführung sind 2 \perp -Eisen 50·50·7 mm benutzt worden, die bei Abzug von einem 18 mm Nietloch in jedem von ihnen einen Querschnitt von

$$2(5 + 4,3 - 1,8) = 15 \text{ qcm}$$

besitzen. Die grösste Spannung in den Diagonalen beträgt also

$$750 \frac{13,8}{15} = 690 \text{ kg/qcm.}$$

In den mittleren Feldern, wo jede Diagonale nur aus einem \perp -Eisen besteht, erfährt die Gegendiagonale 7'—8 die grösste Zugkraft, nämlich 2465 kg. Da diese aber noch nicht ein Viertel der obigen Kraft von 10335 kg ist, so dürfte das eine \perp -Eisen mehr als ausreichen.

Die Nietzahl zur Verbindung der Diagonalen mit den Knotenblechen ergibt sich mit $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ aus Gl. 198, S. 156,

für die Stange 0—1' zu

$$n = \frac{10335}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 4,$$

für die Stange 1—2' zu

$$n = \frac{5410}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 3,$$

für die Stange 2—3' und die folgenden zu

$$n = \frac{4520}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 2,$$

während in der Ausführung 8,4 bzw. 3 Niete gewählt sind.

In den Feldern, welche keine Gegendiagonalen besitzen, erhält die Stange 9'—10 die grösste Druckkraft, nämlich 1670 kg. Das kleinste Trägheitsmoment der beiden \perp -Eisen 50·50·7 mm ist, diese nicht zusammen genietet gedacht, $2 \cdot 6,02 = 12,04 \text{ cm}^4$, die Länge der Stange beträgt 169 cm und somit die Sicherheit gegen Zerknicken

$$m = \frac{10 \cdot 12,04 \cdot 2000000}{1670 \cdot 169^2} = \sim 5,05.$$

Zu den Vertikalen sind dieselben \perp -Eisen wie zu den Diagonalen genommen. Da die Druck- und Zugkräfte in ihnen aber kleiner sind, so ist die Materialanstrengung eine noch geringere.

Die Nebenträger des vorliegenden Kranes empfangen nach Gl. 158, S. 138, wenn in diese für $q \cdot L$ hier $q \cdot n = 250 \cdot 14 = 3500 \text{ kg}$ gesetzt wird und die Lastmitte bis auf $l_x = 60 \text{ cm}$ an die Nebenträger herantritt, einen grössten Druck von

$$N_1 = 2 \cdot 1850 \left(1 - \frac{60}{1745} \right) + \frac{3500}{2} = \sim 3575 + 1750 = 5325 \text{ kg.}$$

Nehmen wir an, dass dieser Druck noch durch das Podest und das Kranfahrwerk auf $\sim 6500 \text{ kg}$ vergrössert wird, so ergibt sich für die Mitte der Nebenträger mit $k_b \leq 600 \text{ kg/qcm}$ nach Gl. 159, S. 138, ein Widerstandsmoment

$$w \geq \left(6500 \frac{204 - 84}{2} + 0,9 \frac{204^2}{8} \right) \frac{1}{600} \text{ oder } \geq 658 \text{ cm}^3,$$

das Gewicht von 1 m eines Nebenträgers zu 90 kg gerechnet. Die Ausführung zeigt für jeden Nebenträger 2 \perp -Eisen, Normalprofil No. 22, die mit ihren einander zugewandten Stegen 220 mm voneinander abstehen, und 2 Gurtblechen von 10 mm

Stärke. Rechnen wir die Breite beider Bleche nur zu 380 mm (das obere Blech ist wegen des Anschlusses der Hauptträger bedeutend breiter), so erhält man, da das Trägheitsmoment der beiden [-Eisen nach der Normalprofil-Tabelle 2·2690 = 5380 cm⁴ beträgt, für das Widerstandsmoment des ganzen Querschnittes den Wert

$$w = \frac{1}{0,5 \cdot 24} \left(5380 + \frac{38}{12} (24^3 - 22^3) - \frac{2 \cdot 2}{12} (24^3 - 17^3) \right) = \sim 1030 \text{ cm}^3,$$

der den erforderlichen weit übersteigt.

