

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

2397



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297280





215757  
H. A. 10469 / 04

# Über Schwerlast-Drehkrane im Werft- und Hafenverkehr.

DISSERTATION

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

von der

Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin

genehmigt.

Vorgelegt von

Diplom-Ingenieur **Eugen Schürmann**

aus Düsseldorf.

Referent: Professor Kammerer.

Korreferent: Professor Ludewig.

*F. Nr. 25972*



MÜNCHEN.

Druck von R. Oldenbourg.

1904.

XXX  
746

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

II 2397

Akc. Nr. 1347/49

Meiner Mutter.



## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung und Wahl der Tragfähigkeit und der Abmessungen . . . . .	1
<b>1. Drehscheibenkrane (alte Form) . . . . .</b>	<b>8</b>
Scherenkran . . . . .	8
Drehscheibenkrane — Ausführungen . . . . .	9
Anfahrwiderstände beim Heben . . . . .	11
Anfahrwiderstände beim Schwenken . . . . .	13
Trägheitsmoment des Krangerüsts . . . . .	14
Beanspruchung der Kranmittelsäule bei Drehscheibenkranen . . . . .	17
Berechnung des Schwenkmotors . . . . .	24
Einfluss der Wahl des Gegengewichts auf die Schwenkbeschleunigungs- kräfte . . . . .	26
Drehscheibenkrane als Schwimmkrane . . . . .	28
<b>2. Drehscheiben-T-Krane (neue Form) . . . . .</b>	<b>31</b>
Ausführung . . . . .	32
Anfahrwiderstände des Laufwerks . . . . .	34
<b>3. Hammerkrane . . . . .</b>	<b>34</b>
Ausführungen . . . . .	36
Größe des Gegengewichtsauslegers . . . . .	37
Bestimmung des Gegengewichts . . . . .	38
Ermittlung der Halslagerdrucke beim fertigen Kran . . . . .	39
Verschiedenartige Ausführungen . . . . .	40
Drei- oder vierseitige Stützpyramide? . . . . .	42
Oberer oder unterer Antrieb des Schwenkwerks . . . . .	42
Unsymmetrisches Stützgerüst zur Vergrößerung der nutzbaren Ausladung . . . . .	43
<b>4. Derrickkrane . . . . .</b>	<b>46</b>
Ausführung . . . . .	48
Anfahrwiderstände des Wippwerks . . . . .	50

	Seite
Bestimmung der Halslagerdrucke bei in beschleunigter Schwenkbewegung befindlichen Kranen . . . . .	51
Beispiel . . . . .	58
Gründungskosten . . . . .	64
Folgerungen aus den Diagrammen der Anfahrwiderstände . . . . .	68
Widerstandsdiagramme für eine vollständige Hub- und Schwenkbewegung	72
Tilgung und Verzinsung des Anlagekapitals . . . . .	75
Bedienungs- und Reparaturkosten . . . . .	76
Stromkosten . . . . .	76

---

## Über Schwerlast-Drehkrane im Werft- und Hafenverkehr.

Die natürliche Folge der grofsartigen Entwicklung der heutigen Schiffsbau-Industrie und der stets wachsenden Abmessungen der neueren Handels- und Kriegsschiffe war die entsprechende Vervollkommnung aller dem Werft- und Hafenverkehr dienenden Hebezeuge, insbesondere aber die weitere Ausgestaltung der standfesten Drehkrane für grofse Lasten. Da die Frachten mittlerer Gröfse, die im Lösch- und Ladeverkehr weitaus am häufigsten vorkommen, von den grofsen Dampfern durch eigene an Bord befindliche Krane befördert werden, so sind hierzu besondere Hebezeuge kaum mehr erforderlich. Eine Ausnahme besteht selbstverständlich für Massengüter, die durch besondere Hebevorrichtungen (Kohlenkippen usw.) verladen werden müssen, und ferner für Segelschiffe, die, wenn sie keine eigene Kraft an Bord haben sollten, für den Verladebetrieb ebenfalls auf anderweitige Hebezeuge angewiesen sind.

Sehen wir von den selten vorkommenden schweren Einzelfrachten ab, so werden also die hier zu behandelnden Drehkrane grofser Tragkraft eigentlich nur noch bei Beförderung von Schiffsteilen an Bord und umgekehrt Verwendung finden und demnach ihren Standort hauptsächlich auf Werften, an Docks und Reparaturbecken haben. Dieses Verwendungsgebiet bedingt verschiedene Forderungen, einmal bezüglich der Tragfähigkeit und dann auch bezüglich der Ausladungen und der übrigen Abmessungen.

Nehmen wir an, daß die untere Grenze für Schwerlasten durch das Gewicht der am Heck eines großen Schnelldampfers befindlichen Schiffsteile gebildet wird, also durch das Einzelgewicht von Ruder, Schraubenflügeln, Naben, Schraubenwellen usw. und die obere Grenze durch das Gewicht der schwersten überhaupt zu verladenden Teile, wie eiserne Masten, Maschinenteile, Kessel, Panzerplatten, Geschützrohre usw., so ergeben sich Gewichte von etwa 35—135 t, indem 35 t das Gewicht der schwersten beim Norddeutschen Lloyd vorhandenen Schraubenwelle ist, nämlich die vom Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm der Große«, und wo 135 t nach Angabe der Firma Krupp das Gewicht des schwersten Geschützrohres vorstellt. Da Deutschland zurzeit die größten und schnellsten Handelsdampfer der Welt mit den größten Maschineneinheiten hat und auch wohl in der Armierung seiner Kriegsschiffe von keiner anderen seefahrenden Nation übertroffen wird, so können diese Zahlen als allgemein gültig angesehen werden.

Um für alle Fälle gesichert zu sein und die voraussichtliche weitere Gewichtszunahme der schweren Schiffsbauteile für die nächste Zukunft von vornherein genügend zu berücksichtigen, wollen wir in Anlehnung an bekannte praktische Ausführungen 50 t als die untere und 150 t als die obere Grenze für die Tragfähigkeit der hier zu untersuchenden Schwerlastkrane betrachten.

Da bei einem im Dock befindlichen Schiffe auf eine direkte senkrechte Förderung von Schiffsteilen der unteren Lastgrenze wegen des stark überkragenden Hecks der neueren großen Dampfer doch verzichtet werden muß, so wird für die kleineren Schwerlastkrane von 50 t eine Ausladung von 15 m vollkommen genügen. Aber auch die Höhe des Auslegerkopfes, bzw. der Laufkatzenfahrbahn, über Kaikante braucht der Last entsprechend verhältnismäßig nur klein zu sein, weil die zu fördernden Schiffsteile sämtlich unter Wasserlinie liegen und der Kran nicht über hohe Schiffsaufbauten hinwegzuschwenken braucht. Dementsprechend kommen wir mit einer Höhe über Kaikante von 15 m reichlich aus.

Die größeren Lasten befinden sich meist im mittleren Teile des Schiffes. Die zugehörige Ausladung wird man daher so groß wählen müssen, daß sie noch etwas über die Mitte der breitesten Schiffe hinausragt. Die größten Schiffsbreiten betragen aber bis heute bei Handelsdampfern rund 22 m und steigen bei Kriegsschiffen bis zu 24 m; entschließen wir uns also für eine größte Gesamtausladung von 25 m für 150 t Nutzlast, so wird bei einer gleichzeitigen geringsten Nutzausladung von etwa 16 m, wie sie die Drehscheiben- und heutigen Hammerkrane ergeben, der Lasthaken also noch um rund 5 m, bzw. 4 m, über die Mitte der größten Schiffe hinausragen. Damit ist dann auch einem weiteren Anwachsen der Schiffsbreiten, wie es für die kommenden Jahrzehnte wahrscheinlich zu erwarten ist, Rechnung getragen und abgesehen hiervon dem Kran eine genügende Leistungsfähigkeit insofern gesichert, als das zeitraubende Verholen der Schiffe beim Fördern der Höchstlasten dann wohl nie erforderlich sein wird.

Bezüglich der gewählten Ausladung würde dann selbst der Hammerkran der Kruppschen Germaniawerft übertroffen, der für seine größte Last von 150 t eine Ausladung von 22,75 m gestattet.

Die größte Auslegerkopfhöhe, bzw. Höhe der Fahrbahn über Kaikante, ergibt sich für die größte der hier zu behandelnden Schwerlastkrane aus der Forderung, daß sie zum mindesten über die Decksaufbauten und Schornsteine eines völlig entleerten großen Schiffes bei höchstem Wasserstande hinwegschwenken können; die Masten kommen hierbei weniger in Frage, da sie wegen ihres großen Abstandes nur selten der Schwenkbewegung hinderlich sind. Aus dieser Überlegung ergibt sich eine Auslegerkopf-, bzw. Fahrbahnhöhe, von etwa 35 m.

Weil wir jede der hier zu besprechenden Krantypen für drei verschiedene Belastungen, Ausladungen und Höhen untersuchen wollen und die untere und obere Grenze hierfür schon festgelegt haben, so werden wir zweckmäßig für die noch fehlenden mittleren Krane auch mittlere Werte annehmen, also 100 t Tragfähigkeit bei 20 m Ausladung und 25 m Auslegerkopf-, bzw. Fahrbahnhöhe, über Kaikante.

Hiermit sind die Hauptabmessungen für je drei Krane der sämtlichen hier zu behandelnden Typen festgelegt; es ist also, auf Grund der im vorhergehenden erwähnten praktischen Forderungen, mit wachsender Tragkraft auch eine gleichzeitig wachsende zugehörige Ausladung und Kranhöhe angenommen worden. Andererseits aber wurde bei den Kranen mit veränderlicher Ausladung, entgegen den neuesten praktischen Ausführungen, davon Abstand genommen, die Ausleger so groß zu bemessen, daß kleinere Lasten in noch größerer als der Höchstlast-Ausladung gehoben werden können. Diese größeren Ausleger haben zweifellos großen praktischen Wert. Wenn dennoch in vorliegender Arbeit darauf keine Rücksicht genommen wurde, so geschah es, weil sonst die Krane mit unveränderlicher Ausladung kaum mehr mit den übrigen Drehkranen, die dann eine zu unverhältnismäßig größere Leistungsfähigkeit besitzen würden, zweckmäßig an Hand von Beschleunigungsdiagrammen hätten verglichen werden können. Krane solcher Art aber hier noch besonders zu untersuchen, ging über den beabsichtigten Umfang dieser Arbeit hinaus. Nach dem Vorbilde des 150 t-Hammerkrans der Kruppschen Germania-Werft in Kiel wurde ferner bei den Kranen mit veränderlicher Ausladung die Laufkatze jedesmal mit vollständigem Hub- und Fahrwerk angenommen.

Wie schon bemerkt, sollen hier je drei Krane von jedem Typ untersucht werden; diese Typen sind:

1. Drehscheibenkrane (alte Form; Taf. I, Fig. 1),
2. Drehscheiben-T-Krane (neue Form; Taf. I, Fig. 2),
3. Hammerkrane (Taf. I, Fig. 3),
4. Derrickkrane (Taf. I, Fig. 4 und 5).

Dem heutigen Stand der Praxis entsprechend wurde durchweg elektrischer Antrieb vorausgesetzt.

Folgende tabellarische Übersicht zeigt mit den schon früher, festgelegten Hauptabmessungen der Krane auch die wichtigeren teils auf zeichnerischem Wege ermittelten Werte:

Längen in Metern, Gewichte in Tonnen.

$Q$ ( $Q$ )	$a$ (max)	$a$ min	$h$ (min)	$h$ max	$l$	$d$	$b$	$f$
----------------	--------------	------------	--------------	------------	-----	-----	-----	-----

Schwerlast-Drehkrane mit unveränderlicher Ausladung:

1. Drehscheibenkrane (alte Form):

50 (65)	15	—	15	—	4,5	7	—	—
100 (135)	20	—	25	—	6,5	10	—	—
150 (200)	25	—	35	—	8	13	—	—

Schwerlast-Drehkrane mit veränderlicher Ausladung:

2. Drehscheiben-T-Krane (neue Form):

50 (65)	15	4,5	15	—	5	7	—	—
100 (135)	20	7	25	—	9	10	—	—
150 (200)	25	13	35	—	14	13	—	—

3. Hammerkrane:

50 (65)	15	4,5	15	—	8	4	12	7
100 (135)	20	7	25	—	11	5,5	20	10
150 (200)	25	13	35	—	14	7	29	13

4. Derrickkrane:

50 (65)	15	9,5	15	19,5	—	—	11	10
100 (135)	20	12	25	30,5	—	—	19	17
150 (200)	25	15,5	35	40,5	—	—	23	20

Hierin bedeutet:

$Q$  = Nutzlast.

$(Q)$  = Probelast = rd.  $\frac{4}{3} Q$ .

$a_{(\max)}$  = Größte Ausladung der Last  $Q$ .

$a_{(\min)}$  = Kleinste Ausladung der Last  $Q$ .

$h_{(\min)}$  = Kleinste Höhe des Auslegerkopfes, bzw. der Fahrbahn, über Kaikante.

$h_{\max}$  = Größte Höhe des Auslegerkopfes über Kaikante.

$l$  = Schwerpunktsabstand des Gegengewichts von der Schwenkachse.

$d$  = Durchmesser der Drehscheibe, bzw. des Halsrollenlagers.

$b$  = Höhe des Halsrollenlagers, bzw. des oberen Halslagers, über Kaikante.

$f$  = Maß für die Entfernung der Füße des Stützgerüsts.

Zugrunde gelegt wurden ferner folgende auf die größte Ausladung bezogenen Geschwindigkeiten/Min., die — wie eine Zusammenstellung zahlreicher Ausführungen ergab — für normale Fälle als die obere Grenze der bisher praktisch noch verlangten Geschwindigkeiten anzusehen sind:

Tragkraft	Heben		Schwenken		Fahren		Wippen	
	$v$	$v_0$	$v$	$v_0$	$v$	$v_0$	$v$	$v_0$
50 t	2	3,4	24	29	12	17	1	1,3
100 t	1,75	3,0	30	36	10	14	0,7	0,91
150 t	1,5	2,55	36	43	8	11	0,5	0,65

Hierbei wurde angenommen, daß die Geschwindigkeit  $v_0$  bei Nulllast folgende Größe hat:

Heben  $v_0 = 1,7 v$ ;

Schwenken  $v_0 = 1,2 v$ ;

Fahren  $v_0 = 1,4 v$ ;

Wippen  $v_0 = 1,3 v$ .

Die Winkelgeschwindigkeit der Schwenkbewegung bei Höchstlast beträgt bei allen diesen Kranen rund

0,025 1/sek.

Zum Vergleich der verschiedenen Krantypen könnten wir beispielsweise den Arbeitsaufwand für den Fall berechnen, daß in einer bestimmten Zeit ein und dieselbe Last auf dem vorteilhaftesten Wege bis zu einem vorgeschriebenen höchsten Punkte gefördert und dann auf kürzestem Wege nach ihrem Endziel gesenkt wird. Da es sich hier auch um Krane mit unveränderlicher Ausladung handelt, so ist es klar, daß der genannte höchste Punkt sowohl, wie das Endziel der Last auch für alle hier zu vergleichenden Krane erreichbar sein muß. Würden wir annehmen, daß der mittlere Arbeitsaufwand für die Wegeinheit der Last bei allen diesen Kranen gleich groß ist, so wären natürlich von vornherein die Krane, die den kürzesten Lastweg gestatten, auch in Hinsicht auf den kleinsten Gesamtarbeitsaufwand im Vorteil.

Dabei ist allerdings Voraussetzung, daß wir uns mit derjenigen Beschleunigung begnügen, die die unter summarischer Berücksichtigung aller Begleitumstände berechnete Kraft zu erzeugen imstande ist.

In Wirklichkeit liegen diese Verhältnisse aber natürlich wesentlich anders, sie sind meistens sehr verwickelter Natur und Genaueres könnte nur durch praktische Versuche mit Sicherheit festgestellt werden. Wir helfen uns daher für unsere vergleichenden Untersuchungen dadurch, daß wir jede Bewegungsart für sich betrachten. Wir trennen also die häufig gleichzeitigen Bewegungen des Hebens, Schwenkens und Fahrens, bzw. Wippens, und stellen jedesmal besondere Diagramme dafür auf.

Im allgemeinen können wir annehmen, daß die Krane, die in der Beschleunigungszeit die geringsten Kräfte benötigen, auch durchschnittlich einen kleineren Kraftverbrauch zeigen, da ja die größeren Beschleunigungskräfte — und diese kommen hierbei vor allem in Frage — nur von größeren Massen herühren können, und die größeren Massen wiederum auch wohl immer größere statische Widerstände bedingen.

Wir werden also die wirklichen Verhältnisse im allgemeinen mit hinreichender Genauigkeit berücksichtigen, wenn wir insbesondere die (statischen und dynamischen)

Widerstände der Anlaufzeit  
für die folgenden Untersuchungen benutzen.

Die Anlaufzeit wurde bei den Hub-, Lauf- und Wippwerken zu 2 Sek., bei den Schwenkwerken zu 3 Sek. unter Voraussetzung gleichförmiger Beschleunigung angenommen. Obwohl diese Beschleunigungszeiten, und namentlich die für das Kranschwenken, verhältnismäßig klein bemessen sind, so ergeben sich doch durchweg Motorstärken, wie wir sie auch bei entsprechenden praktischen Ausführungen finden. Aber abgesehen davon, liefert eine kürzere Beschleunigungszeit auch größere Anfahrwiderstände und damit auch größere Diagramme, die infolgedessen — und darauf kommt es uns hier ja an — besser miteinander verglichen werden können.

Der Windwiderstand wurde bei Berechnung sämtlicher Diagramme unberücksichtigt gelassen. Bei den Kranen mit T-förmigem Ausleger ist natürlich dieser Widerstand verhältnismäßig am geringsten, weil durch die Gegengewichtsausleger, die hier bedeutend größer sind als bei den alten Drehscheibenkranen, eine ausgleichende Windangriffsfläche geschaffen ist.

Bei den Derrickkranen, die gar keinen Gegengewichtsausleger besitzen, wird der Winddruck dagegen am meisten Widerstand verursachen.

## 1. Drehscheibenkrane (alte Form).

Die Drehscheibenkrane sind aus dem Bedürfnis entstanden, die Nachteile der alten Scherenkrane zu beseitigen. Die Heimat der Scherenkrane ist England, und dem bekannten Konservatismus der Engländer ist es zuzuschreiben, daß sie dort trotz aller Nachteile heute noch zahlreich in Benutzung sind und noch alle Konstruktionseigenheiten früherer Zeiten aufweisen. Der Hauptnachteil der Scherenkrane ist ihre geringe Leistungsfähigkeit, die namentlich daher rührt, daß sie keine Schwenkbewegung ausführen und ihre Ausladung nur in einer Ebene verändern können. Sie können infolgedessen nur immer einen

einzigem Punkt über dem Gleise bedienen, wodurch das Verladen außerordentlich viel Zeit beansprucht, weil gar kein Lagerplatz vorhanden ist, der für den Haken zugänglich wäre.

Die Drehscheiben-Krane in ihren verschiedenartigsten Ausführungen beseitigen diesen Übelstand, und die größte Leistungsfähigkeit besitzen natürlich diejenigen unter ihnen, die

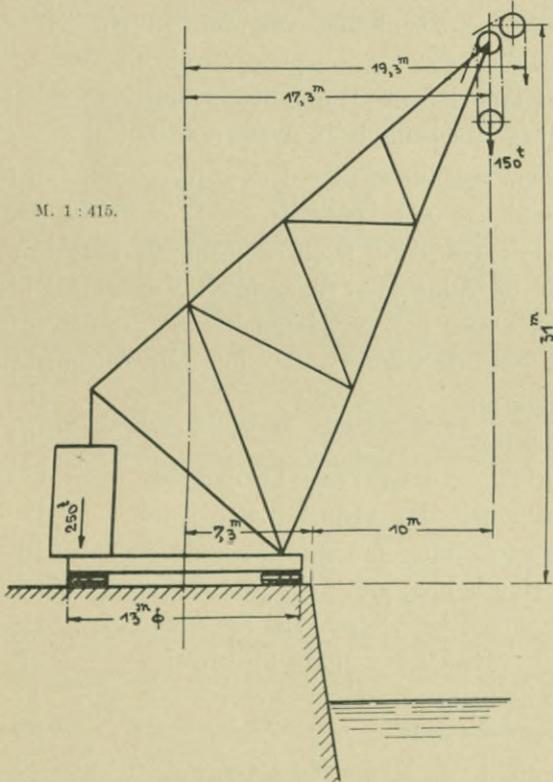


Fig. 6.

aufser einer vollständigen Schwenkbewegung auch eine wippartige Veränderung der Ausladung gestatten. Diese Art von Kranen finden wir z. B. vertreten durch den

50 t-Drehscheiben-Derrickkran<sup>1)</sup>,

der in Gestalt eines Portalkrans zu Anfang des Jahres 1902 auf

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1902, S. 1659 ff.

der Werft von Blohm & Voß in Hamburg aufgestellt wurde, und ferner durch den schwerfälligen amerikanischen

150 t-Drehscheiben-Derrickkran<sup>1)</sup>

der Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Co. in Newport News, Virginia, V. St. v. N.-A.

Wir wollen hier jedoch nur Drehscheibenkrane mit unveränderlicher Ausladung betrachten und nur die beiden Hamburger Schwerlast-Drehscheibenkrane aus der großen Zahl der praktischen Ausführungen als Beispiele erwähnen.

Beide Krane haben Dampftrieb und sind gebaut von der Firma Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr.

Der kleinere Kran steht auf dem Baakenhöft im Hamburger Freihafen und hat 50 t Tragkraft bei 12,75 m Ausladung.

Von dem größeren Drehscheibenkran auf dem Kranhöft (Fig. 6), der im Jahre 1887 ausgeführt wurde und bis zum Erscheinen der neuen großen Hammerkrane als der größte Kran der Welt angesehen wurde, seien folgende Angaben mitgeteilt:

Tragkraft . . . . .	150 t
Probelaast . . . . .	200 t
Ausladung des großen Lasthakens . .	17,3 m
Ausladung des kleinen Lasthakens . .	19,3 »
Nutzausladung des großen Lasthakens .	10 »
Nutzausladung des kleinen Lasthakens .	12 m
Hubhöhe des großen Lasthakens . . .	25 »
Höhe der oberen Rolle über Kai . . .	31 »
Drehscheiben-Durchmesser . . . . .	13 »
Gegengewicht . . . . .	250 t
Gewicht des Krans ohne Gegengewicht .	245 t
Geschwindigkeiten bei 150 t Last:	

Heben  $v = 0,25$  m/min.

Schwenken  $v = 9$  m/min.

Im ganzen sind 32 Laufrollen vorhanden, die aber keinen vollständigen Kranz bilden, sondern zu je 16 nach dem Gegengewicht und dem Ausleger hin so angeordnet sind, daß immer

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1899, S. 531/32 und Engineering News 23/2, 1899, S. 114.

zwei Paar Räder, durch einen Schwinghebel miteinander verbunden, einen Laufwagen bilden. Obwohl sich der Fundamentdruck eines vollständigen Rollenkranzes vielleicht etwas weniger genau ermitteln läßt, so steht doch anderseits soviel fest, daß — gleiche Kippsicherheit vorausgesetzt — der herumwandernde größte Kantendruck bei vollständigem Rollenkranz jedenfalls am kleinsten ausfällt. Außerdem wird durch die Anordnung von Laufwagen die Schwenkreibung erhöht, weil neben rollender auch Zapfenreibung vorhanden ist.

Für die hier zu untersuchenden Krane (Taf. I, Fig. 1 und 2) ist jedesmal ein vollständiger Kranz von Wälzrollen (Drehscheibe) angenommen worden, der durch einen äußeren und inneren U-Eisenring gebildet wird und durch radiale Walzeisenarme mit dem Halslager der Drehsäule zentrisch verbunden ist.

Auf der Drehscheibe ruht dann, frei aufliegend und nur durch ein Halslager an der Drehsäule gehalten, die Plattform, die das Krangerüst und das Führerhaus mit sämtlichen Triebwerken und das Gegengewicht trägt.

Die Berechnungen zu den Diagrammen, die sich am Schlusse dieser Arbeit vorfinden, wurden wie folgt durchgeführt.

### Hubwerk.

#### a) Widerstände beim Heben der Höchstlast.

Den auf den Haken reduzierten Massenwiderstand des Ankers bestimmen wir am besten aus seinem Beschleunigungsmoment. Dieses ist  $M_x = \varepsilon J_x$ , wo  $\varepsilon = \frac{\omega}{t}$  die gleichförmige Winkelbeschleunigung und  $J_x$  das auf die Drehachse bezogene (polare) Massenträgheitsmoment des Ankers ist.

Ist jetzt  $r_T$  der wirksame Trommelhalbmesser und  $J$  (Zahl kleiner als 1) das Gesamt-Übersetzungsverhältnis einschließlic des Flaschenzuges, so ist die auf den Haken reduzierte Ankerbeschleunigungskraft

$$P_b^{\text{kg}} = M_x^{\text{mkg}} \cdot \frac{1}{r_T^m} \cdot \frac{1}{J}$$

Massenwiderstand des Triebwerks.

Setzen wir hier, wie überall in dieser Arbeit, Übertragung des Motordrehmomentes durch Schnecke und Rad voraus, so wird die Geschwindigkeit der meisten Triebwerksteile so verringert, daß wir eigentlich nur noch die Trägheitsmomente der auf der Motorwelle sitzenden Massen, d. h. der Kupplung und Bremse (meist beide vereinigt), und, bei hoher Umfangsgeschwindigkeit des Schneckenrades, eventl. noch dessen Kranzmasse zu berücksichtigen brauchen. Die auf den Haken reduzierte Triebwerksbeschleunigungskraft ergibt sich dann aus derselben Gleichung wie vorher, worin natürlich für jede Vorgelegewelle ein anderes Gesamt-Übersetzungsverhältnis  $J$  einzusetzen ist.

Der am Haken gemessene

Massenwiderstand der Last

findet sich natürlich einfach aus der Gleichung  $P_b = M \cdot p$ , wo  $M$  = Masse der Nutzlast und  $p$  = Hubbeschleunigung ist.

Ist  $\eta$  der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerks (einschließlich Flaschenzug) und  $Q'_1$  der gesamte während der Beschleunigungszeit am Haken wirksame Widerstand — also Summe aus Gewichts- und Beschleunigungswiderständen —, so ist der am Haken angreifend gedachte Gesamtwiderstand  $= \frac{Q'_1}{\eta}$ , die Reibung allein also  $R = \frac{Q'_1}{\eta} - Q'_1$ . Da die Beschleunigungswiderstände der zu hebenden Massen  $Q_1$  im allgemeinen gegen diese Massen selbst verschwinden, so können wir kurz die am Haken gemessene Reibung  $R = \frac{Q_1}{\eta} - Q_1$  setzen.

Genau genommen wäre hier zu unterscheiden zwischen der Reibung, die zu Beginn und während der Beschleunigung auftritt. Da jedoch für die Reibungswiderstände der Ruhe noch keine allgemein anerkannten Daten vorliegen, berücksichtigen wir hier sowohl, wie sonst in den vorliegenden Untersuchungen, nur die für die Beschleunigungszeit geltenden Reibungswiderstände der schon in Bewegung befindlichen Massen.

**b) Widerstände beim Heben der Nullast.**

Unter der auf Seite 6 gemachten Annahme, daß die Hubgeschwindigkeit des leeren Hakens das 1,7fache derjenigen bei Höchstlast beträgt, erhalten wir die verschiedenen auf den Haken bezogenen Massenwiderstände einfach dadurch, daß wir die früheren Werte mit 1,7 multiplizieren.

**Reibungswiderstand des Triebwerks.**

Für Nullast liefert die Gleichung

$$R = \frac{Q'_1}{\eta} - Q'_1,$$

in der jetzt für  $Q'_1$  nur der Gewichts- und Beschleunigungswiderstand von Flasche und Seil einzusetzen ist, unverhältnismäßig kleine Werte für die Reibung, die mit der Wirklichkeit natürlich nicht übereinstimmen, weil mit abnehmender Last auch  $\eta$  kleiner wird. Um zu einem einigermaßen richtigen Ergebnis zu kommen, gehen wir daher am besten von praktischen Erfahrungen aus, und diese haben gezeigt, daß im allgemeinen die Leerlaufreibung der Hubwerke  $= \frac{1}{2}$  der Höchstlastreibung gesetzt werden kann.

Also Leerlaufreibung

$$R' = \frac{1}{2} \cdot R.$$

**Schwenkwerk.**

**a) Widerstände beim Schwenken der Höchstlast.**

Alle Einzelmassen  $M$ , die bei kleiner Breitenausdehnung eine verhältnismäßig große Entfernung  $r$  von der Schwenkachse haben, können wir uns mit erlaubter Annäherung in ihrem Schwerpunkte vereinigt denken. Ist dann  $a$  die Ausladung des Hakens und  $p$  seine Beschleunigung, so ergibt sich der am Haken gemessene Massenbeschleunigungswiderstand zu

$$P_b = M \cdot \left(\frac{r}{a}\right) \cdot p.$$

Bei Bestimmung der Massendrucke des Krangerüstes ist das Trägheitsmoment  $J_x = M \cdot r^2$  weniger leicht zu finden, da der Trägheitsradius  $r$  nicht ohne weiteres bekannt ist. Wollte man sich auch hier die Masse der Krangerüstträger in ihrem Schwerpunkte vereinigt denken, so würde das zu ungenaue Resultate geben, und das namentlich bei Kranen mit Last- und Gegengewichtsausleger, wo dann unter Umständen überhaupt kein Schwerpunktsabstand von der Schwenkachse mehr vorhanden ist. Da aber andererseits die genaue Berechnung der Trägheitsmomente sehr zeitraubend ist, selbst dann, wenn ausführliche Werkstattzeichnungen zur Verfügung stehen, so wollen wir hier ein Annäherungsverfahren

benutzen. Dies ist ohne weiteres statthaft, weil die Beschleunigungszeiten, die bei Ermittlung der Beschleunigungsdrucke hauptsächlich in Frage kommen, ja meistens doch einigermaßen willkürlich angenommen werden.

