FRIEDRICH BÜLZ

HEBEZEUGE

ZWEITE AUFLAGE

HEBEZEUGE

VON DR.-ING. FRIEDRICH BÜLZ

PROFESSOR AN DER STAATLICHEN GEWERBEAKADEMIE

IN CHEMNITZ

ZWEITE, ERWEITERTE AUFLAGE

MIT 259 ABBILDUNGEN IM TEXT

UND AUF 2 TAFELN

86003-II

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

VERLAG VON S. HIRZEL IN LEIPZIG · 1929

COPYRIGHT BY S. HIRZEL AT LEIPZIG 1921
ALLE RECHTE, INSBESONDERE DAS DER
ÜBERSETZUNG IN FREMDE SPRACHEN,
VORBEHALTEN / PRINTED IN GERMANY

121667

D 280108

Vorwort zur ersten Auflage

Als Lehrbuch ist dieses Buch in erster Linie bestimmt, den Studierenden anzuleiten, das in den ersten Semestern an Mechanik, Mathematik, Maschinenbau usw. Gelernte auf die Probleme des Hebezeugbaues anzuwenden.

Die Behandlung der konstruktiven Seite erscheint erst in zweiter Linie, anderenfalls würde das Buch aus dem gegebenen Rahmen herausfallen. Demjenigen, der auf diesem Gebiete mehr sucht, steht eine genügende Literatur zur Verfügung.

Das Gesamtgebiet der Hebezeuge ist außerordentlich umfangreich, besonders wenn man die Grenzgebiete: Transportanlagen, Lagerung und Ladung von Massengütern und Pumpen mit einbezieht. Um den Stoff zu beschränken, seien hier nur die Hebezeuge, also vorwiegend Winden und Krane behandelt.

Um ferner den Umfang des Buches gleich bei der ersten Auflage nicht allzusehr anwachsen zu lassen, sollen die Kapitel „elektrische Ausrüstung der Hebezeuge“ und „Aufzüge“ einer späteren Auflage vorbehalten bleiben. Das erschien um so mehr gerechtfertigt, als gerade die Aufzüge ein geschlossenes Spezialgebiet darstellen, wofür auch Literatur vorhanden ist.

Den Herren Autoren, deren Fachaufsätzen ich geeignetes Material entnehmen konnte, sei auch an dieser Stelle nochmals dafür gedankt, ebenso den Firmen, die mich durch Überlassung von Zeichnungen und Katalogen unterstützten, es sind dies: A.-G. Lauchhammer, Lauchhammer; A.-G. für Seilindustrie, Mannheim; Adolf Bleichert & Co., Leipzig; Demag, Duisburg; Heinrich de Fries, Düsseldorf; Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Neukölln; Fried. Krupp, Grusonwerk, Magdeburg; Leipziger Hebezeugbau G. m. b. H., Leipzig; Nagel & Kaemp, Hamburg; Fr. Schüle & Co., Feldkirchen; Siemens-Schuckert-Werke, Berlin; R. Stahl, Stuttgart; Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Die Herren Fachkollegen bitte ich um günstige Aufnahme und rege Benutzung des Buches.

Chemnitz, im März 1921.

Dr.-Ing. Friedrich Bülz

Politechnika Śląska
Katedra Dźwignic
i Urządzeń Transportowych

Vorwort zur zweiten Auflage

Die erste Auflage meiner Hebezeuge war längere Zeit vergriffen; da ich durch andere Arbeiten stark in Anspruch genommen war, so kam ich erst jetzt dazu, die zweite Auflage zu bearbeiten.

Die Einteilung des Stoffes ist grundsätzlich dieselbe geblieben, nur wurde er ergänzt und mit Rechnungsbeispielen belegt.

Die DI-Normen wurden berücksichtigt, soweit dieselben fertig vorlagen.

Besonders erweitert wurde der Abschnitt über elektrische Ausrüstung der Hebemaschinen. Da dieses Kapitel allein ein Buch füllen würde, so habe ich mich nur auf das Beispiel des Gleichstromes beschränkt, wie ich auch eingangs dieses Abschnittes begründete. Die dort gebrachten Ausrüstungen entsprechen den Vorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker (VDE), insbesondere den „Regeln für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen“ (REM) sowie den „Regeln für die Bewertung und Prüfung von Steuergeräten, Widerstandsgeräten und Bremslüftern für aussetzenden Betrieb“ (RAB).

Den Firmen, die wiederum Konstruktionsunterlagen zur Verfügung stellten, sei auch an dieser Stelle bestens gedankt.

Chemnitz, im März 1929.

Dr.-Ing. Friedrich Bülz

Inhalt

Seite

1. Geschichtliches und Statistisches 1
2. Maschinenelemente der Hebemaschinen 7
   a) Ketten 7
   b) Seile 10
   c) Rollen 20
   d) Trommeln 24
   e) Sperrwerke 26
   f) Bremsen 28
   g) Kurbeln 48
   h) Kupplungen 50
   i) Laufräder 52
   k) Zahnräder 54
   l) Schneckengetriebe 55
   m) Lager 57
3. Maschinenteile zum Halten und Greifen der Last 58
   a) Haken und Schäkel 58
   b) Flaschen 60
   c) Zangen 63
   d) Pratzen 67
   e) Greifer 67
   f) Kübel und Mulden 75
   g) Magnete 77
4. Hebemaschinen mit einfacher Lastbewegung 79
   a) Allgemeines 79
   b) Schraubenwinden 80
   c) Hydraulische Winden 83
   d) Flaschenzüge 87
   e) Zahnstangenwinden 98
   f) Räderwinden 101
5. Hebemaschinen mit zusammengesetzter Lastbewegung 107
   a) Laufkrane 108
   b) Drehkrane 144
   c) Drehlaufkrane 164
   d) Einschienenkrane 166
   e) Scherenkrane 172
6. Sonderkrane 173
   a) Stahlwerkskrane 173
   b) Hafenkrane 178

Seite
c) Krane für Werften und Lagerplätze 181
d) Baukrane 190
e) Kabelkrane 192
7. Elektrische Kranausrüstung 196
8. Zusammenstellung der in den Rechnungen benutzten Bezeichnungen 226
9. Sachverzeichnis 227

Benutzte Literatur

Beck, Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues (*Beck*)
Benoit-Woernle, Die Drahtseilfrage (*Benoit*)
Buhle, Technische Hilfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern (*Buhle*)
Deutsche Industrie-Normen (*DIN*)
Dinglers polytechnisches Journal (*D. p. J.*)
Der Eisenbau, Halbmonatsschrift für Theorie und Praxis des Eisenbaues (*Eisenbau*)
Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen
Elektrotechnische Zeitschrift (*E. T. Z.*)
Fördertechnik und Frachtverkehr (*Fördertechnik*)
Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch (*Hütte*)
Kammerer, Lastenförderung einst und jetzt (*Kammerer*)
Karraß, Die Trägheitsmomente von Zahnrädern, Dissertation, Danzig
Mitteilungen über Forschungsarbeiten
Monatliche Nachweise über Deutschlands Außenhandel
Neuburger, Die Technik des Altertumes
Dr. Puchstein und v. Lüpke, Baalbek
Der Schiffbau
Schwetje, Beiträge zur Kenntnis der Reibung zwischen Holz und Eisen, Dissertation, Berlin
Siemens-Zeitschrift
Stahl und Eisen, Zeitschrift für das deutsche Eisenhüttenwesen (*St. u. E.*)
VDI-Nachrichten
Die Werkstattechnik
Zeitschrift für bildende Kunst
Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure (*Zeitschrift des VDI*)
Der Zivilingenieur

---

1. Geschichtliches und Statistisches

Die Hebezeuge sollen, wie auch andere Maschinen, dem Menschen zunächst einmal die schwere körperliche Arbeit abnehmen, sodann aber auch, vom Willen ihres Führers beseelt, die Arbeiten schneller, wirtschaftlicher, gesunder und ungefährlicher gestalten und den Besitzer unabhängiger von der Masse der Arbeiter machen.

Wie die Alten bei ihren monumentalen Bauwerken die großen Lasten bewältigt haben, entzieht sich zum Teil unserer Kenntnis. Bekannt waren jedenfalls der Hebel, die Walze und die schiefe Ebene. Sklavenarbeit stand sozusagen in unbegrenzter Menge zur Verfügung, um einen schweren Stein zu heben schüttete man schräge Dämme an, zog mit Walzen den Stein hinauf und konnte dann durch teilweises Abgraben des Sandes den Stein auf seine Auflager senken oder auch senkrecht stellen. Walze und schiefe Ebene benutzten auch die Ägypter beim Bau der Pyramiden, wie aus alten Darstellungen hervorgeht[1]). Die Größe der verwendeten Steine setzt uns heute noch in Erstaunen. So verwendeten die Griechen beim Bau des Artemistempels zu Ephesus Architravbalken aus Marmor von 9 m Länge.

Bei den Römerbauten finden sich Steine von $2 \cdot 2 \cdot 7\ m^3$ oder 75 t Gewicht; die größten Steine jedoch sind bei den Tempelbauten in Baalbek[2]) (Heliopolis, Kleinasien) verwendet worden, und zwar bis zu $4 \cdot 5 \cdot 20\ m^3$ oder 1000 t Gewicht. Welcher Anstrengungen und welcher Zeit muß es bedurft haben, um solchen Koloß vom Steinbruch nach seinem Platz zu befördern!

Wir würden heutzutage, trotz unserer modernen Hilfsmittel, nicht imstande sein, einen solchen Stein zu befördern. Das um 520 n. Chr. in Ravenna errichtete Grabmal Theoderichs besitzt eine aus *einem*

[1]) Vgl. hierzu: Kammerer, Lastenförderung einst und jetzt.

[2]) Dr. O. Puchstein und Th. v. Lüpke: Baalbek, Aufnahmen der preußischen Meßbildanstalt.

Stein herausgehauene runde Riesenkuppel von 11 m Ø und entsprechender Höhe. Der Stein stammt nicht aus der Nähe, sondern wahrscheinlich aus Istrien [1]).

Ausführliches ist uns aus dem Mittelalter von dem Architekten Domenico Fontana (1543—1607) über die Niederlegung, den Transport und die Wiederaufstellung eines großen 23 m hohen und 320 t schweren Obelisken in Rom berichtet worden [2]).

Schon mehrere Päpste hatten den Wunsch geäußert, daß dieser Obelisk den einst Caligula aus Heliopolis mitgebracht hatte, von seinem etwas abgelegenen Standort nach dem Platz vor der Peterskirche gebracht würde. Es hatte sich aber kein Unternehmer getraut, diese Aufgabe auszuführen, da die Art, wie die Alten solche Lasten bewältigt hatten, wieder in Vergessenheit geraten war. Erst unter Sixtus V. unternahm Fontana, der mit seinem Projekt aus einer großen Schar von Bewerbern als Sieger hervorgegangen war, das Wagnis, worüber er sehr interessant berichtet. Er benötigte zum Heben des Obelisken 40 Flaschenzüge zu je 12 Rollen, 44 Seile von 70 mm Ø und 200 Ellen Länge, 40 Spills, 140 Pferde und 800 Menschen.

In das erfoderliche Gerüst von 26,7 m Höhe wurde eine ungeheure Menge der besten Eichen- und Kastanienbalken bis zu 49 ja sogar 65 cm Stärke hineingebaut. Um die Spills aufstellen zu können, mußten mehrere Häuser niedergelegt werden, die Arbeiten dauerten vom April bis September 1586.

Des weiteren ist berichtet worden in einer Sammlung von Kupferstichen über den Transport eines Granitblockes zum Sockel des Denkmals Peters des Großen in Petersburg [3]). Der Block — offenbar ein erratischer Block — besaß bei unregelmäßigen Formen 15,6 m Länge, 8,7 m Breite und 7,3 m Höhe, das Gewicht mag etwa 900 t betragen haben. Während des Transportes, der von März bis September 1769 währte und teils zu Lande, teils auf der Newa erfolgte, wurde er gleichzeitig behauen, wobei man zum Vorrichten der Stähle ein Schmiedefeuer auf dem Felsen aufgebaut hatte. Gehoben wurde der Block mit Schraubenwinden, verschoben in Kugellaufrinnen und geschwenkt auf einem Spurkugellager, das nach Anheben

[1]) A. Neuburger, Die Technik des Altertums; s. a. VDI.-Nachrichten 1922, Nr. 20a, S. 225/VII.

[2]) Beck, Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues, S. 491.

[3]) Werkstattechnik 1919, S. 169.

des Blockes jedesmal untergebaut wurde. Es ist dies übrigens die nachweislich erste Anwendung von Kugellagern.