Auf die Laufradachsen kommt von der voll belasteten Laufwinde, wie oben berechnet, höchstens ein Druck von 3575 kg. Schätzen wir das Gewicht des ganzen Kranes auf $G_s = \sim 13800$ kg und nehmen dasselbe auf alle vier Achsen gleichmässig verteilt an, so ist der Gesamtdruck auf eine derselben höchstens

$$3575 + \frac{13800}{4} = 7025 \text{ kg.}$$

Die Achsen haben nach Fig. 97 auf S. 136 eine freitragende Länge von Mitte bis Mitte Trägerlänge von 24 cm. Als gleichmässig über die Länge belasteter Balken angesehen, müsste demnach für $k_b = 1000$ kg/qcm (Flussstahl) der Achsendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{7025 \cdot 24}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = 5,95 \text{ cm}$$

betragen. In der Ausführung ist in Übereinstimmung hiermit $d' = 60$ mm gewählt. Die beiden Rotgussbuchsen der Radnaben haben je 7 cm Länge. Die Flächendruckung zwischen ihnen und den Achsen ist also höchstens

$$p = \frac{7025}{2 \cdot 7 \cdot 6} = \sim 83,6 \text{ kg/qcm.}$$

Der Kranz der Laufräder, die aus Stahlguss (nicht wie in der Zeichnung aus Gusseisen) bestehen, empfängt bei $D' = 60$ cm Durchmesser und 6 cm Schienenbreite

$$p = \frac{7025}{60 \cdot 6} = \sim 19,5 \text{ kg/qcm}$$

grösste Pressung.

Für die Laufräder der Lastwinde, die aus Gusseisen bestehen, berechnet sich die letztere bei $D = 35$ cm Durchmesser und 4 cm Schienenbreite zu

$$\frac{N}{35 \cdot 4} = \frac{1850}{35 \cdot 4} = \sim 13,2 \text{ kg/qcm.}$$

Die sämtlichen Pressungen sind wohl zulässig, da sie Grenzwerte sind und noch unter den zulässigen von 100 (Flussstahl auf Rotguss), 40 (Stahlguss auf Stahlschienen) und 20 kg/qcm (Gusseisen auf Stahl- oder Schmiedeeisenschienen) bleiben.

Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

2. Es sind die grössten Stangenkräfte des Parallelträgers in Fig. 2, Taf. 19, auf graphischem Wege zu bestimmen. Er besitzt eine Spannweite $L = 1745$ cm und besteht aus 14 gleich weiten Feldern. Die Höhe des Trägers ist $h = 110$ cm, der Raddruck der Laufwinde von $l = 103$ cm Radstand $N = 1850$ kg. Das Eigengewicht eines Feldes soll zu $q = 250$ kg angenommen werden.

Wir bestimmen zunächst aus Gl. 160, S. 142, den Wert

$$A_0' = 1850 \left(1 - \frac{103}{2 \cdot 1745} \right) = \sim 1795 \text{ kg}$$

und die vom Eigengewicht des Trägers herrührende Auflagerreaktion

$$A'' = 0,5 q \cdot n = 0,5 \cdot 250 \cdot 14 = 1750 \text{ kg.}$$

Zur Ermittlung der Kräfte in den Vertikalen tragen wir

*) Abzug für 4 Nietlöcher.

dann nach Fig. 2a, Taf. 19, in dem Massstabe 1 mm = 60 kg in den Endpunkten 0 und 14 der Trägerlänge L

$$0 - D = 2 A_0' = 2 \cdot 1795 = 3590 \text{ kg}$$

und

$$0 - E = 14 - F = A'' = 1750 \text{ kg}$$

auf und verbinden den Punkt D mit dem um 0,51 vom rechten Ende 14 des Trägers abstehenden Punkt q, sowie E und F miteinander. Die zwischen den Linien D—q und E—F liegenden Ordinaten geben dann, unter Berücksichtigung des auf S. 155 hierzu Bemerkten, die Kräfte der einzelnen Vertikalen in dem gewählten Massstabe. Wir erhalten, wenn — wiederum eine Druck-, + eine Zugkraft bezeichnet, für die Stange