Wir wollen hier einen Auslegerträger (Fig. 7) von der Länge  $l$  betrachten, dessen Achse mit der Schwenkachse  $X-X$  in der gleichen Ebene liegt, und dessen Endpunkte die Abstände  $b_1$  und  $b_2$  von dieser Achse haben. Da der Querschnitt des Trägers im Vergleich zu seiner Länge verhältnismäßig klein ist, so wollen wir ihn als Stab vom Querschnitt  $F$  betrachten, für den dann mit erlaubter Annäherung bezüglich des Trägheitsmomentes  $J_x$  die Gleichung gilt

$$dJ_x = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot dl \cdot y^2,$$

wo  $\gamma$  = Gewicht der Masseneinheit und  $g$  = Erdbeschleunigung ist. Da

$$dl = \frac{l}{b_1 - b_2} \cdot dy,$$

$$J_x = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot \frac{l}{b_1 - b_2} \int_{b_2}^{b_1} y^2 dy;$$

so

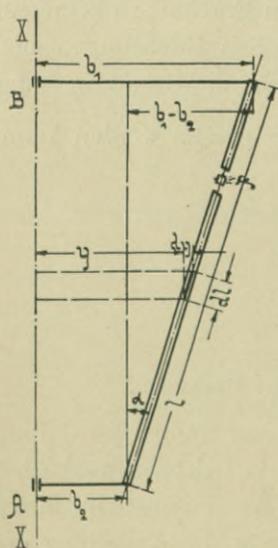


Fig. 7.

also, wenn wir die Stabmasse

$$\frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot l = M \text{ setzen,}$$

$$J_x = \frac{M}{3} \cdot \frac{b_1^3 - b_2^3}{b_1 - b_2}, \text{ oder}$$

$$J_x = \frac{M}{3} (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2).$$

Sonderfälle:

1. Wird  $b_2 = 0$ , so ist  $J_x = \frac{M}{3} \cdot b_1^2$ ; d. h. die auf den Abstand  $b_1$  bezogene Masse  $M_{red.} = \frac{M}{3}$ .

Ist  $i$  der Trägheitshalbmesser, so folgt aus:

$$J_x = M \cdot i^2$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{M}} = \sqrt{\frac{\frac{M}{3} \cdot b_1^2}{M}},$$

$i \approx 0,58 b_1$ ; d. h. die in der Entfernung  $0,58 b_1$  von der Schwenkachse angebrachte Gesamtstabmasse liefert das gleiche Trägheitsmoment  $J$ .

2. Wird  $\alpha = 90^\circ$ , d. h. steht der Stab auf der Schwenkachse senkrecht (Fig. 8), so ist  $b_1 - b_2 = l$ , und es folgt aus

$$J_x = \frac{M}{3} \cdot \frac{b_1^3 - b_2^3}{b_1 - b_2}$$

$$J_x = \frac{M}{3} \cdot \frac{b_1^3 - b_2^3}{l}.$$

Wird jetzt außerdem noch  $b_2 = 0$ , so ist  $b_1 = l$  und  $J_x = \frac{M}{3} \cdot l^2$ ; d. h. die auf den Abstand  $l$  bezogene Stabmasse ist

$$M_{red.} = \frac{M}{3}.$$

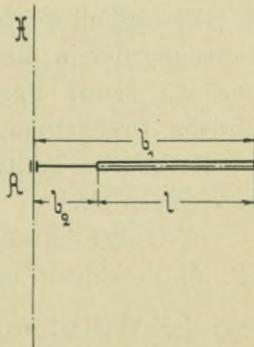


Fig. 8.

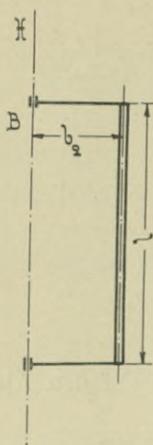


Fig. 9.

3. Wird  $\alpha = 0$  und gleichzeitig  $b_1 = b_2$ , d. h. wird der Stab der Schwenkachse parallel (Fig. 9), so ergibt sich aus der Hauptgleichung:

$$J_x = \frac{M}{3} (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2)$$

der Wert

$$J_x = M \cdot b_2^2.$$

4. Ist wieder  $\alpha = 90^\circ$  und  $b_2 = 0$ , dann ist das Trägheitsmoment für eine zur X-Achse parallele Achse X' (Fig. 10), wenn  $J_s$  das Trägheitsmoment des Stabes für seine mit dieser Achse parallele Schwerpunktsachse ist, die davon den Abstand  $e$  hat, bekanntlich  $J'_x = J_s + M \cdot e^2$ .

Aus  $J_x = \frac{M}{3} l^2$  folgt aber für S:

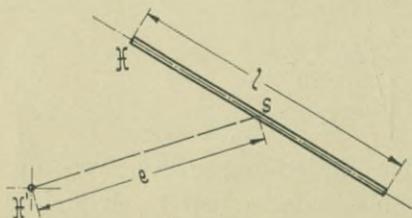


Fig. 10.

$$J_s = 2 \cdot \frac{M}{3} \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^2,$$

$$J_s = \frac{M}{3} \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^2;$$

also folgt für die Achse X':

$$J'_x = \frac{M}{3} \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^2 + M \cdot e^2.$$

Dieser Fall würde nicht in Betracht kommen bei der Schwenkbewegung der in dieser Arbeit behandelten Derrickkrane, da sie nur aus einer Fachwerkebene bestehen, wohl aber bei den übrigen Drehkranen, die zwei symmetrisch angeordnete Auslegerfachwerke besitzen, die durch Windverbände aneinander geschlossen sind.

Weil aber im allgemeinen die Entfernung der Achsen X und X' im Verhältnis zu den übrigen Abmessungen so gering ist, daß der Abstand  $e$  ohne weiteres  $= \frac{l}{2}$  gesetzt werden kann, da ferner die hier angegebene Berechnung der Trägheitsmomente für das Krangerüst doch nur annähernd ist, einmal, weil wir dabei die Auslegerträger als Stäbe von unendlich kleiner Dicke be-

trachten, und dann, weil wir die Trägheitsmomente der Windverbände der Einfachheit halber unberücksichtigt lassen, so dürfen wir uns — und das ebenfalls noch mit genügender Annäherung — die getrennten Auslegerfachwerke samt den zugehörigen Windverbänden in der Auslegersymmetrieebene vereinigt denken.

Die hier gezeigte Ermittlung der Auslegerträgheitsmomente ist so einfach, daß es sich gar nicht lohnt, ungenauere Methoden zu benutzen.

Besondere zusätzliche Massen, wie z. B. die des Auslegerkopfes, also Massen, die die Gleichförmigkeit eines Trägers zu sehr beeinflussen, müssen natürlich noch besonders berücksichtigt werden.

Ist also das Trägheitsmoment  $J_x$  des schwenkbaren Krangerüstes ermittelt, so ist der auf die Ausladung  $a$  reduzierte Massen-Widerstand des Krans, wenn die dortige Umfangsbeschleunigung  $= p$  ist,

$$P_b = \frac{J_x}{a^2} \cdot p.$$

#### Laufrollen- und Zapfen-Reibung.

Die Bestimmung der Laufrollen-Reibung begegnet keinen Schwierigkeiten; die Reibung des Mittelpunktszapfens dagegen ist etwas weniger leicht zu ermitteln, weil die Drucke, die von der Mittelsäule aufzunehmen sind, zunächst noch berechnet werden müssen. Genau genommen ist bei der

#### Beanspruchung der Kranmittelsäule bei Drehscheibenkränen

vorliegender Art zu unterscheiden zwischen Beanspruchung durch das Drehscheiben-Halslager (Halslager des Rollenkranes) und Beanspruchung durch das Plattform-Halslager.

a) Die Beanspruchung durch das Drehscheiben-Halslager wird hervorgerufen durch eine horizontale Kraft, die sich ergibt auf der am meisten belasteten Kranseite, und zwar bei kegelförmigen Laufrollen infolge des größeren Horizontalschubes der am stärksten beanspruchten Rollen, und bei zylindrischen

Laufrollen, weil hier die am meisten belasteten Rollen ein größeres Bestreben haben, tangential abzulaufen als die weniger belasteten. Sonstige von der Drehscheibe herrührende Kräfte hat die Mittelpunktsäule nicht aufzunehmen, weil die Widerstände der einzelnen Laufrollen, da wo sie auftreten, direkt von den Antriebskräften der Plattform überwunden werden.

β) Die Beanspruchung des Plattform-Halslagers ergibt sich aus der Resultierenden folgender vier Kräfte:

- a) Der gleichen Kraft wie unter α), die aber dieser entgegengesetzt gerichtet ist, falls die Rollenbahn der Plattform nach einem Kegel abgedreht ist, dessen Spitze unterhalb dieser Rollenbahn auf der Schwenkachse liegt.
- b) Dem Winddrucke.
- c) Den d'Alembertschen Ergänzungskräften, soweit sie dem Antrieb durch ein (reines) Drehpaar entsprechen.
- d) Einer Kraft, die unabhängig ist von der Art des Antriebes der Schwenkbewegung und der jeweiligen Lage des Mittelpunktes (Schwerpunktes) aller von den Laufrollen getragenen Massen.

Da sich die vom Halslager der Drehscheibe aufgenommene Kraft und die entsprechende Kraft für das Plattform-Halslager nur schwer rein rechnerisch ermitteln lassen werden, berücksichtigen wir sie einfach dadurch, daß wir einen entsprechend höheren Reibungskoeffizienten annehmen. Lassen wir auch den Winddruck unberücksichtigt, so verbleiben nur noch die Kräfte unter c) und d).

Zu c). Die d'Alembertschen Ergänzungskräfte sind infolge der kleinen für die Schwenkbewegung in Frage kommenden Werte für die Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung ebenfalls verhältnismäßig klein und das besonders bei Kranen, die durch ein Gegengewicht ausgeglichen sind. Mit erlaubter Annäherung wird man also im allgemeinen diese Kräfte bezgl. der Beanspruchung der Kranmittelsäule aufser acht lassen können. (NB. Für den Beharrungszustand der Schwenkbewegung z. B., für den allerdings die Ergänzungskräfte bis auf die Fliehkräfte verschwinden, wurde für den 50 t-Drehscheibenkran von



Widerstände verhältnismäßig klein ist, setzen wir die Gesamtantriebskraft auch  $= P$ . (NB. Bei dem 50 t-Drehscheibenkran von 15 m Ausladung ist der Rollwiderstand  $=$  rund 830 kg auf der mittleren Laufbahn gemessen, während der auf sie reduzierte Reibungswiderstand der Kranmittelsäule nur rund 26 kg, also rund 3% davon beträgt.) Die Zerlegung dieser Antriebskraft  $P$  in ein Kräftepaar und eine ihr gleiche, gleichgerichtete und parallele Kraft liefert für die Säulenmitte ebenfalls die Kraft  $Z_p = P$ .

Sehen wir, wie schon früher bemerkt, von dem Einflusse etwaigen Winddruckes ab, so wird sich der Schwerpunkt  $S$  der Drehbewegungswiderstände bei verschiedenen Belastungen nur in der Kransymmetrieebene fortbewegen. Bei zentraler Belastung liefert die Zerlegung der Widerstände  $\Sigma w$  in Kräftepaare und Einzelkräfte keine resultierende Belastung für die Kransäule, da sich alle Einzelkräfte aufheben. Hat dagegen der Schwerpunkt  $S$  den Abstand  $x$  von der Schwenkachse, so muß die auf sie entfallende Einzelkraft  $Z_w = W \cdot \frac{x}{r}$  sein. Die auf die Zentrierungssäule wirkende Gesamtbeanspruchung ergibt sich demnach zu:

$$Z = Z_p - Z_w.$$

$Z = P - W \cdot \frac{x}{r}$ . Da im Beharrungszustande  $P = W \cdot \frac{r}{p+r}$  ist, haben wir

$$Z = W \cdot \frac{r}{p+r} - W \cdot \frac{x}{r},$$

$$Z = -W \left( \frac{x}{r} - \frac{r}{p+r} \right).$$

Bei  $x = +r$  wird  $Z = -W \left( 1 - \frac{r}{p+r} \right)$  und, da  $p$  als Halbmesser des Antriebsritzels im Vergleich zu  $r$  sehr klein ist, ist hier  $Z = \infty O$ , d. h. fast der ganze Rollwiderstand wird da, wo er auftritt, von der Antriebskraft  $P$  überwunden.

Für  $x = 0$  wird  $Z = +W \frac{r}{p+r}$ . Also  $Z \cong +W$  für  $p \cong 0$ .

Für  $x < 0$ , also negative  $x$ , wird  $Z$  immer größer, bis es für  $x = -r$  den praktisch möglichen Grenzwert  $= +W \left(1 + \frac{r}{p+r}\right)$  erreicht. Vernachlässigen wir wieder  $p$  gegen  $r$ , so wird  $Z \cong 2W$ .

### Graphische Ermittlung von $Z$ .

Trägt man im Punkte  $A$  (Fig. 11, Seite 19) den Wert

$$Z = -W \cdot \left(1 - \frac{r}{p+r}\right) \cong 0$$

und im Punkte  $B$  den Wert

$$Z = +W \cdot \left(1 + \frac{r}{p+r}\right) \cong +2W$$

als Ordinaten auf und verbindet deren Endpunkte durch eine Gerade, so ergibt die im jeweiligen Schwerpunkte  $S$  aufgetragene Ordinate den zugehörigen Zapfendruck  $Z$ .

In Prozenten des jeweiligen Widerstandes  $W$  der Rollbewegung ausgedrückt, wird also der Druck  $Z$  auf die Säule den größten Wert bei Nullast erreichen, vorausgesetzt wieder, daß das Antriebsritzels in der Kran-Symmetrieebene nach der Last hin liegt.

Da bei Höchstlast aber der Gesamt-Schwenkwiderstand größer als bei Nullast ist, findet durch diese Anordnung des Ritzels gewissermaßen eine ausgleichende Wirkung insofern statt, als dann wenigstens die Belastung der Kranmittelsäule geringer ist als bei Nullast.

Liegt das Antriebsritzels in der Auslegerebene nach dem Gegengewicht hin, so tritt der umgekehrte Fall ein, der daher im Prinzip — wenigstens mit Rücksicht hierauf — zu verwerfen ist.

Für den Beschleunigungszustand ist für  $P$  derjenige Wert  $P'$  in die Gleichung  $Z = P - W \cdot \frac{x}{r}$  einzusetzen, der sich mit Rücksicht auf die statischen und dynamischen Widerstände ergibt.

2. Eine gleichmäßsigere Verteilung in der Säulenbeanspruchung tritt natürlich durch Anordnung zweier gleich starker



gegen haben wir hier den Vorteil, daß bei mittleren Lasten — und das sind die weitaus häufigsten — die Kranmittelsäule wenig, oder gar nicht beansprucht wird, weil dann, falls die Drehscheibe richtig ausgenutzt ist, der Systemschwerpunkt annähernd in die Mitte der Säule fallen wird. Für die Krane dieser Arbeit wurde jedesmal nur ein äußeres Antriebsritzel angenommen und zwar in der Auslagerebene nach der Last hin.

Für das Übersetzungsverhältnis ist es natürlich ganz gleichgültig, ob Triebbling und Triebstockrad sich beide um feste Achsen drehen, oder ob sich der Triebbling als äußeres, oder inneres Planetenrad auf dem Triebstockteilkreis abrollt, da ja in allen drei Fällen die gleiche Winkelgeschwindigkeit der Kranschwenkachse vorhanden ist. Von Einfluß ist die Anordnung des Triebblings nur auf die Größe des Zahndrucks, nicht etwa auf die Größe des von ihm der Kranschwenkachse übermittelten Drehmomentes und auch selbstverständlich nicht von Einfluß auf die Leistung des Triebblings. Die veränderliche Größe des Zahndruckes kann infolgedessen nur herrühren von seiner veränderlichen Geschwindigkeit, die mit den verschiedenen Anordnungen des Triebblings zusammenhängt.

Es sei beispielsweise vom Triebbling die konstante Leistung  $N$  und die konstante ihm vom Motor erteilte (relative) Tourenzahl  $n$  gegeben und gesucht:

1. Der Zahndruck  $P$  bei feststehenden Achsen, d. h. für den Fall, daß beide Räder sich drehen, ganz einerlei, ob sie sich einschließlicly oder ausschließlicly berühren, und

2. Die Zahndrucke  $P_1$  und  $P_2$  für den Fall, daß das Triebstockrad feststeht und der Triebbling sich als äußeres, bzw. inneres Planetenrad darauf abrollt.

Zu 1. Aus der gegebenen Leistung  $N$  und Tourenzahl  $n$  des Triebblings ergibt sich der Zahndruck  $P$  (Fig. 13) zu

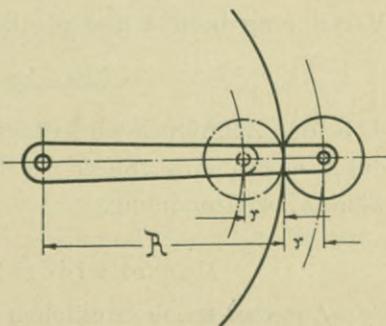


Fig. 13.

$$P = \frac{N \cdot 75 \cdot 30}{\pi \cdot r \cdot n}.$$

Zu 2. Das Planetenrad macht, absolut gerechnet, bei einem Umlauf um das feste Triebstockrad eine Drehung gegen den Raum mehr, bzw. weniger, als die gleichzeitige relative Tourenzahl der Drehung um seine Achse angibt.

Bei einem Umlauf dreht sich aber das Planetenrad relativ  $\frac{R}{r}$ -mal um seine Achse. Dreht es sich also, wie angegeben,  $n$  mal,

so macht es  $\frac{n}{R}$  Umläufe. Die absolute minutliche Umdrehungszahl des Triebblings ist daher:

$$\begin{aligned} n_a &= n \pm \frac{n}{R} \\ &= n \cdot \frac{R \pm r}{R}. \end{aligned}$$

Jetzt finden sich die Zahndrucke  $P_1$  und  $P_2$  aus:

$$\begin{aligned} P_{1,2} &= \frac{N \cdot 75 \cdot 30}{\pi \cdot r \cdot n_a}, \\ P_{1,2} &= \frac{N \cdot 75 \cdot 30}{\pi \cdot r \cdot n \cdot \frac{R \pm r}{R}}. \end{aligned}$$

Für den Zahndruck  $P_{(1,2)}$  bei äußerem, bzw. innerem Planetenrad-Antrieb und den Zahndruck  $P$  der gewöhnlichen Stirnräder-Verzahnung besteht also die Beziehung

$$P_{(1,2)} = P \cdot \frac{R}{R \pm r};$$

d. h. der Zahndruck wird durch ein äußeres Planetenrad kleiner, durch ein inneres größer als der Zahndruck bei Rädern mit gewöhnlicher Anordnung.

#### Massenwiderstand des Ankers.

Aus den schon ermittelten Massenwiderständen der Last und des Krans, sowie aus der Laufrollen- und Zapfenreibung können

wir nicht ohne weiteres die erforderliche Leistung des Schwenkmotors berechnen, da diese Widerstände ja nur die Geschwindigkeit der Beschleunigungszeit besitzen und eine bestimmte Beschleunigungsgeschwindigkeit erst noch zweckmäßig gewählt werden müßte (s. S. 58 ff.).

Wollten wir dagegen nur die Widerstände des Beharrungszustandes der Schwenkbewegung, also nur die Laufrollen- und Zapfenreibung berücksichtigen, so würden wir einen Motor erhalten, dessen Anzugsmoment im allgemeinen nicht genügt, um die geforderten Beschleunigungskräfte zu leisten. Das Beste würde also sein, vom größten Motordrehmoment auszugehen, das der Motor zu Beginn der Bewegung hergeben muß. Da dieses aber wiederum von der noch unbekanntem Triebwerksübersetzung abhängig ist, so kommen wir meistens am schnellsten zum Ziele, wenn wir probeweise irgend einen Motor nach praktischem Ermessen auswählen.

Ist  $M_x$  wieder das Ankerbeschleunigungsmoment und ferner  $J$  das Gesamtübersetzungsverhältnis zwischen Motor und Kran, so ist der auf die Hakenausladung  $a$  bezogene Massenwiderstand des Ankers

$$P_b^{kg} = M_x^{mkg} \cdot \frac{1}{a^m} \cdot \frac{1}{J};$$

oder kürzer, da die Hakenbeschleunigung  $p$  meistens schneller als  $M_x$  zu ermitteln ist:

$$P_b^{kg} = J_x^{kgmsec^2} \cdot \left( \frac{1}{a^m \cdot J} \right)^2 \cdot p^{m/sec^2}.$$

Hierin bedeutet  $J_x$  die auf den Halbmesser 1 reduzierte Anker-  
masse, also das Massenträgheitsmoment des Ankers bezüglich seiner Drehachse.

Für das Triebwerk gelten dieselben Gleichungen wie für den Anker; im übrigen gilt das, was schon früher auf S. 12 beim Hubtriebwerk gesagt wurde.

Der am Haken gemessene Reibungswiderstand des Schwenktriebwerks ermittelt sich wieder aus der Gleichung

$R = \frac{Q}{\eta} - Q$ , wo  $Q$  die gesamten am Haken gemessenen Anfahrwiderstände und  $\eta$  den Wirkungsgrad des vollbelasteten Triebwerks bedeutet.

#### b) Widerstände beim Schwenken der Nullast.

Da die Wahl des Schwenkmotors nur zum geringsten Teil von der Laufrollen- und Zapfenreibung abhängig gemacht wurde, hat es auch keinen Wert, die gesteigerte Tourenzahl des Motors bei Nullast aus der verminderten Laufrollen- und Zapfenreibung zu berechnen, denn in Wirklichkeit wird sie, infolge vorgesehener Stromkreiswiderstände, eine bestimmte Grenze doch nicht überschreiten können. Nehmen wir also nach S. 6 eine Geschwindigkeitssteigerung von 20% an, so erhalten wir die sämtlichen hierhergehörigen Massenwiderstände durch Multiplikation der früheren Werte mit dem Faktor 1,2.

Die Laufrollen- und Zapfenreibung bestimmen wir wieder wie vorhin beim vollbelasteten Kran, während wir für die Reibung des Schwenktriebwerks, aus ähnlichen Gründen wie früher beim Hubwerk, als untere Grenze  $\frac{3}{4}$  der Reibung des vollbelasteten Triebwerks festsetzen wollen, falls die übliche Rechnung mit konstantem Wirkungsgrad keinen höheren Wert ergeben sollte.

Die auf vorstehende Weise für die Anlaufzeiten gefundenen Widerstände sind in Diagrammen aufgetragen, die wir am Schlusse dieser Arbeit zusammengestellt vorfinden (Taf. V—XII).

Die Größe des Gegengewichts und seine Entfernung von der Schwenkachse wird meistens auf Grund einer einfachen Momentenrechnung unter gleichzeitiger Berücksichtigung konstruktiver Forderungen bestimmt. Wir wollen hier einmal den Einfluss der Lage und Größe des Gegengewichts auf die Beschleunigungskräfte beim Schwenken untersuchen, also ermitteln, ob es in dynamischer Beziehung besser ist, ein kleines Gegengewicht an großem Hebelarm, oder umgekehrt ein größeres Gegengewicht an kleinerem Hebelarm zu wählen.

Für den Fall der größten Kippgefahr habe der System-  
schwerpunkt den Abstand  $x$  von der Schwenkachse (Fig. 14). Ist  
dann das gemeinsame Moment der Nutzlast und des Krangerü-  
stes (ohne Gegengewicht) bezüglich dieses Systemschwerpunktes  $= M_d$ ,  
und nehmen wir an, daß dieses Moment auch bei Änderung des

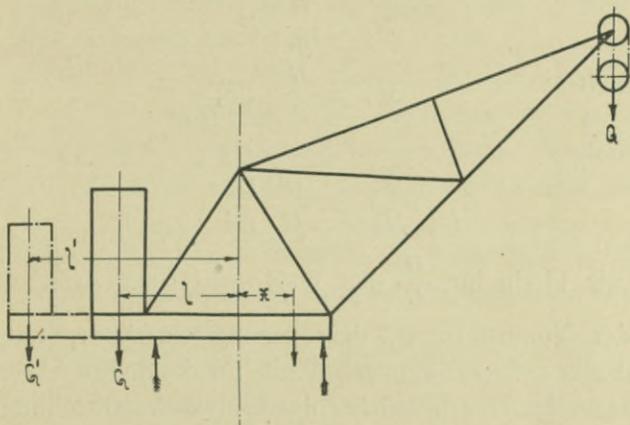


Fig. 14.

Gegengewichtsabstandes, also auch Änderung der Größe der  
Plattform annähernd unverändert bleibt, so gelten für die Be-  
stimmung der Gegengewichte  $G$  und  $G'$  im Abstände  $l$  bzw.  $l'$   
von der Schwenkachse die Gleichungen:

$$\begin{aligned} G(l+x) &= M_d \text{ und} \\ G'(l'+x) &= M_d; \text{ also} \\ (1) \quad \dots \quad \frac{G'}{G} &= \frac{l+x}{l'+x}. \end{aligned}$$

Ist  $J_x$  das Trägheitsmoment des Gegengewichts bezüglich der  
Schwenkachse und  $\varepsilon$  seine Winkelbeschleunigung, so ist das  
erforderliche Beschleunigungsmoment

$$M_x = J_x \cdot \varepsilon.$$

Bedeutet ferner  $J_s$  das Trägheitsmoment des Gegengewichts,  
bezogen auf eine zur Schwenkachse parallele Schwerpunktsachse,  
so ist allgemein

$$J_x = J_s + \frac{G}{g} \cdot l^2.$$

Da in den hierhergehörigen praktischen Fällen vor allem der zweite Posten dieser Gleichung ausschlaggebend sein wird, so können wir angenähert

$$J_x \cong \frac{G}{g} \cdot l^2$$

setzen. Dann wird also

$$M_x = \frac{G}{g} \cdot l^2$$

und analog

$$M'_x = \frac{G'}{g} \cdot l'^2;$$

hieraus folgt:

$$(2) \dots \dots \dots \frac{M'_x}{M_x} = \frac{G' \cdot l'^2}{G \cdot l^2}.$$

Setzen wir hierin für  $\frac{G'}{G}$  den Wert aus (1) ein, so erhalten wir unter der Voraussetzung, daß der Systemschwerpunkt *S* den Abstand *x* von der Schwenkachse hat, für die Schwenkbeschleunigungskräfte des Gegengewichts die analytische Gleichung:

$$\frac{M'_x}{M_x} = \frac{l + x}{l' + x} \cdot \frac{l'^2}{l^2}.$$

Soweit Rücksichten auf Massenwiderstände in Frage kommen, wird es also im allgemeinen besser sein, ein größeres Gegengewicht in kleinerer Entfernung von der Schwenkachse, als den umgekehrten Fall zu wählen.

Im Anschlusse an die ortsfesten Drehscheibenkrane wollen wir noch kurz die entsprechende Berechnung der

#### Drehscheibenkrane als Schwimmkrane

berücksichtigen. Die Schwimmkrane in ihrer verschiedenartigsten Gestaltung sind ein wichtiges Hebezeug in allen den Fällen, wo geringe Kailängen, oder unregelmäßige Kaiverhältnisse vorhanden sind. Sie besorgen zunächst den Transport der Lasten über Wasser vom Ufer bis zum Schiff und dienen dann erst als eigentliches Hebezeug beim Verladen der Stücke oder bei der Montage schwerer Werkteile. Oft sind die Schwimmkrane auch mit kräftigen Feuerspritzen versehen, damit sie auch bei Hafengebänden erfolgreich verwendet werden können.

Die meisten Schwimmkrane sind als Scherenkrane ausgeführt, wobei das Kippmoment durch Wasserballast ausgeglichen wird, der je nach Bedarf durch Lenzpumpen in hierzu vorgesehene wasserdichte Abteilungen des Schiffskörpers befördert wird.

Ein Beispiel für einen Drehscheiben-Schwimmkran, der allerdings gleichzeitig eine Wippbewegung gestattet, findet sich in der Z. d. V. d. I. 1902, S. 1661/62.

Bezüglich der hier zu besprechenden Drehscheiben-Schwimmkrane kann im allgemeinen auf das früher bei den ortsfesten Drehscheibenkranen Gesagte verwiesen werden. Eine Änderung erfährt eigentlich nur die Berechnung des Schwenkwiderstandes, indem durch Schiefstellen des Kranschiffes einmal die Größe der Halslagerreibung am Zentrierungszapfen sich ändert, und indem namentlich die senkrecht zur Kranmittelebene gerichteten Komponenten der Nutzlast und des Gewichtes der am Schwenken beteiligten Kranteile ein zusätzliches Drehmoment hervorrufen, das je nach dem Drehungssinne das Kranschwenken erleichtert, oder erschwert.

Aber auch in dynamischer Beziehung müßte, da die Schiffskörper wohl immer für jede Schwenkstellung eine andere Tauchtiefe haben, bei Berechnung des erforderlichen Kran-Drehmomentes genau genommen auch berücksichtigt werden, daß gewisse Trägheitskräfte zu überwinden sind, wenn sich die hochgehobene Last beim Schwenken gleichsam auf schiefer Ebene mit schwankender Drehachse bewegt. Da eine diesbezügliche genaue Rechnung aber wohl kaum möglich ist und vor allem bei den gebräuchlichen Schwenkgeschwindigkeiten die erwähnten Trägheitskräfte verhältnismäßig gering ausfallen werden, so können wir uns darauf beschränken, bei den Drehscheiben-Schwimmkranen insbesondere die Veränderlichkeit der statischen Schwenkwiderstände rechnerisch festzulegen.

Ist (Fig. 15—17) für eine bestimmte Auslegerstellung  $\varphi$  der Krängungswinkel des Querschiffes und  $\psi$  der gleichzeitige Neigungswinkel des Längsschiffes, so sind bei einer Drehung des Auslegers aus der Querschiffsstellung um den  $\sphericalangle \alpha$  die von der Nutzlast herrührenden Komponenten parallel und senkrecht zur

Schwenkachse:  $Q \cdot \cos \varphi$  und  $Q \cdot \sin \varphi$ ; ferner bezüglich der Schiefstellung des Längsschiffes  $Q \cdot \cos \Psi$  und  $Q \cdot \sin \Psi$ .

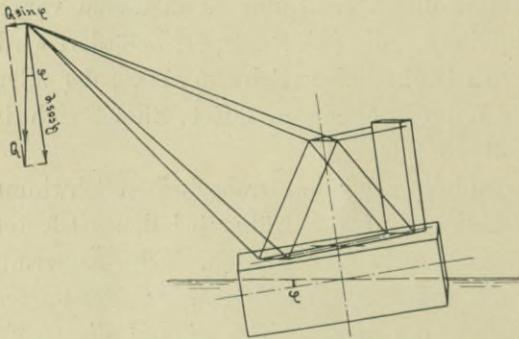


Fig. 15.

Sind nach der Skizze  $Q \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha$  und  $Q \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha$  die senkrecht zur Kranmittelebene in der Ausladung  $a$  angreifenden Kräfte, so ist das von ihnen herührende resultierende Drehmoment

$$M_d = + Q \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha - Q \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha.$$

Ist diese algebraische Summe = 0, so tritt überhaupt kein Drehmoment auf; also

$$\sin \varphi \cdot \sin \alpha = \sin \varphi \cdot \cos \alpha.$$

Wird z. B.  $\varphi = \Psi$ , so wird  $\sin \alpha = \cos \alpha$  und  $\alpha = 45^\circ$ , d. h. die Ruhestellung des Auslegers liegt dann natürlich in der Mitte.