In die neuere Zeit fallen Transporte von ganzen Häusern und anderen Bauwerken, unter denen der Transport eines Waggonkippers der Erie Railroad Co. Cleveland genannt werden möge. Der Kipper wog 800 t, hatte eine Grundfläche von 33 · 12 m², wurde mit 230 Schraubenwinden gehoben und um 65 m verschoben [1]).

Abb. 1. Krantor zu Danzig aus dem Jahre 1411.

Bei den vorstehend genannten Unternehmungen handelt es sich um die Bewältigung von besonders großen Einzellasten. Krane zum Heben von kleinen und mittleren Lasten sind schon seit dem frühen Mittelalter bekannt, die ältesten Krane scheinen Drehkrane gewesen zu sein. Georgius Agricola beschreibt [2]) Drehkrane, die im Aufbau genau unseren heutigen sogenannten Gießereidrehkranen entsprechen.

Den ältesten Kran der Welt, der heute noch benutzt werden kann, stellt das Krantor zu Danzig dar, eines der Wahrzeichen der alten Ordensstadt

[1]) Eisenbau 1919, S. 85.
[2]) Beck, S. 158 u. 160.

(Abb. 1). Vollendet wurde er 1442, angefangen wahrscheinlich 1411. Er ist als fester Auslegerkran gebaut; meterdicke Mauern halten die gewaltige eichene Fachwerkkonstruktion des Auslegers, der sich in 6 Stockwerken 26 m hoch erhebt. Die Tragkraft beträgt 6 t. Dem Antrieb dienen zwei Treträder von 7 m Durchmesser und 1,4 m Breite, die auf ihrer Welle von 0,5 m Ø die Lastkette aufwickeln. Die Last hängt an loser Rolle; außerdem ist noch ein Hilfshubwerk mit geringerer Ausladung und direktem Lasthub vorhanden, das durch zwei Treträder von gleichen Abmessungen angetrieben wird. Der Kran stellt für die damalige Zeit ein kühnes, großzügiges Bauwerk dar und legt für den gesunden Unternehmergeist der damaligen Handelsherren und Reeder ein beredtes Zeugnis ab.

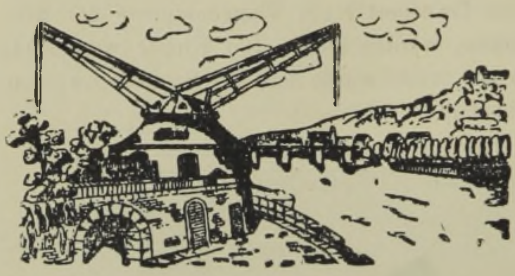


Abb. 2. Kran zu Würzburg aus dem Jahre 1767.

Ein fast gleichaltriger Drehkran steht in Trier an der Mosel, er stammt aus dem Jahre 1413 und ist von Matschoß beschrieben[1]); er besitzt steinerne Umfassungswände, gegen die sich der hölzerne Ausleger verbunden mit einem Gegenausleger abstützt, das Dach, mit der Königsäule fest verbunden, dreht sich mit.

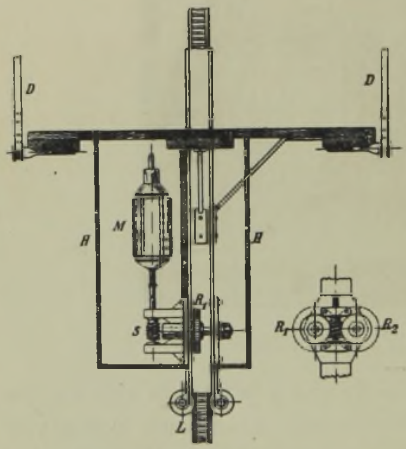


Abb. 3. Erstes elektrisch betriebenes Hebezeug aus dem Jahre 1880.

Dieselbe Bauart, jedoch ohne Gegenausleger, weist der aus dem Jahre 1554 stammende Kran zu Andernach a. Rhein auf.

Auch in Würzburg befindet sich ein alter Kran (Abb. 2), der genau dem in Trier nachgebildet ist, entworfen von F. I. Neumann, erbaut von Georg Bonitas 1767 unter dem Fürstbischof Adam Friedrich von Seinzheim (1755—1779).

---

[1]) Zeitschrift des VDI. 1908, S. 519.

Beim Bau des Kölner Domes wurde ein Drehkran verwendet, wie aus Zeichnung von Lambert Doomer (1622—1700) hervorgeht[1]).

Alle diese Krane wurden durch Treträder betrieben, die ohne Zwischenschaltung von Getrieben die Lastkette auf ihrer Welle aufhaspelten. Der große Aufschwung im Kranbau setzt erst mit der Einführung des elektrischen Kraftantriebes ein. Das nachweislich älteste Hebezeug mit elektrischem Antrieb ist der in Abb. 3 dargestellte Aufzug[2]) aus dem Jahre 1880 von Werner Siemens für den 20 m hohen Aussichtsturm der Mannheimer Industrieausstellung entworfen; er beförderte in den wenigen Wochen seiner Tätigkeit ohne Störung 8000 Personen.

Wirtschaftlich-Statistisches

Die Entwicklung eines Industriezweiges wie des Kranbaues ist natürlich eng verknüpft mit der Entwicklung und Blüte von Handel und Industrie eines Landes überhaupt, die wiederum von dem Kohle- und Eisenmarkt

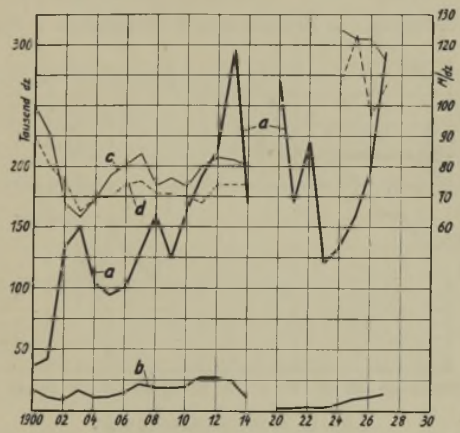


Abb. 4. Deutschlands Außenhandel in Hebemaschinen. a Ausfuhr. b Einfuhr. c Wert der Ausfuhr. d Wert der Einfuhr.

beherrscht werden. Wer sich also von der Zukunft des Kranbaues ein Bild machen will, muß sich deshalb mit der Statistik dieser Industrien vertraut machen.

Da ist zunächst Deutschlands Außenhandel in Hebemaschinen (Abb. 4); man erkennt die stark aktive Handelsbilanz, wie der Preis in den Jahren

[1]) Zeitschrift für bildende Kunst, 55. Jahrg., S. 9.

[2]) Nach einem Katalog der Siemens-Schuckert-Werke.

1900—1903 bei wachsendem Angebot zurückgegangen ist und wie er sich dann erholt und gefestigt hat, trotzdem die Ausfuhr von 1906—1913 sich verdreifacht hat. 1927 ist schon wieder die Ausfuhrmenge von 1913 erreicht, die Einfuhr hat sich dauernd in bescheidenen Grenzen gehalten.

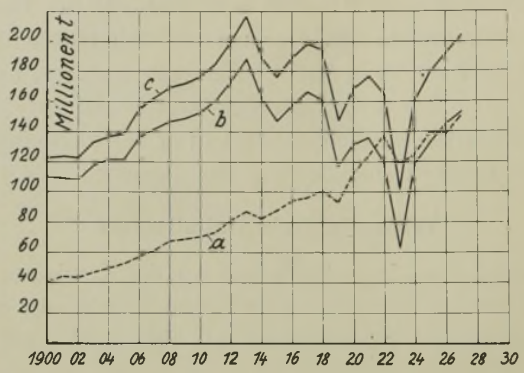


Abb. 5. Kohleförderung. a Braunkohle. b Steinkohle. c Summe $b + \frac{1}{3}$ a.

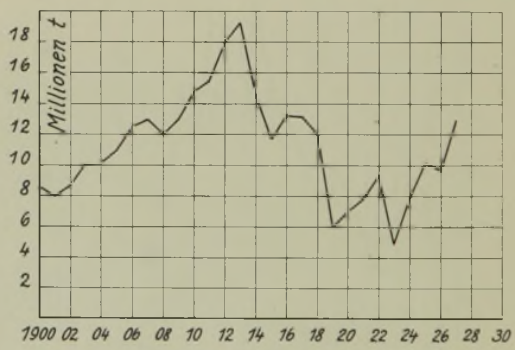


Abb. 6. Roheisenerzeugung.

Der Statistik sind folgende Klassen des Zolltarifes zugrunde gelegt:

807 Kloben und Rollen zu Flaschenzügen; Winden und sonstige fortschaffbare Hebezeuge.

894g Feststehende, fahrbare oder schwimmende Krane

894m Kraft- (Antriebs-) Maschinen (außer Elektromotoren) mit nicht fortschaffbaren Winden, Haspeln.

$906 D_{12}$ Hebemaschinen, Aufzüge, Fahrstühle, Elevatoren, Becherwerke, Fördermaschinen, auch in fester Verbindung mit Elektromotoren.

Der gewaltige Aufschwung, den die Industrie von 1906 bis 1913 genommen hat, spiegelt sich auch in der Kohle- und Roheisenproduktion wider (Abb. 5 u. 6), ebenso wie andererseits Krieg, Revolution und Inflation.

2. Maschinenelemente der Hebemaschinen

a) Ketten

Rundeisenketten

Die Berechnung der Ketten müßte eigentlich wie für Körper mit gekrümmter Mittellinie durchgeführt werden. In der Praxis ist man aber durch die jahrzehntelangen Erfahrungen zu bewährten Belastungswerten gekommen; man rechnet lediglich auf Zug nach der Formel

$$Q = 2\,\frac{d^2\pi}{4}\,k_z = c \cdot d^2,$$

wobei man setzt:

c = 1000 für wenig angestrengte Ketten
800 für häufig benutzte Ketten
500 für schwer beanspruchte Ketten (bei Dampfwinden).

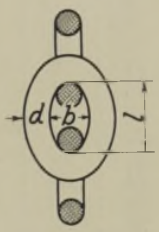


Abb. 7. Rundeisenkette.

Nach den Normen bewegt sich c zwischen den Grenzen 710—980 und beträgt im Mittel 903.

Kalibrierte Ketten sind solche, bei denen die Teilung bei allen Gliedern ganz genau eingehalten ist. Man braucht sie, wenn die Kette von verzahnten Kettenrollen aufgewunden werden soll. Zur Vermeidung von Formänderungen (Klemmen der Kette) beansprucht man sie zweckmäßig nur mit 65 vH. der vorstehenden Werte.

Zur sofortigen Wiederherstellung gerissener Ketten benutzt man Kettenschlösser, die aus zwei mit Vorsprüngen ineinandergreifenden Hälften bestehen.

Ketten bringen mit ihren zahlreichen Schweißstellen eine gewisse Unsicherheit in die Konstruktion hinein, um diese zu vermeiden, stellt Borsig nach einem patentierten Verfahren Ketten her, deren Glieder aus Flacheisen gewickelt und dann verschweißt werden [1]). Doch hat das mehr für Schiffsketten Bedeutung, weniger für Hebezeuge.

[1]) Näheres hierüber St. u. E. 1908, S. 1377.

Rundglieder-Ketten

Kalibrierte, Index 1, nach DIN. 671. Unkalibrierte, Index 2, nach DIN. 672.
Tragkraft bei Handbetrieb P kg. Prüflast 2 P, Bruchlast $\geq$ 4 P.
Werkstoff: Flußstahl.
Beispiel für Bezeichnung: Kette 16 DIN. 671.

Stärke	Innere Breite		Innere Länge		Tragkraft bei Handbetrieb	Gewicht kgm^{-1}		Verwendung
d	b_1	b_2	l_1	l_2	P kg	q_1	q_2	
5	8	—	18,5	—	175	0,50	—	Handkette
6					250	0,72		
7	8	10	22	22	350	1	1,1	Lastkette
8	9,5	12	24	24	500	1,3	1,35	
9,5	11	14	27	27	750	1,9	2	
11	13	17	31	31	1 000	2,7	2,7	
13	16	20	36	36	1 500	3,75	3,8	
16	19	24	45	45	2 500	5,8	6	
19	23	29	53	53	3 500	8	8,1	
22	—	34	—	62	4 500	—	11	
23	28	—	64	—	5 000	12	—	
24	—	36	—	67	5 500	—	13	
27	—	40	—	75	6 750	—	17	
30	—	45	—	84	8 500	—	21	
33	—	49	—	92	10 500	—	25	
36	—	54	—	100	12 250	—	30	
40	—	60	—	110	15 100	—	36	
44	—	66	—	120	18 500	—	45	

Laschenketten

Auch die Laschenketten bieten unter Vermeidung von Schweißstellen mit ihren aus dem vollen Material gearbeiteten Laschen und Bolzen ein Element hoher Sicherheit. Sie vertragen nicht eine so rohe Behandlung wie die gewöhnlichen Ketten (Empfindlichkeit gegen seitliche Biegung), lassen sich aber nach sehr kleinem Halbmesser krümmen, sind also da am Platze, wo es gilt, das Lastmoment so klein wie möglich zu halten (Gießkrane). Die bekanntesten sind die Gallschen Gelenkketten (Abb. 8 und folgende Tafel) [1]). Die zulässige Belastung P beträgt etwa ein Sechstel der Bruchlast.