$$\begin{aligned} 0-0' \dots & - (E - D \cdot 60) = - 89 \cdot 60 = - 5340 \text{ kg,} \\ 1-1' \dots & - (a_1 - a_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (80,4 \cdot 60 + 125) \\ & = - 4950 \text{ kg,} \\ 2-2' \dots & - (b_1 - b_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (71,8 \cdot 60 + 125) \\ & = - 4435 \text{ kg,} \\ 3-3' \dots & - (c_1 - c_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (63,25 \cdot 60 + 125) \\ & = - 3920 \text{ kg,} \\ 4-4' \dots & - (d_1 - d_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (54,75 \cdot 60 + 125) \\ & = - 3410 \text{ kg,} \\ 5-5' \dots & - (e_1 - e_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (46,15 \cdot 60 + 125) \\ & = - 2895 \text{ kg,} \\ 6-6' \dots & - (f_1 - f_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (37,6 \cdot 60 + 125) \\ & = - 2380 \text{ kg,} \\ 7-7' \dots & - (N + q) = - (1850 + 250) = - 2100 \text{ kg,} \\ 8-8' \dots & + (h_2 - h_1' \cdot 60 - 0,5 q) = + (16 \cdot 60 - 125) \\ & = + 835 \text{ kg,} \\ 9-9' \dots & + (i_2 - i_1' \cdot 60 - 0,5 q) = + (7,5 \cdot 60 - 125) \\ & = + 325 \text{ kg,} \\ 10-10' \dots & - (k_2 - k_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (1,2 \cdot 60 + 125) \\ & = - 195 \text{ kg,} \\ 11-11' \dots & - (l_2 - l_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (9,7 \cdot 60 + 125) \\ & = - 705 \text{ kg,} \\ 12-12' \dots & - (m_2 - m_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (18,2 \cdot 60 + 125) \\ & = - 1215 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Bei Berücksichtigung der Gegendiagonalen 7—8' und 8—9' ergibt sich dagegen für die Stange

$$\begin{aligned} 7-7' \dots & - (7 - g_1 \cdot 60 + 0,5 q) = - (29 \cdot 60 + 125) \\ & = - 1865 \text{ kg,} \\ 8-8' \dots & - (8 - h_1 \cdot 60 + 8 - h_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (24,6 \cdot 60 \\ & + 4,1 \cdot 60 + 125) = - 1850 \text{ kg,} \\ 9-9' \dots & - (N + q) = - (1850 + 250) = - 2100 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Die Kräfte in den Diagonalen lassen sich am leichtesten berechnen, indem man gemäss Gl. 196 u. 197, S. 155, die absolut genommenen Kräfte in den Vertikalen mit

$$\frac{1}{\cos \gamma} = \frac{166,2}{110} = 1,51$$

multipliziert; 166,2 cm ist die Länge der Diagonalen. Man erhält dann für die Stange

$$\begin{aligned} 0-1' \dots & + 4950 \cdot 1,51 = + 7475 \text{ kg,} \\ 1-2' \dots & + 4435 \cdot 1,51 = + 6697 \text{ kg,} \\ 2-3' \dots & + 3920 \cdot 1,51 = + 5920 \text{ kg,} \\ 3-4' \dots & + 3410 \cdot 1,51 = + 5150 \text{ kg,} \\ 4-5' \dots & + 2895 \cdot 1,51 = + 4370 \text{ kg,} \\ 5-6' \dots & + 2380 \cdot 1,51 = + 3595 \text{ kg,} \\ 6-7' \dots & + 2100 \cdot 1,51 = + 3170 \text{ kg,} \\ 8'-9 \dots & - 835 \cdot 1,51 = - 1260 \text{ kg,} \\ 9'-10 \dots & - 325 \cdot 1,51 = - 490 \text{ kg,} \\ 10'-11 \dots & + 195 \cdot 1,51 = + 295 \text{ kg,} \\ 11'-12 \dots & + 705 \cdot 1,51 = + 1065 \text{ kg,} \\ 12'-13 \dots & + 1215 \cdot 1,51 = + 1835 \text{ kg,} \\ 7-8' \dots & + 1865 \cdot 1,51 = + 2815 \text{ kg,} \\ 8-9' \dots & + 1850 \cdot 1,51 = + 2795 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Für die Diagonale 7'—8 ist, wenn das linke Rad in 8 steht, hinsichtlich der mobilen Last zu berücksichtigen, dass dann die Vertikale 7—7' spannungslos ist. Es muss deshalb,

soll die Resultierende in 7 Null werden, die Druckkraft in 7'—8 gleich der Zugkraft in 6—7' und jede von ihnen gleich der halben Differenz der Zugkräfte in 7'—8' und 6'—7' bei der vorliegenden Laststellung, dividiert durch den $\sin \gamma$, sein, also im vorliegenden Falle

$$K_{7'} = -A_8' \frac{\lambda}{h} \frac{1}{\sin \gamma}$$

Hinsichtlich der permanenten Last gilt für die fragliche Diagonale

$$K_{7''} = + \frac{q}{\cos \gamma}$$

Um endlich die Kräfte in den Gurtungsstangen zu bekommen, ist nach Fig. 2a, Taf. 19, die Poldistanz $p = 44$ mm gewählt und