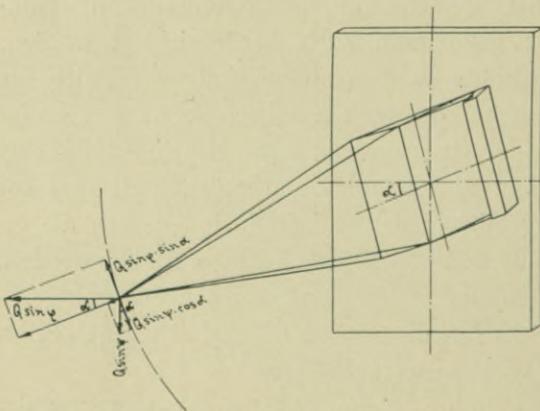


Fig. 16.

In gleicher Weise wie für die Nutzlast wäre jetzt auch das von dem

Krankonstruktionsgewicht herührende Drehmoment zu ermitteln und ferner die durch die Neigung des Kran Schiffes vergrößerte Halslager-

reibung besonders in Rechnung zu stellen. Von weiteren diesbezüglichen Betrachtungen wollen wir aber absehen, da für die schwimmenden Drehscheibenkrane meistens ein verschiebbares

Gegengewicht angeordnet wird, das der Kranführer nach einer Libelle derart einstellt, daß eine möglichst wagerechte Lage des Schiffskörpers gesichert ist. Von diesen Untersuchungen können wir um so mehr absehen, als Schwimmkrane doch wohl nur für den Hafenverkehr gebaut werden, wo also die wenig auszugleichenden Schiffsschwankungen durch Seegang in Wegfall kommen.

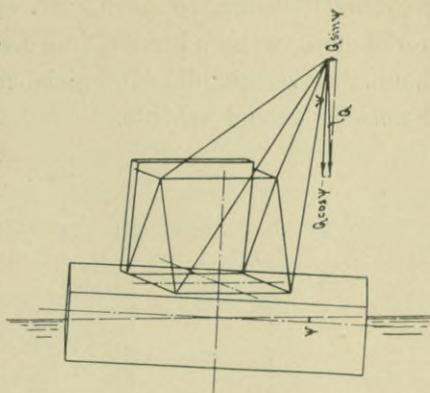


Fig. 17.

## 2. Drehscheiben-T-Krane (neue Form).

Während von den unter 1. behandelten Drehscheibenkranen bereits von Armstrong Ausführungen von Woolwich und Spezia veröffentlicht wurden und ihre Einführung in Deutschland schon in den achtziger Jahren<sup>1)</sup> durch die Firma Ludwig Stuckenholz erfolgte, die das Verdienst für sich in Anspruch nehmen kann, zuerst auf diese Kranform besonders aufmerksam gemacht und sie in besonderer Weise ausgebildet zu haben, gehören große Drehkrane in T-Form mit Laufkatze, also veränderlicher Ausladung, erst der neuesten Zeit an und sind vollständig deutschen Ursprungs.

Infolge der immer größer werdenden Abmessungen der neuesten Schiffe wurde die Beschränkung des Durchfahrtsprofils durch die alten Drehscheibenkrane als sehr hinderlich empfunden. Um daher bei hohen Decksaufbauten das Kranschwenken ohne Verholen des Schiffes, bzw. ohne Benutzung einer Wippbewegung des Auslegers, zu ermöglichen, gab man dem drehbaren Krangerüst die Gestalt eines T's und baute dann den senk-

<sup>1)</sup> 1882 lieferte Stuckenholz den ersten größeren Kran nach diesem System für die Rotterdamer Schiffsbau-Gesellschaft in Fijenoort bei Rotterdam; s. Engineering 11/4, 1884.

rechten Drehturm so hoch, wie es die besonderen Forderungen verlangten, während man den wagerechten Ausleger mit einer Laufkatze versah, die dann gleichzeitig die Leistungsfähigkeit des Krans bedeutend erhöhte.

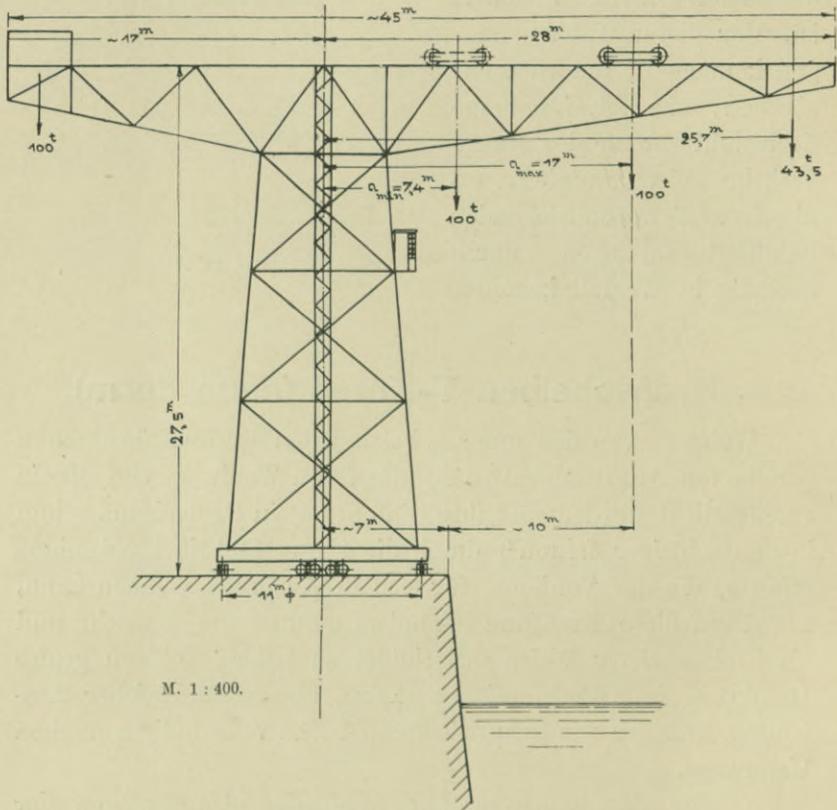


Fig. 18.

Der einzige bisher bekannt gewordene Drehscheiben-T-Kran<sup>1)</sup> steht seit Anfang des Jahres 1900 auf der Werft des »Bremer Vulkan« in Vegesack a. d. Unterweser und wurde gebaut von der Benrather Maschinenfabrik Akt.-Ges. in Benrather bei Düsseldorf (Fig. 18). Er hat bei 17 m Ausladung eine größte Tragfähigkeit von 100 t; die Katze, die mit vollständigem Hub- und

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1901, S. 1559 ff.

Laufwerk versehen ist, kann aber bei einer Belastung von 43,5 t bis zu einer größten Ausladung von 25,7 m ausfahren. Die Höhe der Fahrbahn über Kaikante beträgt 27,5 m. Auch dieser Kran hat keinen vollständigen Laufrollenkranz, sondern ruht auf 12 Schwenkwagen, von denen 3 durch je einen 12 pferdigen Elektromotor angetrieben werden. Diese Wagen laufen auf einer zweischienigen Fahrbahn von 350 mm Spurweite und 11 m mittlerem Durchmesser. Die Geschwindigkeiten bei Höchstlast sind nach Angabe der Firma folgende:

Heben  $v = 1,0$  m/Min.,

Katzenfahren  $v = 10$  m/Min.

Eine vollständige Schwenkbewegung erfordert 7,5 Min.

Da bei diesen Kranen mit besonderem Gegengewichtsausleger einmal der wirksame Gegengewichtshebelarm (gemessen bis zur Kippkante auf der Rollbahn) infolge seiner größeren Länge als bei den gewöhnlichen Drehscheibenkranen verhältnismäßig nur wenig kürzer wird bei unbelastetem als bei belastetem Kran und ferner hier nicht nur genügende Standfestigkeit des Krans bei unbelasteter, ganz eingefahrener, sondern auch bei abgenommener Katze vorhanden sein muß, so sind entweder sehr große Drehscheibendurchmesser erforderlich, oder aber sehr große Gegengewichte bei kleinerem Hebelarm. Die notwendige Folge ist in jedem Falle eine zusätzliche Reibung bei der Schwenkbewegung. Die Verstellbarkeit der Ausladung muß demnach bei den Drehscheiben-T-Kranen in jedem Falle durch größere Fundamente erkauft werden.

Wir wollen hier mit Rücksicht auf den angestrebten Vergleich die gleichen Drehscheibendurchmesser wie bei den früheren Drehscheibenkranen (alte Form) wählen und danach die Gegengewichtshebelarme bestimmen, die dann, bis auf den 150 t-Kran, andere Abmessungen erhalten wie bei den gleichwertigen Hammerkranen, die später untersucht werden sollen.

Die Diagramme der Hub- und Schwenkwerke werden in gleicher Weise wie bei den alten Drehscheibenkranen berechnet, nur sind hier natürlich für das Schwenkwerk besondere Diagramme für die größte und kleinste Ausladung zu entwerfen.

Ist  $J_x$  wieder das Trägheitsmoment des schwenkbaren Krangerüsts, und ist ferner  $a_{\min}$  die kleinste Hakenausladung und  $p_{\min}$  die zugehörige Umfangsbeschleunigung, so ergibt sich beispielsweise der am Haken in kleinster Ausladung gemessene Massenwiderstand des Krans zu:

$$P_b = \frac{J_x}{a_{\min}^2} \cdot p_{\min}.$$

Neu hinzu kommen nur die Diagramme für das Laufwerk, bei denen zweckmäßig alles auf den Umfang der Laufrollen bezogen wird. Der Massenwiderstand des Ankers würde dann beispielsweise sein

$$P_b = M_x^{\text{kg}} \times \frac{1}{r_L^{\text{m}}} \times J,$$

wo  $M_x$  = Beschleunigungsmoment,  $r_L$  = Laufrad-Halbmesser und  $J$  = Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Laufrad ist. Die Triebwerksreibung bei Nullast wurde, ebenso wie beim Schwenkwerk (vgl. S. 26), mindestens gleich  $\frac{3}{4}$  derjenigen bei Vollast angenommen.

Trotz der großen Vorteile, die die Drehscheiben-T-Krane nach der wirtschaftlichen Seite hin den alten Drehscheiben-Kranen gegenüber aufzuweisen haben:

durch größeres Arbeitsfeld, rascheres Arbeiten infolge der schnell ausführbaren Radialbewegung der Laufkatze, die verhältnismäßig nur wenig Kraftaufwand erfordert, und ferner

durch gänzliches Freilassen des Durchfahrts-Profiles, trotz dieser Vorzüge sind sie heute scheinbar wieder verlassen und durch eine andere Kranart, die sogenannten

### 3. Hammerkrane,

ersetzt worden. Die Drehscheiben-T-Krane, wie die Drehscheibenkrane überhaupt, besitzen den großen Nachteil, daß sie den Kaiverkehr namentlich dadurch beeinträchtigen, daß keine Eisenbahngleise innerhalb der von ihrem Schwerpunkte beschriebenen

Fläche hindurchgeführt werden können, da dieser natürlich mit Rücksicht auf die Standsicherheit ganz innerhalb der beweglichen Drehscheibe liegen muß. Verzichtet man darauf, diese T-Krane in sich standfest zu machen, sondern überträgt, wie das eben bei den Hammerkranen der Fall ist, das überschießende Kippmoment auf einen festen Turm, in dem sich, durch Hals- und Fußlager geführt, der T-förmige Ausleger dreht, so hat ein Gegengewicht nur noch den Wert, die Beanspruchungen in diesem Turm herabzumindern und dessen Fundament vor zu großen Belastungsschwankungen zu bewahren.

Als Vorteil der Drehscheiben-Krane gegenüber den Hammerkranen wird häufig hervorgehoben, daß in ihrem Fundament nur pulsierende Druckbelastung, aber keine Zugbeanspruchung auftreten kann. Bedenkt man aber, daß die Fundamentblöcke (Fig. 19) der Hammerkrantürme nichts weiter sind als die für ihre Standfestigkeit benötigten Gegengewichte, die starr durch lange durchgehende Fundamentanker unter richtiger Vorspannung damit verbunden sind, so folgt daraus, daß der zwischen den Ankerplatten eingeklemmte Fundamentklotz in sich ebenfalls nur pulsierende Druckbeanspruchung erfahren kann.

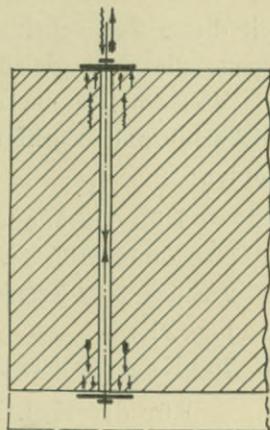


Fig. 19.

Gehen die Anker nicht ganz durch den Fundamentblock hindurch, ist dieser also nicht vollständig von den Ankerplatten eingeschlossen, so könnte allerdings in der Querschnittsebene der unteren Platte auch Zugbeanspruchung im Fundament auftreten, falls dessen oberer Teil nicht schon allein als Gegengewicht genügt.

Dadurch, daß die Hammerkrane einen standfesten, nicht drehbaren Turm haben, in dem sich der Ausleger drehen kann, ist es ohne weiteres möglich, bei zweckentsprechender Gestaltung dieses Turmes Eisenbahngleise hindurchzulegen, die nur das zwischenliegende Ausleger-Spurlager frei lassen müssen, falls

dieses nicht wie beim 40 t-Hammerkran des Emdener Aufsenhafens (Taf. II, Fig. 23) hängend angeordnet ist derart, daß selbst unter der Kranschwenkachse genügend Platz für das Eisenbahnwagen-Normalprofil bleibt.

Die ersten Hammerkrane wurden Herbst 1899 in den Hafenanlagen Bremerhavens von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath bei Düsseldorf fertiggestellt, die auf Anregung des Abteilungsingenieurs O. Günther zum ersten Male diese bei kleineren Ausführungen schon länger bekannte Kranform auch auf Schwerlast-Krane im Werft- und Hafenverkehr übertrug. Seit dieser Zeit scheinen die Hammerkrane alle anderen Kranntypen, die dem gleichen Zweck dienen, verdrängen zu wollen.

Von den Hammerkranen, die schon fertiggestellt, oder noch in Ausführung begriffen sind, sind folgende bisher bekannt geworden:

Für die Wasserbauinspektion B Hamburg:

1. 20 t-Kran, größte Ausladung = 16,5 m (Taf. II, Fig. 20);
2. 2 Stück 30 t-Krane, größte Ausladung = 11,55 m (Taf. II, Fig. 21);
3. 75 t-Kran, größte Ausladung = 28,25 m (Taf. II, Fig. 22).

Für die Kgl. Wasserbauinspektion Emden:

4. 40 t-Kran, größte Ausladung = 23,5 m (Taf. II, Fig. 23);

Für Dublin:

5. 100 t-Kran, größte Ausladung = 22,6 m (Taf. II, Fig. 24).

Alle diese Krane wurden geliefert von der »Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbau-Gesellschaft Nürnberg«, Werk Nürnberg.

Für die Hafenbauinspektion Bremerhaven:

6. 2 Stück 50 t-Krane, größte Ausladung = 12 m (Taf. II, Fig. 25);
7. 150 t-Kran<sup>1)</sup>, größte Ausladung = 22 m (Taf. II, Fig. 26).

Für Vulcain Belge Anvers:

8. 120 t-Kran, größte Ausladung für die Höchstlast = 20 m (Taf. III, Fig. 27).

---

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1899, S. 1481 ff.

Für die Howaldtswerke Kiel:

9. 150 t-Kran<sup>1)</sup>, größte Ausladung für die Höchstlast = 20 m (Taf. III, Fig. 28).

Für W. Beardmore & Co. Ltd., Glasgow:

10. 150 t-Kran<sup>2)</sup> mit 2 Katzen von 150 t und 50 t Tragkraft auf 2 Lastauslegern. Ausladung für die große Katze = 22 m, für die vollbelastete kleine Katze = 30 m (Taf. III, Fig. 29).

Für Vickers Sons & Maxim, Liverpool:

11. 150 t-Kran, größte Ausladung für die Höchstlast = 22 m (Taf. IV, Fig. 30).

Die unter Nr. 6—11 erwähnten Krane wurden sämtlich von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath bei Düsseldorf gebaut.

Endlich bleibt noch zu erwähnen der für die Kruppsche Germaniawerft in Kiel von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, in Duisburg a. Rh., gelieferte

12. 150 t-Kran<sup>3)</sup>, größte Ausladung für die Höchstlast = 22,75 m (Taf. IV, Fig. 31).

Die vorerwähnten Krane sind sämtlich elektrisch betrieben.

Die Literatur über Hammerkrane ist im allgemeinen so ausreichend, daß zwecks näherer Erläuterung auf sie verwiesen werden kann. Wir wollen hier nur noch einzelne Punkte hervorheben. Zunächst sei bemerkt, daß der Gegengewichtsausleger jetzt bei den meisten Hammerkranen kürzer als der Lastausleger ist. Wenn sich auch dadurch ein überschüssiges Winddruckmoment trotz Verkleidung des kürzeren Auslegerteiles bei den üblichen Abmessungen nicht ganz vermeiden läßt, so besteht doch anderseits der Vorteil, daß der Kranführer beim Schwenken

---

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1901, S. 1507 ff.

<sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1902, S. 1107/8.

<sup>3)</sup> Z. d. V. d. I. 1900, S. 430; ferner 1901, S. 1762/63, 1902, S. 175 ff., 659/60, 1572 ff., 1848/49.

meistens nur auf den längeren Lastausleger Rücksicht zu nehmen braucht, da der kürzere Gegengewichtsausleger nur in den seltensten Fällen durch Schiffsmasten in seiner Drehung gehindert wird. (Fig. 32.)

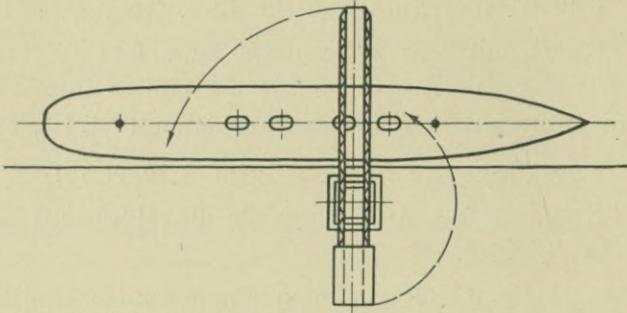


Fig. 32.

Aber auch in bezug auf die Schwenkbeschleunigungskräfte ist es vorteilhafter, das Gegengewicht an einem kleineren Hebelarm anzubringen. Dies ergibt sich ohne weiteres aus der Gleichung:

$$\frac{M_x'}{M_x} = \frac{l + x}{l' + x} \cdot \frac{l'^2}{l^2},$$

die wir auf S. 26 ff. für die Gegengewichte der Drehscheibenkrane abgeleitet haben. Setzen wir hierin  $x = 0$ , so ergibt sich, wenn wir die gleichzeitigen Größenänderungen der Gegengewichtsarme vernachlässigen, daß die Schwenkbeschleunigungsmomente der Gegengewichte im gleichen Verhältnis wie ihre Hebelarme wachsen.

Aus den angeführten Gründen erhielten auch die in dieser Arbeit zu untersuchenden Hammerkrane sämtlich kürzere Gegengewichts- als Lastausleger.

Allerdings erzeugt das größere Gegengewicht auch einen größeren Spurlagerdruck; dieser Umstand kommt aber weniger in Frage, da der senkrechte Druck von Wälzrollen aufgenommen wird, die ja einen verhältnismäßig geringen Reibungsverlust bedingen.

Um eine möglichst geringe Beanspruchung des festen Turmgerüsts zu sichern, ist die Größe des Gegengewichtes jedesmal

so bestimmt worden, daß das Kippmoment des Auslegers bei Höchstlast und ganz ausgefahrener Katze gleich dem entgegengesetzt drehenden Kippmoment bei eingefahrener und unbelasteter Katze ist. Gelten also die Bezeichnungen:

- $Q$  = Höchstlast,  
 $L$  = Gewicht der Laufkatze nebst Flasche,  
 $a_{\max}$  = größte Ausladung der Last  $Q$ ,  
 $a_{\min}$  = kleinste Ausladung der Last  $Q$ ,  
 $M_k$  = Kippmoment des Ausleger-Eigengewichts (ohne Gegengewicht),  
 $G$  = Gegengewicht,  
 $g$  = zugehöriger Schwerpunktsabstand von der Schwenkachse,

so haben wir zur Bestimmung von  $G$  die Gleichung

$$(Q + L) \cdot a_{\max} + M_k - G \cdot g = G \cdot g - M_k - L \cdot a_{\min};$$

also ist

$$G = \frac{(Q + L) \cdot a_{\max} + 2M_k + L \cdot a_{\min}}{2g}.$$

Von größtem Interesse ist es, die beim Entwurf rechnerisch ermittelten Halslagerdrucke der Drehsäule später bei den Abnahmeversuchen des ausgeführten Krans auf ihre Richtigkeit hin zu prüfen. Dies geschieht einfach in der Weise, daß man die Laufkatze mit angehängter beliebiger Last  $Q_1$  so lange herausfährt, bis sich in den Laufrollen des oberen Halslagers ein Druckrichtungswechsel bemerkbar macht. Ist dann  $r$  der zugehörige Abstand des Laufkatzenschwerpunktes von der Schwenkachse, so ergibt sich das vom Eigengewicht des Auslegers, einschließlichs Gegengewicht, herrührende Kippmoment zu

$$M_s = (Q_1 + L) \cdot r.$$

Der wagerechte Schub bei der Höchstlast  $Q$  in der Ausladung  $a_{\max}$  ist demnach, wenn  $L$  den Abstand der beiden Halslager der Drehsäule bedeutet,

$$H = \frac{(Q + L) \cdot a_{\max} - M_s}{h}.$$

Dieser auf statischem Wege sich ergebende größte Halslagerdruck wird in der Anlaufzeit infolge zusätzlicher Beschleunigungs-

drucke noch gröfsere Werte annehmen. Die genaue Berechnung dieser Drucke mit Hilfe des d'Alembertschen Prinzips findet sich auf S. 51 ff. und kann infolgedessen hier übergangen werden.

Die verschiedenen Ausführungen der Hammerkrane zeigen grofse Mannigfaltigkeit im Einbau ihrer Triebwerke. Das gilt sowohl von den Hub- und Fahrwerken als auch von den Schwenkwerken. Bei den grofsen Hubhöhen erhält die Seiltrommel bedeutende Abmessungen, und auch das eigentliche Triebwerk fällt infolge der grofsen zu bewältigenden Massen schwer aus. Um den Ausleger zu entlasten, ist daher vielfach das Hub- und Fahrwerk fest auf dem Gegengewichtsausleger montiert worden, so dafs die Laufkatze dann eigentlich nur noch als Tragorgan für die Last, die Flasche und die Seilführungsrollen dient. Durch diese Anordnung werden die auszugleichenden Gewichte beträchtlich verringert, die gesamte Auslegereisenkonstruktion kann etwas leichter gehalten werden, die Halslagerdrucke werden kleiner, und auch die Schwenkbeschleunigung erfordert geringere Kräfte. Diese Vorteile sind aber nur einseitig, denn sie werden teuer dadurch erkauft, dafs beim Heben und Senken des Hakens und beim Katzenfahren ständig grofse Reibungsverluste durch Seilführungsrollen und durch Seilbiegungen überwunden werden müssen. Werden außerdem noch statt der Seiltrommeln kurze Spilltrommeln angewendet, die nur die Kraftübertragung vermitteln, die Aufnahme des Lastseiles aber einem Spannflaschenzuge in der Achse der Kransäule überlassen, so werden diese Reibungsverluste noch bedeutend gröfser. In dieser Arbeit ist davon Abstand genommen worden, die zusätzlichen Reibungswiderstände, die getrennte Triebwerke mit sich bringen, noch besonders rechnerisch zu untersuchen. Trotzdem kann aber wohl behauptet werden, dafs eine Laufkatze mit vollständigem Triebwerke vielleicht die Anlagekosten erhöht, nicht aber die Schwenkwiderstände derart vergrößert, dafs die Widerstände des Hub- und Fahrwerkes der andern Anordnung dagegen zurücktreten können. Ausserdem besitzt eine Laufkatze, die sämtliche Triebwerke auf sich vereinigt, den Vorteil der gröfseren Einfachheit und Übersichtlichkeit. Eine solche Laufkatze haben beispiels-

weise der 150 t-Hammerkran<sup>1)</sup> der Kruppschen Germaniawerft in Kiel (Taf. IV, Fig. 31) und der 40 t-Kran des Emdener Aufsenhafens (Taf. II, Fig. 23), während die großen von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. gelieferten Drehkrane mit Spilltrommeln und zum Teil getrenntem Triebwerk versehen sind.

Das tote Gegengewicht ist bei einer der neuesten Ausführungen, dem 150 t-Hammerkran<sup>2)</sup> für W. Beardmore & Co. Ltd., Glasgow (Taf. III, Fig. 29), durch eine zweite Laufkatze ersetzt worden, so daß der Ausleger auf seinem kürzeren Arm eine Katze für schwere Lasten und auf seinem längeren Arm eine Katze für leichte Lasten trägt. Durch geeignete Steuerungsvorrichtungen ist dafür gesorgt, daß jede der beiden Katzen nur benutzt werden kann, wenn die andere sich unbelastet in ihrer äußersten Stellung befindet; mit Rücksicht auf die Standsicherheit sind im Ruhezustande beide Katzen in ihrer größten Ausladung.

Gegenüber den früheren Kranen mit einem Last- und einem Gegengewichtsausleger sind diese Krane mit zwei Nutzauslegern aber insofern im Nachteil, als sie in einer größeren als der Höchstlastausladung keine Lasten heben können, die die Tragfähigkeit der kleinen Laufkatze überschreiten.

Auf Grund von vergleichenden Rechnungsbeispielen der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann<sup>3)</sup>, sollen die Krane mit Last- und Gegengewichtsausleger auch einen geringeren Halslagerdruck ergeben; der senkrechte Fußlagerdruck dagegen soll etwas größer ausfallen, ohne jedoch das Fundament zu benachteiligen, da die Resultierende aus dieser Vertikalkraft und dem horizontalen Halslagerdruck in beiden Fällen annähernd gleiche Flächenpressungen hervorruft.

Bezüglich des Auslegers sei noch erwähnt, daß sich bei den meisten Hammerkranen die Katzenfahrbahn auf den oberen Gurtungen befindet. Statt des Windverbandes, der in diesen

---

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1902, S. 1572 ff.

<sup>2)</sup> Z. d. V. d. I. 1902, S. 1107/08.

<sup>3)</sup> Ernst, Hebezeuge 1903, Bd. I, S. 643 ff.

Fällen in Wegfall kommen muß, erhält dann der Lastausleger zur Aufnahme der seitlichen Massenwiderstände des Schwenkens besonders breite Gurtungen und außerdem zwei äußere Versteifungsbühnen. Um wenigstens den oberen Windverband beibehalten zu können, verlegt die »Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.« häufig die Fahrbahn zwischen die beiden Auslegerfachwerkebenen (Taf. II, Fig. 20, 22 und 24). Das ist auch in allen den Fällen angängig, wo, wie hier, die Katze kein vollständiges Triebwerk hat, also nur geringe Höhe besitzt und keine besondere Wartung bedarf.

Die Gestaltung des festen Turmgerüsts in eine dreiseitige oder vierseitige Pyramide ist natürlich ganz ohne Einfluß auf die Leistungsfähigkeit des Krans und hängt nur von den Kosten, den örtlichen Verhältnissen und den besonderen Forderungen ab, die der Auftraggeber an die ganze Anlage stellt. Nicht einerlei dagegen ist es, ob der Antrieb des Drehwerkes am unteren oder oberen Halslager erfolgt.

Ist der obere Antrieb schon im Prinzip vorzuziehen, weil bei ihm die Widerstände möglichst da, wo sie auftreten, überwunden werden, so gestattet er auch anderseits den Vorteil, den Durchmesser des festgelagerten Triebstockkranzes verhältnismäßig groß zu wählen und zwei diametral gegenüberliegende Antriebsritzeln in ihn eingreifen zu lassen, ohne daß irgend welcher nutzbare Raum dadurch versperrt würde. Durch den großen Durchmesser des Triebstockkranzes, der auf dem festen Turmgerüst genau einstellbar gelagert ist (Fig. 33, S. 44), wird der Zahndruck sowohl, wie auch die Übersetzung des eigentlichen Triebwerks vorteilhaft verringert. Da ohne Schwierigkeit unter dem Last- und Gegengewichtsausleger zwei getrennte Schwenkwerke mit zwei Triebblingen angebracht werden können, die mit dem Triebstockkranz im Eingriff sind und die Schwenkbewegung samt ihren Antriebsmotoren mitmachen, so läßt sich dadurch der Zahndruck leicht noch weiter vermindern, und man hat noch den Vorteil, daß das Halslager keine vom Zahndruck herrührende resultierende Einzelkraft aufzunehmen braucht.

Natürlich können auch die Schwenkwerke auf dem festen Turmgerüst angebracht werden, während der Triebstockkranz am beweglichen Ausleger befestigt ist.

Erfolgt der Antrieb des Schwenkwerks am unteren Halslager, so kann der Durchmesser des Triebstockteilkreises verhältnismäßig nur klein gewählt werden, da der zur Verfügung stehende Raum beschränkt ist und unter Umständen sogar darauf Rücksicht genommen werden muß, daß Eisenbahngleise zu beiden Seiten des Fußlagers durch das feste Stützgerüst hindurchgeführt werden können. Die Folge davon ist, daß das eigentliche Triebwerk eine größere Übersetzung bekommt, und daß selbst bei Anordnung von zwei Schwenktriebwerken, die aber wegen ihrer Raumbeanspruchung zu ebener Erde immerhin unbequem werden können, die Zahndrucke verhältnismäßig groß ausfallen. Außerdem aber erfordert unterer Antrieb für die Aufstellung des Triebwerkes einen besonderen Rost aus Walzeisen.

Oberen Antrieb des Schwenkwerks haben die Krane der »Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbau-Gesellschaft Nürnberg A.-G.« und der von der »Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann«, gelieferte 150 t-Hammerkran für die Kruppsche Germaniawerft in Kiel (Fig. 33, S. 44); dagegen besitzen die Ausführungen der »Benrather Maschinenfabrik A.-G.« sämtlich unteren Antrieb des Schwenkwerks.

Die Diagramme der hier zu untersuchenden drei Hammerkrane wurden in ähnlicher Weise ermittelt wie diejenigen der schon früher besprochenen Drehscheiben-T-Krane. Hier sei deshalb nur noch darauf hingewiesen, daß bei den Berechnungen die Fußlager und oberen Halslager der drehbaren Kransäule entsprechend den Benrather Ausführungen angenommen wurden.

Am 3. Februar 1903 ist von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vormals Bechem & Keetmann, unter Nr. D. 13273, Kl. 35b, eine Patentanmeldung eingereicht worden, bei der es sich um eine besondere Gestaltung des festen Stützgerüsts handelt (Fig. 34, S. 45).