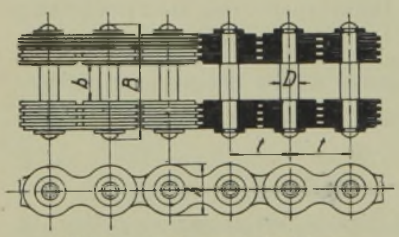


Abb. 8. Gallsche Gelenkkette.

[1]) Nach Angaben von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Gallsche Gelenkketten

Zulässige Belastung P kg	t	h	D	Zapfen-dicke	Platten-zahl	Platten-dicke	b	B	Gewicht kgm⁻¹	Bauart
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	0,7	ohne Unterlegscheibe vernietet
250	20	15	7,5	6	2	2,0	15	28	1,0	
500	25	18	10	8	2	3,0	18	38	2,0	
750	30	20	11	9	4	2,0	20	45	2,7	
1 000	35	22	12	10	4	2,0	27	50	3,8	
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	5,0	mit Unterlegscheibe vernietet
2 000	45	30	17	14	4	3,0	35	67	7,1	
3 000	50	35	22	17,5	6	3,0	38	90	11,1	
4 000	55	40	24	21	6	4,0	40	110	16,5	
5 000	60	45	26	23	6	4,0	46	118	19,0	
6 000	65	45	28	24	6	4,0	53	125	24,0	
7 500	70	50	32	28	8	4,5	53	150	31,5	
8 500	75	55	34	30	8	4,5	56	160	33,0	
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	34,0	
12 500	85	65	35	31	8	5,0	70	180	45,0	
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195	51,0	
17 500	100	75	40	36	8	6,0	80	208	58,0	verplintet
20 000	110	80	43	38	8	6,0	85	215	74,5	
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	83,0	
30 000	130	100	50	45	8	7,0	106	255	100,0	

Für den Antrieb des Troges des Schiffshebewerkes[1]) auf der Strecke Berlin—Stettin hat man 16 endlose Gelenkketten geplant. Die Kette hat 12 tragende Laschen von 180 × 13 Querschnitt bei 95 Ø Bolzenloch. Belastung im Höchstfalle 110 t, normal 7,5 t.

Die Gallschen Ketten haben den Nachteil, daß zwischen den Laschen und ihren Zapfen eine ziemlich hohe Flächenpressung, etwa 800 bis 1200 kgcm⁻², auftritt, die keine hohen Geschwindigkeiten zuläßt; dieser Nachteil ist bei der *Zobelschen Treibkette* vermieden. Eine mit den Innenlaschen fest verbundene Hülse schwingt um den mit den Außenlaschen fest verbundenen, massiven oder hohlen Bolzen. Hierdurch wird eine ganz geringe Pressung in den bewegten Flächen erzielt und die Ketten können mit größerer Geschwindigkeit laufen. Sie lassen sich, wie auch die Gallschen Ketten, nur in gerader Gliederzahl ohne Ende verbinden.

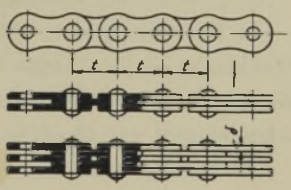


Abb. 9. Panzerkette.

Während die vorstehend beschriebenen Gelenkketten in Verbindung mit verzahnten

[1]) s. Kammerer, Fördertechnik, 1921, S. 322.

Kettenrädern benutzt werden, dienen sogenannte *Panzerketten* als Ersatz für gewöhnliche Rundgliederketten, wenn diese um sehr kleine Scheiben laufen sollen (z. B. bei Greifern), Abb. 9. Sie werden mit Teilungen von 7—20 mm, 2—4 Platten und 1,3—2 mm Plattendicke ausgeführt.

b) Seile

Von den Seilen kommen für den Kranbau heute nur *Drahtseile* in Frage; sie sind zuerst von dem Bergrat Albert in Clausthal 1827 für Schachtförderung hergestellt worden, fanden aber erst etwa in den neunziger Jahren Eingang in den Kranbau und haben von da ab die Verwendung von Ketten stark zurückgedrängt. Diese Beliebtheit verdanken sie ihrer großen Sicherheit gegenüber Ketten und dem Umstande, daß sie bei gleicher Tragfähigkeit sechsmal leichter und somit auch billiger ausfallen als Ketten. Ein Seilbruch macht sich schon einige Zeit vorher dadurch bemerkbar, daß einzelne Drähte brechen und aus dem Seil herausspießen, eine Kette dagegen reißt plötzlich.

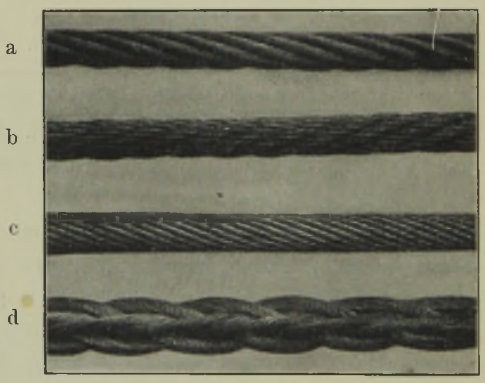


Abb. 10. a Kreuzschlag. b Kabelschlag. c Multiplexausführung. d Quadratseil.

Die Herstellung der Seile geschieht gewöhnlich so, daß man mehrere Stahldrähte ($K_z = 13\,000$—$18\,000$) zu einer *Litze* zusammendreht, 6 Litzen wieder zu einem Seil, dabei erhält das Seil eine *Hanfseele*. Man unterscheidet nun verschiedene Herstellungsarten:

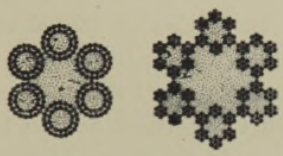
Kreuzschlag (Abb. 10 a): Litzen linksgängig, Seil rechtsgängig geschlagen, oder umgekehrt. Diese Art ist die gebräuchlichste, weil diese Seile weniger das Bestreben haben sich aufzudrehen.

Längsschlag oder Albertschlag: Litzen und Seil gleichgängig geschlagen. Daneben gibt es noch andere Arten der Herstellung:

Kabelschlag (Abb. 10 b), für besonders schwere Seile; mehrere Drähte werden zur Litze, 6 Litzen zu einem Seil und 6 Seile zu einem Kabel gedreht, ein einzelner Draht besitzt also dreifach gewundene Schraubenform.

Multiplex [1]) (Abb. 10 c): das Seil besteht nicht nur aus 6 Litzen, sondern aus 18—36, zu je 7 Drähten; Verwendung für Aufzüge.

Quadratseile (Abb. 10 d), Patent B e k [1]). Diese Seile, aus 8 miteinander verflochtenen Litzen bestehend, sind drallfrei und eignen sich daher für Windwerke, bei denen die Last an einem einzigen Seilstrang hängt.



a b

Abb. 11. Seilquerschnitte.
a Kreuz- oder Albertschlag. b Kabelschlag.

Abb. 12. Patentverschlossenes Seil.

Abb. 11 zeigt die Querschnitte eines gewöhnlichen Seiles nach Abb. 10 a und eines in Kabelschlag nach Abb. 10 b. Denkt man sich ein solches Seil in einer Rille aufliegend, so erkennt man, daß der Auflagedruck nur von wenigen Drähten aufgenommen werden kann. Dieser Umstand gab zu der Konstruktion der Seile mit *Dreikantlitzen* [2]) (speziell für Förderseile) Veranlassung, bei denen die Drucküberträgung durch eine größere Anzahl von Drähten stattfindet und die Seiloberfläche geschlossener erscheint.

Vollkommen glatt und geschlossen ist die Oberfläche bei den sogenannten *verschlossenen Seilen* [2]) nach Abb. 12, die allerdings nicht so biegsam sind und vorzugsweise als Haupttragkabel bei Seilbahnen Verwendung finden. Gebrochene Drähte werden bei dieser Konstruktion von den Nachbardrähten festgehalten, können also nicht aus dem Seil herausspießen und sich in der darüber hinwegfahrenden Katze fangen. Ein gewisser Nachteil besteht allerdings darin, daß ein Drahtbruch nicht so offenkundig sichtbar wird, diese Seile verlangen daher sorgfältige Überwachung.

[1]) Hergestellt von der A.-G. für Seilindustrie, Mannheim-Neckarau.
[2]) Hergestellt von der Felten und Guilleaume Lahmeyerwerke A.-G., Mülheim a. Rh.

Unsichtbare Drahtbrüche im Innern des Seiles kann man mit einem Apparat, der sich auf dem Transformatorprinzip aufbaut, auffinden. Das Drahtseil bildet hierbei den Eisenkern des Transformators, eine Unterbrechung im Kern wird den magnetischen Fluß beeinträchtigen, mithin im Anzeigeinstrument sichtbar werden.

Ein anderes Instrument, das die Drahtbrüche in einem Diagramm aufzeichnet, ist von Wahn beschrieben[1]). Es ermöglicht, festzustellen, welchen Drähten bzw. Litzen die Drahtbrüche angehören. Als extreme Fälle kann man sich vorstellen, daß 20 auf eine bestimmte Länge gezählte Drahtbrüche sich einmal auf ein oder zwei, das andere Mal auf 20 Drähte verteilen. Im ersten Falle ist das Seil kaum nennenswert geschwächt, im zweiten Falle erheblich; man ersieht daraus, daß eine behördliche Vorschrift, die die Auswechslung eines Seiles bei einer bestimmten Anzahl Drahtbrüche, z. B. auf 10 m Länge, verlangt, unter Umständen eine gewisse Härte enthält, insofern als ein noch brauchbares Seil zu früh abgelegt wird. Einzelne Drahtbrüche schaden dem Seil gar nichts, es hat sich gezeigt, daß ein gebrochener Draht in einer Entfernung von einigen Metern von der Bruchstelle schon wieder seine volle Tragfähigkeit besitzt, da er durch beträchtliche Reibung im Seilverband festgehalten wird.

Felten und Guilleaume stellen Förderseile[2]) her, deren Litzen besondere „Zähldrähte" enthalten, die sich durch besonderes Material oder Metallüberzug von den übrigen unterscheiden. Eine Litze enthält zwei Zähldrähte; durch systematisches Abzählen kann man dann leicht feststellen, welchen Drähten eine bestimmte Anzahl Drahtbrüche angehören.

Die Beanspruchung der Seile

Die genaue Berechnung[3]) der Materialbeanspruchung im Drahtseil ist außerordentlich verwickelt bzw. unmöglich, da sich z. B. die gegenseitige Pressung zweier gekreuzt liegenden Drähte der Rechung entzieht. Das Seil erleidet Zug- und bei der Umführung um Rollen noch Biegungs- und Verdrehungsspannungen, außerdem bringt es von der Herstellung schon eine gewisse Vorspannung mit, die aber meistens vernachlässigt wird.

Man hat die Biegungsbeanspruchung eines Seiles zu $\sigma_b = \frac{\delta}{D} E$ anzusetzen, wie auch schon früher (1861) von Reuleaux angegeben.

---

[1]) Zeitschrift des VDI. 1918, S. 471.

[2]) DRP. Nr. 303 677.

[3]) Vgl. hierzu Bock, Die Bruchgefahr der Drahtseile, Hannover 1909.

Es bestimmt sich also unter Vernachlässigung der Verdrehungs- und Vorspannung die Gesamtbeanspruchung σ im Seil zu

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{i \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4}} + \frac{\delta}{D} E.$$

Hierin bedeuten

Q die Last in kg,
i die Zahl der Drähte im Seil,
δ den Drahtdurchmesser in cm,
D den Krümmungsdurchmesser in cm, empfohlen $D = 500\,\delta$,
E den Elastizitätsmodul in $kgcm^{-2}$.

Die Versuche von Benoit[1]) haben ergeben, daß der doppelschraubenförmige Draht im Seilverbande um etwa 3 vH. biegsamer ist als der unverseilte gerade Draht; der Unterschied erklärt sich durch die größere (4 vH.) Länge gegenüber dem Seil.