$A-C = A_0' = 1795$ kg, $A-B = 0,25q \cdot n = 875$ kg gemacht. Die Linie 0 C schneidet dann die um 0,251 vor der Balkenmitte liegende Vertikale $x-x$ im Scheitelpunkte H der einen, die Linie 0 B die Balkenmitte $X-X$ im Scheitelpunkte g' der anderen Parabel. Beide Parabeln können nun gezeichnet werden, wobei zu beachten ist, dass die untere Parabel durch die Punkte 0 und q , die obere durch die Punkte 0 und 14 geht. Nach den Angaben auf S. 155 ergeben alsdann die Summen der Ordinaten beider Parabeln in den einzelnen Knotenpunkten, multipliziert mit dem Längenverhältnis (1:100), dem Kräftemassstab (1 mm = 60 kg), der Poldistanz ($p = 44$ mm) und dividiert durch die Trägerhöhe ($h = 1100$ mm), multipliziert also mit

$$\frac{100 \cdot 60 \cdot 44}{1100} = 240,$$

die Kräfte in den zu beiden Seiten der betreffenden Knotenpunkte liegenden Gurtungsstangen. Danach folgt für die Stangen

- 0—1 und 1'—2' ... $\mp (a - a' \cdot 240) = \mp (23,2 \cdot 240)$
= ∓ 5570 kg,
- 1—2 und 2'—3' ... $\mp (b - b' \cdot 240) = \mp (43 \cdot 240)$
= ∓ 10320 kg,
- 2—3 und 3'—4' ... $\mp (c - c' \cdot 240) = \mp (59 \cdot 240)$
= ∓ 14160 kg,
- 3—4 und 4'—5' ... $\mp (d - d' \cdot 240) = \mp (71,5 \cdot 240)$
= ∓ 17160 kg,
- 4—5 und 5'—6' ... $\mp (e - e' \cdot 240) = \mp (80 \cdot 240)$
= ∓ 19200 kg,
- 5—6, 6—7 und 6'—7' ... $\mp (f - f' \cdot 240) = \mp (85 \cdot 240)$
= ∓ 20400 kg.

d) Gestell der Bockkrane.

Die Grösse der Last, Spannweite und Fahrgeschwindigkeit bedingt auch bei den Bockkranen die Ausführung des Gestelles, die wie bei den Laufkranen in Walzeisen, genieteten Blechträgern oder Fachwerk erfolgt. Fig. 132 auf S. 166 zeigt zunächst einen feststehenden Bockkran mit Walzeisengestell, wie man sie vielfach auf Bahnhöfen trifft. Zu den Hauptträgern und Stützen sind I-Eisen verwendet. Die letzteren sind nach unten auseinander gespreizt, um die Standfestigkeit zu erhöhen. Zur Verbindung der Hauptträger und Stützen sind aussen breite Bleche, innen L-Eisen und Streben aus I-Eisen angeordnet. Diagonalen aus Flacheisen und quer aufgenietete [-Eisen halten die beiden Streben einer jeden Seite zusammen und versteifen sie nach der Querrichtung. Auf dem Fundament sind die Stützen durch Anker und Grundplatte befestigt. Fig. 133 auf S. 167 zeigt weiter einen fahrbaren Bockkran mit Walzeisengestell. Zu den Hauptträgern und den Stützen sind hier zwei [-Eisen genommen. Da letztere vertikal gestellt sind, so mussten zur Querversteifung in der Fahrriichtung des Kranes noch

besondere Diagonalstangen aus I-Eisen aufgesetzt werden. Die als Nebenträger dienenden unteren Doppel [-Eisen sind durch starke, breite Bleche mit den Stützen verbunden und tragen die Laufräder.