Um bei gleicher nutzbarer Ausladung nach einer Seite des Stützgerüsts hin eine geringere Ausladung bis Mitte Dreh-

säule zu erzielen, ist bei dieser Anordnung das Auslegerfußlager aus dem Schwerpunkte der Grundfläche des festen Turmgerüsts herausgerückt. Wir kommen dann mit einem kürzeren wagenrechten Ausleger aus, und die Fuß- und Halslagerdrucke werden kleiner. Gegenüber diesen Vorteilen ist aber vielleicht zu bemerken, daß die Herstellungskosten des Stützgerüsts infolge seiner unsymmetrischen Gestaltung wahrscheinlich erhöht werden,

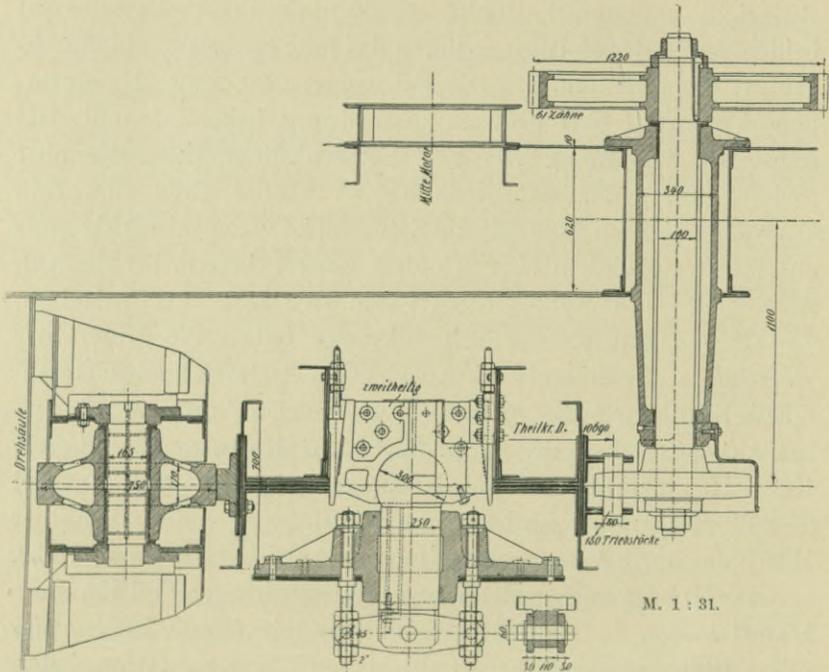


Fig. 33.1)

daß ferner etwaige Eisenbahngleise jetzt weiter von der Kaikante vorbeigeführt werden müssen, und daß der landseitige Lagerplatz um den Kran herum verkleinert wird.

Um zu zeigen, wie sich die Schwenkwiderstände der Anlaufzeit bei Kranen dieser neuen Anordnung verhalten, sind als Beispiele die Diagramme eines 150 t-Hammerkrans berechnet worden, der die gleiche Nutzausladung hat wie der 150 t-Kran der sonst üblichen Ausführung. Dabei ergab sich unter

1) Schiffbau 1903, IV. Jahrgang.

Zugrundelegung eines dreiseitigen Stützgerüsts, das hierbei etwas günstiger als ein vierseitiges verwendet werden kann, eine Ersparnis an Gesamtausladung von etwa 4,5 m. Entsprechend

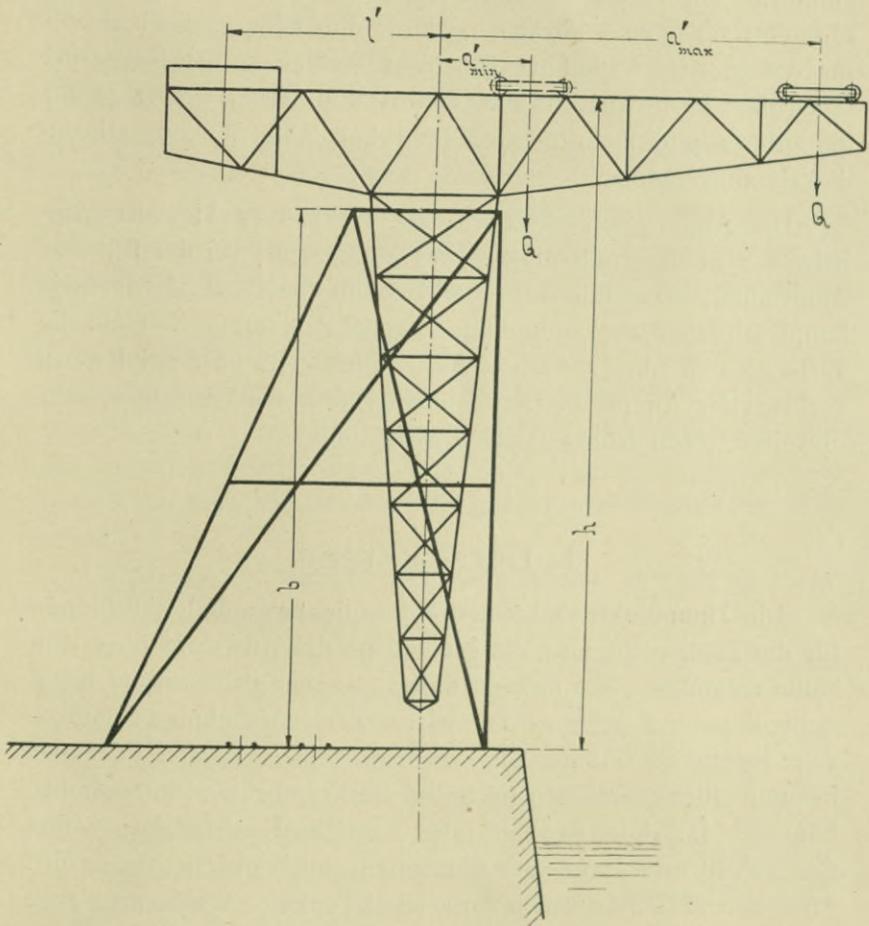


Fig. 34.

dieser Verkürzung der größten Hakenausladung von  $a_{max} = 25$  m auf  $a'_{max} = 20,5$  m, wurde dann auch die Gegengewichtsausladung von  $l = 14$  m auf  $l' = 11,5$  m verringert und ferner die kleinste Ausladung von  $a_{min} = 13$  m auf  $a'_{min} = 5$  m. Die frühere Höhe  $h = 35$  m der Fahrbahn über Kaikante wurde natürlich

beibehalten; ebenso wurden wieder das gleiche Fußlager und — abgesehen von dem Zapfendurchmesser der Laufrollen — auch das gleiche Halsrollenlager wie bei der alten Anordnung angenommen. Um einigermaßen den angestrebten Vergleich mit den übrigen Kranen zu ermöglichen, wurde die Hakengeschwindigkeit für die größte Ausladung von  $a'_{\max} = 20,5$  m bei Null- und Höchstlast ebenso wie früher gewählt und ferner wieder je für die größte und kleinste Ausladung konstante Winkelgeschwindigkeit angenommen.

Die Arbeitsgeschwindigkeit des Hakens in kleinster Ausladung wird dann allerdings etwas geringer als bei der früheren Anordnung. Das fällt aber wohl kaum ins Gewicht, da es ja hauptsächlich darauf ankommt, in möglichst kurzer Zeit um die verlangten Winkel zu schwenken. Dies geht aber bei Kranen vorliegender Anordnung am schnellsten, da die Winkelgeschwindigkeiten gegen früher etwas größer sind.

#### 4. Derrickkrane.

Die Hammerkrane können wohl die horizontale Ausladung für die Last, nicht aber die Höhenlage des Auslegers über Kai- kante verändern. Sie müssen daher — unter gleichzeitiger Rücksichtnahme auf späteres Anwachsen der Schiffsabmessungen — von vornherein mindestens so hoch gebaut werden, daß sie bequem über die Schornsteine und Decksaufbauten hinwegdrehen können. Dabei ist es ihnen aber manchmal, ohne daß vorher das Schiff verholt würde, unmöglich, auch gleichzeitig an den Masten und Panzertürmen vorbeizuschwenken. Wollte man auch dies unter allen Umständen ermöglichen, so wären riesige Kranhöhen erforderlich und damit auch bedeutende Kosten bedingt. Hierin liegt vielleicht der einzige Nachteil der Hammerkrane. In manchen Fällen sind daher Derrickkrane, d. h. Drehkrane mit verstellbarem Ausleger, sehr wohl am Platz. Sie können ohne Schwierigkeit zwischen den Masten arbeiten und reichen doch bei richtiger Bemessung bis zu den äußersten Spitzen

der Schiffe hinauf, selbst wenn diese vollständig entleert im Schwimmdock liegen. Dadurch ist dann, namentlich bei schmalem Auslegerkopf, auch ein bequemes Einsetzen der Schiffsmasten möglich.

Ein weiterer Vorteil der Derrickkrane, wenigstens der hier zu untersuchenden Derrickkrane mit festem Dreibock-Gerüst, ist darin zu sehen, daß sie von allen bisher gebauten Schwerlast-Drehkranen bei gleicher Gesamtausladung die größte Nutzausladung gestatten. In dieser Beziehung sind sie selbst etwas denjenigen Hammerkranen überlegen, die nach dem schon besprochenen Vorschlage der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vorm. Bechem & Keetmann, mit unsymmetrischem Stützgerüst versehen sind.

Andererseits aber gestatten die Derrickkrane keine so große Veränderung der Ausladung wie die Hammerkrane; aus diesem Grunde, und dann aber auch, weil durch das feste Bockgerüst der Schwenkwinkel bis auf etwa  $180^{\circ}$  beschränkt ist, wird die vom Kranhaken bestrichene Ringfläche verhältnismäßig klein ausfallen.

Als weiterer Nachteil der Derrickkrane ist hervorzuheben, daß bei der Wippbewegung des Auslegers ein genaues Einstellen von Lasten, und namentlich das genaue Anpassen von Maschinenteilen beim Montieren, sehr schwierig ist, weil bei jeder Veränderung der Ausladung auch ein Heben oder Senken der Last stattfindet, wenn nicht gleichzeitig die Hubwinde entsprechend mitarbeitet. Da ferner nur selten die Lastseilführung parallel der Verbindungsgeraden von Mitte Auslegerkopffrollen bis Mitte Drehzapfen des Wippauslegers erfolgen kann, so bedingt die Wippbewegung — auch wenn wir von einem gleichzeitigen Mitarbeiten der Hubwinde absehen — in den meisten Fällen noch eine Drehung sämtlicher mit dem Wippausleger verbundenen Seilrollen. Aus diesen Gründen wird jede Veränderung der Ausladung mit großen Reibungsverlusten verbunden sein.

Die Wippbewegung kann natürlich mit jedem Drehkran verbunden werden, sie findet sich aber, soweit große Lasten in Frage kommen, vorerst nur bei den freistehenden Drehscheibenkranen

(einschließlich Drehscheiben-Schwimmkrane, vgl. S. 29) und bei den Drehkranen mit beschränktem Schwenkwinkel und festem Bockgerüst, also den eigentlichen Derrickkranen.

Wird die Wippbewegung durch Seilzug ausgeführt, so läßt sich das zugehörige Trommeldrehmoment für den Beharrungszustand der Bewegung ohne weiteres dadurch konstant machen, daß man der Trommel eine konische Form gibt. Dieser Vorteil gleichbleibenden Drehmomentes fällt bei Schraubenzug in den üblichen Anordnungen weg.

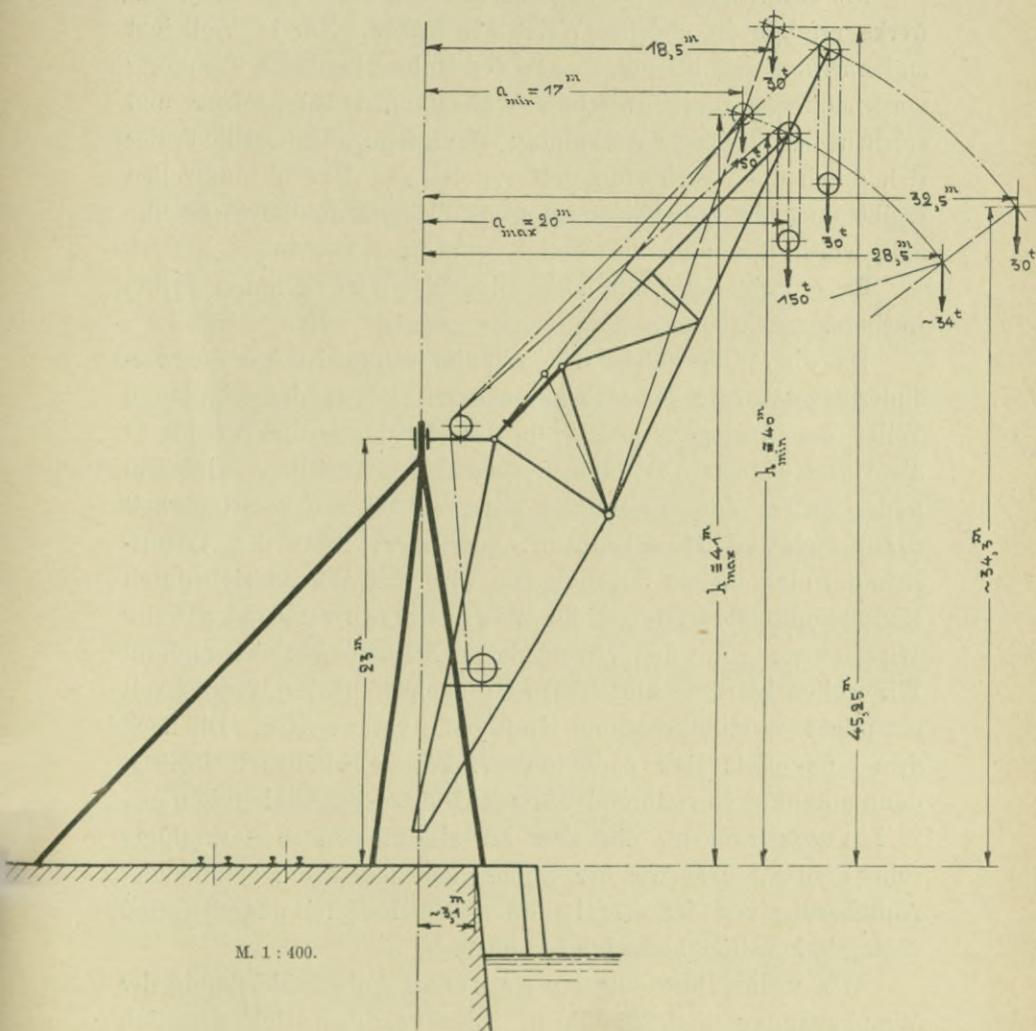
Für die Derrickkrane, wie sie in dieser Arbeit untersucht werden sollen, ist nur ein praktisches Beispiel vorhanden. Das ist der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vorm. Bechem & Keetmann, für die Werft von Blohm & Vofs in Hamburg gelieferte 150 t-Kran<sup>1)</sup> mit nur einer Ausleger-Fachwerkebene und zwei Schraubenspindeln für die Wippbewegung (Fig. 35). Statt des bei diesem Kran vorhandenen Dampftriebes wählen wir allerdings, wie ja überall in vorliegender Arbeit, elektrischen Antrieb, und ferner nehmen wir das Fußlager nicht als Gleitlager, sondern, wie bei den Hammerkranen, als Rollenspurlager an.

Beim Hamburger Derrickkran ist eine kreisringförmige Gleitbahn nach Art der Führung von Hobelbankbetten verwendet, um die senkrechten Drucke aufzunehmen. Die wagerechten, vom Kippmoment herrührenden Kräfte werden durch ein oberes und unteres Gleit-Halslager aufgefangen. Zur Konstruktion einer Gleitbahn entschloß man sich wegen der zur Verfügung stehenden kleinen Grundfläche von nur etwa 4,5 m Durchmesser. Ein Rollenspurlager, wie wir es bei den Hammerkranen hatten, würde aber kaum mehr Platz beanspruchen und außerdem einen bedeutend geringeren Reibungsverlust ergeben, da dann statt der gleitenden Reibung nur eine wälzende vorhanden wäre. Vergleichende Rechnungen zeigen, daß unter normalen Verhältnissen der Reibungswiderstand der Gleitbahn etwa zehnmal größer als derjenige der Rollenspurbahn ist.

---

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1898, S. 437 ff.

Für den 150 t-Hammerkran, der wegen seines Gegengewichtes und auch wegen seines größeren Eigengewichtes einen



bedeutend größeren Vertikaldruck hervorruft als der entsprechende Derrickkran, genügte ein mittlerer Durchmesser des Spurrollenkranzes von nur 3 m. Es stand also nichts im Wege, für die

hier zu untersuchenden Derrickkrane ebenfalls Rollenspurlager anzunehmen.

Die Ermittlung der Diagramme des Hub- und Schwenkwerks erfolgte in gleicher Weise wie früher. Nur ist vielleicht zu bemerken, daß bei Berechnung des Hubwerkes keine Trennung vorgenommen wurde zwischen Widerständen bei größter und solchen bei kleinster Ausladung; der geringe Unterschied, der sich durch die verschieden große Belastung der Führungsrollen ergibt und die verschieden großen Widerstände der Seilsteifigkeit, wurde also unberücksichtigt gelassen.

Es erübrigt jetzt nur noch, das Wippwerk näher zu betrachten.

Da die Widerstände der Wippbewegung infolge der veränderlichen Größe der Hebelarme der Nutzlast, des wippbaren Teiles des Auslegers und auch der Hebelarme der Kraft für die verschiedenen Ausladungen verschieden ausfallen, wird entweder unter Voraussetzung konstanter Winkelgeschwindigkeit der Kraftbedarf schwanken, oder aber, wenn der Arbeitsaufwand als konstant angenommen wird und der Antrieb durch Hauptstrommotore erfolgt, die Winkelgeschwindigkeit der Wippbewegung mit den verschiedenen Ausladungen sich ändern. Wir wollen hier — wie das meist auch wohl der Wirklichkeit entspricht — eine konstante Kraftquelle voraussetzen. Die nach dem Sinusgesetz sich ändernde Winkelgeschwindigkeit bedingt dann allerdings fortwährende Massenwirkungen (Beschleunigungen und Verzögerungen), die aber im allgemeinen so geringfügig sein werden, daß wir der Einfachheit halber mit genügender Annäherung von der mittleren Geschwindigkeit ausgehen und diese als konstant betrachten können.

Wir wollen hier nur die größten Anlaufwiderstände der Wippbewegung berücksichtigen. Diese ergeben sich natürlich sowohl bei Höchstlast wie bei Nullast für die Bewegung aus der größten Ausladung, weil dann die statischen Widerstände am größten sind, gegen welche die dynamischen Widerstände selbst bei kleinster Ausladung (wo also die Geschwindigkeit am größten ist) fast gänzlich verschwinden. Die auf den Haken reduzierten

Widerstände wurden in ähnlicher Weise wie bei der Schwenkbewegung ermittelt. In der früheren Gleichung

$$P_b = \frac{J_x}{a^2} \cdot p \quad (\text{s. S. 17})$$

für den Anfahrwiderstand der Auslegerträger, z. B., ist dann also unter  $a$  die Entfernung der Rollenkopfachse von der Wippachse zu verstehen, und unter  $J_x$  das auf diese Achse bezogene Massenträgheitsmoment des wippbaren Auslegerteiles.

Als untere Grenze der Triebwerksreibung für den unbelasteten Wippausleger wurde, wie früher beim Schwenk- und Laufwerk,  $\frac{3}{4}$  der Höchstlastreibung festgesetzt.

Im Anschluß an die vorangegangenen allgemeinen Betrachtungen wollen wir versuchen, die genaue Bestimmung der Halslagerdrucke bei in beschleunigter Schwenkbewegung befindlichen Kranen abzuleiten, und dann am Beispiel des 150 t-Derrickkranes zeigen, welche zusätzlichen Beanspruchungen bei der sonst üblichen Berechnung für den Beharrungszustand der Schwenkbewegung vernachlässigt werden.

Wir benutzen zur Lösung das d'Alembertsche Prinzip; dieses lautet:

An jedem Körper sind die Ergänzungskräfte (Trägheitskräfte):  $[-mp]$  mit den gesamten äußeren Kräften im Gleichgewicht, d. h. ihre algebraische Summe ist  $= 0$ .

Wenden wir diesen Satz auf Körper an, die sich um eine feste Achse drehen, so ergeben sich, wenn wir in einem räumlichen rechtwinkligen Koordinatensystem die  $X$ -Achse zur Drehachse wählen, die sämtlichen Ergänzungskräfte  $[-mp]$  zur Zeit  $t$  (mit Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und Winkelbeschleunigung  $\epsilon$ ) aus den 6 Gleichungen:

$$\begin{aligned} X &= 0, \\ Y &= My_0 \omega^2 - Mz_0 \epsilon, \\ Z &= Mz_0 \omega^2 - My_0 \epsilon, \\ \mathfrak{M}_x &= -\epsilon J_x, \\ \mathfrak{M}_y &= -\omega^2 \int xz dM + \epsilon \int xy dM = -\omega^2 C_{xz} + \epsilon \cdot C_{xy}, \\ \mathfrak{M}_z &= \omega^2 \int xy dM + \epsilon \int xz dM = \omega^2 C_{xy} + \epsilon C_{xz}. \end{aligned}$$

Hierin bedeuten:

$X, Y, Z$  die Komponenten der durch den Koordinatenursprung gehenden (und auf ihn bezogenen) resultierenden Einzelkraft nach den drei Achsen und  $\mathfrak{M}_x, \mathfrak{M}_y, \mathfrak{M}_z$  die bezüglichen Komponenten des resultierenden Kräftepaars, ferner

$M$  = Masse des Körpers,

$\omega$  = Winkelgeschwindigkeit zur Zeit  $t$ ,

$\varepsilon$  = Winkelbeschleunigung zur Zeit  $t$ ,

$\left. \begin{matrix} y_0 \\ z_0 \end{matrix} \right\}$  = Koordinaten des Schwerpunktes,

$J_x$  = Massenträgheitsmoment, bezogen auf die  $X$ -Achse,

$\left. \begin{matrix} C_{xy} \\ C_{xz} \end{matrix} \right\}$  = Massen-Zentrifugalmomente, bezogen auf die Achsen  $X$  und  $Y$ , bzw.  $X$  und  $Z$ .

Mit diesen Ergänzungskräften müssen die sämtlichen äußeren Kräfte (also sowohl Antriebskräfte wie Widerstandskräfte, bzw. Lagerdrucke usw.) im Gleichgewichte sein.

Die Komponenten der Lagerdrucke in  $A$  und  $B$  (Fig. 36) mögen sein:

$$\left. \begin{matrix} A_x, B_x \\ A_y, B_y \\ A_z, B_z \end{matrix} \right\} \text{ und die zugehörigen Momente } \left\{ \begin{matrix} M_x, \\ M_y, \\ M_z. \end{matrix} \right.$$

Sind ferner

$$\left. \begin{matrix} R_x, \\ R_y, \\ R_z \end{matrix} \right\} \text{ und } \left\{ \begin{matrix} M_x, \\ M_y, \\ M_z \end{matrix} \right.$$

die Komponenten der durch den Ursprung  $A$  gehenden resultierenden Einzelkraft  $R$  und des resultierenden Kräftepaars  $M$ , die zusammen den äußeren Kräften — mit Ausnahme der Lagerdrucke und der von ihnen herrührenden Momente — äquivalent sind, so haben

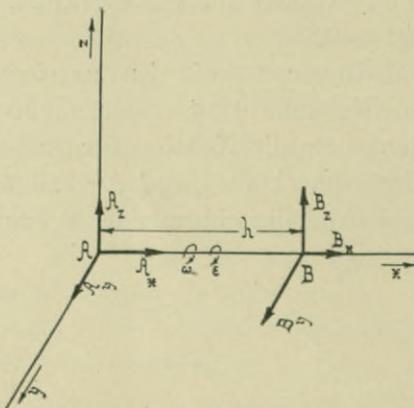


Fig. 36.

wir also folgende Hauptgleichungen:

$$\begin{aligned} A_x + B_x + R_x + X &= 0, \\ A_y + B_y + R_y + Y &= 0, \\ A_z + B_z + R_z + Z &= 0, \\ M'_x + M_x + \mathfrak{M}_x &= 0, \\ M'_y + M_y + \mathfrak{M}_y &= 0, \\ M'_z + M_z + \mathfrak{M}_z &= 0. \end{aligned}$$

Die von den Auflagerdrucken in  $A$  und  $B$  herrührenden Kräftepaare — der Zeiger deutet die Drehachse an — haben folgende Werte:

$$\begin{aligned} M'_x &= 0, \\ M'_y &= -B_z \cdot h, \\ M'_z &= B_y \cdot h. \end{aligned}$$

Setzen wir diese Werte sowohl, wie die Werte für die d'Alembertschen Ergänzungskräfte in die Hauptgleichungen ein, dann erhalten wir:

1.  $A_x + B_x + R_x = 0,$
2.  $A_y + B_y + R_y + M \cdot y_0 \cdot \omega^2 + M \cdot z_0 \cdot \varepsilon = 0,$
3.  $A_z + B_z + R_z + M z_0 \omega^2 - M y_0 \varepsilon = 0,$
4.  $M_x - \varepsilon \cdot J_x = 0,$
5.  $-B_z \cdot h + M_y - \omega^2 \cdot C_{xz} + \varepsilon \cdot C_{xy} = 0,$
6.  $B_y \cdot h + M_z + \omega^2 \cdot C_{xy} + \varepsilon \cdot C_{xz} = 0.$

Da zur Bestimmung von  $A_x$  und  $B_x$  nur Gleichung 1 vorhanden ist, so kann nicht jede Gröfse einzeln, sondern nur ihre Summe berechnet werden. Die Gleichungen zur Bestimmung der Lagerdrucke in  $A$  und  $B$  lauten jetzt:

$$\text{I. } A_x + B_x = -R_x,$$

aus Gleichung 4 folgt:

$$\text{II. } M_x = \varepsilon \cdot J_x,$$

aus Gleichung 5 und 6 folgt:

$$\text{III. } B_z = \frac{1}{h} \cdot (M_y - \omega^2 \cdot C_{xz} + \varepsilon \cdot C_{xy}) \text{ und}$$

$$\text{IV. } B_y = -\frac{1}{h} \cdot (M_z + \omega^2 \cdot C_{xy} + \varepsilon \cdot C_{xz});$$

jetzt ist auch:

$$\text{V. } A_z = -B_z - R_z - M z_0 \omega^2 + M y_0 \varepsilon \text{ und}$$

$$\text{VI. } A_y = -B_y - R_y - M \cdot y_0 \cdot \omega^2 - M z_0 \varepsilon.$$

Beispiel: Ein Auslegerträger von der Länge  $l$  (Fig. 37) drehe sich, durch die gewichtslosen Stangen  $b_1$  und  $b_2$  gehalten,

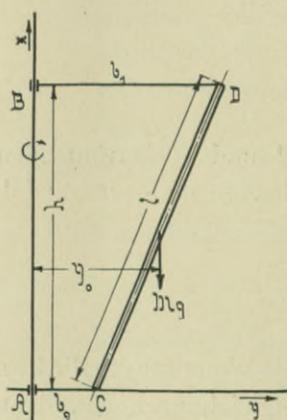


Fig. 37.

mit einer augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und Winkelbeschleunigung  $\varepsilon$  um eine feste Achse, die wir zur X-Achse eines rechtwinkligen Koordinatensystems machen wollen. Da die Dicke des Trägers im Vergleich zu seiner Länge sehr klein ist, dürfen wir ihn mit erlaubter Annäherung als Stab von unendlich kleiner Dicke, d. h. als ebenes Gebilde betrachten. Folglich sind alle Z-Koordinaten (nicht auch Komponenten) = 0. Haben wir ferner, wie das

bei den hier zu betrachtenden Schwenkbewegungen von Kranen wohl immer der Fall ist, eine oder auch zwei die Drehachse rechtwinklig kreuzende, also zur Y-Z-Ebene parallele Antriebskräfte, so wird auch  $M_y = 0$ .