Benoit kommt zu dem Schluß, daß Ermüdungserscheinungen eine große Rolle spielen und daß jedes Seil nur eine bestimmte Anzahl Biegungswechsel aushält. Er stellt Lebensdauerkurven auf, die abhängig sind von der reinen Zugbeanspruchung k_z und dem Krümmungsdurchmesser. Er führte seine Versuche mit einem Seil von blankem Patentgußstahldraht ($K_z = 16\,000$) aus, das in Kreuzschlag mit einer Hanfseele hergestellt war. Es betrugen: Seildurchmesser 8,5 mm, Drahtdurchmesser 1 mm, Litzenzahl 5, Drahtzahl $5 \cdot 7 = 35$, $E = 2\,007\,000$.

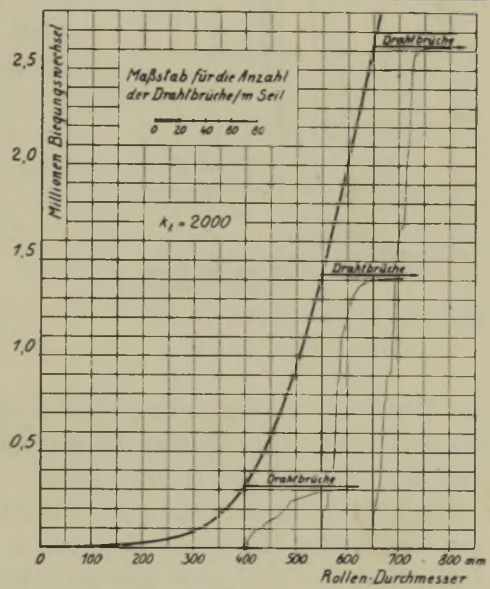


Abb. 13. Lebensdauerkurve für $k_z = 2000$.

In Abb. 13 ist für $k_z = 2000$ die Lebensdauer, d. s. die Biegungswechsel bis zum Bruch, für verschiedene Rollendurchmesser aufgetragen. Unter

[1]) Benoit-Woernle, Die Drahtseilfrage, Karlsruhe 1915.

einer Biegung, $n = 1$, ist dabei die Biegung aus dem geraden in den gekrümmten und wieder zurück in den geraden Zustand verstanden.

In Abb. 14 sind die Kurven außer für $k_z = 2000$ auch noch für $k_z = 4000$ und 6000, entsprechend 8-, 4- und 2,7-facher Sicherheit, eingetragen, und zwar sowohl für gewöhnliche gedrehte Gußscheiben als auch für ledergefütterte. Man erkennt daraus sowohl den starken Einfluß des Futters (im Hebezeugbau nicht gebräuchlich) als auch den der Beanspruchung.

Die Bemessung der Seile bzw. der zu wählenden Rollendurchmesser wird also künftig, wenn die Versuche auch für alle möglichen anderen Seile durchgeführt sind, aus den Lebensdauerkurven erfolgen, derart, daß der Konstrukteur überschlägt, wieviele Biegungswechsel

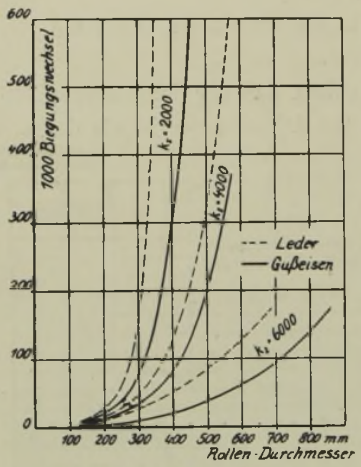


Abb. 14. Lebensdauerkurven bei verschiedenen k_z.

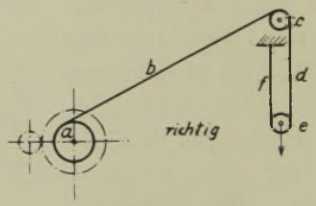


Abb. 15. Richtige Seilführung bei Drehkranen.

das betreffende Seil täglich bzw. jährlich erleiden wird, er kann dann aus den Diagrammen ohne weiteres die Aufliegezeit des Seiles berechnen. An zwei Beispielen soll dies erläutert werden.

Abb. 15 stellt die Seilführung eines Drehkranes dar; betrachten wir ein von der Trommel ablaufendes Seilstück, so geht es aus dem gekrümmten Zustand bei a in den gestreckten bei b über, um dann wieder bei c gekrümmt, bei d gestreckt, bei e gekrümmt und bei f gestreckt zu werden. Wird das Seil dann wieder aufgewickelt, so wiederholt sich der Vorgang rückwärts, man kann sich nach Benoit den Vorgang schematisch aufzeichnen (Abb. 16 a), es ergeben sich für ein volles Kranspiel fünf Biegungen. Betrachten wir jetzt Abb. 17, das sich von Abb. 15 nur durch die Seilführung unterscheidet, so wird das Seil zwischen den Punkten a b c krumm-gerade-entgegengesetzt krumm, ebenso zwischen den Punkten

c d e, von e bis f wird es krumm-gerade. Zeichnet man sich wieder sinngemäß den Vorgang auf, so erhält man Abb. 16 b. Es ist nun klar, daß die Biegung krumm-gerade-entgegengesetzt krumm bedeutend ungünstiger ist als die Biegung krumm-gerade-krumm, man muß daher bis zur genaueren

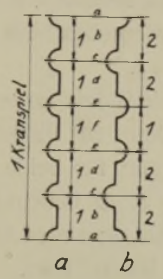


Abb. 16. Schema der Biegungswechsel.

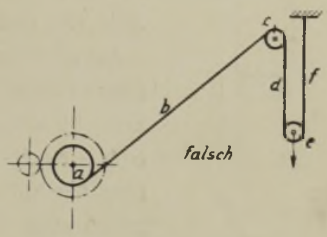


Abb. 17. Falsche Seilführung.

Klärung dieser Frage diese Art der Biegung mit der Ziffer 2 bewerten, man erhält somit für das ganze Kranspiel neun Biegungen, d. h. die Lebensdauer des Seiles in Abb. 15 wird sich, unter sonst gleichen Verhältnissen, zur Lebensdauer des Seiles in Abb. 17 wie 9 : 5 verhalten.

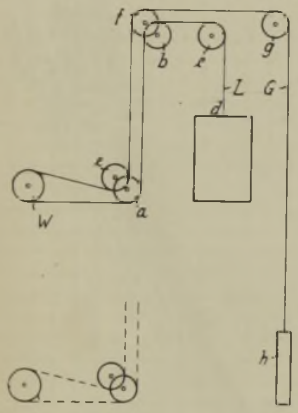


Abb. 18.
Aufzug mit untenstehender Winde.

In Abb. 18 ist ein Aufzug[1]) schematisch gezeichnet, dessen Winde im Dachgeschoß steht. Die Seilkrümmung ist für das Lastseil auf den

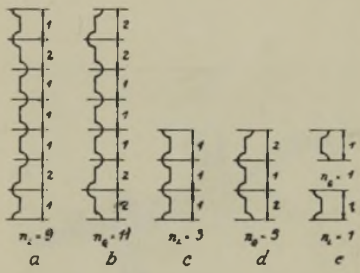


Abb. 19.
Schema der Biegungswechsel.

Strecken: W—a krumm-gerade-krumm, a—b: krumm-gerade-entgegengesetzt krumm, b—c krumm-gerade-krumm, c—d krumm-gerade. Beim Heben der Last wiederholen sich die Biegungswechsel in umgekehrter

[1]) Entnommen aus: Benoit, Die Drahtseilfrage.

Folge, es ergeben sich somit nach Abb. 19 a für ein ganzes Spiel neun Biegungswechsel. Sinngemäß erleidet das Gegengewichtsteil 11 Biegungswechsel (Abb. 19 b). Würde die Aufzugswinde im Keller stehen, in Abb. 18 punktiert angedeutet, so würde ein von der Trommel ablaufendes Seilstück nicht mehr die Rollen b bzw. f erreichen, es ergeben sich mithin nach Abb. 19 c und $d\,n_L = 3$, $n_G = 5$.

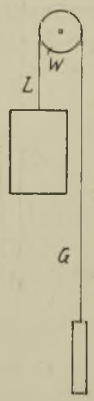


Abb. 20. Aufzugswinde über dem Schacht.

Am günstigsten wäre es, die Winde unter Vermeidung aller Umlenkrollen nach Abb. 20 direkt über dem Schacht anzuordnen, das ergibt für beide Seile $n = 1$, oder eine 11- bzw. 9 mal so große Lebensdauer gegenüber der Anordnung nach Abb. 18; einige Aufzugsfirmen gehen auch schon zu dieser Bauart über.

Seilbefestigung

Über die Befestigung des Seiles auf der Trommel s. S. 25. Soll ein Seilende an einen Festpunkt geführt werden, so benutzt man dazu eine *Kausche*. Diese besteht aus einem herzförmig gebogenen Blech von halbkreisförmigem Querschnitt. Um diese Kausche wird das Seilende herum-

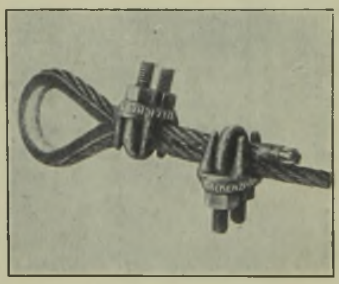


Abb. 21. Backenzahn von Bleichert.

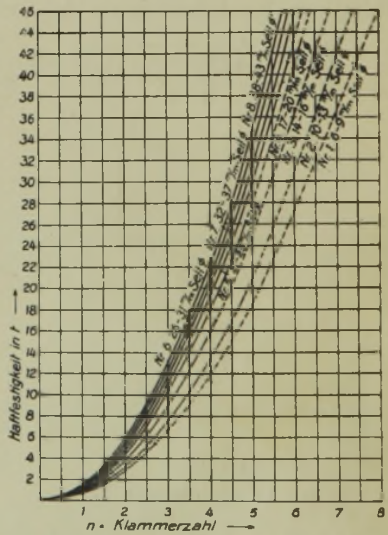


Abb. 22. Haftfestigkeit von Backenzähnen.

gelegt und mit dem Hauptstrang auf 0,5—1,0 m Länge verspleißt und abgebunden.

Weil das Spleißen nur von gelernten Arbeitern ausgeführt werden kann, so wendet Bleichert eine Seilklemme „Backenzahn“ an (Abb. 21), die das schwierige Spleißen entbehrlich macht und eine Lösung oder Verkürzung des Seiles auch durch ungelernte Arbeiter leicht ermöglicht. Die Wirkungsweise geht aus der Abbildung hervor, die Klammern besitzen innen schräge Riefen, die dem Flechtwinkel des Seiles entsprechen, wo-

Normale Kranseile nach DIN. 655

Ausführung mit 6 Litzen und 1 Hanfseele in Kreuzschlag rechts- und linksgängig,
Längsschlag rechts- und linksgängig,
Material: Stahldraht.
Als normal gilt die Ausführung Kreuzschlag, rechtsgängig.
Beispiele für Bezeichnung: B 20 DIN. 655, AKl 16 DIN. 655, CLr 34 DIN. 655,
außerdem Angabe der Festigkeit K_z.

Ausführung	Drahtzahl	Durchmesser von Seil[1]) d	Durchmesser von Draht δ	Gewicht kgm^{-1}	Bei K_z in kgcm^{-2} von 13 000 Bruchlast kg	16 000 Bruchlast kg	18 000 Bruchlast kg
A	6 × 19 = 114	6,5	0,4	0,14	1 860	2 290	2 570
		8	0,5	0,21	2 910	3 580	4 030
		9,5	0,6	0,30	4 190	5 150	5 800
		11	0,7	0,41	5 700	7 020	7 900
		13	0,8	0,54	7 450	9 170	10 310
		14	0,9	0,68	9 430	11 600	13 050
		16	1,0	0,84	11 620	14 300	16 090
		17	1,1	1,02	14 080	17 330	19 490
		19	1,2	1,22	16 760	20 620	23 300
		20	1,3	1,43	19 670	24 190	27 230
		22	1,4	1,66	22 820	28 060	31 590
B	6 × 37 = 222	9	0,4	0,26	3 630	4 460	5 020
		11	0,5	0,41	5 670	6 980	7 850
		13	0,6	0,59	8 160	10 050	11 300
		15	0,7	0,81	11 100	13 660	15 370
		18	0,8	1,06	14 510	17 860	20 090
		20	0,9	1,34	18 360	22 590	25 420
		22	1,0	1,65	22 670	27 900	31 390
		24	1,1	2,00	27 430	33 750	37 980
		26	1,2	2,38	32 640	40 180	45 200
		28	1,3	2,80	38 310	47 150	53 050
		31	1,4	3,24	44 420	54 670	61 510
		33	1,5	3,72	51 000	62 770	70 610
		35	1,6	4,24	58 030	71 420	80 350
		37	1,7	4,78	65 510	80 620	90 700
		39	1,8	5,36	73 440	90 380	101 680
		42	1,9	5,97	81 820	100 700	113 290
		44	2,0	6,62	90 660	111 600	125 530

[1]) Der Seildurchmesser darf Abweichungen von ±5 vH. zeigen.