Als zwei Blechträger von I-förmigem Querschnitt ist das Gestell des fahrbaren elektrischen Bockkranes auf Taf. 27 ausgebildet. Jeder Hauptträger und seine Stützen besitzen hier eine durchgehende Blechwand, die an den Rändern mit L-Eisen gesäumt ist; hierdurch wird namentlich eine besonders kräftige und steife Eckverbindung zwischen beiden Teilen erzielt. Zur Erhöhung der Seitensteifigkeit ist den Hauptträgern noch ein I-Eisen aufgenietet. Auch sind den Hauptträgern Podeste vorgebaut, die aber durch Quer [-Eisen und L-Eisen unten an diesen befestigt sind. Die Stützen einer jeden Seite werden auch hier durch Diagonalen und Quer [-Eisen mit zwischenliegenden Verbänden zusammengehalten. Die kleinen Stützen X an den unteren Nebenträgern dienen als Sicherung gegen etwaige Radbrüche.

Bockkrane mit fachwerkartigem Gestell kommen nur bei sehr grossen Spannweiten und Fahrgeschwindigkeiten vor, wo äusserste Beschränkung der zu bewegenden Massen mit Rücksicht auf die nachteilige Trägheitswirkung derselben geboten ist. Die bezüglichen Ausführungen sind fast stets Spezialkonstruktionen, auf die hier nicht näher eingegangen werden kann.

Hinsichtlich der Berechnung der Hauptträger ist bei den vorliegenden Gestellen zu bemerken, dass bei besonders steifem und sicherem Anschluss der Stützen an die Hauptträger, wie in Fig. 1, Taf. 27, es zulässig und mit Rücksicht auf Materialersparnis auch geboten erscheint, die freitragende Länge der Hauptträger nicht gleich der Spannweite L, sondern gleich der Weite L' zwischen den Stützen oben in die Rechnung einzuführen. In Fig. 132 auf S. 166, wo die steife Eckverbindung fehlt, wird man die Stützung der Hauptträger durch die kleinen Streben am besten vernachlässigen, also die Spannweite L als massgebend für die Rechnung betrachten. Im übrigen gestaltet sich die letztere genau wie bei den Laufkranen.

Von den Stützen einer Seite empfängt jede den durch Gl. 158, S. 138, bestimmten grössten Druck N_1 . Stehen die Stützen unter einem Winkel α gegen die Vertikale geneigt, so vergrössert sich dieser Druck auf $\frac{N_1}{\cos \alpha}$. Auf Zerknicken berechnet, ergibt sich dann das erforderliche kleinste Trägheitsmoment

$$J = \frac{m \cdot N_1 \cdot l_s^2}{10 \cdot E} \dots \dots \dots 199$$

für den mittleren Querschnitt der in Frage kommenden Knicklänge l_s , wenn

E der Elasticitätsmodul (2000000 kg/qcm für Schweisseisen),

m die gestattete Sicherheit (mindestens 6fache) ist.

Bei den Nebenträgern vergrössert sich der vertikale Druck N_1 der Stütze auf $N_1 + G_1$, wenn G_1 das Gewicht der letzteren ist. Schliessen die Stützen zwischen den

Laufrädern des Kranes an die Nebenträger an, so folgt mit diesem Wert $N_1 + G_1$ anstatt N_1 das erforderliche Widerstandsmoment w eines Nebenträgers aus Gl. 159, S. 138, oder der letztere ist als Blechträger hierfür aus Gl. 177 bis 180, S. 146 u. 147, zu berechnen. Setzen sich dagegen wie in Fig. 1, Taf. 27, die Stützen direkt über den Laufrädern auf die Nebenträger, so haben diese nur die Stützen einer Seite zusammenzuhalten und werden nur von ihrem Eigengewicht auf Biegung beansprucht.

Beispiel.

Der auf Taf. 27 u. 28 dargestellte Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr ist für $Q = 20000$ kg Nutzlast bestimmt. Er besitzt eine Spann- bzw. Spurweite $L = 1080$ cm bei $l = 126$ cm Radstand der Laufwinde. Welche Anstrengungen erleiden die Hauptteile des Gerüsts?

Wir schätzen das Gewicht der Laufwinde, Hakenflasche usw. zu $G \approx 5000$ kg und erhalten damit bei gleichmässiger Verteilung auf die vier Räder der Laufwinde einen grössten Raddruck von

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20000 + 5000}{4} = 6250 \text{ kg.}$$

Die Hauptträger haben in ihrer Mitte den in Fig. 2a, Taf. 27, angedeuteten Querschnitt, dessen Trägheitsmoment bei Vernachlässigung der punktiert angedeuteten Teile des oberen — Eisens