Greift beispielsweise im Punkte C des Stabes eine rechtsdrehende und zur X-Y-Ebene senkrechte Einzelkraft  $P$  an, so wird:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= -Mg, \\ R_y &= 0, \\ R_z &= P \end{aligned} \right\} \text{ und } \left\{ \begin{aligned} M_x &= P \cdot b_2, \\ M_y &= 0, \\ M_z &= Mg \cdot y_0 = Mg \cdot \frac{b_1 + b_2}{2}, \end{aligned} \right.$$

und wir erhalten

- I.  $A_x + B_x = Mg,$
- II.  $P \cdot b_2 = \varepsilon \cdot J_x,$
- III.  $B_z = \frac{1}{h} \cdot \varepsilon \cdot C_{xy},$
- IV.  $B_y = -\frac{1}{h} \left( Mg \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} + \omega^2 \cdot C_{xy} \right),$
- V.  $A_z = -B_z - P + M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \varepsilon,$
- VI.  $A_y = -B_y - M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \omega^2.$

Das Trägheitsmoment  $J_x$  wurde schon auf S. 15 zu

$$J_x = \frac{M}{3} \cdot (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2)$$

gefunden. Es bleibt also nur noch das Zentrifugalmoment  $C_{xy}$  zu berechnen (Fig. 38):

$$C_{xy} = \int xy dM, \text{ wo}$$

$$dM = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot dl,$$

wenn  $F$  = Stabquerschnitt und  $\gamma$  = Gewicht der Längeneinheit ist.

$$\Delta C_{xy} = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot xy \cdot dl;$$

es ist aber

$$dl = \frac{l}{h} \cdot dx \text{ und}$$

$$\frac{y - b_2}{b_1 - b_2} = \frac{x}{h}, y = x \frac{b_1 - b_2}{h} + b_2 =$$

$$\frac{x(b_1 - b_2) + b_2 h}{h}, \text{ also}$$

$$\Delta C_{xy} = \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot x \cdot \frac{x(b_1 - b_2) + b_2 h}{h} \cdot \frac{l}{h} dx,$$

$$C_{xy} = \frac{M}{h^2} \int_0^h [x^2(b_1 - b_2) + x b_2 h] dx,$$

$$= \frac{M}{h^2} \left[ \frac{h^3}{3} (b_1 - b_2) + \frac{h^2}{2} \cdot b_2 h \right],$$

$$= M \left[ \frac{h}{3} (b_1 - b_2) + \frac{h}{2} \cdot b_2 \right],$$

$$C_{xy} = M \cdot \frac{h}{6} (2b_1 + b_2).$$

Diese Werte für  $J_x$  und  $C_{xy}$  eingesetzt, gibt

I.  $A_x + B_y = Mg,$

II.  $P \cdot b_2 = \varepsilon \cdot \frac{M}{3} (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2),$

III.  $B_x = \varepsilon \cdot \frac{M}{6} (2b_1 + b_2),$

IV.  $B_y = -\frac{1}{h} \left[ Mg \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} + \omega^2 \cdot M \frac{h}{6} \cdot (2b_1 + b_2) \right],$

$$= -\frac{Mg}{h} \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} - \frac{M}{6} (2b_1 + b_2) \cdot \omega^2,$$

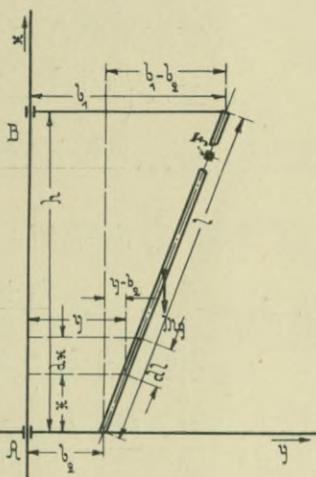


Fig. 38.

$$\begin{aligned}
 \text{V. } A_x &= -B_x - P + M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \varepsilon, \\
 &= -\varepsilon \cdot \frac{M}{6} (2b_1 + b_2) - P + M \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \varepsilon, \\
 &= M \cdot \varepsilon \left( \frac{b_1 + b_2}{2} - \frac{2b_1 + b_2}{6} \right) - P, \\
 &= M \cdot \varepsilon \cdot \frac{3b_1 + 3b_2 - 2b_1 - b_2}{6} - P, \\
 &= \varepsilon \cdot \frac{M}{6} (b_1 + 2b_2) - P,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{VI. } A_y &= -B_y - M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \omega^2, \\
 &= \frac{Mg}{h} \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} + \frac{M}{6} (2b_1 + b_2) \cdot \omega^2 - M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot \omega^2, \\
 &= \frac{Mg}{h} \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} + \frac{M}{6} (2b_1 + b_2 - 3b_1 - 3b_2) \cdot \omega^2, \\
 &= \frac{Mg}{h} \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} - \frac{M}{6} (2b_1 + 2b_2) \cdot \omega^2.
 \end{aligned}$$

Die Halslagerpressungen in  $A$  und  $B$  senkrecht zur Drehachse ergeben sich jetzt durch Vereinigung der Komponenten

$$A_y \text{ und } A_x$$

und

$$B_y \text{ und } B_x.$$

Befindet sich der Stab im Beharrungszustand der Schwenkbewegung, d. h. ist  $\varepsilon = 0$ , und nehmen wir ferner an, daß der Stab nicht dem Einfluß der Schwere unterworfen ist, d. h. ist  $g = 0$ , so ist nur noch die Fliehkraft als Ergänzungskraft vorhanden, und wir erhalten:

$$\begin{aligned}
 \text{I. } A_x + B_x &= 0, \\
 \text{II. } P &= 0, \\
 \text{III. } B_x &= 0, \\
 \text{IV. } B_y &= -\frac{M}{6} \cdot (2b_1 + b_2) \cdot \omega^2, \\
 \text{V. } A_x &= 0, \\
 \text{VI. } A_y &= -\frac{M}{6} \cdot (b_1 + 2b_2) \cdot \omega^2.
 \end{aligned}$$

Wo greift (Fig. 39) die Resultierende  $Y$  der Fliehkräfte, die allein die Halslagerpressungen  $A_y$  und  $B_y$  hervorgerufen, an? — Von den Ergänzungskräften (siehe S. 51) bleiben im Beharrungszustand der Drehbewegung nur übrig:

$$Y = M \cdot y_0 \cdot \omega^2$$

und

$$\mathfrak{M}_z = \omega^2 \cdot C_{xy}.$$

Bekanntlich setzt sich das Kräftepaar  $\mathfrak{M}_z$  in der gleichen Ebene mit der durch  $A$  gehenden Kraft  $Y$  zu einer Einzelkraft  $Y$  zusammen, die in dieser Ebene gegen die ursprüngliche Kraft  $Y$  um

$$t = \frac{\mathfrak{M}_z}{Y}$$

im Sinne der positiven  $X$ -Richtung parallel mit sich verschoben ist. Also:

$$t = \frac{\omega^2 \cdot C_{xy}}{M \cdot y_0 \cdot \omega^2} = \frac{M \cdot \frac{h}{6} (2b_1 + b_2)}{M \cdot \frac{b_1 + b_2}{2}},$$

$$t = \frac{h}{3} \cdot \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2}.$$

Für  $b_2 = 0$  ist

$$A_y = -\frac{M}{6} \cdot b_1 \cdot \omega^2 \text{ und}$$

$$B_y = -\frac{2}{6} \cdot M \cdot b_1 \cdot \omega^2, \text{ also}$$

$$t = \frac{2}{3} \cdot h.$$

Die resultierende Fliehkraft greift also hier im Schwerpunkte des Dreiecks  $CDE$  an, was ja auch ohne weiteres klar ist, da die sämtlichen Fliehkräfte  $\Sigma \Delta Y$  durch diese Dreiecksfläche dargestellt werden können.

Haben wir statt einer Angriffskraft  $P$ , die die Drehbewegung erzeugen soll, zwei gleich große Kräfte, die in gleicher Rich-

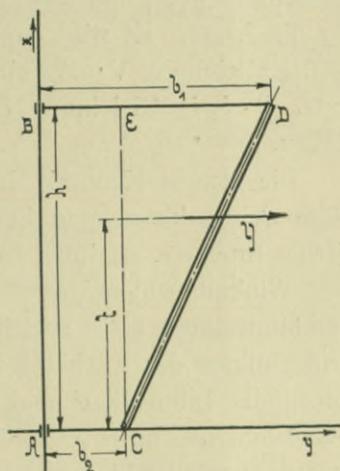


Fig. 39.

tung und in einer zur  $X$ -Achse senkrechten Ebene angreifen und sich diametral gegenüber liegen, so haben wir ein reines Drehmoment in bezug auf diese Achse ohne resultierende Einzelkraft für die Lager. Es wird dann also auch  $R_x = 0$ , und  $P$  kommt in der Gleichung V auf Seite 56 zum Wegfall; ferner ist dann unter  $P \cdot b_2$  in Gleichung II der Wert für das Drehpaar zu verstehen.

Die genaue Kenntnis der Halslagerdrucke für die beschleunigte Schwenkbewegung hat wohl im allgemeinen wenig praktisches Interesse, da infolge der kleinen Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen die dynamischen Beanspruchungen verhältnismäßig klein ausfallen. Die genaue Kenntnis des Angriffspunktes der Fliehkraft-Resultierenden dagegen hätte gegebenenfalls Interesse einmal für Drehscheiben-Krane, um deren Standsicherheit im Betriebe beim Schwenken ermitteln zu können, und dann für Drehkrane mit zwei Halslagern, um zu bestimmen, in welchem Maße die sonst als gleich angenommenen Halslagerdrucke durch zusätzliche Fliehkräfte verschieden ausfallen. Diese Unterschiede würden natürlich bei Kranen ohne Gegengewicht, also Derrickkranen, am größten sein.

Um zu zeigen, welche Werte wir bei der üblichen Berechnung für den Beharrungszustand vernachlässigen, wollen wir beispielsweise für den 150 t-Derrickkran (Taf. I, Fig. 4 und 5 und Fig. 41, S. 61) den Einfluß auf die Lagerung der Schwenkachse ermitteln, den die Nutzlast von 150 t in der größten Ausladung = 25 m ausübt.

Wir haben (Fig. 40) bisher die Beschleunigung immer als konstant angenommen, nämlich  $= tg \alpha = \frac{\omega}{t_a}$ , wo  $\omega$  = Winkelgeschwindigkeit im Beharrungszustande und  $t_a$  die Anlaufzeit ist. Das wird aber nicht der Wirklichkeit entsprechen, weil dann von  $A$  bis  $C$ , also während der Anlaufzeit  $t_a$ , ein stetiges Anwachsen der Kraft und dann ganz plötzlich eine Kraftverminderung auf den Kraftbedarf des Beharrungszustandes eintreten würde. Der Übergang der Winkelgeschwindigkeit  $0$  in die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  wird sich vielmehr allmählich vollziehen

und zwar im allgemeinen nach einer parabelförmigen Kurve. Einem jeden Punkte dieser Kurve entspricht eine bestimmte Winkelgeschwindigkeit  $\omega'$  und Winkelbeschleunigung  $\varepsilon'$ . Für den Anfangspunkt  $A$  wäre beispielsweise  $\omega' = 0$  und — vermöge der Eigenschaft der Parabel, wenn wir als solche die Beschleunigungskurve ansehen —  $\varepsilon' = 2 \cdot \frac{\omega}{t_a}$ . Mit Hilfe dieser Winkel-

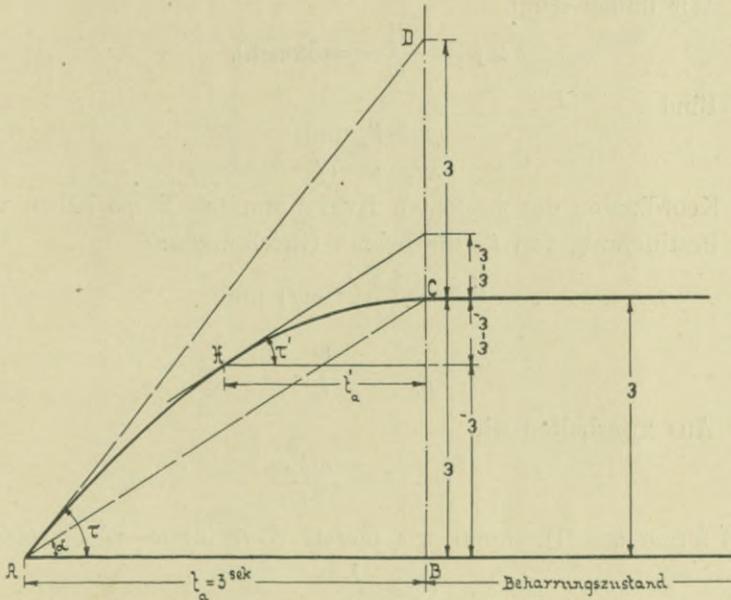


Fig. 40.

beschleunigung müßte daher jede Festigkeits-Rechnung des Triebwerks aus dem Beschleunigungsmoment

$$M_x = J_x \cdot \varepsilon,$$

das sich jetzt doppelt so groß als bei gleichförmiger Beschleunigung ergibt, durchgeführt werden.

Nehmen wir an, daß die Summe aller Wirkungen in der Beschleunigungszeit am größten in dem Augenblick wird, in dem die Winkelbeschleunigung  $\varepsilon'$  den gleichen Wert wie bei der gleichförmigen Beschleunigung hat, nämlich

$$\varepsilon' = \operatorname{tg} \tau' = 2 \frac{\omega - \omega'}{t_a} = \varepsilon = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega}{t_a},$$

so muß für diesen Augenblick noch das zugehörige  $t'_a$  und  $\omega'$  ermittelt werden. Zu diesem Zwecke bestimmen wir zunächst aus der Scheitelgleichung der Parabel

$$y^2 = 2 px$$

den Parameter  $2 p$ , indem wir darin

$$y = t_a \text{ und}$$

$$x = \omega \text{ einsetzen.}$$

Wir finden dann

$$2 p = \frac{t_a^2}{\omega} (= \text{konst.}).$$

Sind

$$y = t'_a \text{ und}$$

$$x = \omega - \omega'$$

die Koordinaten des gesuchten Kurvenpunktes  $X$ , so haben wir zur Bestimmung von  $t'_a$  die beiden Gleichungen:

$$1) \dots \dots \dots t'_a{}^2 = \frac{t_a^2}{\omega} (\omega - \omega') \text{ und}$$

$$2) \dots \dots \dots 2 \frac{\omega - \omega'}{t'_a} = \frac{\omega}{t_a}.$$

Aus 2) erhalten wir

$$\omega - \omega' = \frac{\omega t'_a}{2 t_a}$$

und ferner aus 1), wenn wir diesen Wert für  $\omega - \omega'$  einsetzen,

$$t'_a = \frac{t_a}{2}.$$

Jetzt ergibt sich aus

$$\omega - \omega' = \frac{\omega \cdot t'_a}{2 t_a}$$

$$\omega' = \frac{3}{4} \omega.$$

In Wirklichkeit werden also — parabelförmiges Anwachsen der Geschwindigkeit vorausgesetzt — zu dem der gleichförmigen Beschleunigung entnommenen Wert  $\varepsilon = tg \alpha = \frac{\omega}{t_a}$  nicht die Größen  $t_a$  und  $\omega$  gehören, sondern

$$t'_a = \frac{t_a}{2} \text{ und}$$

$$\omega' = \frac{3}{4} \omega.$$

Der Einfluß der Nutzlast hängt natürlich von deren Gestalt ab. Wir wollen sie aber hier einfach als Massenpunkt im

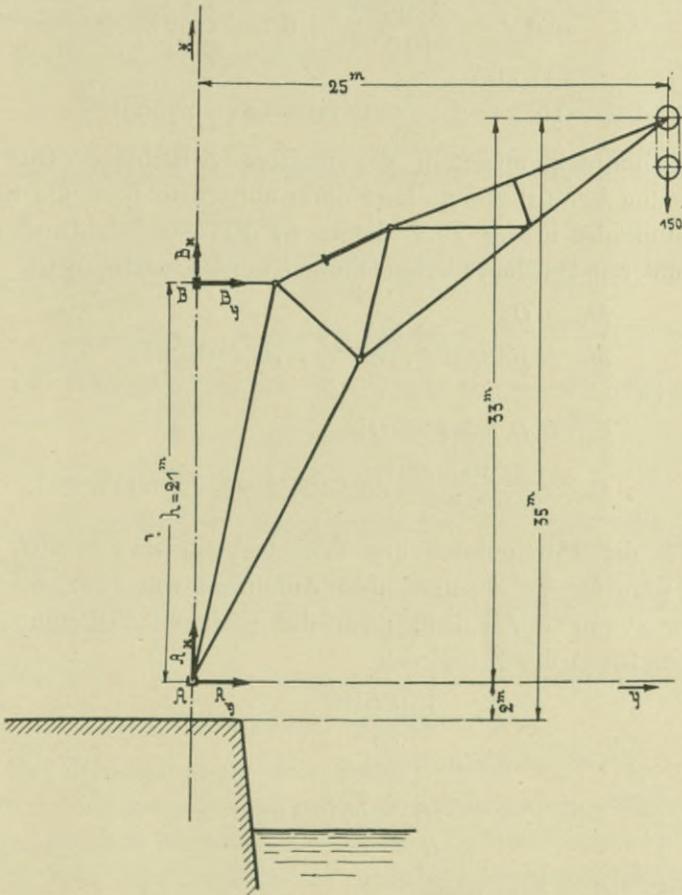


Fig. 41.

Abstand = 25 m von der Schwenkachse betrachten und dann die mit römischen Ziffern versehenen Gleichungen auf Seite 53 anwenden. Sehen wir jetzt den Kran mit erlaubter Annäherung als ebenes, in der  $X$ - $Y$ -Ebene liegendes Gebilde an, dann fallen sämtliche  $Z$ -Koordinaten (nicht auch Komponenten) aus den Gleichungen heraus. Es ist dann (Fig. 41)

I.  $A_x + B_x = -R_x, = -150\,000 \text{ kg};$

II.  $M_x = \varepsilon \cdot J_x,$  wo

$$\varepsilon = t g v' = t g \alpha = \frac{\omega}{t_a} = \frac{0,024 \text{ } 1/\text{sec}}{3 \text{ sec}} = 0,008 \text{ } 1/\text{sec}^2$$

$$\text{und } J_x = \frac{150\,000 \text{ kg}}{10 \text{ m/sec}^2} \cdot 625 \text{ m}^2 \cong 9\,360\,000 \text{ kgmsec}^2$$

ist; also

$$M_x = 0,008 \text{ } 1/\text{sec}^2 \cdot 9\,360\,000 \text{ kgmsec}^2 \cong 75\,000 \text{ kgm}.$$

Der Zahndruck möge in die positive  $Z$ -Richtung (aus der Zeichnung heraus) fallen; liegt dann außerdem noch die Ebene der Zahnräder in der  $Y$ - $Z$ -Ebene, so daß der Zahndruck ganz vom unteren Halslager aufgenommen werden muß, so ist

$$M_y = 0;$$

$$M_z = 150\,000 \text{ kg} \cdot 25 \text{ m} = 3\,750\,000 \text{ kgm};$$

ferner ist

$$C_{xz} = 0, \text{ da } z = 0;$$

$$C_{xy} = \frac{150\,000 \text{ kg}}{10 \text{ m/sec}^2} \cdot 33 \text{ m} \cdot 25 \text{ m} \cong 1\,235\,000 \text{ kgmsec}^2.$$

Ist der Durchmesser des Triebstockteilkreises = 2700 mm, dann wäre für die angenommene Anfahrzeit von 3 sec. bei Verwendung von nur einem, nach der positiven  $Y$ -Richtung gelegenen Ritzel der Zahndruck

$$P = \frac{75\,000 \text{ kgm}}{1,35 \text{ m}} \cong 55\,500 \text{ kg},$$

also

$$R_z \cong 55\,500 \text{ kg};$$

$$R_y = 0.$$

Wir haben also ferner

$$\text{III. } B_z = \frac{1}{h} \cdot \varepsilon \cdot C_{xy},$$

$$= \frac{1}{21 \text{ m}} \cdot 0,008 \text{ } 1/\text{sec}^2 \cdot 1\,235\,000 \text{ kgmsec}^2 \cong 470 \text{ kg};$$

$$\text{IV. } B_y = -\frac{1}{h} \cdot (M_z + \omega^2 \cdot C_{xy}), \text{ wo } \omega = \frac{3}{4} \cdot 0,024 \text{ } 1/\text{sec} = 0,018 \text{ } 1/\text{sec},$$

$$\omega^2 = 0,000324 \text{ } 1/\text{sec}^2,$$

also

$$B_y = -\frac{1}{21^m} (3\,750\,000 \text{ kgm} + 0,000324^{1/\text{sec}^2} \cdot 1\,235\,000 \text{ kgmsec}^2),$$

$$= -\frac{1}{21^m} (3\,750\,000 \text{ kgm} + 400 \text{ kgm}) \approx -178\,500 \text{ kg};$$

$$\text{V. } A_z = -B_z - R_z + My_0 \cdot \varepsilon,$$

$$= -470 \text{ kg} - 55\,500 \text{ kg} + \frac{150\,000 \text{ kg}}{10^{\text{m/sec}^2}} \cdot 25^m \cdot 0,008^{1/\text{sec}^2},$$

$$= -470 \text{ kg} - 55\,500 \text{ kg} + 3000 \text{ kg} \approx -53\,000 \text{ kg};$$

$$\text{VI. } A_y = -B_y - My_0 \cdot \omega^2,$$

$$= +178\,500 \text{ kg} - \frac{150\,000 \text{ kg}}{10^{\text{m/sec}^2}} \cdot 25^m \cdot 0,000324^{1/\text{sec}^4},$$

$$= 178\,500 \text{ kg} - 120 \text{ kg} \approx 178\,400 \text{ kg}.$$

Die Resultierenden aus  $A_y$ ,  $A_z$  und  $B_y$ ,  $B_z$  sind jetzt

$$A^t = \sqrt{178^2,4 + 53^2} \approx 186^t \text{ und}$$

$$B^t = \sqrt{178^2,5 + 0^2,47} \approx 178,5^t.$$

Die sonst übliche Berechnung der Halslagerdrucke würde ergeben

$$A_y^t = B_y^t = B^t = \frac{150^t \cdot 25^m}{21^m} \approx 178,5^t$$

und, da für  $A_z$  jetzt der Zahndruck =  $55,5^t$  einzusetzen ist,

$$A^t = \sqrt{178^2,5 + 55^2,5} \approx 187^t.$$

Das Beispiel zeigt, daß beim Kranschwenken Zahndruck und Kippmoment selbst bei unverhältnismäßig kleinen Beschleunigungszeiten von so ausschlaggebendem Einfluß sind, daß Fliehkräfte, Zentrifugalmomente usw. jederzeit vernachlässigt werden können. Wir haben hier allerdings nur die Nutzlast berücksichtigt; die eigentlichen Kranmassen aber werden das Resultat ebenfalls kaum merklich beeinflussen, da ihr auf die Schwenkachse bezogenes Trägheitsmoment noch kleiner als das der Nutzlast ist.

Zu dem vollständigen Vergleich der hier besprochenen Krantypen gehört noch der Hinweis auf die verschiedenen

### Gründungskosten.

In dieser Arbeit sind nur die Fundamente der größten der untersuchten Drehkrane, also der 150 t-Krane, berechnet worden. Die hier gewonnenen Ergebnisse werden sich aber sinngemäß auch auf die Krane für 50 t und 100 t Nutzlast anwenden lassen.

Nehmen wir für den 150 t-Drehscheibenkran (alte Form) ein volles kreisrundes Fundament an (Fig. 42), so ergibt sich die größte Kantenpressung  $\sigma_{\max}$ , entweder aus den vorhandenen Tabellen für die Berechnung der Fabrikschornsteine, oder aber aus der Gleichung

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F} \left( 1 + \frac{a}{r} \right) = \sigma \left( 1 + \frac{a}{r} \right).$$

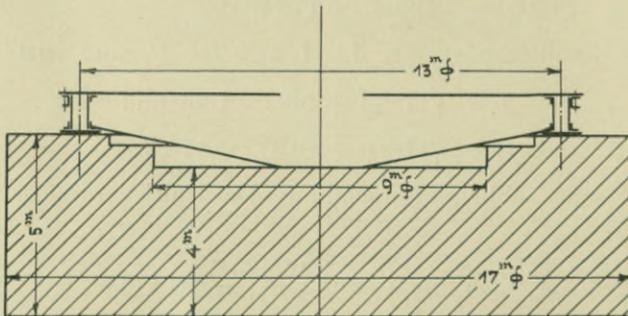


Fig. 42.

Hierin ist

$P$  = Resultierende aus Kran- und Fundamentdruck, also = Gesamtbodendruck,

$F$  = Bodenfläche des Fundaments,

$\sigma$  = mittlere Bodenpressung durch  $P$  bei zentraler Belastung,

$a$  = Abstand der Resultierenden  $P$  von der Kranschwenkachse und

$r$  = Halbmesser der Kernfläche, also bei Vollkreis =  $\frac{1}{8}$  Kreisdurchmesser der Bodenfläche des Fundaments.

Der hier gewählte Drehscheibenkran übt auf das Fundament einen größten Vertikaldruck von 660 t aus. Da dieser (bei Höchstlast) in der Entfernung = 4,5 m von der Schwenkachse

angreift, so ergibt sich bei einem Gewicht des Betonfundaments von 2100 t der Abstand  $a$  der Resultierenden  $P$  zu

$$a = \frac{660^t \cdot 4,5^m}{660^t + 2100^t} \cong 1,1^m.$$

Der Durchmesser des außen 5 m tiefen Fundaments ergab sich konstruktiv zu 17 m; folglich ist

$$r = \frac{17^m}{8} \cong 2,1^m.$$

Da  $a$  kleiner als  $r$  ist, also die resultierende Druckkraft  $P$  innerhalb der Kernfläche angreift, so treten auf der ganzen Bodenfläche nur Druckspannungen auf.

Setzen wir zentrale Belastung des Fundaments durch  $P$  voraus, so ergibt sich eine Bodenpressung

$$\sigma = \frac{2\,760\,000^{\text{kg}}}{2\,270\,000^{\text{cm}^2}} \cong 1,2^{\text{atm}}.$$

Die in Wirklichkeit auftretende größte Kantenpressung ist daher

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &\cong 1,2^{\text{atm}} \cdot \left(1 + \frac{1,1^m}{2,1^m}\right), \\ &\cong 1,2^{\text{atm}} \cdot 1,5 \cong 1,8^{\text{atm}}. \end{aligned}$$

Diesen Wert, der selbst für den schlechten Baugrund im Hafen- und Werftgelände im allgemeinen als vollkommen zulässig anzusehen ist, wollen wir annähernd auch für die Fundamente der übrigen Krane beibehalten.

Das Fundament für den 150 t-Drehscheiben-T-Kran der ja den gleichen Rollbahndurchmesser wie der vorige Kran hat, wollen wir ebenso wie vorhin annehmen. Dann ergibt sich bei einem Gesamtbodendruck  $P = 2860$  t, ferner einem  $a = 1,2$  m und einer mittleren Pressung  $\sigma \cong 1,3$  atm ein größter Kanten-  
druck

$$\sigma_{\text{max}} = 2 \text{ atm.}$$

Bei der Fundamentberechnung des 150 t-Hammerkrans ist nur die vierseitige Stützpyramide berücksichtigt und dementsprechend ein prismatischer zusammenhängender Betonklotz von  $17^m \cdot 17^m$  quadratischer Bodenfläche und 8 m Tiefe (Fig. 43

und 44) als Fundament gewählt worden. Setzen wir das Raumeinheitsgewicht des Betons = 2, so ergibt sich demnach ein Fundamentgewicht von rund 4600 t. Die geringste Kernweite der angenommenen quadratischen Grundfläche ist

$$r_{\min} \approx 0,12 \cdot 17^m \approx 2^m.$$

Nehmen wir kurz den ungünstigsten Fall an, daß die zugehörige Kippkante den Abstand  $\frac{b}{2}$  von der Schwenkachse hat, so ergibt sich  $a$  aus dem Kippmoment des Krans, seinem Vertikaldruck und aus dem Gewicht des Fundaments. Kippmoment

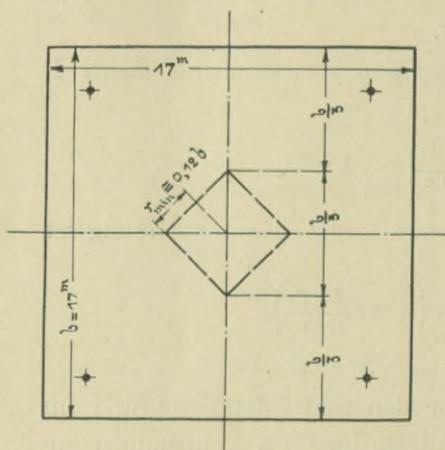


Fig. 43.

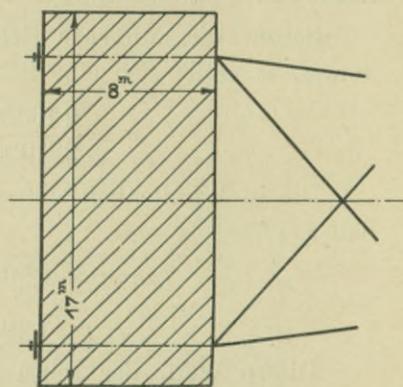


Fig. 44.

und Vertikaldruck müssen dabei für die eingefahrene unbelastete Katze bestimmt werden; denn die Kippgefahr ist ja dann — völlig ausgeglichener Hammerkran vorausgesetzt — aus dem Grunde am größten, weil dann die erhaltenden, bzw. wie das Fundament wirkenden, senkrechten Drucke um die Höchstlast kleiner sind.

Da hier  $a \approx 0,5$  m, also kleiner als  $r_{\min}$  gefunden wurde, so erleidet die Fundamentsohle nur Druckkräfte, und eine Kippgefahr liegt also nicht vor.

Die größte Kantenpressung ergab sich wie beim Drehscheiben-T-Kran zu

$$\sigma_{\max} = 2 \text{ atm.}$$

Das Dreibockgerüst des 150 t-Derrickkrans hat drei einzelne, durch Fachwerkkonstruktion miteinander verbundene Fundamente (Taf. I, Fig. 4 und 5), nämlich zwei äußere, für die äußeren Bockstreben, und ein mittleres Fundament für das Kranfufslager und die mittlere Bockstrebe. Bei einer Fundamenttiefe von 5 m ergab sich für den äußeren landseitigen Fundamentblock ein Gewicht von rund 250 t. Das am Wasser liegende äußere Fundament erhielt, weil es gleichzeitig einen Teil der Kaimauer ersetzt, also aus konstruktiven Gründen, größere Abmessungen. Der mittlere Fundamentblock, der eigentlich zwei Fundamente in sich vereinigt, ist natürlich am schwersten. Das Gesamtgewicht der Fundamente beträgt rund 1400 t, die größte Kantenpressung etwa

$$\sigma_{\max} \approx 1,5 \text{ atm.}$$

Vergleichen wir die gefundenen Werte miteinander, so geht daraus hervor, daß die Derrickkrane die leichtesten Fundamente von den hier behandelten Kranen besitzen, dann folgen, in der Reihenfolge ihrer Leistungsfähigkeit, die Drehscheibenkrane (alte Form), die Drehscheiben-T-Krane (neue Form) und endlich die Hammerkrane mit vierseitiger Stützpyramide, die weitaus das schwerste Fundament besitzen. Hiernach läßt sich aber noch nicht ohne weiteres ein Schluß auf die Gründungskosten ziehen, wenigstens dann nicht, wenn die Fundamentierungskosten der Derrickkrane mit denen der übrigen Krane verglichen werden sollen.

Die Gründung der Derrickkrane verlangt drei besondere Fundamentgruben, die meistens alle mit Spundwänden versehen werden müssen. Dadurch werden die Gründungskosten natürlich bedeutend erhöht, aber es läßt sich ohne nähere praktische Untersuchungen noch nicht mit Bestimmtheit angeben, wieviel diese Mehrkosten betragen, und wie groß bei den gleichen Anlagekosten ein einzelnes, zusammenhängendes Fundament werden darf.

Sehen wir von den Forderungen, die mit örtlichen Verhältnissen zusammenhängen, ab, so können wir durch Änderung der Gestalt des festen Dreibockgerüsts die Fundamente der Derrickkrane natürlich beliebig verkleinern. Damit ist dann aber eine

gleichzeitige Kostenvermehrung durch grössere Eisenkonstruktionen der Bockstreben und des unter Flur liegenden eisernen Rostes verbunden, der die einzelnen Fundamente miteinander verbindet.

Das Gleiche gilt von Hammerkranen, die, statt einer vierseitigen Pyramide mit zusammenhängendem Fundament, eine dreiseitige Pyramide mit getrennten Fundamenten besitzen.

Bei den übrigen Kranen können wir aber die Gründungskosten ohne weiteres der Gestalt und dem Gewicht ihrer Fundamente entnehmen. Daraus ergibt sich also, daß die alten Drehscheibenkrane, wenn wir von den 150 t-Kranen auch auf die übrigen Schwerlast-Krane schliessen dürfen, bei kleinster Fundamentfläche die geringsten Fundamentierungskosten verlangen; dann folgen die Drehscheiben-T-Krane und schliesslich die Hammer-Krane.

Geht hieraus hervor, wie die grössere Leistungsfähigkeit der Krane nur durch grössere Gründungskosten erkauft wird, so zeigen die Diagramme (Taf. V—XII), daß ähnliches bezüglich der Bewegungswiderstände in der Anfahrzeit gilt, wenigstens soweit es sich um die Schwenkwiderstände handelt.

Die Widerstände der Hubwerke (Taf. V, Fig. 45 bis 47) sind bei den Katzenkranen am geringsten und bei den Derrickkranen am grössten. Der Unterschied ist aber nicht so bedeutend, als daß aus diesem Grunde allein die eine oder andere Kranart vorzuziehen wäre.