Politechnika Śląska
Katedra Dźwignic
i Urządzeń Transportowych
POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Ausführung	Drahtzahl	Durchmesser von Seil[1] d	Durchmesser von Draht δ	Gewicht kgm⁻¹	Bei K_z in kgcm⁻² von 13 000 Bruchlast kg	16 000 Bruchlast kg	18 000 Bruchlast kg
C	6 × 61 = 366	20	0,7	1,33	18 320	22 540	25 360
		22	0,8	1,74	23 900	29 420	33 100
		25	0,9	2,21	30 260	37 250	41 900
		28	1.0	2,73	37 380	46 000	51 750
		31	1,1	3,30	45 210	55 650	61 600
		34	1,2	3,93	53 800	66 200	74 500
		36	1,3	4,61	63 150	77 730	87 440
		39	1,4	5,35	73 240	90 140	101 410
		42	1,5	6,14	84 080	103 490	116 420
		45	1,6	6,99	95 670	117 740	132 460
		48	1,7	7,89	107 990	132 910	149 530
		51	1,8	8,84	121 080	149 020	167 650
		53	1,9	9,85	134 900	166 030	186 790
		56	2,0	10,92	149 470	183 970	206 960

Verschlossene Drahtseile der Felten und Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G. Mühlheim (Listenauszug)

a) Feindrähtige Förderseile aus Patent-Gußstahldraht
$K_z = 12\,000$ kgcm⁻²

Seildurchmesser mm	Gewicht kgm⁻¹	Rechnerische Bruchlast t	Kleinster Aufwicklungsdurchmesser m
12	0,85	11,0	1,50
14	1,10	15,2	2,00
16	1,40	20,4	2,00
18	1,85	26,2	2,25
20	2,20	31,1	2,50
22	2,74	38,8	2,75
24	3,10	45,2	3,00
26	3,70	54,9	3,25
28	4,30	62,5	3,50
30	5,10	73,5	3,75
32	5,81	85,3	4,00
34	6,55	92,2	4,25
36	7,00	104,8	4,50
38	8,15	120,7	4,75
40	9,30	129,7	5,00

b) Grobdrähtige Tragseile für Luftseilbahnen aus Patent-Gußstahldraht
$K_z = 12\,000$ kgcm⁻²

Seildurchmesser mm	Gewicht kgm⁻¹	Rechnerische Bruchlast t
20	2,45	34,30
22	2,70	39,23
24	3,30	48,33
26	3,80	53,28
28	4,60	66,00
30	5,20	75,10
32	5,70	82,92
34	6,50	96,60
36	7,10	107,88
38	7,90	117,36
40	8,70	128,61
43	10,70	147,00
45	11,70	163,20

[1]) Der Seildurchmesser darf Abweichungen von ±5 vH. zeigen.

durch das Seil mit großer Reibung gehalten wird. Versuche über die Haftfestigkeit sind in der Abb. 22 zusammengestellt, man erkennt daraus, daß die Haftfestigkeiten von 3—6 Backenzähnen den Bruchlasten der Seile gleichkommen.

Beispiele für die Berechnung von Kranseilen

Man rechnet das Seil unter Vernachlässigung der Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung so, als ob es nur auf Zug beansprucht wäre, führt dafür aber eine hohe Sicherheit $S = 8$ ein, also $k_z = 2000$, wie auch in Abb. 13 angenommen. Man wähle nun die Flaschenzuganordnung, d. h. die Anzahl z der Stränge, an denen die Last hängen soll; $z = 2, 4, 6, 8$, je nach der Größe der Last. Dann bestimme man die Arbeitslast P_1, die auf *einen* Strang entfällt, $P_1 = \frac{Q}{z}$. Die erforderliche Bruchlast des Seiles beträgt dann $Q_{Bruch} = \frac{Q}{z} \cdot S$. Aus der Seiltabelle DIN. 655 sucht man sich dann ein passendes Seil aus, das diese Bruchlast aufweist, und wählt endlich den Trommel- und Rollendurchmesser normal gleich dem 500 fachen der Drahtstärke, oder abweichend davon je nach der Betriebsart kleiner oder größer unter Beachtung der Lebensdauerkurve (Abb. 13).

a) Nutzlast $Q = 5^t$, $z = 2$, $S = 8$, $K_z = 16\,000$, schwacher Betrieb.

$$Q_{Bruch} = \frac{Q}{z} \cdot S = \frac{5}{2} \cdot 8 = 20^t,$$

mögliche Seile: A 19, B 20, C 20
mit den Drahtstärken: 1,2 0,9 0,7, gewählt werde C 20.

Da das Seil bei dem schwachen Betrieb etwa 36 000 Biegungswechsel im Jahr erleidet, so würde es bei $\frac{D}{\delta} = 500$ rund 1 Million Biegungswechsel aushalten oder 28 Jahre leben. Man kann hier getrost $\frac{D}{\delta} = 400$ wählen, dann hält das Seil nach Abb. 13 nur noch 300 000 Biegungswechsel aus und lebt etwa 8 Jahre.

b) Nutzlast $Q = 15^t$, $z = 4$, $S = 8$, $K_z = 16\,000$, starker Betrieb.

$$Q_{Bruch} = \frac{15}{4} \cdot 8 = 30^t,$$

mögliche Seile: B 24 und C 22, gewählt B 24.

Das Seil erleide im Jahre etwa 290 000 Biegungswechsel, mit $\frac{D}{\delta} = 600$ erreicht man dann etwa 7 Jahre Lebensdauer.

c) Nutzlast $Q = 30^t$, $z = 6$, $S = 8$, $K_z = 16\,000$, normaler Betrieb.

$$Q_{Bruch} = \frac{30}{6} \cdot 8 = 40^t, \text{ gewählt B 26 mit } \frac{D}{\delta} = 500.$$

c) Rollen

Bei gewöhnlichen Rundgliederketten nimmt man als Umlenkrollen entweder glatte Scheiben mit eingegossener Rille (Abb. 23 a), oder wenn man auf eine sichere Führung Wert legt, ein Profil nach Abb. 23 b. Die Mantelfläche der Rolle soll zur Vermeidung der Biegung des Kettengliedes nicht zylindrisch sein, sondern doppelt konisch mit einem Steigungs-

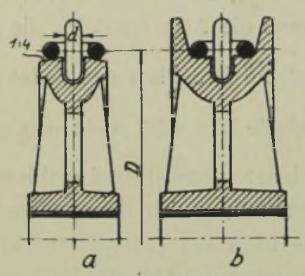


Abb. 23. Kettenrollenprofile.

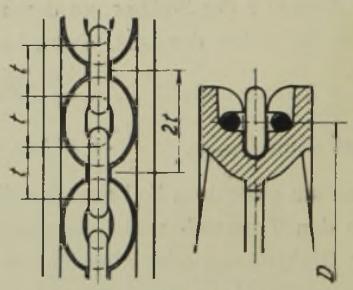


Abb. 24. Verzahntes Kettenrad.

verhältnis 1 : 4, das Kettenglied liegt dann annähernd am Umfang auf. Den Durchmesser der Rolle wählt man bei Handbetrieb gleich dem 20 fachen, bei Maschinenbetrieb gleich dem 30 fachen der Ketteneisenstärke.

Soll das Kettenrad ein Moment auf die Welle übertragen, so muß es verzahnt werden; Beispiel dafür: die Haspelräder der Kettenflaschenzüge (Abb. 24).

Auch als Ersatz von langen Trommeln wendet man verzahnte Kettenräder — sogenannte *Kettennüsse* — an; man erreicht dadurch, daß die Last rein senkrecht aufsteigt (Abb. 25). Verwendung von kalibrierten Ketten. Das Lastmoment kann man dadurch klein halten, daß man mit der Zähnezahl bis auf 5 heruntergeht und unter Umständen Kettennuß und Lastwelle aus einem Stück (Stahlguß) herstellt.

Der Halbmesser R des Kettenrades ermittelt sich zu

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^0}{z}}\right)^2},$$

hierin bedeuten

t die Teilung der Kette in cm,

d die Ketteneisenstärke in cm,

z die Zähnezahl; zu beachten ist, daß hierbei immer zwei Kettenglieder auf einen Zahn kommen.

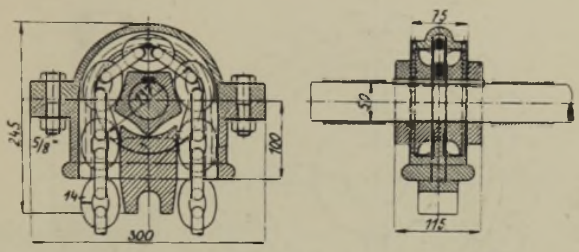


Abb. 25. Kettennuß im Gehäuse.

Das zweite Glied unter der Wurzel berücksichtigt den Einfluß der Ketteneisenstärke gegenüber R, es kann meist vernachlässigt werden, wie folgendes Beispiel zeigt:

$$d = 1{,}5 \text{ cm}, \quad t = 3{,}9 \text{ cm}, \quad z = 10,$$

$$R = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{3{,}9}{\sin 9^0}\right)^2 + \left(\frac{1{,}5}{\cos 9^0}\right)^2} = \frac{1}{2}\sqrt{625 + 2{,}3} = 12{,}52 \text{ cm}$$

gegenüber 12,50 cm; der Unterschied von $^1/_5$ mm liegt schon unter der Herstellungsgenauigkeit, da solche Kettennüsse nicht bearbeitet werden können, sondern im Rohguß bleiben.

Die Rollen und Räder der *Gelenkketten* führt man immer verzahnt aus, auch bei den einfachen Umlenkrollen, da die Zähne die seitliche Führung der Kette übernehmen müssen. Da die Ketten sehr gelenkig sind, so kann man mit der Zähnezahl beliebig weit heruntergehen und das Lastmoment klein halten (Anwendung bei Gießkranen). Der Halbmesser R des Kettenrades bestimmt sich zu $R = \frac{t}{2 \sin \frac{180^0}{z}}$, wobei t die Kettenteilung und z die Zähnezahl bedeuten.

Ausbildung der Kettenräder nach Abb. 26, Umlenkrollen können in Gußeisen, Räder, die ein Moment übertragen, müssen in Stahlguß oder Schmiedeeisen — gegebenenfalls aus einem Stück mit der Welle — ausgeführt werden; das Querprofil so, daß entweder die Laschen aufliegen

oder nur die Bolzen tragen. Das Zahnprofil soll ein freies Ein- und Ausschwingen der Kettenbolzen gestatten, der Bolzenmittelpunkt beschreibt um den Nachbarbolzen einen Kreisbogen, man wird deshalb das Zahnprofil als Äquidistante im Abstande halbe Bolzenstärke + etwas Spiel ausführen. Den *Wirkungsgrad* der Kettenrollen kann man zu 0,94 bis 0,96 annehmen.

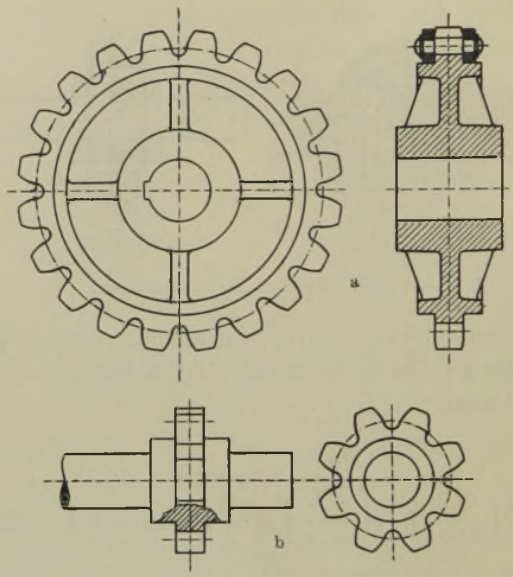


Abb. 26. Kettenräder für Gelenkketten, $z = 20$ und $z = 8$.

Abb. 27 zeigt ein Ausführungsbeispiel für eine *Drahtseilrolle*, Material Gußeisen. Man büchst sie meistens aus und läßt sie auf dem feststehenden Bolzen laufen. Zu beachten ist, daß bei Rollen, die vom Seil nur in einem kleinen Winkel umspannt werden, das Trägheitsmoment klein ausfällt, sonst wird die Umfangskraft zum Beschleunigen der Rolle zu groß und es kann ein Schlupf zwischen Seil und Rolle eintreten, der zu unerwünschten Abnutzungen führt.