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (18 - 2 \cdot 2) 91^3 - 2 \cdot 1,6 \cdot 89^3 - 2 (6,1 - 2) 87,2^3 - 2 \cdot 0,9 \cdot 75^3 \right\} = \sim 174806 \text{ cm}^4$$

beträgt. Das Widerstandsmoment desselben in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse ist also

$$w = \frac{174806}{0,5 \cdot 91} = \sim 3840 \text{ cm}^3.$$

Die mobile Last ruft in dem um $\frac{1}{4}$ ausser der Mitte liegenden Querschnitt das grösste Biegemoment $\max M_b'$ wie es Gl. 161, S. 143, gibt, hervor, während das Eigengewicht des Trägers annähernd (genau in der Balkenmitte) in diesem Querschnitt das durch Gl. 168, S. 144, bestimmte Moment $\max M_b''$ erzeugt. Für die in beiden Gleichungen vorkommende Trägerlänge L kann aber hier aus den auf S. 161 angeführten Gründen der Abstand $L' = 953$ cm oben zwischen den Stützen (s. Fig. 1, Taf. 27) gesetzt werden. Wir erhalten dann als grösstes Gesamt-Biegemoment

$$\max M_b' + \max M_b'' = \frac{6250}{2 \cdot 953} (953 - 0,5 \cdot 126)^2 + 2 \frac{953^2}{8} = \sim 2824442 \text{ kgcm.}$$

wenn das Gewicht von 1 m des Hauptträgers und der an ihm hängenden Teile zu 200 kg angenommen wird. Die grösste Normalspannung ist dann nach Gl. 172, S. 145,

$$\max \sigma = \frac{2824442}{3840} = 735,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die vertikale Scherkraft in dem erwähnten Trägerquerschnitt kann rund gleich dem Wert A_0' der Gl. 160, S. 142, gesetzt werden, da die vom Eigengewicht herrührende Scherkraft sehr gering, in der Balkenmitte ja Null, ist. Es berechnet sich mit $L = L' = 953$ cm

$$V = A_0' = 6250 \left(1 - \frac{126}{2 \cdot 953} \right) = \sim 5837 \text{ kg}$$

und hiermit aus Gl. 173a, S. 145, die grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{5837}{0,8 \cdot 81,1} = \sim 90 \text{ kg/qcm,}$$

da die Stegdicke $\delta = 0,8$ cm, die Entfernung h_n von Mitte bis Mitte Nietreihe im vertikalen Schenkel der Gurtungs- Eisen 81,1 cm ist.

Nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle ergibt sich mit

$$\alpha = \frac{90}{735,5} = 0,122$$

als grösste Anstrengung des untersuchten Querschnittes annähernd

$$\max \sigma_1 = 1,025 \cdot 735,5 = \sim 754 \text{ kg/qcm,}$$

welcher Wert den von uns auf S. 145 noch als zulässig angeführten von 800 kg/qcm noch nicht erreicht und bei der angenommenen Vernachlässigung eines Teiles des oberen — Eisenquerschnittes wohl zulässig sein dürfte.

Als grösste vertikale Scherkraft des ganzen Balkens ist nach Gl. 162, S. 143, und Gl. 168, S. 144, mit $L = L' = 953$ cm

$$\max V' + \max V'' = 2A_0' + \frac{q \cdot L}{200} = 2 \cdot 5837 + 953 = 12627 \text{ kg}$$

zu rechnen. Nehmen wir auch hier noch die Gl. 173a, S. 145, als annähernd richtig an (den genauen Wert liefert hier nur Gl. 173, da die untere Gurtung an den Enden fehlt), so ergibt sich als grösste Schubspannung im Stegblech

$$\max \tau = \frac{12627}{0,8 \cdot 81,1} = \sim 200 \text{ kg/qcm,}$$

keinesfalls dürfte letztere also mehr als 250 kg/qcm betragen.

Als grössten Druck auf jede Stützhälfte des Kranestelles wollen wir der Sicherheit wegen den aus Gl. 158,