Die grössten Verschiedenheiten zeigen sich bei den Widerständen der Schwenkwerke (Tafel VI—X). Hier sind, wenn wir die Summen aller Widerstände miteinander vergleichen, bei grösster und selbst bei kleinster Ausladung die Derrickkrane allen anderen voraus (Tafel IX, Fig. 57 a bis 59 a und 57 b bis 59 b). Das ist auch ohne weiteres verständlich, weil sie nur aus einer Fachwerkebene bestehen, kein Gegengewicht haben und daher von allen Kranen das geringste Eigengewicht besitzen. Dann kommen, in der gleichen Reihenfolge wie bei den Gründungskosten, die Drehscheibenkrane (alte Form) (Tafel VI, Fig. 48 bis 50), die Drehscheiben-T-Krane (neue Form) (Tafel VII, Fig. 51 a bis

53 a und 51 b bis 53 b) und endlich die Hammerkrane (Tafel VIII, Fig. 54 a bis 56 a und 54 b bis 56 b). Also selbst die Drehscheiben-T-Krane sind, obwohl sie ungefähr gleichen Anforderungen genügen, den Hammerkranen in bezug auf die Gesamtfahrwiderstände, wenn auch unbedeutend, überlegen, und das liegt hauptsächlich daran, daß die Drehscheiben-T-Krane mit Rücksicht auf ihre Standsicherheit einen meist kürzeren Gegengewichtsausleger erhielten und infolgedessen kleinere Massenwiderstände des Krans und im Zusammenhange damit auch kleinere Reibungswiderstände des Triebwerks in der Anfahrzeit aufweisen. Allerdings haben die beiden 150 t-Krane gleiche Ausleger für ihr Gegengewicht, dafür ist hier aber dasjenige des Drehscheiben-T-Krans um 40 t leichter, weil die der Rechnung zugrunde gelegte Kippkante, liegt sie nach der Last hin, den Hebelarm des Gegengewichts vergrößert, und liegt sie bei unbelasteter ganz eingefahrener Katze nach dem Gegengewicht hin, dieses in seiner Wirkung durch Verkleinerung des zugehörigen Hebelarmes abschwächt. Diese durch die Drehscheibe bedingte ausgleichende Wirkung fällt natürlich bei den Hammerkranen weg, da hier der wirksame Gegengewichtshebelarm seine Größe beibehält.

Aber sogar die Laufrollen- und Zapfenreibung ist, wenigstens für die Höchstlast in ihrer größten Ausladung, bei den Drehscheiben-T-Kranen durchweg etwas geringer als die Halsrollen- und Fufslagerreibung der Hammerkrane. Daß dies der Fall ist, trotz des großen Hebelarmes, an dem die hier hauptsächlich in Frage kommende Laufrollenreibung der Drehscheibe angreift, liegt eben daran, daß bei den Hammerkranen unter hohem Druck zweimal gleitende Reibung auftritt, einmal in dem Halslager am Fufse der Kransäule und dann an den Laufrollenzapfen des oberen Halslagers. Bei vollbelasteter ganz eingefahrener Katze ändert sich das aber zugunsten der Hammerkrane. Während jetzt die Drehscheibenkrane ihre Laufrollenreibung — gegen die, wie schon bemerkt, die Reibung des Mittelpunktzapfens vernachlässigt werden kann — beibehalten, tritt bei den Hammerkranen, infolge verkleinerten Kippmoments, eine bedeutende Ver-

minderung der verhältnismäßig großen Gleitlagerreibungen ein, und nur das kleine Rollenspurlager erzeugt nach wie vor gleiches Reibungsmoment bezüglich der Kranschwenkachse.

Aus ähnlichen Gründen ist auch bei unbelasteter Katze in größter Ausladung die Halsrollen- und Fußlagerreibung der Hammerkrane kleiner als die entsprechende Laufrollen- und Zapfenreibung der Drehscheiben-T-Krane. Das Umgekehrte gilt aber für die unbelastete Katze in kleinster Ausladung, weil dann wünschgemäß das Kippmoment der Hammerkrane wieder seinen größten Wert hat.

Die nach dem Vorschlage der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann, mit unsymmetrischem Stützgerüst versehenen Hammerkrane (Fig. 34, Seite 45) scheinen den entsprechenden Drehscheiben-T-Kranen, soweit es sich um die vollbelastete und unbelastete Katze in größter Ausladung handelt, und soweit wir von den 150 t-Kranen auf die übrigen Schwerlastkrane schließen können, etwas überlegen zu sein (Tafel X, Fig. 60a und 60b). Der Unterschied ist allerdings nicht groß, und wir können daher mit hinreichender Annäherung die am Haken in der größten Ausladung = 20,5 m gemessenen Gesamtwiderstände dieser neuen Anordnung ebenso groß annehmen wie die am Haken in der größten Ausladung = 25 m gemessenen Gesamtwiderstände der Drehscheiben-T-Krane und selbst der früheren Hammerkrane. Somit stehen die auf die Schwenkachse bezogenen Momente der Gesamtwiderstände bei den Laufkatzen-drehkrane annähernd in direktem Verhältnis zur Ausladung. Da aber — wenn wir wieder auf das vorliegende Beispiel zurückgreifen — der Haken der neuen Anordnung, nach früherer Voraussetzung, in 20,5 m größter Ausladung die gleiche Schwenkgeschwindigkeit haben soll wie der Haken der übrigen 150 t-Krane in 25 m größter Ausladung, so muß natürlich das vom Motor zu leistende größte Drehmoment in beiden Fällen gleich groß sein; denn in gleichem Maße, wie die Ausladung kleiner wird, wird dann auch das Übersetzungsverhältnis zwischen Motor- und Kranachse kleiner. Für die Wahl des Motors ist es also ganz gleichgültig, welche der beiden Anordnungen wir wählen.

Ein Vorteil ist aber entschieden darin zu sehen, daß wir es mit kleineren Kräften überhaupt zu tun haben und daß die Gesamt-Triebwerksübersetzung kleiner ausfällt. Außerdem werden durch Ersparnis an Eisenkonstruktionsgewicht die Kosten des Auslegers vermindert, einmal, weil seine wagerechte Länge kleiner wird, und dann auch, weil wir mit kleineren Stabquerschnitten auskommen.

Bei kleinster Ausladung haben die auf den Haken bezogenen Gesamtschwenkwiderstände für die vollbelastete und unbelastete Katze größere Werte als die entsprechenden Widerstände des 150 t-Drehscheiben-T-Krans und des 150 t-Hammerkrans der sonst gebräuchlichen Anordnung. Hier sind die Unterschiede verhältnismäßig groß, aber das wird wahrscheinlich damit zusammenhängen, daß die kleinste Ausladung gegen früher verringert und auch eine andere Hakengeschwindigkeit vorhanden ist.

Die Widerstände der Laufwerke (Taf. XI, Fig. 61—63) haben natürlich nur Wert für den Vergleich zwischen Kranen, die ihre Ausladung verändern können. Da die Drehscheiben-T-Krane und Hammerkrane gleiche Laufkatzen haben, sind auch die entsprechenden Diagramme gleich. Ein kleiner Unterschied besteht nur bei den neuen Hammerkranen mit unsymmetrischem Stützgerüst und zwar deshalb, weil hier infolge größerer Winkelgeschwindigkeit auch eine größere Katzenfliehkraft vorhanden ist.

Ganz unverhältnismäßig größere Widerstände treten auf, wenn die Veränderung der Ausladung durch eine Wippbewegung erfolgt. Wie die entsprechenden Diagramme zeigen (Taf. XII, Fig. 64—66), können dann die Gesamtwiderstände etwa 30—40mal so groß wie bei Verwendung von Laufkatzen werden. Da ferner die Massenwiderstände hier nur eine ganz untergeordnete Rolle spielen, werden auch in der Beharrungszeit der Bewegung die großen Gesamtwiderstände annähernd ihren Wert beibehalten. Dieses ungünstige Resultat rührt namentlich von der außerordentlich großen Triebwerksreibung her, die hauptsächlich durch den schlechten Wirkungsgrad der Schraubenspindeln verursacht wird. Aber auch die Nutzlast, die ja hier vollständig als Widerstand zur Geltung kommt, und ferner der durch die hohe Übersetzung zwischen Motor und Wippausleger bedingte große

Massenwiderstand des Ankers tragen dazu bei, das Resultat ungünstig zu beeinflussen.

Die Widerstände der Wippbewegung des Auslegers sind so bedeutend, daß im Vergleich hierzu die mit den Derickkranen verbundene Ersparnis an Schwenkwiderständen gänzlich zurücktreten muß. Berücksichtigen wir gleichzeitig die schon früher erwähnten Nachteile dieser Kranart, so kommen wir zu dem Ergebnis, daß sie wohl nur zur Befriedigung ganz besonderer Anforderungen am Platze ist, im übrigen aber mit den anderen Kranen nicht in Wettbewerb treten kann. Hierin sind selbst die alten Drehscheibenkrane eingeschlossen. Diese gestatten allerdings keine Veränderung der Ausladung, haben aber vollständige Schwenkfreiheit und weisen vor allem keine Bewegung auf, die, einem besonderen Zweck zuliebe, ganz unverhältnismäßig viel Kraft verzehrt.

Verlangen wir ungefähr gleiche Leistungsfähigkeit, so bleiben für einen brauchbaren Vergleich eigentlich nur noch die Laufkatzenkrane übrig. Hierbei zeigt sich also nach den früheren Ausführungen und an Hand der Diagramme, daß die Drehscheiben-T-Krane keineswegs den Hammerkranen so sehr unterlegen sind, wie wohl meistens angenommen wird, daß sie vielmehr bei ungefähr gleich großen Gesamt-Anfahrwiderständen nur den einen Nachteil haben, daß sie insbesondere den Kaiverkehr der Eisenbahn beeinträchtigen. Selbst die Hammerkrane mit unsymmetrischem Stützgerüst ändern an diesem Resultate nichts, obschon sie doch eine kleinere Fläche bestreichen und in dieser Beziehung sogar eine geringere Leistungsfähigkeit besitzen.

Die Widerstandsdiagramme sind für je drei Krane einer jeden Type berechnet worden. Das geschah, um festzustellen, in welcher Weise Änderungen der Größe und Tragfähigkeit die Bewegungswiderstände beeinflussen. Wenn auch mit steigenden Abmessungen und steigender Tragkraft die Gesamtwiderstände und meist sogar die Einzelwiderstände wachsen, so zeigte sich doch, daß eine bestimmte, für alle Diagramme gültige Proportionalität nicht vorhanden ist.

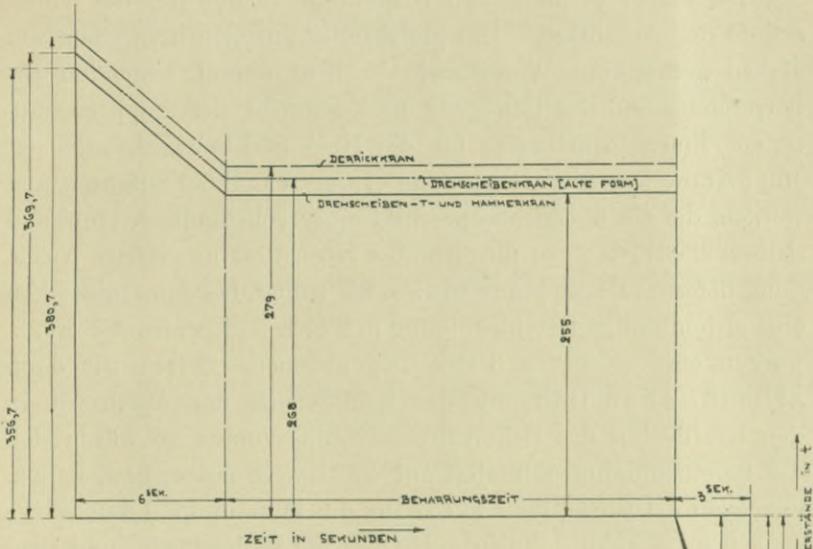


Fig. 67.

Widerstände der vollbelasteten Hubwerke am Haken gemessen.

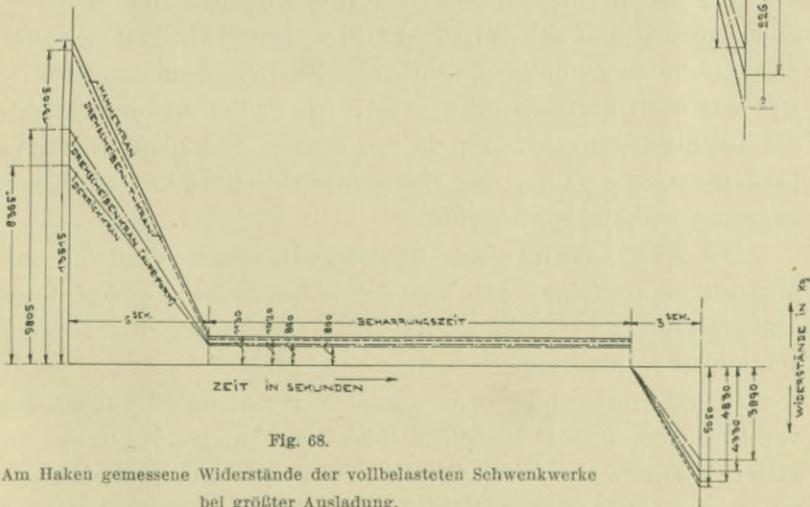


Fig. 68.

Am Haken gemessene Widerstände der vollbelasteten Schwenkwerke bei größter Ausladung.

Die bisher besprochenen Diagramme zeigten nur die Widerstände der Anfahrzeit. Um gleichzeitig anzugeben, welche am Haken gemessenen Widerstände in dem darauf folgenden Beharrungszustand der Bewegung und während der Stoppzeit auftreten, sind beispielsweise für die Hub- und Schwenkwerke der 150 t-Krane besondere Diagramme (Fig. 67 und 68) aufgezeichnet worden, die ein übersichtliches Bild einer vollständigen Hub- und Schwenkbewegung bei angehängter Höchstlast in größter Ausladung liefern. Dabei wurde wieder, wie früher, bei den Hubwerken eine gleichförmige Beschleunigung in 2 Sek. und bei den Schwenkwerken eine solche in 3 Sek. angenommen. Setzen wir dann allmählichen Übergang des Kraftbedarfs der Anfahrzeit in den Kraftbedarf des Beharrungszustandes voraus, so würde sich die Beschleunigungszeit statt auf 2, bzw. 3, auf 4, bzw. 6 Sek. erstrecken. Die Stoppzeit wurde für die Hub- und Schwenkwerke zu 3 Sek. gewählt. Sollen auch hier die Widerstände, und zwar während dieser Zeit von 3 Sek., allmählich anwachsen, so werden gegen Schluß der Bewegung die doppelten mittleren Bremswiderstände vorhanden sein.

Aus diesen Diagrammen ist ersichtlich, daß für die verschiedenen Krane die Widerstände der Beharrungszeit die gleiche Reihenfolge haben wie die Beschleunigungskräfte. Das war auch vorauszusehen, weil, wie schon früher bemerkt, die Beschleunigungswiderstände den Massen und diese wiederum in den meisten Fällen den Bewegungswiderständen der Beharrungszeit verhältnismäßig sind.

Die Widerstände der Stoppzeit zeigen meist die umgekehrte Reihenfolge, weil hier die sich aus den Verzögerungskräften ergebende Reibung von den abzubremsenden Kräften subtrahiert werden muß.

In der vorliegenden Arbeit kam es vor allem darauf an, die verschiedenen Krane bezüglich ihrer Bewegungswiderstände, in anderen Worten also, bezüglich ihrer Stromkosten miteinander zu vergleichen. Bei der Anschaffung solcher großen Krane kommt es aber weniger auf die Stromkosten allein, als vielmehr auf die Gesamtkosten an, die sich zusammensetzen aus

den Stromkosten, den Kosten für Tilgung und Verzinsung des Anlagekapitals, den Bedienungs- und den eventuellen Reparaturkosten.

Bei weitem am meisten ausschlaggebend sind dabei die Kosten für Tilgung und Verzinsung des Anlagekapitals. In der vorliegenden Arbeit wurden nur die Gesamtkosten für die 150 t-Krane für eine Arbeitsstunde berechnet und in Fig. 69 für eine verschiedene Anzahl jährlicher Arbeitsstunden zusammengestellt. Die jährlich abzuschreibende Tilgungssumme wurde dabei mit 4% verzinslich festgesetzt und ferner angenommen, daß die Fundamente und Eisenkonstruktionen nach 15 Jahren, der elektrische Teil und die Triebwerke nach 10 Jahren abgeschrieben sein müssen, weil sie dann etwa abgenutzt oder unmodern geworden sind.

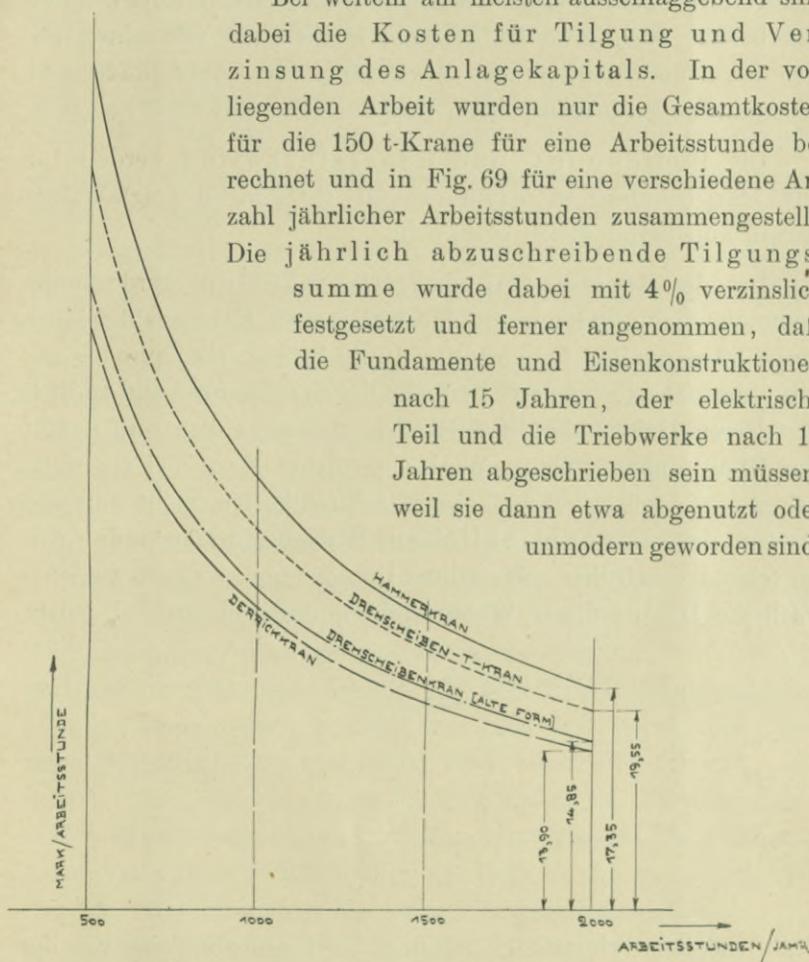


Fig. 69.

Gesamtkosten aus Tilgung, Verzinsung, Stromkosten und Bedienung/jährl. Arbeitsstde.

Ist z. B.  $K$  der Anschaffungswert der Kran-Eisenkonstruktion, so beträgt die jährliche Abschreibungssumme dafür

$$A = K \cdot \frac{1,04 - 1}{1,04^{15} - 1}$$

Die Verzinsung des Anlagekapitals wurde zu 5% festgesetzt und der Beitrag der Fundamentkosten zum Gesamtanschaffungspreis unter der Annahme bestimmt, daß 1 qm Pfahlrost 70 M., 1 cbm Beton 30 M. kostet, und daß von der Summe aus beiden noch etwa 30%, beim Derrickkran mit seinen getrennten Fundamenten noch etwa 60% für Spundwände und Wasserhaltung hinzuzurechnen sind.

Die Bedienungs- und Reparaturkosten werden für alle hier behandelten Krane, soweit sie gleiche Tragfähigkeit haben, annähernd gleich groß sein.

Bei der Berechnung der Stromkosten wurde angenommen, daß alle Krane die Höchstlast von 150 t aus der Mitte eines 20 m breiten Schiffes um 10 m heben, sie dann bis zur Mitte des nächstliegenden Eisenbahngleises schwenken und endlich den leeren Haken bis Mitte Schiff zurückschwenken und darauf um 10 m senken sollen. Wird ein solches Kranspiel zugrunde gelegt, so berücksichtigen also die Stromkosten nicht nur die Größe der augenblicklichen Bewegungswiderstände entsprechend den früher aufgestellten Diagrammen, sondern zugleich auch die Dauer dieser Widerstände und damit die bei jedem

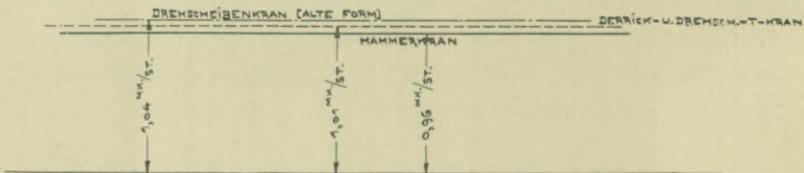


Fig. 70. Stromkosten/Std.

Kran mögliche kleinste Entfernung der Eisenbahngleise von der Kaikante.

Den kleinsten Schwenkwinkel gestatten die Hammerkrane mit durch das feste Stützgerüst geführten Gleisen und die Derrickkrane, die beide einen Schwenkwinkel von  $\alpha \approx 45^\circ$  benötigen; dann folgen die Drehscheiben-T-Krane (neue Form) mit  $\alpha \approx 75^\circ$  und endlich die alten Drehscheibenkrane mit  $\alpha \approx 90^\circ$ .

In Fig. 68 sind die stündlichen Stromkosten, die natürlich unabhängig von der Zahl der jährlichen Arbeitsstunden den gleichen Wert beibehalten, wegen ihrer geringen Gröfse nicht besonders angegeben und dafür in Fig. 70 in einem gröfseren Mafsstabe für sich dargestellt. Es wurde bei der Berechnung angenommen, dafs der Strom in eigener Zentrale erzeugt wird und der Preis für 1 KW/Std. 0,10 M. beträgt.

Die in Fig. 69 gegebene Aufstellung der Gesamtkosten läfst — soweit wir von den 150 t-Kranen auch auf die übrigen Krane schliesfen dürfen — erkennen, dafs auch hier die bei den Anfahrwiderständen der Schwenkbewegung beobachtete Reihenfolge bestehen bleibt. Die Hammerkrane erfordern also die gröfsten täglichen Unkosten, dann folgen die Drehscheiben-T-Krane (neue Form), die Drehscheibenkrane (alte Form) und schliesflich die Derrickkrane. Schliesfen wir die Derrickkrane von einem engeren Vergleich wegen ihres beschränkten Schwenkwinkels und deshalb aus, weil sie durch ihre Wippbewegung die Ausladung nur sehr langsam und nur mit grofsen Stromkosten verändern können, so zeigt sich, dafs die alten Drehscheibenkrane noch keineswegs so sehr von den neueren Kranen übertroffen werden, wie man gewöhnlich anzunehmen pflegt. Dafür besitzen allerdings die Laufkatzenkrane eine gröfsere Leistungsfähigkeit, weil sie mit geringen Stromkosten leicht ihre Hakenausladung verstellen können; aber anderseits steht doch jedenfalls so viel fest, dafs diese Mehrbewegung verhältnismäfsig teuer erkaufte wird, und dafs in allen den Fällen, wo sie entbehrlich ist, die alten Drehscheibenkrane sehr wohl am Platze sein können, falls die mit ihnen verbundene Beschränkung des Kaiverkehrs und des Schiffsdurchfahrtsprofils nicht als Mängel empfunden werden.

Die vorangegangenen Ausführungen lassen erkennen, dafs keine der hier erwähnten Krantypen ohne weiteres als die beste bezeichnet werden kann, denn sie alle erfüllen ihren besonderen Zweck. Da aber grofse Lasten verhältnismäfsig selten befördert werden müssen, so sind in Häfen und auf Werften auch immer nur wenige Schwerlastkrane vorhanden. Im allgemeinen wird man also dafür Sorge tragen, dafs diese wenigen Krane eine

möglichst große Verwendungsfähigkeit bei möglichst geringem Kraftbedarf besitzen. In dieser Beziehung sind aber die Laufkatzenkrane allen anderen überlegen, und man könnte nur noch im Zweifel sein, ob den Drehscheiben-T-Kranen, oder den Hammerkranen der Vorzug zu geben wäre. Die Praxis hat sich für die letzteren entschieden, einmal aus den schon angeführten Gründen und dann auch wohl deshalb, weil sie ein gefälligeres Aussehen haben und dem Beschauer ein größeres Gefühl der Sicherheit geben.

Alle wesentlichen Neuerungen, die sich in der Bauart schwerer Werft- und Hafendrehkrane in den letzten Jahren vollzogen haben, sind in dieser Arbeit behandelt worden. Wenn auch sonst im Hebezeugbau ein zum Teil erfolgreicher Wettbewerb der amerikanischen Industrie, namentlich soweit sie die Förderung von Massengütern betrifft, wahrgenommen werden kann, so ist doch hier darauf hinzuweisen, daß in der Vervollkommnung und Neugestaltung der Schwerlast-Drehkrane für den Werft- und Hafenverkehr Deutschland bahnbrechend vorangegangen ist und die Ausfuhr dieser Krane übernommen hat.

Welche Vorteile aber mit manchen der deutschen Neukonstruktionen verbunden sind, zeigt beispielsweise ein Vergleich zwischen dem schon erwähnten Bremerhavener Hammerkran (Taf. II, Fig. 26), dessen Preis bei einer Höhe von 35 m, einer Ausladung von 22 m und einer Tragfähigkeit von 150 t etwa M. 190000 betrug, und dem englischen Drehscheibenkran<sup>1)</sup> auf dem Hafendamm Finnieston in Glasgow, der bei kleinerer Leistungsfähigkeit M. 320000 kostete, obwohl seine Tragkraft nur rund 130 t, die zugehörige Ausladung nur 19,8 m und die entsprechende Rollenkopfhöhe nur 30,5 m beträgt. Der gewaltige Preisunterschied wird allerdings nicht nur durch die Verschiedenartigkeit der Konstruktion allein bedingt sein, sondern, da der englische Kran schon seit 1893 fertiggestellt ist, zum Teil auch mit den billigeren Arbeitsmethoden und geringeren Materialpreisen der neueren Zeit zusammenhängen.

<sup>1)</sup> Dingler 1896, April, S. 76 ff.

In gleichem Mafse wie zukünftig die Seehäfen und ihre Zufahrtsstraßen vertieft werden, werden auch die Schiffsabmessungen und damit die Gewichte der Einzelfrachten zunehmen. Die notwendige Folge davon wird sein, daß auch die späteren Werft- und Hafenkranen eine weitere Steigerung ihrer Tragfähigkeit und Ausladung erfahren. Aber trotz der großen Fortschritte, die bisher erzielt worden sind, ist sicherlich anzunehmen, daß noch manche Neukonstruktionen auftauchen werden, und daß selbst die heute vorherrschenden Hammerkranen in ihrer endgültigen Gestalt noch keineswegs vorliegen.

---

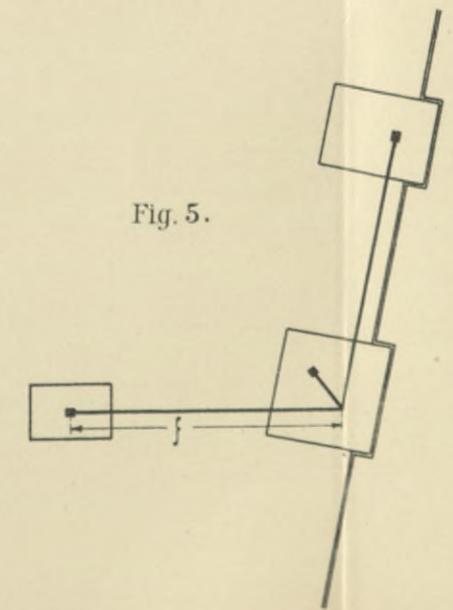
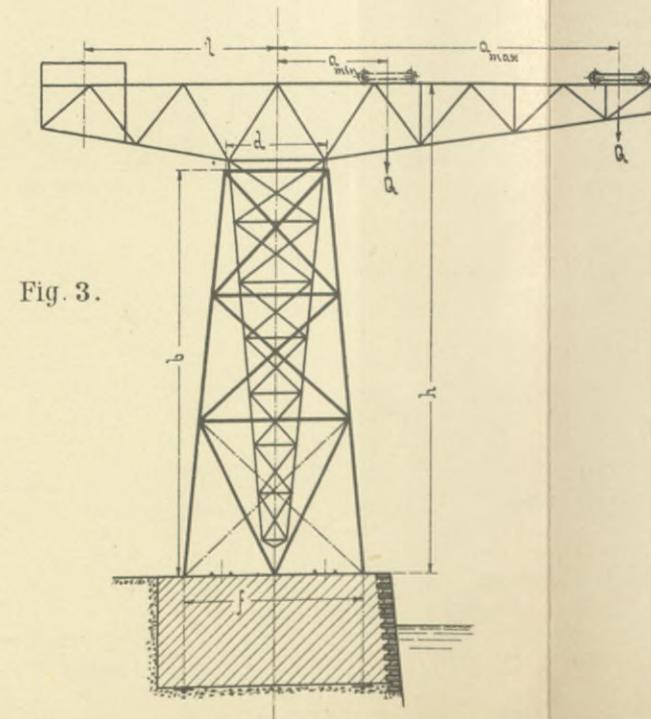
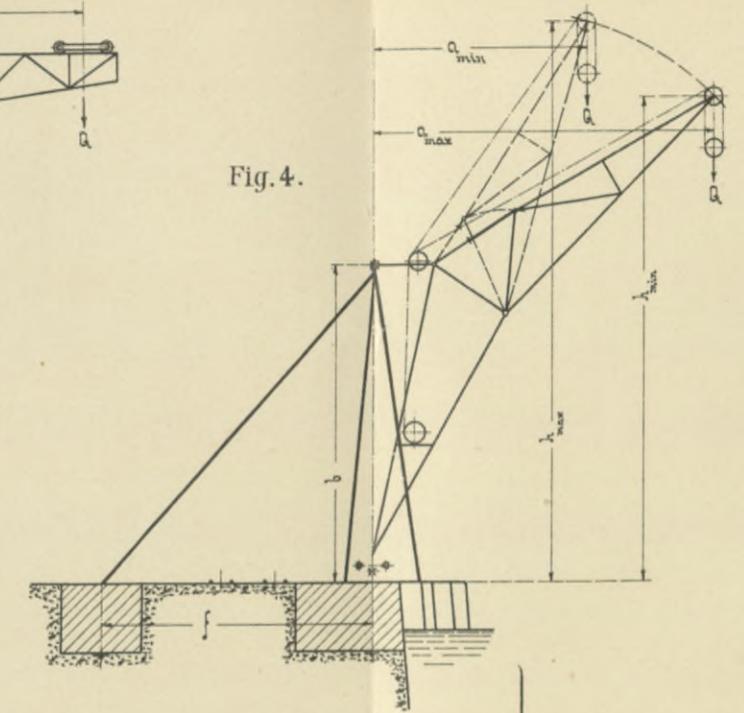
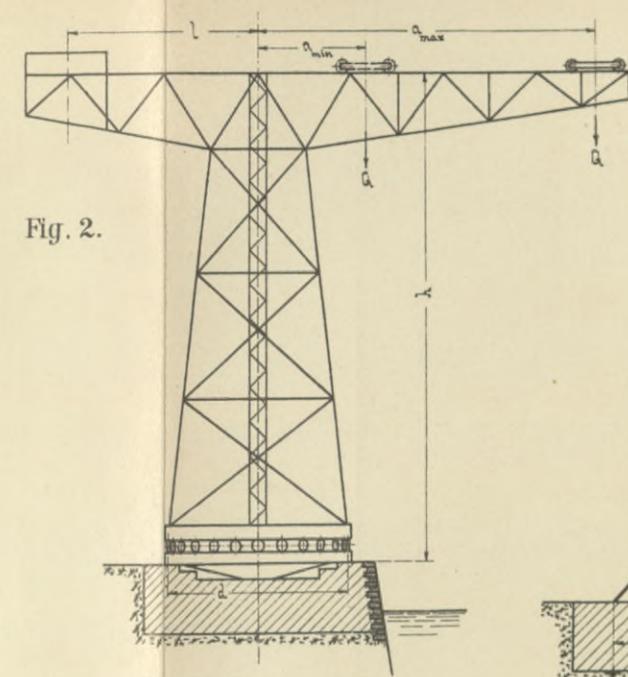
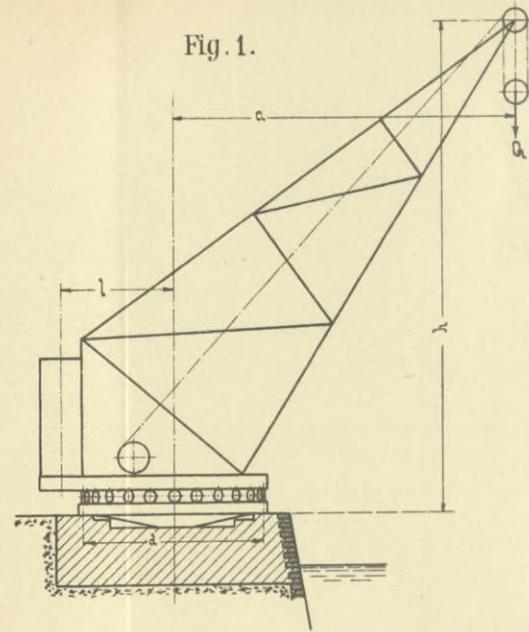
Zum Schlusse dieser Ausführungen ist es mir eine angenehme Pflicht, Herrn Professor Kammerer meinen ehrerbietigen Dank dafür zu sagen, daß er durch sein äußerst liebenswürdiges Entgegenkommen den Abschluß dieser Arbeit wesentlich gefördert hat.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

---

---







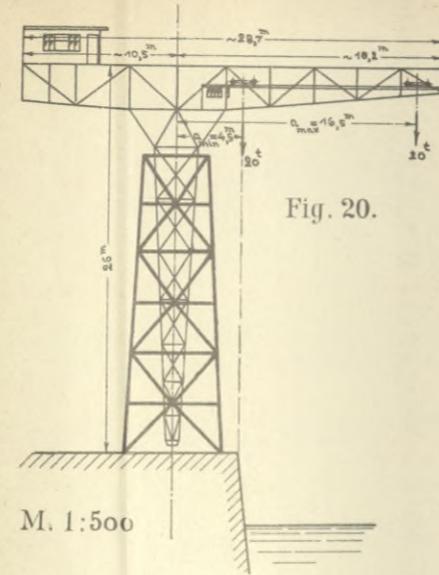


Fig. 20.