Den Durchmesser D der Rolle wählt man zu

$$D = 500\,\delta \quad \text{oder} \quad D = 20 - 25\,d\,,$$

wenn die erste Formel kleinere Werte liefert, δ bezeichnet dabei den Draht-, d den Seildurchmesser. D hat einen großen Einfluß auf die Lebensdauer des Seiles (vgl. Abb. 13, S. 13). *Wirkungsgrad* der Seilrollen 0,96 bis 0,97. Profil der Rollen nach DIN. 690.

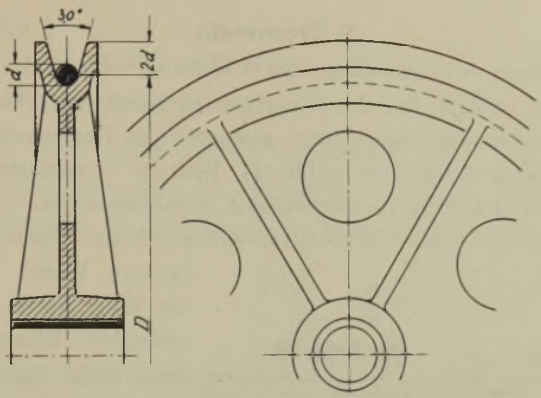


Abb. 27. Drahtseilrolle.

Kraftverhältnisse bei den Rollen. P die Triebkraft, Q die Last.

Feste Rolle (Abb. 28).

Beim Heben der Last wird $P > Q$, d. h. $P = \frac{Q}{\eta}$.

Beim Senken der Last ist $P < Q$, $P = Q \cdot \eta$.

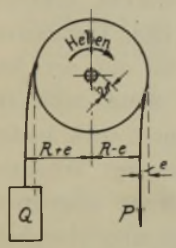


Abb. 28. Feste Rolle.

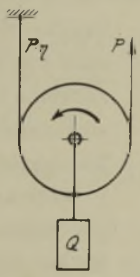


Abb. 29. Lose Rolle.

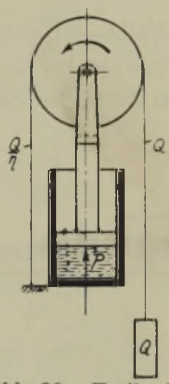


Abb. 30. Treibrolle.

Es ergibt sich somit die wichtige *Merkregel:* Bei Rollen fällt die Kraft im ablaufenden Ende immer größer aus als die im auflaufenden [im Gegensatz zu den Bremsen, vgl. S. 32].

Lose Rolle (Abb. 29).

Beim Heben wird $Q = P + P\eta = P(1 + \eta)$.

$P = \frac{Q}{1 + \eta}$, beim Senken ist in der vorstehenden Formel η mit $\frac{1}{\eta}$ zu vertauschen, es wird somit die Kraft zum Senken $P = \frac{Q}{1 + \frac{1}{\eta}} = Q \frac{\eta}{1 + \eta}$.

Treibrolle (Abb. 30).

Beim Heben wird $P = Q\left(1 + \frac{1}{\eta}\right) = Q \cdot \frac{1 + \eta}{\eta}$, beim Senken $P = Q(1 + \eta)$.

d) Trommeln

Kettentrommeln erhalten sinngemäß dieselben Profile und Durchmesser wie die Rollen in Abb. 23. Damit das Gewicht nicht zu schwer ausfällt, gibt man dem Trommelmantel innen wellenförmige Begrenzung oder man sieht außen Aussparungen vor (Abb. 31). Kleinste Wandstärke mit Rücksicht auf die Herstellung — zweckmäßig Schablonenform — mindestens 12 mm; Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung ergeben meistens kleinere Werte. Befestigung der Kette durch eine aufgeschraubte Klammer; damit diese nicht durch die volle Last beansprucht wird, sollen bei tiefster Hakenstellung 1 bis 2 Windungen auf der Trommel verbleiben. Die Ganghöhe des Gewindes ergibt sich zu 3,5 d + 3 mm, Trommeln für größere Hubhöhen werden deshalb sehr lang und schwer, man ersetzt sie vielfach durch verzahnte Kettennüsse nach Abb. 25. Wenn es die Konstruktion erlaubt, schraubt man die Trommel mit dem Trommelrad zusammen und läßt sie auf der feststehenden Welle, die dann nach Belastungsfall II beansprucht wird, laufen.

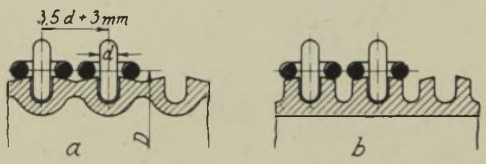


Abb. 31. Kettentrommeln.

Seiltrommeln erhalten zur Schonung des Seiles schraubenförmig eingedrehte Rillen nach Abb. 32 mit einer Ganghöhe von d + 2 mm. Nur Bauwinden führt man mit glatten Trommeln aus, da man gezwungen ist, die gebräuchlichen großen Seillängen in mehreren Lagen aufzuwickeln. Meistens laufen zwei Seilstränge auf die Trommel auf, die dann Rechts- und Linksgewinde erhält, auf die richtige Gangart des Gewindes ist hierbei besonders zu achten. In der Mitte der Trommel bleibt ein Stück unbewickelt von einer Länge, die etwa dem Abstand der beiden Seilrollen in der Unterflasche entspricht (s. Abb. 83).

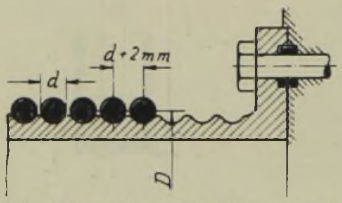


Abb. 32. Rillen der Seiltrommel.

Bezeichnet: D den Trommeldurchmesser in m,
w die Anzahl der Windungen auf der Trommel,
h die Hubhöhe in m,
z die Anzahl der Seilstränge, an denen die Last hängt,
d, δ den Seil- bzw. Drahtdurchmesser,

so wähle man

$$D = 500\,\delta\,, \text{ mindestens aber } D = 25\,d.$$

Die aufzuwickelnde Seillänge beträgt $z \cdot h$, die erforderliche Windungszahl $w = \frac{z\,h}{D\pi}$ und die bewickelte Trommellänge $w \cdot (d + 2)$ mm.

Von den zahlreichen Arten der *Seilbefestigung* auf der Trommel sei die in Abb. 33 aufgeführt, die entschieden den Vorzug verdient, da das Seil von

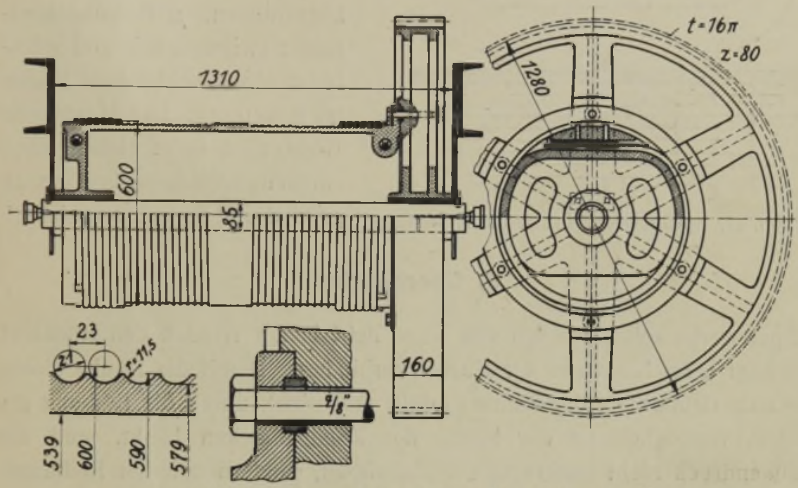


Abb. 33. Trommel für 2 × 3,75 t Seilzug.

außen leicht nachgestellt und ausgewechselt werden kann, im Gegensatz zu den Vorrichtungen, die von der Seite — meist unzugänglich — oder gar von innen her bedient werden müssen. Damit die Seilbefestigung entlastet ist, soll das Seil nie vollständig abgewickelt werden, sondern es sollen 2—3 „Sicherheitswindungen" auf der Trommel verbleiben. Die Trommel verschraubt man zweckmäßig unter Einlegen von Scherringen mit dem Trommelrad und läßt sie auf der feststehenden Welle laufen.

Die *Seilablenkung* aus der Mitte betrage womöglich nicht mehr als 1 : 50, d. h. es sei die Entfernung der nächsten Umlenkrolle von der Trommel das 25 fache der Trommellänge.

Bei sehr großen Hubhöhen — z. B. bei dem 250-t-Riesenkran[1]) bei Blohm & Voß in Hamburg, 74 m Hub, 12 Stränge — würde nun auch eine Seiltrommel zu lang und zu schwer werden, man wendet deshalb dann anstatt

[1]) Zeitschrift des VDI. 1919, S. 349.

Trommel ein Spillgetriebe[1]) an (Abb. 34), das aus zwei im gleichen Sinne angetriebenen mit Rillen versehenen Trommeln besteht, um die das Seil in mehrfachen Umschlingungen gelegt ist. Es verhält sich hierbei die Kraft im auflaufenden Seilende zu der im ablaufenden $\frac{T}{t} = e^{\mu\alpha}$; $e = 2{,}718$ Basis der natürlichen Logarithmen, μ Reibungskoeffizient zwischen Seil und Scheibe, α der umschlungene Bogen im Bogenmaß. Das ablaufende Ende wird beim Heben nach einem mehrrolligen Flaschenzug geführt und dort aufgespeichert.

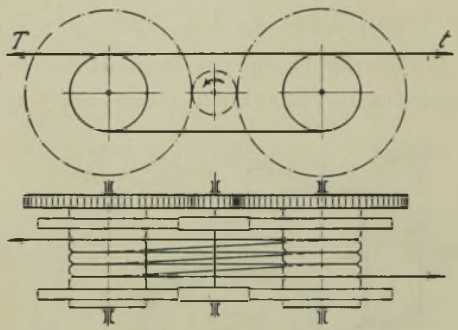


Abb. 34. Spillgetriebe für große Hubhöhen.

e) Sperrwerke

Sperrwerke sollen bei den von Hand betriebenen Winden den Rücklauf der Last beim Loslassen der Kurbel verhindern. Damit die Klinke sicher bis zum Grundkreis der Zähne einfällt und nicht, durch die Reibung gehalten, womöglich an der Spitze des Zahnes stehen bleibt, muß der Klinkendruck nicht senkrecht zur Zahnbrust, sondern um den Reibungswinkel ϱ gegen die Normale geneigt stehen. $\operatorname{tg}\varrho = \mu = 0{,}25—0{,}30$.

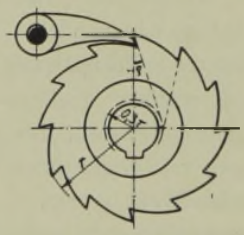


Abb. 35. Sperrad mit Außenverzahnung.

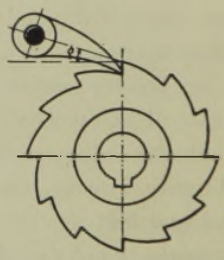


Abb. 36. Sperrad mit Außenverzahnung.

Liegt also der Klinkendrehpunkt auf einer Tangente an den Sperradkreis, so ziehe man die Zahnbrust nicht radial, sondern tangential an einen Kreis mit dem Radius 0,25—0,30 r (Abb. 35).

[1]) Vgl. hierzu: Ohnesorge, Seil- und Kettenförderungen mit Spannungsausgleich, Zeitschr. des VDI. 1919, S. 549.

Will man dagegen die Zahnbrust des Zahnes radial haben, so wähle man den Klinkendrehpunkt wie aus Abb. 36 ersichtlich ist. Die Sperrzähne sind auf Biegung zu berechnen, unter der Annahme, daß der Klinkendruck an der Spitze des Zahnes angreift.

Sinngemäß ist bei Sperrädern mit Innenverzahnung zu verfahren, die bei Sperradbremsen und Sicherheitskurbeln Anwendung finden (Abb. 37).

Im Gegensatz zu diesen Sperrwerken, deren Arbeiten mit lästigem Klappern verbunden ist, arbeiten die *Klemmgesperre* geräuschlos, da ihre Wirkung nur auf der Reibung beruht. Der Normaldruck N (Abb. 38), zwischen Klinke und Scheibe erzeugt eine Reibung $N\mu = R$; die sperrende Wirkung kommt nun nur zustande, wenn die Resultierende S aus N und

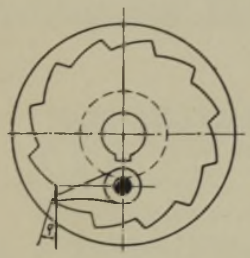


Abb. 37. Sperrad mit Innenverzahnung.