S. 138, unter Vernachlässigung des Wertes $\frac{l_x}{L}$ in der Klammer sich ergebenden Wert

$$N_1 = 2N + \frac{q}{100} \frac{L}{2} = 2 \cdot 6250 + 2 \frac{1080}{2} = 13580 \text{ kg}$$

annehmen. Infolge der schrägen Stellung der Stützen wird dieser Druck auf

$$\frac{N_1}{\cos \alpha} = \frac{13580 \cdot 7380}{7250} = \sim 13820 \text{ kg}$$

vergrössert, wobei 7250 mm als vertikale Höhe, 7380 mm als wirkliche Länge der Stützen gesetzt ist. Als ungünstigste Knicklänge kommt hier die untere Hälfte der Stützen mit $l_s = 373$ cm in Frage. In der Mitte dieser Länge haben die Stützen den in Fig. 2b, Taf. 27, angegebenen Querschnitt, für den sich als kleinstes Trägheitsmoment

$$J = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 1,1 \cdot 14,8^3 + 2 (5,9 - 2) 3^3 + 26 \cdot 0,8^3 \right\} = \sim 613 \text{ cm}^4$$

ergibt. Die Sicherheit der Stützen gegen Knicken folgt dann aus Gl. 199, S. 161, zu

$$m = \frac{613 \cdot 10 \cdot 2000000}{13820 \cdot 373^3} = \sim 6,37 \text{ fach.}$$

Die Schienenbreite für die Laufwindenräder, welche aus Stahlguss bestehen, muss bei $p \leq 40$ kg/qcm Pressung und $\mathcal{D} = 40$ cm Durchmesser

$$b \geq \frac{N}{p \cdot \mathcal{D}} \text{ oder } \geq \frac{6250}{40 \cdot 40} = 3,9 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt $b = 45$ mm.

Das Krangestell wiegt $G_s \approx 12500$ kg. Nimmt man dasselbe als gleichmässig auf die vier Laufräder des Kranes verteilt an und setzt den von der mobilen Last herrührenden grössten Druck auf diese Räder, wie oben angenommen, gleich $\sim 2N$, so erhält man grösste Gesamtbelastung eines Rades

$$2 \cdot 6250 + \frac{12500}{4} = 15625 \text{ kg.}$$

Da die freitragende Länge der feststehenden Gussstahlachsen (s. Fig. 98, S. 136) von Mitte bis Mitte Auge $l = 33$ cm ist, so ergibt sich bei gleichmässig über die ganze Länge

verteilt angenommener Belastung mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ als Achsendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{15625 \cdot 33}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 8,7 \text{ cm,}$$

während in der Ausführung $d' = 85 \text{ mm}$ gewählt ist.

Die Schienen für die Laufräder des Krangestelles, die ebenfalls aus Stahlguss bestehen und $\mathfrak{D}' = 70 \text{ cm}$ Durchmesser haben, müssen für $p \leq 40 \text{ kg/qcm}$ eine Breite

$$b \geq \frac{15625}{40 \cdot 70} \text{ oder } \geq 5,58 \text{ cm}$$

erhalten. Es sind Schienen von 60 mm Breite genommen.

Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

§ 32.

Die Lauf- und Bockkrane mit Handbetrieb.

Das Anwendungsgebiet der vorliegenden Laufkrane beschränkt sich, wie schon früher bemerkt, zur Zeit auf solche Fälle, wo Lasten mit nur mässiger Geschwindigkeit zu heben sind und die Benutzung der Krane keine so häufige ist, dass sie die wesentlich höheren Anlagekosten des elektrischen Antriebes rechtfertigt. Hinsichtlich der Bedienung lassen die Laufkrane mit Handbetrieb wie die entsprechenden Winden zwei Ausführungen zu, nämlich eine solche mit Haspelradantrieb durch Zugkette von unten und eine solche mit Kurbelantrieb von oben. Jene Ausführungsart ist die gebräuchlichere, da sie sich einesteils infolge ihrer nicht sehr grossen Konstruktionshöhe auch in niedrigeren Gebäuden unterbringen lässt, andernteils auch die Arbeiter zur Bedienung des Kranes sofort nach Beendigung des Lasttransportes wieder zu anderen Zwecken verfügbar macht, was bei häufig unterbrochenem Betriebe von Wert ist. Laufkrane mit Kurbelantrieb von oben dagegen finden nur dann Verwendung, wenn der Raum unter der Kranbühne nicht für die Bedienung oder die herunterhängenden Ketten der Haspelräder frei ist, wenn ferner die Benutzung des Kranes eine mehr andauernde ist und die Arbeiter zu seiner Bedienung längere Zeit oben bleiben können. Die Konstruktion verlangt allerdings eine Höhe von mindestens 2,5 m oberhalb der Laufschienen. In Giessereien und ähnlichen Betrieben, wo ebenfalls die vom Kran zu bestreichende Grundfläche nur an den Seiten für die Bedienung zu haben ist, diese letztere aber oben im Gebäude von den aufsteigenden Gasen sehr belästigt würde, ordnet man Laufkatzen an und versieht die nach der einen Seite hin gelegte Antriebswinde derselben mit Haspelrädern und Haspelketten. Das Hubwerk und die Vorrichtung zum Querfahren der Last besitzen dann aber geringere Wirkungsgrade als Laufwinden mit unmittelbarem Antrieb.