M. 1:500

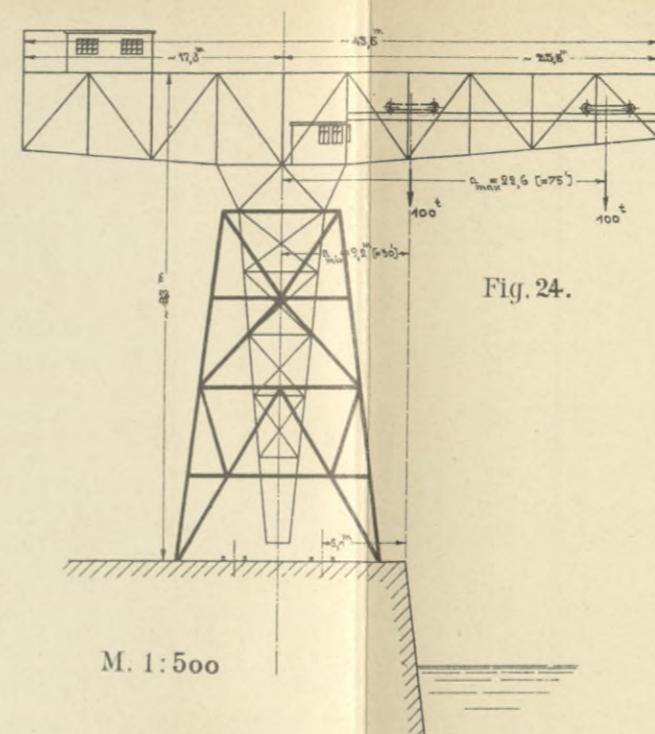


Fig. 24.

M. 1:500

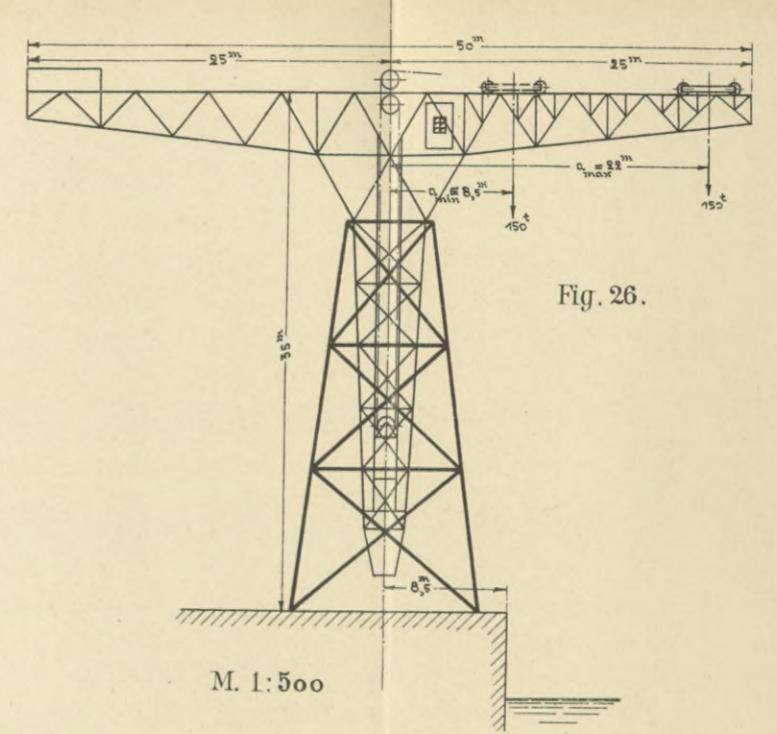


Fig. 26.

M. 1:500

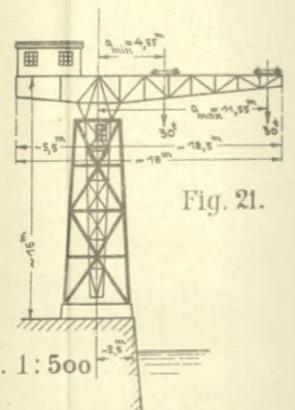


Fig. 21.

M. 1:500

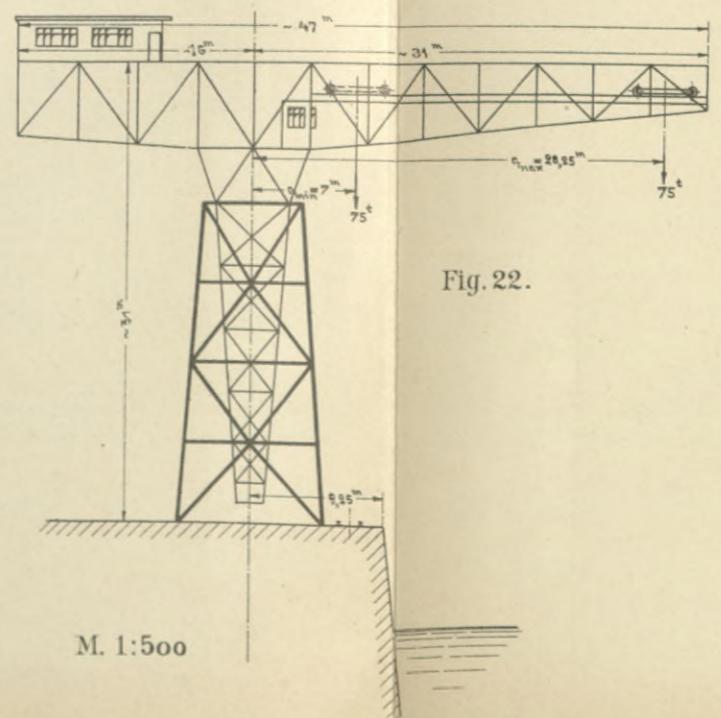


Fig. 22.

M. 1:500

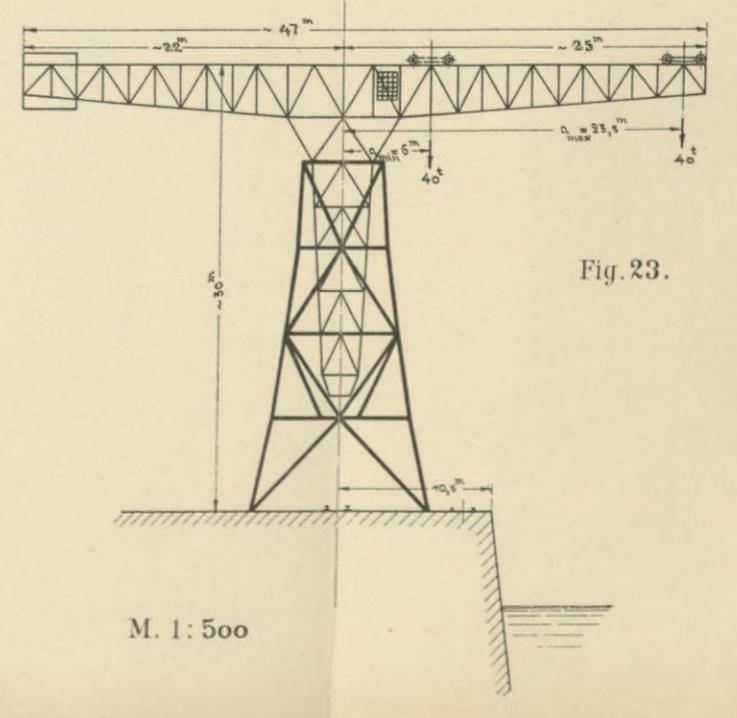


Fig. 23.

M. 1:500

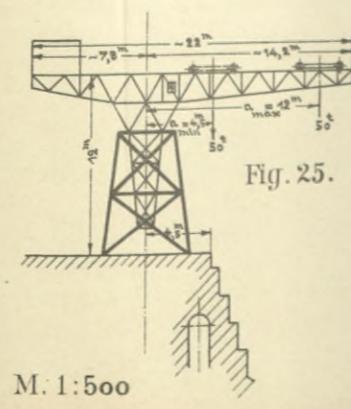
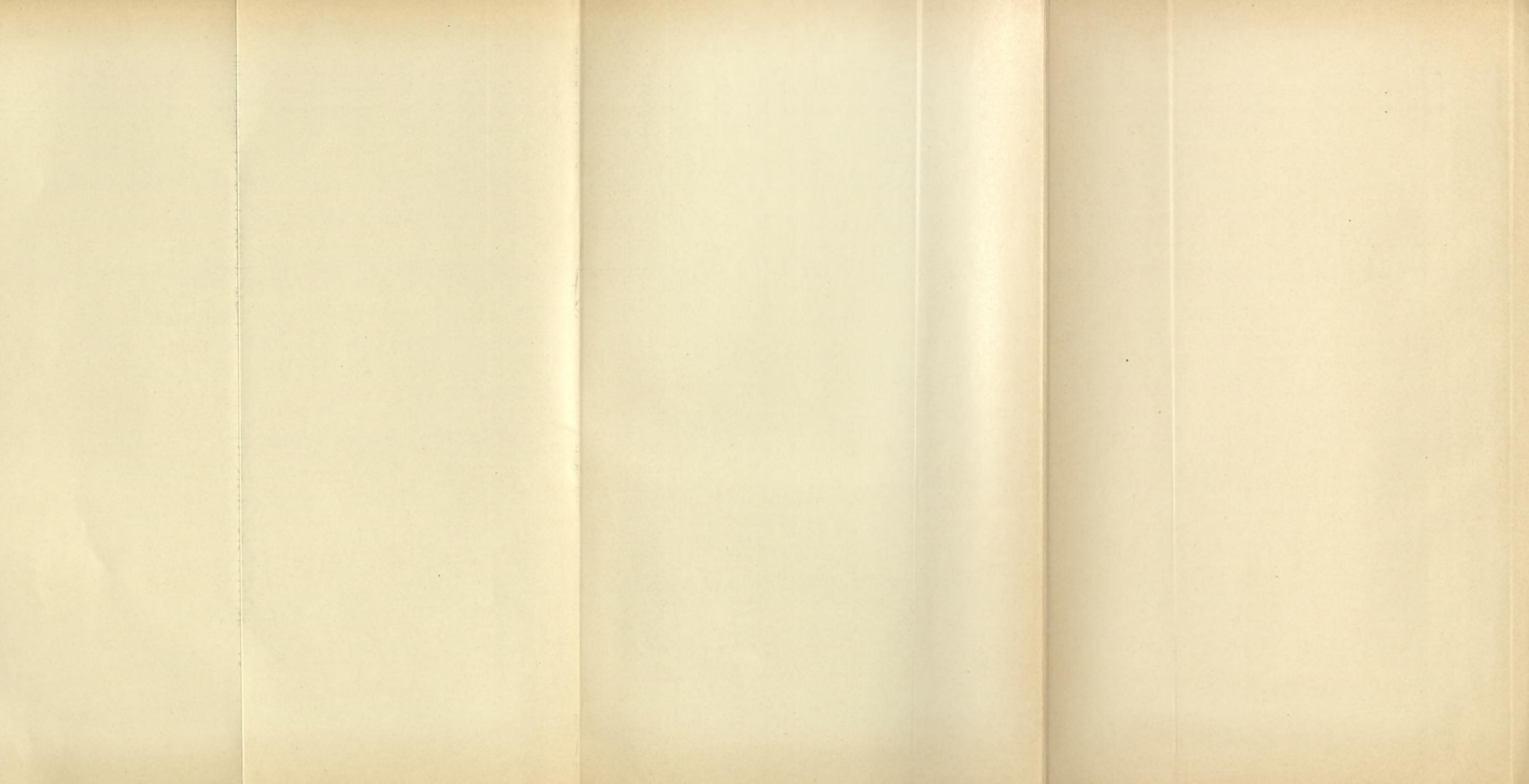


Fig. 25.

M. 1:500



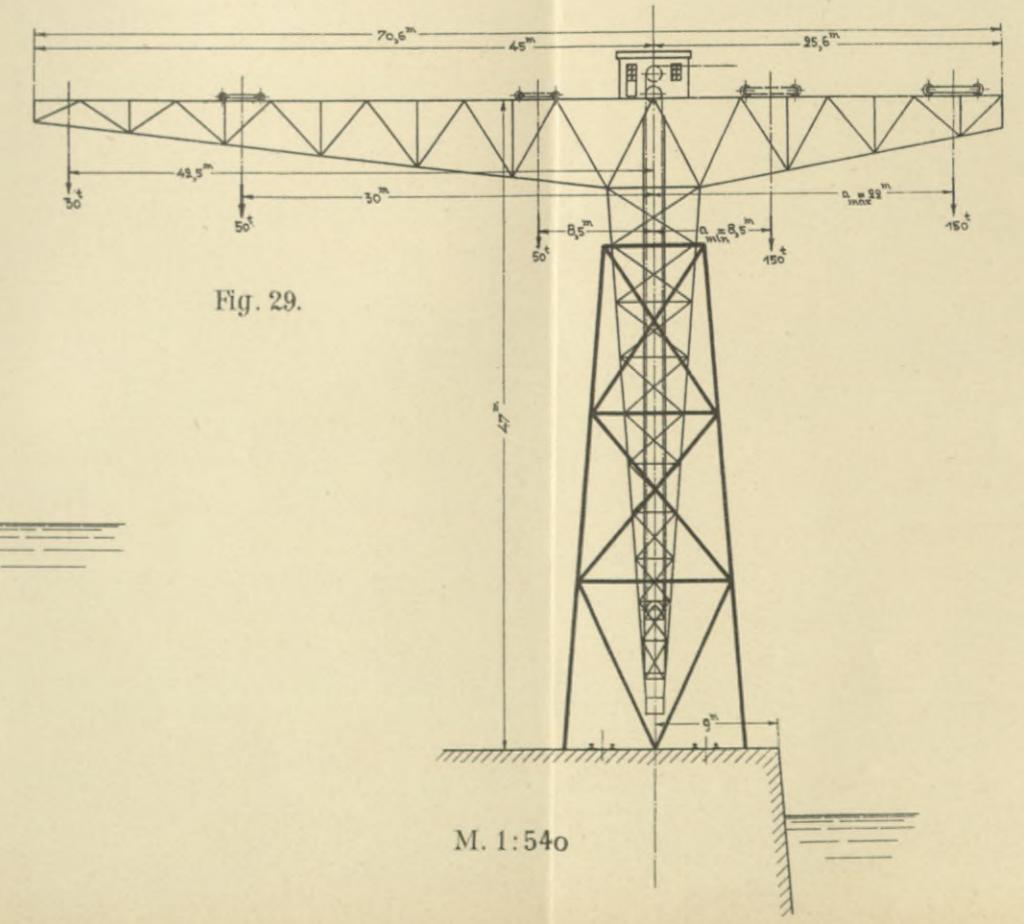
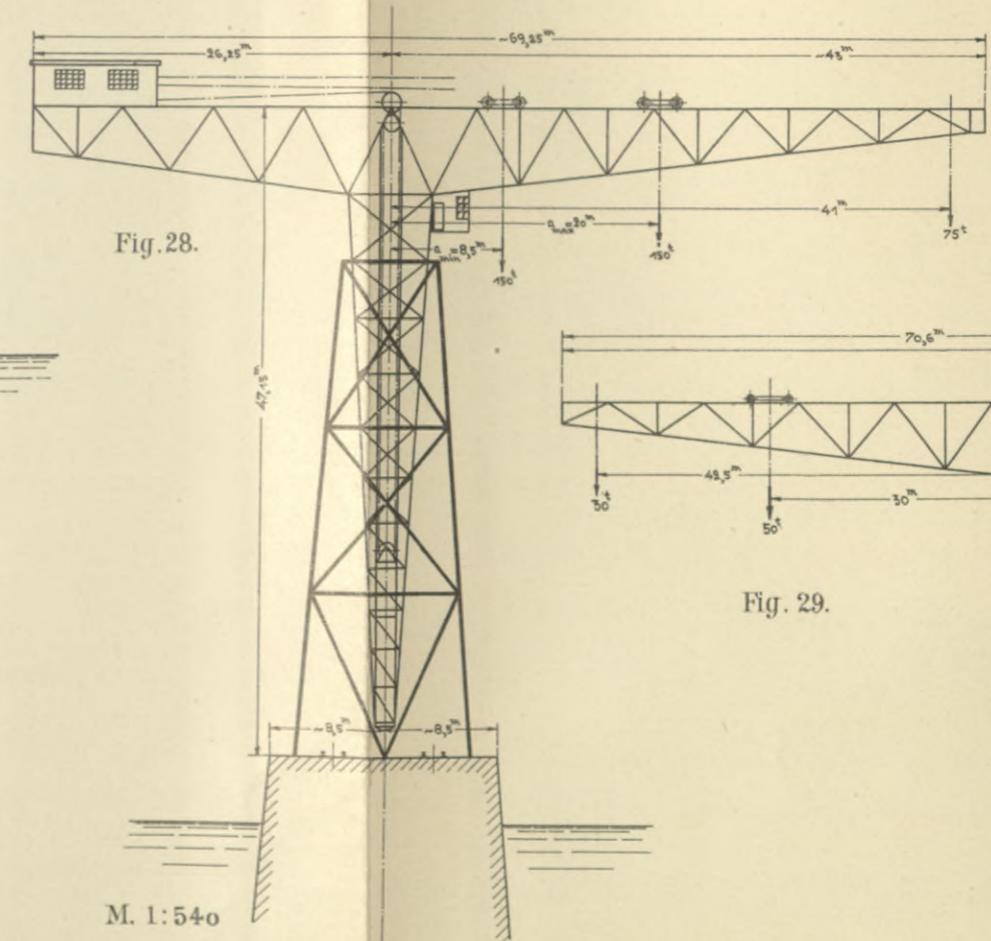
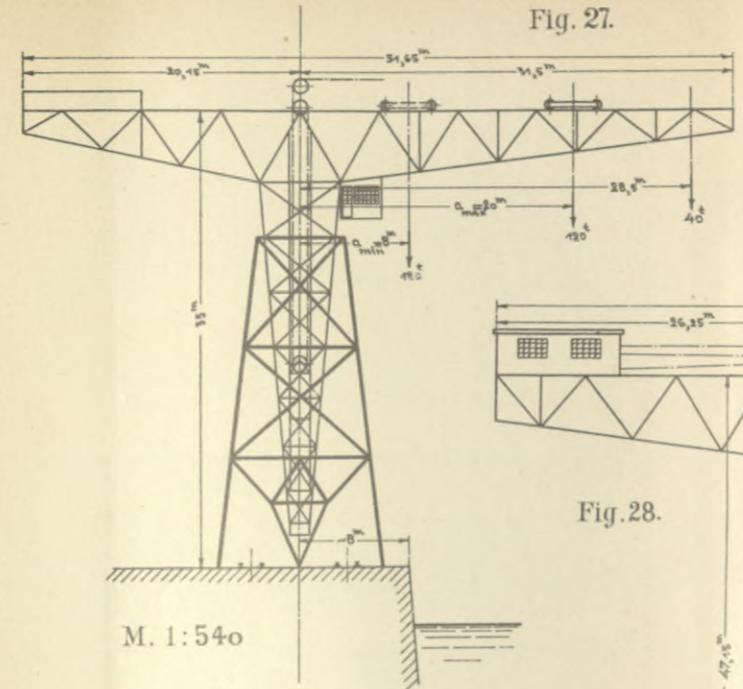
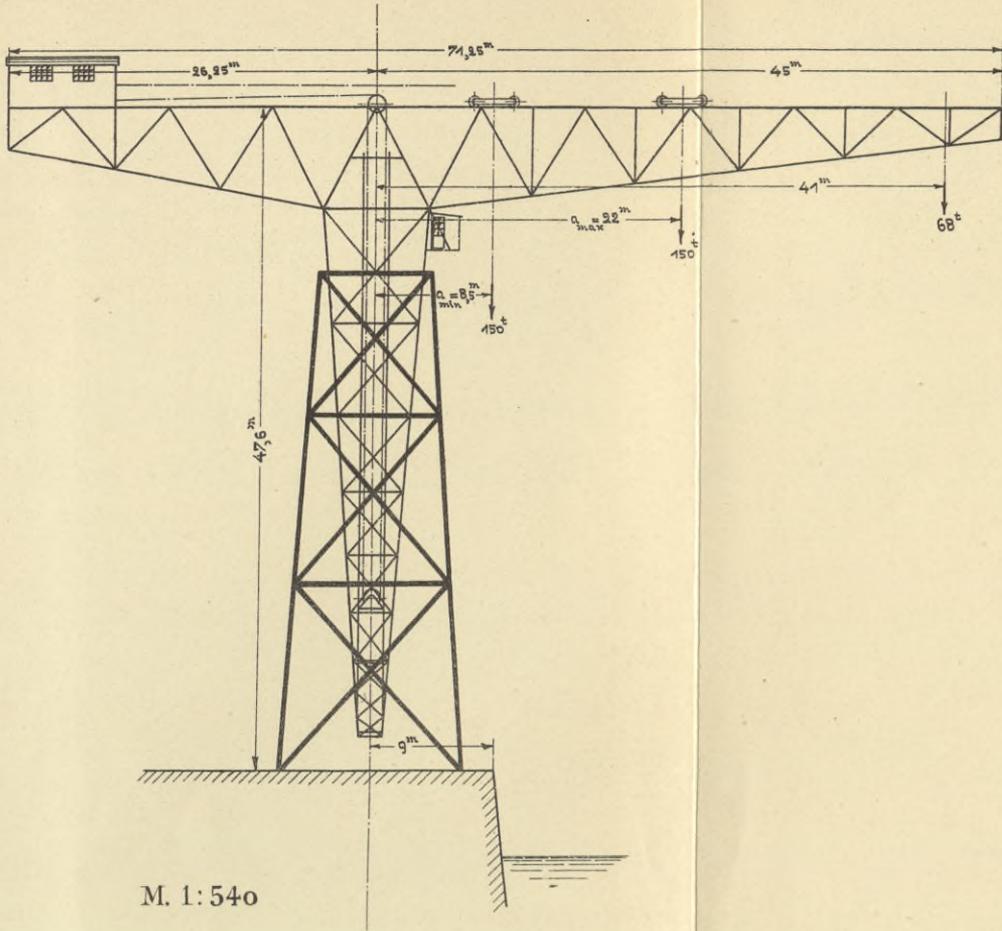


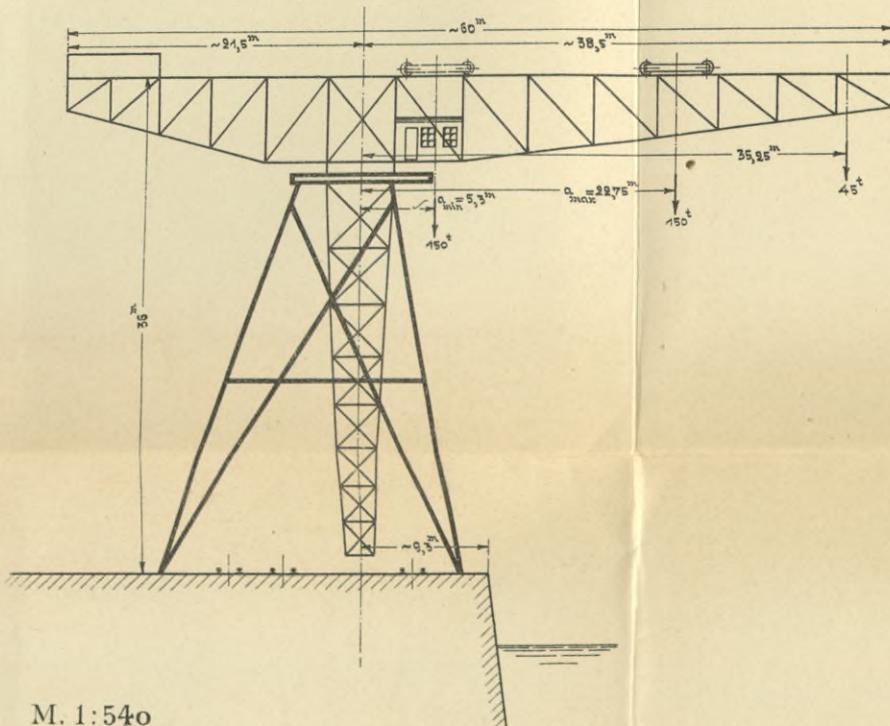


Fig. 30.



M. 1:540

Fig. 31.



M. 1:540







Diagramme der Schwenkwerke:

Drehscheibenkrane [alte Form]

Fig. 48.

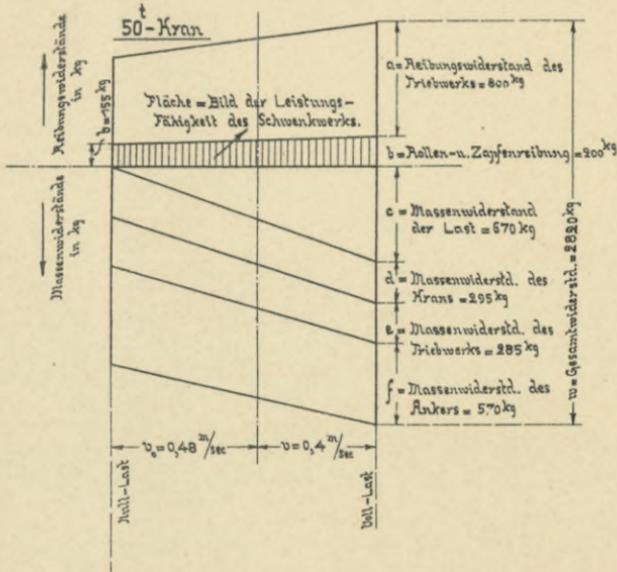


Fig. 49.

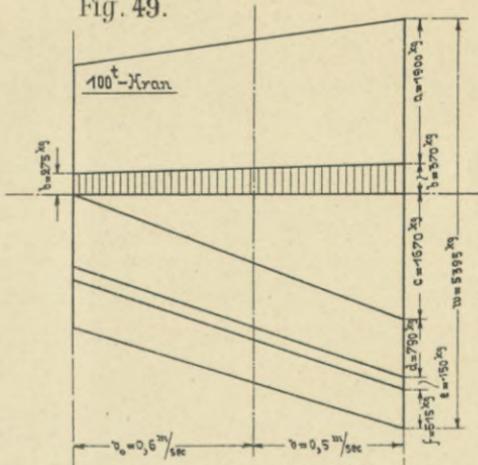


Fig. 50.