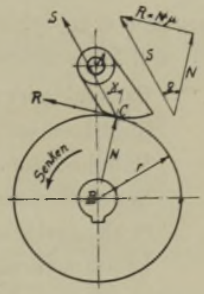


Abb. 38. Klemmgesperre.

R auf die Klinke ein rechtsdrehendes Moment ausübt, weil dann der Anpressungsdruck und mithin die Reibung von selbst bis zur vollständigen Sperrung gesteigert werden. Im Grenzfall könnte S gerade durch den Klinkendrehpunkt A gehen, die Bedingung dafür ist $\gamma \leqq \varrho$; ϱ etwa 8^0, d. h. der Punkt C liegt sehr nahe an der Zentralen AB und es besteht die Gefahr, daß die Kraft R den Kniehebel ACB durchdrückt, wenn der Bolzen A sich durchbiegt. Die Summe AC + CB ist nur sehr wenig größer als die Strecke AB, wie eine einfache Rechnung zeigt.

Aus dem Dreieck ABC folgt mit AB = a, BC = r und AC = l.

$$a = \sqrt{r^2 + l^2 + 2\,r\,l\cos\gamma}, \quad l \sim {}^1/_4\,r, \quad \gamma = \varrho = 8^0,$$

$$a = r\sqrt{1 + 0{,}0625 + 0{,}5 \cdot 0{,}9903} = 1{,}248\,r,$$

$$l + r = 1{,}250\,r, \quad \text{mithin} \quad r + l - a = 0{,}002\,r,$$

z. B. $r = 200$ mm, $r + l - a = 0{,}4$ mm.

Man wird das Klinkenprofil zweckmäßig so entwerfen, daß die Größe $AC = l$ zunimmt, wenn die Klinke sich auf der Scheibe abwälzt, dann ist ein Durchknicken nicht zu befürchten.

Der Winkel γ läßt sich außerdem durch Anwendung der Keilnutenreibung vergrößern, weil an die Stelle von μ $\mu' = \frac{\mu}{\sin\beta}$ tritt, wenn β den halben Keilwinkel bezeichnet. Anwendung bei der Sperradbremse (Abb. 54, Seite 40).

f) Bremsen

Bremsscheiben nach DIN. 535

Die Bremsen bilden ein sehr wichtiges Element, da von ihrem zuverlässigen Arbeiten sehr viel abhängen kann; angewandt werden sie bei den Hub-, Fahr- und Drehwerken. Man teilt sie ihrer Bauart nach ein in:

Backen- oder Klotzbremsen,
Kegelbremsen,
Bandbremsen, und unterscheidet ferner noch
Sperradbremsen,
Schleuderbremsen,
Lastdruckbremsen.

Betätigt werden die Bremsen durch Muskelkraft oder durch Gewichte, Lüftung in diesem Falle durch Elektromagnete oder Druckluft (Jordanbremse).

Bei der Berechnung der Bremsen ist das Drehmoment an der Bremswelle gegeben durch das Lastmoment und die Übersetzung bis zur Bremswelle. Der Reibungsverlust im Getriebe kommt uns beim Bremsen zugute, mithin:

$$M_B = M_L \cdot \varepsilon \cdot \eta. \qquad (1)$$

M_B Bremsmoment,
M_L Lastmoment an der Trommel,
ε Übersetzung (echter Bruch),
η Wirkungsgrad.

Die abzubremsende Umfangskraft P ergibt sich dann aus dem Bremsmoment durch Division mit dem Radius der Bremsscheibe.

Man muß unterscheiden zwischen *Haltebremsen* und *Manövrierbremsen*. Die ersteren halten die betreffenden Getriebe bei abgestelltem Motor rein statisch im Gleichgewicht, während das eigentliche Bremsen z. B. elek-

trisch geschieht. Diese Art der Bremsung ist sehr beliebt, man hat dafür besondere Kontroller ausgebildet, Fahrkontroller mit sog. Ankerkurzschlußbremsung und Hubkontroller mit *Senkbremsschaltung*. Beim Bremsen wird hierbei der Motor als Generator geschaltet, dessen Strom in Widerständen verzehrt wird. Näheres darüber im Abschnitt 7.

Die *Manövrierbremsen* dagegen setzen die Bewegungsenergie

$$\frac{m}{2} v^2 + \frac{J}{2} \omega^2$$

beim Bremsvorgang in Reibungsarbeit um, bei ihnen ist also auf Abnutzung und Erwärmung Rücksicht zu nehmen; der Motor läuft dabei entweder leer oder er wird abgekuppelt (Jordanbremse).

Damit die Bremse nicht unzulässig heiß wird, darf die auf 1 Quadratzentimeter der geriebenen Fläche abgeführte Reibungsleistung nicht zu groß werden.

Bezeichnen:

N den Anpressungsdruck in kg,
P die Umfangskraft an der Bremsscheibe in kg,
μ die Reibungsziffer,
v die Umfangsgeschwindigkeit der Bremsscheibe in $msec^{-1}$,
f die geriebene Fläche der Bremsklötze in cm^2,
$p = \frac{N}{f}$ die mittlere spezifische Pressung zwischen Bremsklotz und Scheibe in $kgcm^{-2}$,

so wird

$$P = N\mu, \quad N = \frac{P}{\mu}, \quad p = \frac{P}{\mu f}, \quad pv = \frac{Pv}{\mu f}, \quad pv\mu = \frac{Pv}{f},$$

dieser Wert stellt die spezifische Reibungsleistung dar. Holzklötze vermögen eine Reibungsleistung aufzunehmen ungeschmiert bis zu 20 μ und geschmiert bis zu 100 μ[1]).

Backenbremse (Abb. 39). Für den Bremshebel besteht Gleichgewicht, wenn

$$N \cdot b + R \cdot c - K \cdot a = 0, \tag{2}$$

$$K = \frac{Nb + Rc}{a}; \tag{3}$$

$N = \frac{P}{\mu}$; $R \geqq P$ eingesetzt in (3) liefert

$$K = \frac{P}{a}\left(\frac{b}{\mu} + c\right). \tag{4}$$

[1]) Kammerer, Fördertechnik 1921, S. 322.

$P = \frac{M_B}{r}$ soll bei den Bremsen immer die abzubremsende Umfangskraft bedeuten. c kann positiv, null oder negativ sein, je nachdem wird K größer oder kleiner ausfallen $\left(c = -\frac{b}{\mu}\right)$. Für wechselnde Umlaufrichtung empfiehlt sich $c = 0$, weil dann K seinen Wert nicht ändert.

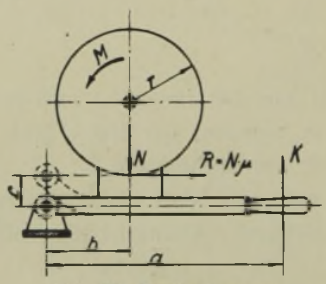


Abb. 39. Backenbremse.

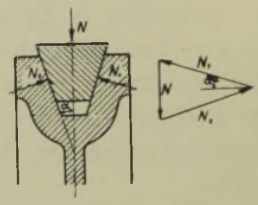


Abb. 40. Keilnutenbremse.

Zur Erhöhung der Reibung kann man statt der glatten Scheibe eine *Keilnutenscheibe* nehmen. Es wird dann mit Bezug auf Abb. 40 und denselben Bezeichnungen wie oben

$$N = 2\,N_1 \sin\alpha; \quad R = 2\,N_1\,\mu; \quad R \geqq P.$$

$N = \frac{R}{\mu}\sin\alpha = P\frac{\sin\alpha}{\mu}$ eingesetzt in (3) gibt

$$K = \frac{P}{a}\left(\frac{b \cdot \sin\alpha}{\mu} + c\right), \tag{5}$$

es tritt in Gl. (4) an Stelle von μ der Koeffizient der Keilnutenreibung $\frac{\mu}{\sin\alpha}$.

Der Klotzdruck bei den einfachen Backenbremsen beansprucht die Bremswelle stark auf Biegung, man kann diesen Übelstand vermeiden durch Anordnung von zwei Klötzen, deren Drücke sich gegenseitig aufheben (s. Abb. 41) [1]).

Kegelbremse (Abb. 42). Kegelbremsen kommen als selbständige Bremsen wenig vor, dagegen viel in anderer Verbindung (vgl. hierzu Abb. 64, 68, 116, 121 und 129).

N ist ganz entsprechend der Abb. 40 die Kraft zum Einpressen des Kegels b in den Hohlkegel c.

$$N = \Sigma(N_1 \sin\alpha) = \sin\alpha \cdot \Sigma(N_1). \tag{6}$$

[1]) Bauart Lauchhammer.

Die entstehende Reibung ist

$$R_1 = N_1 \mu; \quad P = R = \Sigma(R_1) = \Sigma(N_1 \mu) = \mu \cdot \Sigma(N_1). \tag{7}$$

$$N = \sin\alpha \frac{P}{\mu}. \tag{8}$$

$$K = N \frac{b}{a} = \frac{P \sin\alpha}{\mu} \frac{b}{a}. \quad \alpha \geqq 15^0 \tag{9}$$

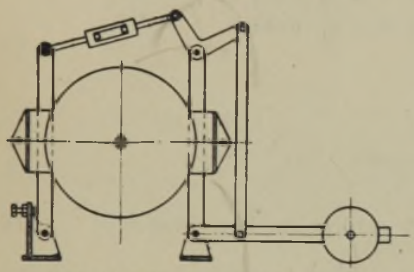


Abb. 41. Doppelte Klotzbremse.

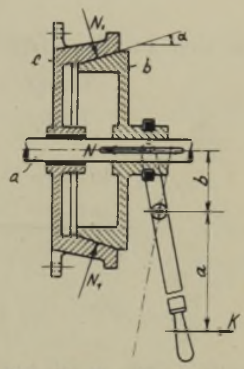


Abb. 42. Kegelbremse.

Bandbremse (Abb. 43). Um die umlaufende Bremsscheibe ist ein biegsames Band geschlungen, das an dem einen Ende festgemacht, an dem anderen Ende mit einer Kraft S_2 gespannt wird. Die Scheibe sucht das Band infolge der Reibung in der bezeichneten Richtung mitzunehmen, es muß daher S_1 um die Reibung größer sein als S_2.

$$S_1 - S_2 = P. \tag{10}$$

In Abb. 44 ist ein kleines Seilstück für sich herausgezeichnet; es muß unter dem Einfluß der

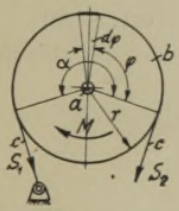


Abb. 43. Bandbremse.

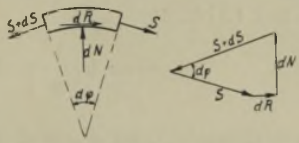


Abb. 44. Bandteilchen.

Kräfte S, S + dS, dN und $dR = \mu \cdot dN$ im Gleichgewicht sein, d. h. die Kräfte müssen ein geschlossenes Krafteck bilden. Aus diesem ergibt sich

$$dN \cdot \mu = dS \cos\frac{d\varphi}{2} = dS \cdot 1. \tag{11}$$

$$dN = (S + dS)\sin\frac{d\varphi}{2} + S\sin\frac{d\varphi}{2} = S \cdot d\varphi \tag{12}$$

eingesetzt in (11)

$$S\,d\varphi \cdot \mu = dS. \tag{13}$$

$$\frac{dS}{S} = \mu\,d\varphi \tag{14}$$

integriert

$$\ln S + C = \mu\varphi. \tag{15}$$

C ergibt sich aus den Grenzbedingungen,

für $\varphi = 0$ muß $S = S_2$ werden,
für $\varphi = \alpha$ muß $S = S_1$ werden,

mithin

$$\begin{array}{l} \ln S_2 + C = 0 \\ \ln S_1 + C = \mu\alpha \\ \hline \ln S_1 - \ln S_2 = \mu\alpha \quad \text{oder} \quad \ln\frac{S_1}{S_2} = \mu\alpha. \end{array}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\alpha}. \quad \text{(e Basis der natürlichen Logarithmen.)} \tag{16}$$

Aus (16) folgen durch korrespondierende Subtraktion unter Berücksichtigung der Gleichung (10) die Bandkräfte

$$\frac{S_1 - S_2}{S_2} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{1}; \qquad S_2 = P\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{17}$$

$$\frac{S_1 - S_2}{S_1} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}; \qquad S_1 = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{18}$$

Merksatz: Bei Bremsen ist die Kraft im auflaufenden Bandende größer als die im ablaufenden (im Gegensatz zu den Rollen [vgl. S. 23]).