Die beiden Krane auf Taf. 20 geben Beispiele für die **Ausführung** der Laufkrane mit Haspelradantrieb. Soweit das Hub- und Triebwerk dieser Krane in Frage kommt — über das Gestell derselben ist im vorigen Paragraphen das Nötige gesagt — ist hier das Folgende zu bemerken.

Der Kran Fig. 1, Taf. 20, von der Maschinenfabrik Rhein & Lahn in Oberlahnstein zunächst besitzt eine Laufwinde von sehr gedrängter Bauart mit schmiedeeisernen Schilden und eingesetzten Gusseisen-

buchsen. Von den beiden Laufradachsen dient die eine (im Schnitt 1—1 der Fig. 1a die linke) zugleich als Vorgelegewelle für das Lasthubwerk. In der Mitte zwischen beiden Laufradachsen ist etwas tiefer die Trommelwelle eingebaut, und über dieser sind die beiden Antriebswellen mit den Haspelrädern B und A angeordnet. Von ihnen leitet das erste den Hub der Last durch das doppelte Rädervorgelege $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$ ein, das zweite dient zum Verschieben der Winde vermittelt des einfachen Vorgeleges $z_1 Z_1$. Die beiden Haspelradwellen ragen, damit die Arbeiter durch die Last beim Anheben nicht behindert werden, weit über die Fahrbahn vor und müssen deshalb recht kräftig gehalten sein. Die Führungsstücke s für die Ketten der Haspelräder sind an den beiden kleinen Naben y angebracht. Damit sie sich nicht vollständig mit ihren Wellen drehen, wohl aber kleine Bewegungen zum Einstellen je nach der Richtung des Kettenzuges gestatten, sind sie durch zwei Doppelschienen x miteinander verbunden. Das Ritzel z_2 muss ferner lose drehbar auf der einen Laufradachse sitzen und ist deshalb mit recht langer Nabe ausgebildet, der an dem einen Ende das Rad Z_1 aufgekeilt, am andern Ende die Zahnscheibe der Sperrradbremse K angegossen ist. Diese wird beim Heben und Stützen der Last durch das Gewicht G auf dem Bremshebel H angezogen. Beim Senken wird sie durch Anheben von G gelüftet, was durch Anziehen eines Handhebels H_1 vermittelt besonderer Kette geschehen kann. Die Last und das Gewicht der Hakenflasche, des Lastorganes usw. muss das Triebwerk beim Lastsenken durchziehen und dessen eigenen Widerstände überwinden, widrigen Falles durch Drehen des Haspelrades A im entgegengesetzten Sinne wie beim Heben kleinere Lasten oder der leere Haken nur sehr langsam niedergelassen werden können. Mit Rücksicht auf die angestrebte möglichste Beschränkung der Dimensionen dient endlich als Lastorgan eine kalibrierte Kette mit Kettennuss. Der letzteren ist das Rad Z_2 aufgekeilt, um Verdrehungsbeanspruchungen von der gemeinschaftlichen Welle fern zu halten. Die Lastkette ist an ihren beiden Enden vermittelt zweier Bügel auf der Trommelwelle und der einen Laufradachse aufgehängt.

Das Krahnfahrwerk kann von den beiden Seiten des Kranes bethätigt werden. Die hierzu dienenden Haspelräder C sind neben den Seitenträgern auf einer durchgehenden Welle befestigt, welche an dem einen Hauptträger verlagert ist. Der genannten Welle sind auch die beiden kleinen Räder z_1' des einfachen Vorgeleges aufgekeilt, während die grossen Räder z_1' auf den betreffenden Laufradachsen sitzen. Zur Stützung der letzteren und der Enden der durchgehenden Welle dient an jeder Seite ein Gusseisenbock, der unter dem I-Eisen des Seitenträgers befestigt ist und zugleich die Führungsbügel für die Ketten der Haspelräder C trägt. Der seitliche Antrieb des Kranfahrwerks erfordert eine recht kräftige Antriebswelle, soll das so unangenehme Verfahren des Krangestelles, wie es bei ungleichmässiger Verschiebung der beiden Kranseiten eintritt, vermieden werden.