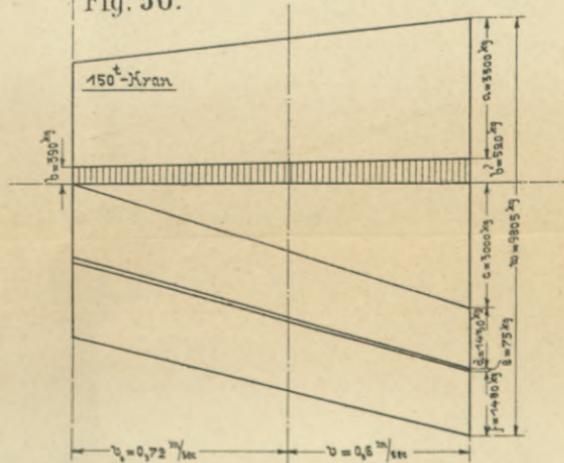


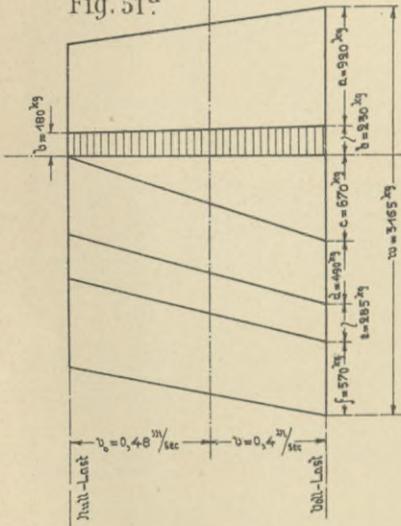


Diagramme der Schwenkwerke:

Drehscheibenkrane-T-Krane [neue Form]

Grösste Ausladung

Fig. 51<sup>a</sup>



50<sup>t</sup>-Kran

Kleinste Ausladung

Fig. 51<sup>b</sup>

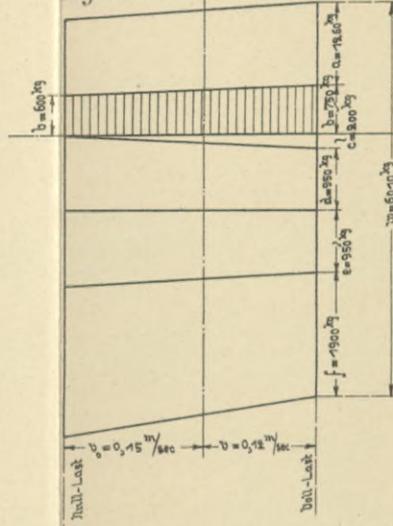
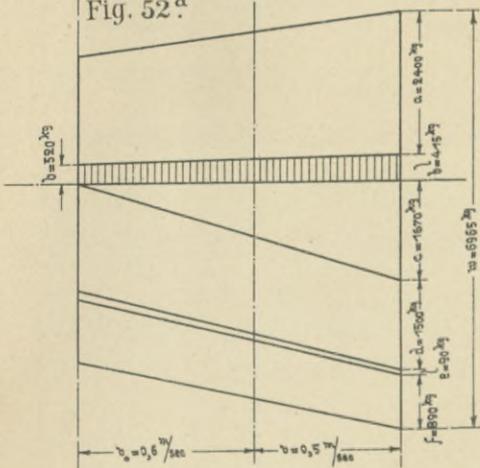


Fig. 52<sup>a</sup>



100<sup>t</sup>-Kran

Fig. 52<sup>b</sup>

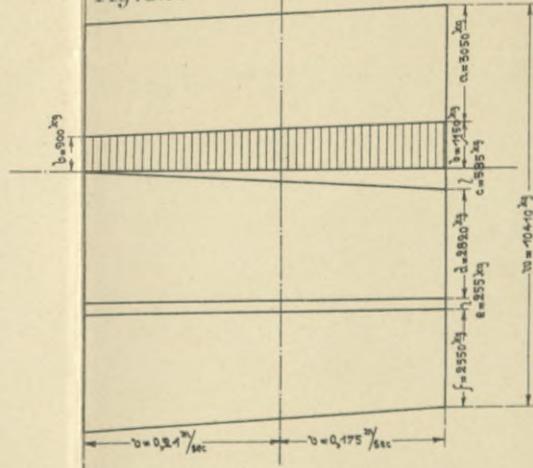
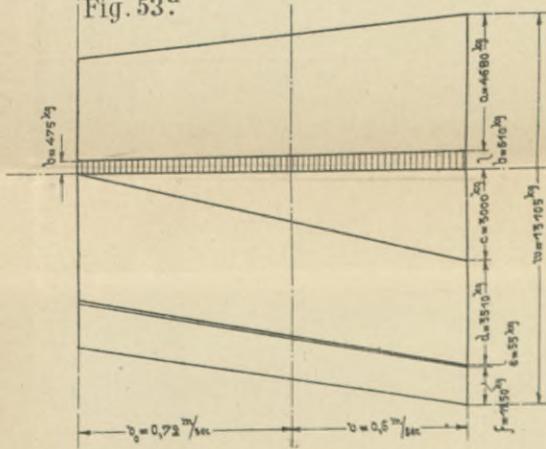


Fig. 53<sup>a</sup>



150<sup>t</sup>-Kran

Fig. 53<sup>b</sup>

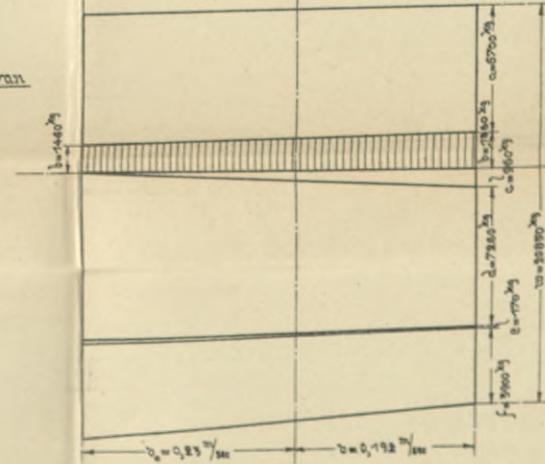




Diagramme der Schwenkwerke:

Hammerkrane

Fig. 54<sup>a</sup>

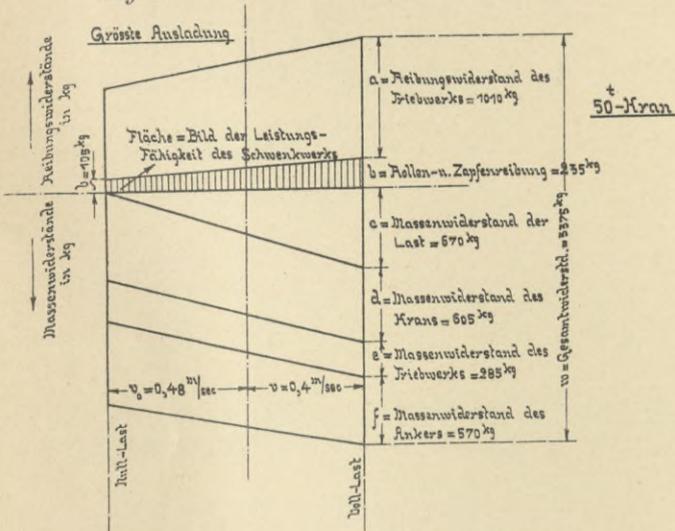


Fig. 54<sup>b</sup>

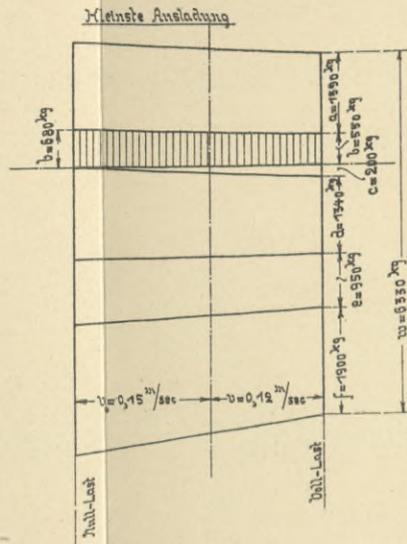


Fig. 55<sup>a</sup>

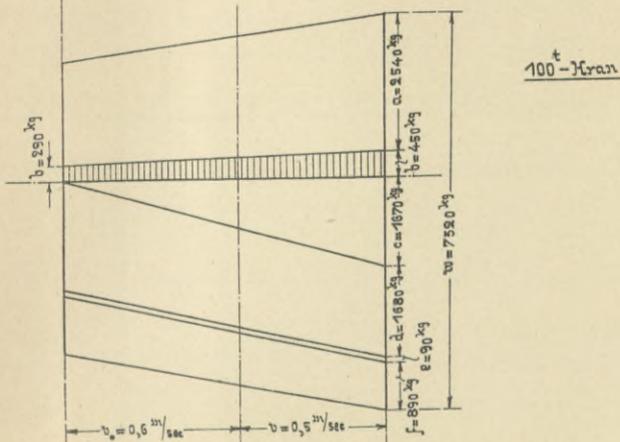


Fig. 55<sup>b</sup>

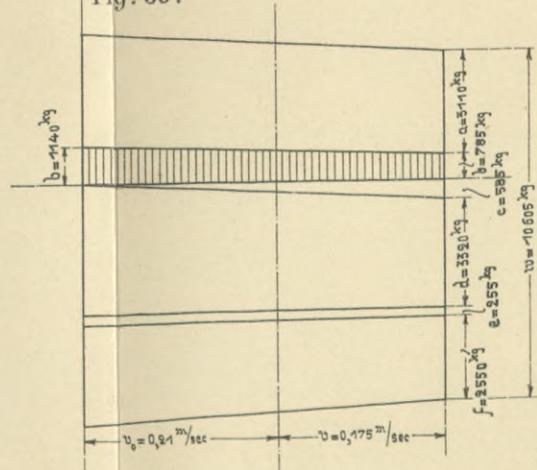


Fig. 56<sup>a</sup>

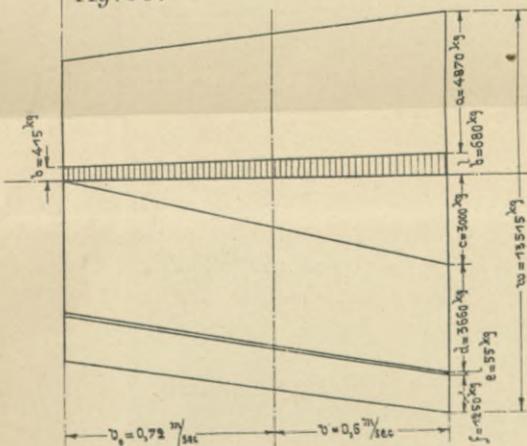


Fig. 56<sup>b</sup>

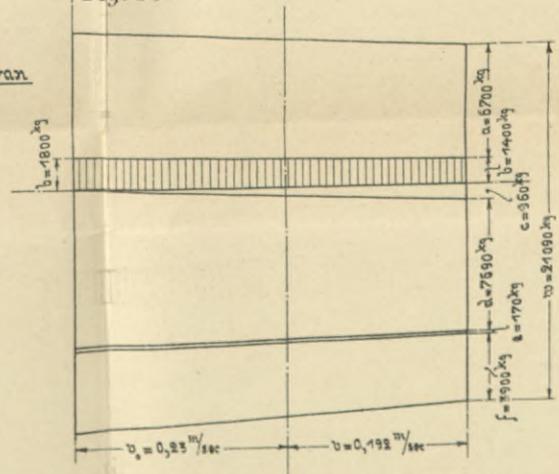




Diagramme der Schwenkwerke:

Derrickkrane

Fig. 57<sup>a</sup>

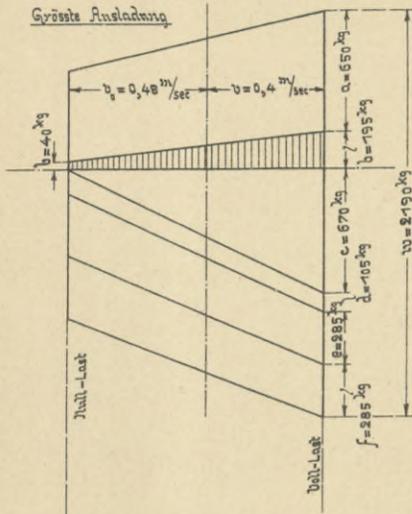


Fig. 57<sup>b</sup>

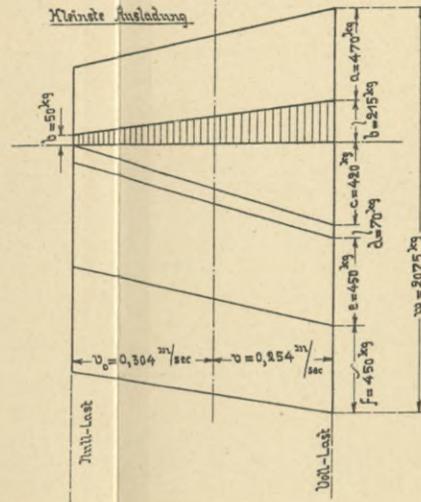


Fig. 58<sup>a</sup>

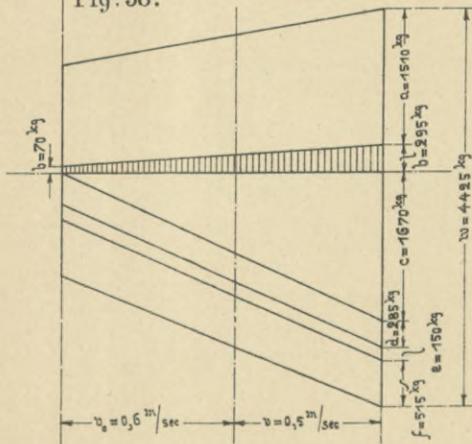


Fig. 58<sup>b</sup>

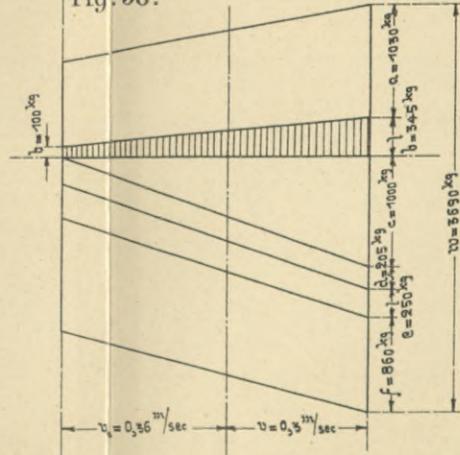


Fig. 59<sup>a</sup>

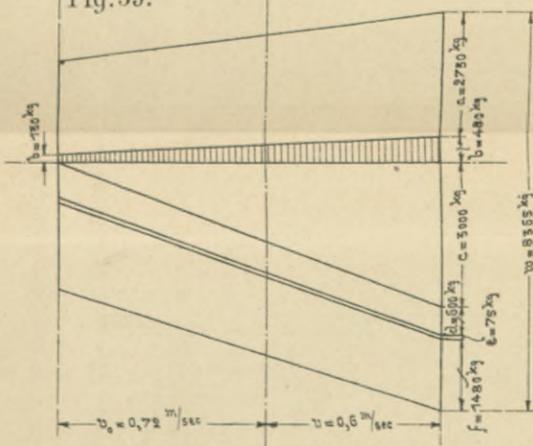


Fig. 59<sup>b</sup>

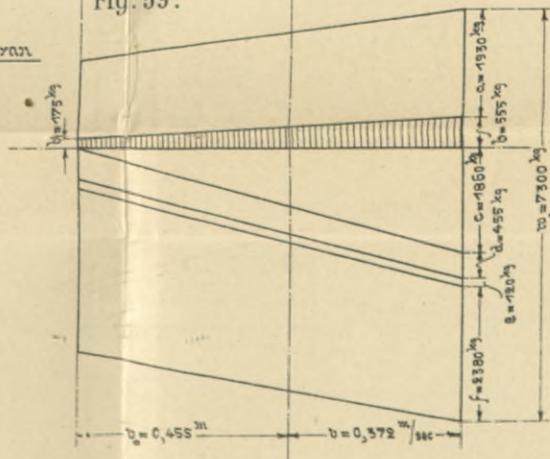




Diagramme des Schwenkwerkes:

150°-Hammerkran mit unsymmetrischem Stützgerüst

Fig. 60<sup>a</sup>

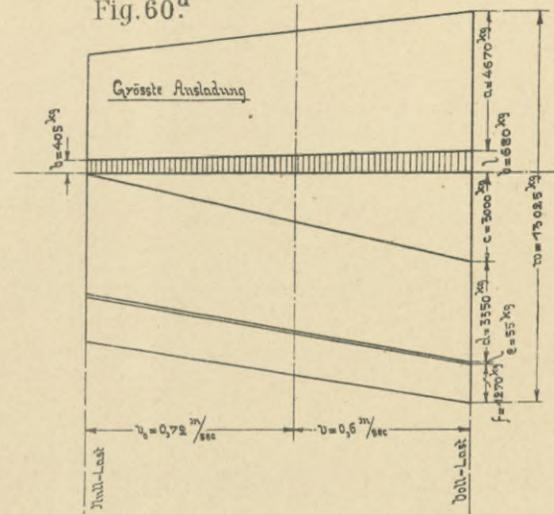
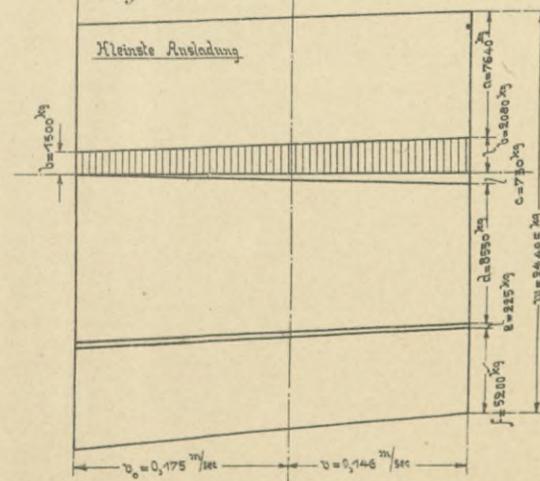


Fig. 60<sup>b</sup>



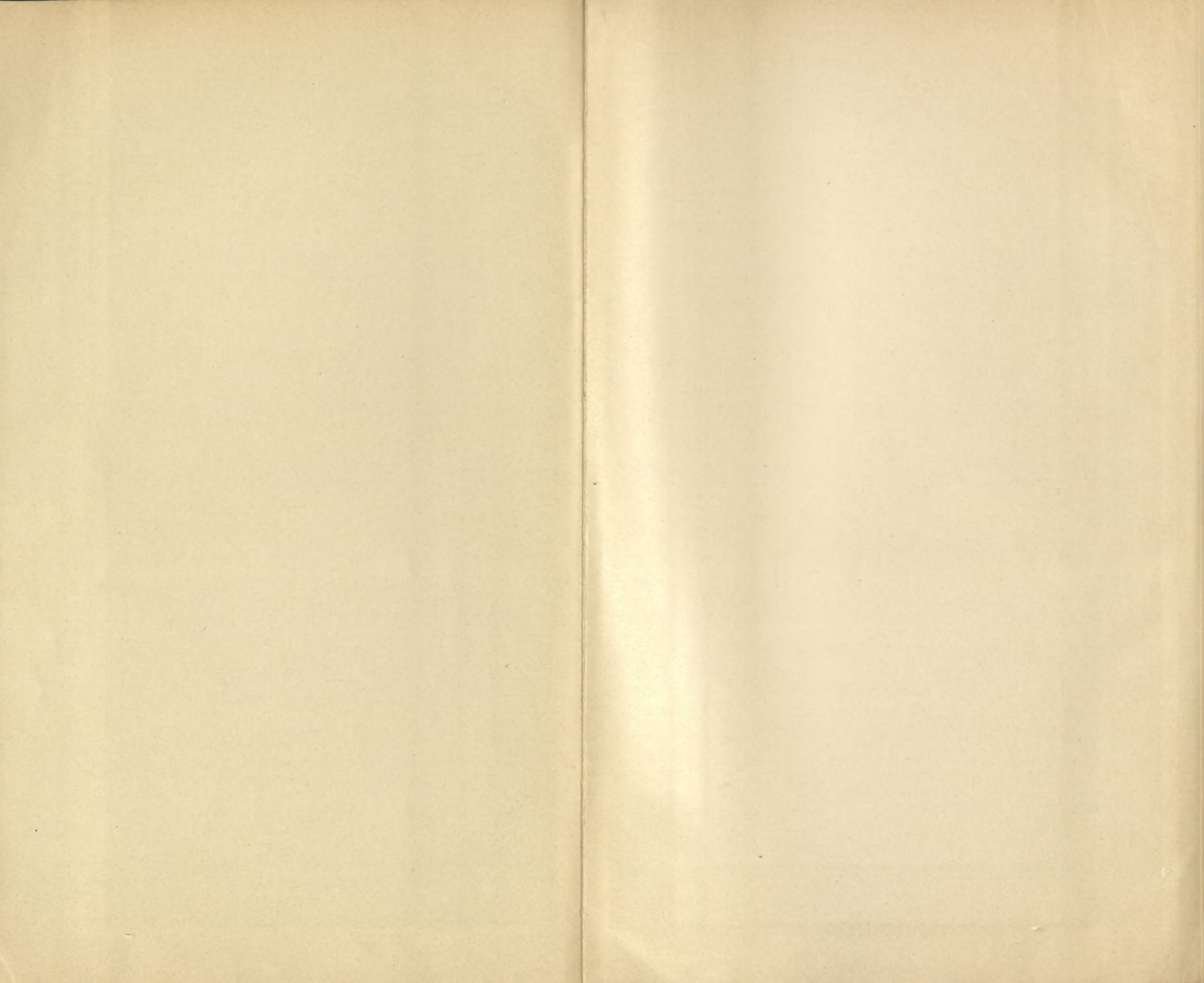


Diagramme der Laufwerke für den Beharrungszustand der Schwenkbewegung.

Die Werte  $b'$  und  $w'$  gelten für den 150<sup>t</sup>-Kammerkran mit unsymmetrischem Stützgerüst.

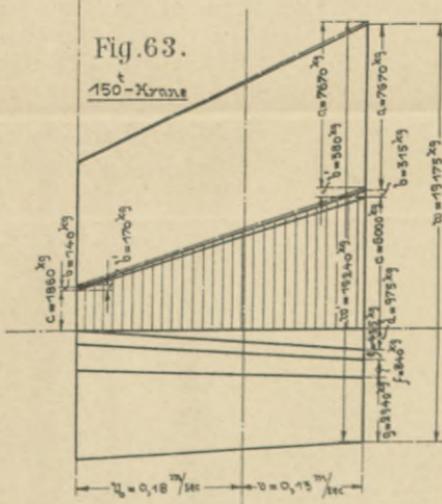
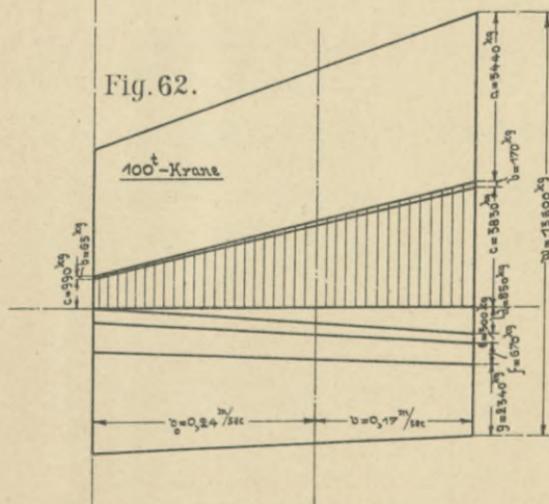
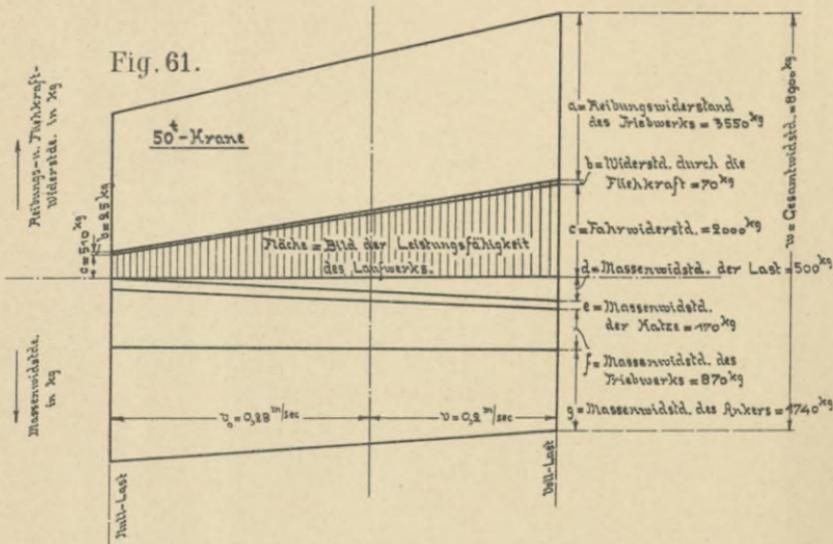
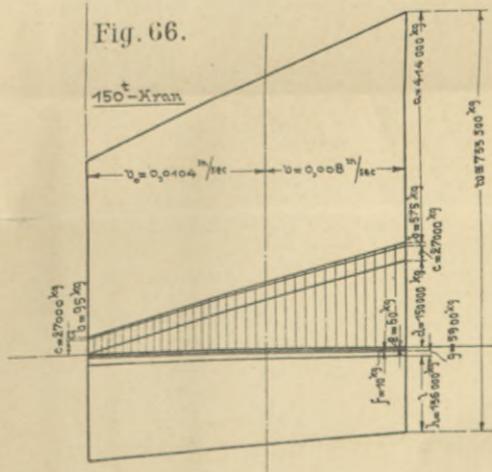
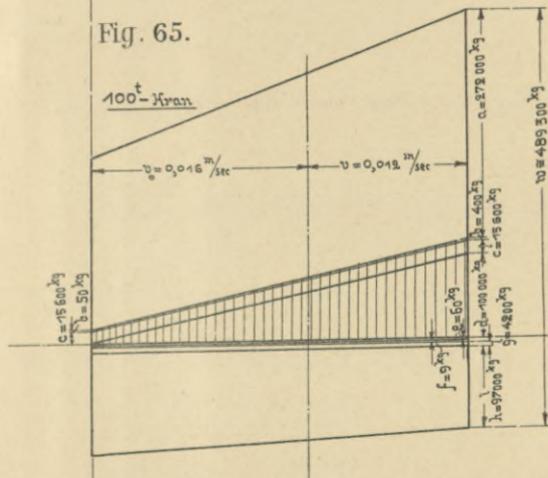
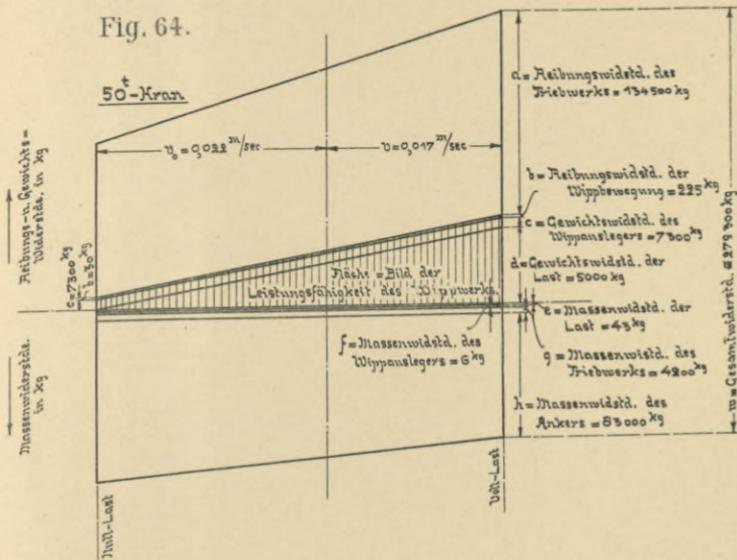
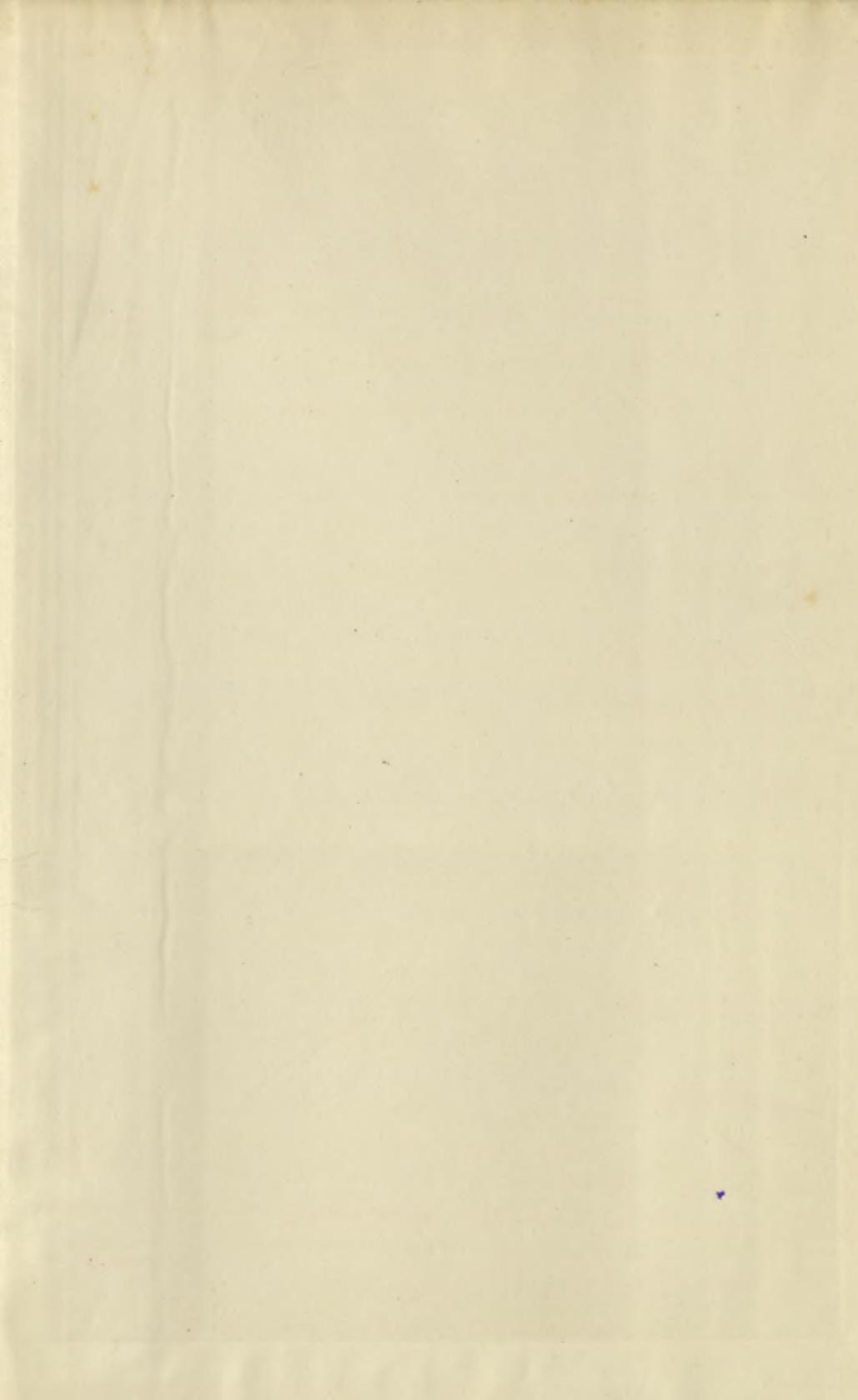




Diagramme der Wippwerke bei grösster Ausladung.







Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297280