Konstruktiv führt man die *Hubbremsen* so aus, daß man das ablaufende Trum spannt (Abb. 45).

$$G = S_2\frac{b}{a} = P\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{b}{a}, \tag{19}$$

von diesem Gewicht muß das auf den Hebelarm a bezogene Gewicht des Magnetkernes vom Bremslüftmagneten in Abzug gebracht werden, auch das Eigengewicht des Bremshebels kann man berücksichtigen. Für die umgekehrte Drehrichtung wäre diese Bremse ungünstig, mit dem gleichen Gewicht könnte man nur $\frac{1}{e^{\mu\alpha}}$ des ursprünglichen Momentes abbremsen;

in Frage kommt dieser Fall bei der Bremsung im Hubsinne, d. h. wenn der Nachlauf von schnellaufenden, unbelasteten Hubwerken begrenzt werden soll.

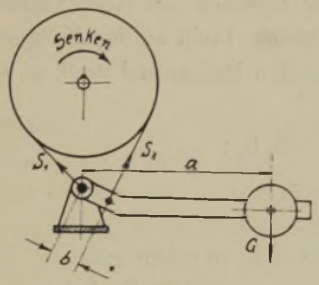


Abb. 45. Hubbremse.

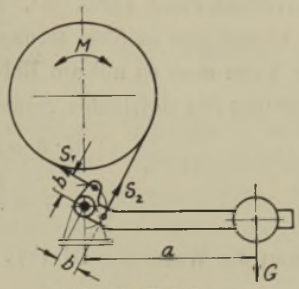


Abb. 46. Fahrbremse.

Bei einer *Fahrbremse*, bei der die Drehrichtung wechselt, ordnet man die Bremse nach Abb. 46 an, es wird dann das Bremsgewicht bzw. der Zug am Handhebel unabhängig von der Fahrtrichtung

$$G = \frac{(S_1 + S_2)\,b}{a} = P\,\frac{b}{a}\,\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{20}$$

Den Bremshebel sollte man so ausbilden, daß die Angriffspunkte des Bremsbandes den Abstand b von der Drehachse haben (vgl. Abb. 45 und 46). Die wegen einfacher Herstellung oft angewandte Bauart (Abb. 47) ist

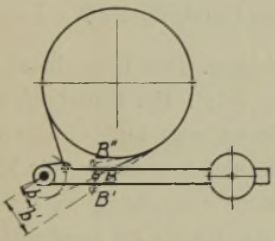


Abb. 47. Falsche Bremsanordnung.

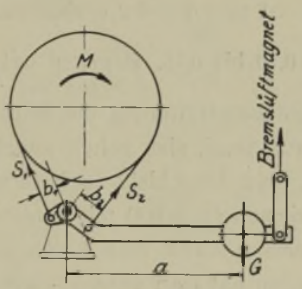


Abb. 48. Differentialbremse.

zu verwerfen, weil erstens bei eingetretener Abnutzung der Punkt B nach B′ gelangt, der Hebelarm b sich also stark vergrößert, und die Bremse unter Umständen die Last nicht mehr halten kann, zweitens beim Anheben des Hebels die Lüftung des Bremsbandes sehr gering ist, weil B sich nach B″ bewegt anstatt in der Richtung des Bremsbandes.

Die Bremslüftmagneten haben einen Hub von etwa 5—10 cm, man wähle deshalb auch die Hebelübersetzung nicht zu hoch, etwa $^1/_6$ bis $^1/_8$, um eine gute Lüftung zu erzielen.

Differentialbremse (Abb. 48). Nur für Bremsen mit einer Umlaufrichtung. Anstatt wie in Abb. 45 das auflaufende Trum an den Festpunkt zu führen, kann man es mit am Hebel angreifen lassen, und zwar so, daß es die Wirkung des Gewichtes verstärkt.

$$G \cdot a + S_1 \cdot b_1 = S_2 b_2 ;$$

$$G = \frac{S_2 b_2 - S_1 b_1}{a} ; \tag{21}$$

setzt man die Werte aus Gl. (17) und (18) ein, so erhält man

$$G = \frac{P}{a} \cdot \frac{b_2 - b_1 e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} . \tag{22}$$

Da im Zähler eine Differenz steht, so kann man G beliebig klein halten, auch bei großen Bremsmomenten. Der Grenzfall der Selbstsperrung folgt für $G = 0$ mit $b_2 - b_1 e^{\mu\alpha} = 0$ oder

$$\frac{b_2}{b_1} = e^{\mu\alpha} . \tag{23}$$

Konstruktives: Normale Bremsscheibendurchmesser und -breiten nach DIN. 535. Die Bandbremsen wirken um so besser, je größer α und μ sind. Mit α ist man bei der einfachen Bremse ziemlich festgelegt, man erreicht $\frac{\alpha}{2\pi} = 0{,}70$ bis 0,75. Dagegen hat man in der Hand, durch Wahl einer geeigneten Bandfütterung die Wirkung zu erhöhen. Das Bremsband nimmt man aus Stahl, aber selten ungefüttert ($\mu = 0{,}18$). Bei Haltebremsen, bei denen kein Verschleiß zu befürchten ist, kann man an das Band einen Lederriemen ($\mu = 0{,}4$) mit versenkten Kupfernieten annieten, für Manöverierbremsen wählt man Klötze aus Weißbuche ($\mu = 0{,}25$), sehr gute Erfahrungen hat man auch mit Ferodo-Fiber $\mu = 0{,}5$ bis 0,6 gemacht. Werte von $e^{\mu\alpha}$ sind in Abb. 49 aufgetragen. Sollen die Manövrierbremsen recht gleichmäßig wirken, so muß man die Bremsfläche schmieren. Näheres hierüber in der Dissertation von Schwetje[1]).

Das Bremsband wählt man 60—100 mm breit, unter Nachrechnung des Wertes $p \cdot v$, vgl. S. 29, die Stärke s folgt aus S_1, die Bremsklötze 40 mm

[1]) Beiträge zur Kenntnis der Reibung zwischen Holz und Eisen, Berlin 1912.

stark; Befestigung nach Abb. 50. Die Umfangskraft P verteilt sich natürlich nicht etwa gleichmäßig auf die einzelnen Klötze, sondern der erste bekommt den größten Schub T, es ist

$$S_1 = T\frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta}-1}; \qquad T = S_1\frac{e^{\mu\beta}-1}{e^{\mu\beta}}. \quad (\beta \text{ s. Abb. 51.}) \qquad (24)$$

Zweckmäßig ist eine Bremsbandabstützung aus Flacheisen mit Stellschrauben nach Abb. 51, damit das Bremsband während des Hebens nicht schleift. In das ablaufende Ende ist noch ein Spannschloß mit Rechts- und Linksgewinde einzubauen, um die Abnutzung der Klötze ausgleichen zu können.

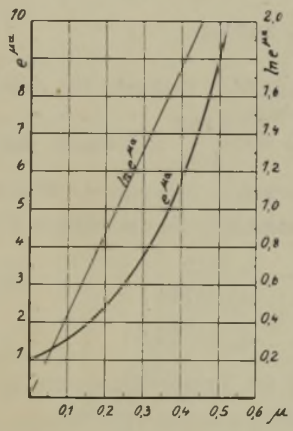


Abb. 49. Werte von $e^{\mu\alpha}$ für $\alpha = 0{,}7 \cdot 2\pi$.

Abb. 50. Bremsklotz.

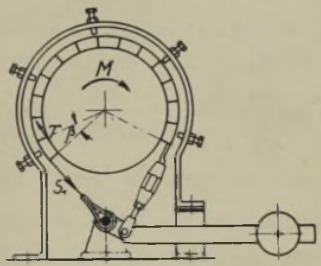


Abb. 51. Bremsbandabstützung.

Der Bremshebel bildet ein gutes Beispiel für das Zusammensetzen von Kräften mit verschiedenen Angriffspunkten, der Lagerbock hat deren Resultante aufzunehmen.

Zum Abbremsen großer Momente bedient man sich noch der *Schlingbandbremse* mit $\frac{\alpha}{2\pi} = 2$ bis 3.

Man wickelt ein Flacheisen von etwa 20×15 zu einer Schraubenfeder mit mehreren Windungen, spannt diese dann, dreht sie auf den Bremsscheibendurchmesser aus und läßt sie im Ruhezustand wieder auf einen größeren Durchmesser zurückfedern.

Beispiel für die Berechnung einer Hubbremse

Für die 10-t-Katze (Abb. 139) soll die Hubbremse berechnet werden, unter der Annahme, daß ohne Rücksicht auf die vorhandene Senkbremsschaltung die Bremse allein die Last abzubremsen vermag. Die Bremsscheibe hat 550 Ø, die Trommel 400 Ø, die Übersetzung ist

$$\frac{18}{47} \cdot \frac{16}{80} = \frac{1}{13}, \qquad \eta = 0.96^3 = 0{,}89.$$

Es wird das statische Bremsmoment

$$M_{Br} = \frac{10000}{2} \cdot 20 \cdot \frac{1}{13} \cdot 0{,}89 = 6840 \text{ cmkg},$$

und die Umfangskraft

$$P_{statisch} = \frac{6840}{27{,}5} = 249 \text{ kg}.$$

Nimmt man nach Liste als höchste zulässige Drehzahl für den Motor 1450 an, so darf die Senkgeschwindigkeit das $\frac{1450}{430} = 3{,}4$fache der Hubgeschwindigkeit betragen, mithin $v = 3{,}4 \cdot 20{,}6 = 70$ m min^{-1}. Wählt man für die Motor- bzw. die Vorgelege- und Trommelwelle die Indizes 1, 2 und 3, so wird

$$n_1 = 1450, \quad n_2 = 555, \quad n_3 = 111,$$
$$\omega_1 = 152, \quad \omega_2 = 58, \quad \omega_3 = 11{,}6.$$

Bezeichnen m die Masse der Last und J die Trägheitsmomente der umlaufenden Wellen, so wird die gesamte Bewegungsenergie

$$A = \frac{m}{2} v^2 + \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2).$$

J_1 ist die Summe der Trägheitsmomente von Anker, Kupplungsscheibe, Bremsscheibe und Ritzel b. J_2 gilt für Rad c und Ritzel d, J_3 für Rad e und Seiltrommel.

Das Trägheitsmoment des Motorankers ist nach Gl. (20) S. 122 $\frac{GD^2}{4g}$, wobei man GD^2 der Motorliste entnimmt, g ist die Erdbeschleunigung. Die Trägheitsmomente der Zahnräder kann man der Abb. 52 entnehmen[1]), die der Scheiben und Trommel muß man überschläglich berechnen. Es ist das

[1]) Aufgestellt nach Karraß, Die Trägheitsmomente von Zahnrädern, Dissertation, Danzig 1920.

Trägheitsmoment eines Hohlzylinders mit den Halbmessern R und r und der Breite b

$$J = \frac{\pi b \gamma}{2 g} (R^4 - r^4).$$

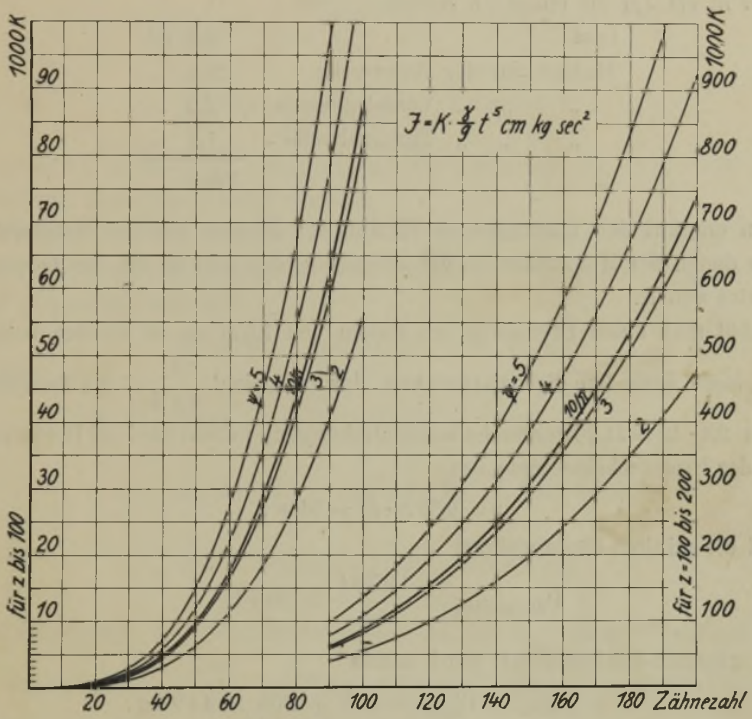


Abb. 52. Trägheitsmomente von Zahnrädern.

Es werden die Trägheitsmomente in mkgsec² von:

Anker	0,485	
Kupplungsscheibe	0,077	
Bremsscheibe	0,266	
Ritzel b	0,007	0,835
Rad c	0,144	
Ritzel d	0,013	0,157
Rad e	1,970	
Trommel	0,790	2,760

mithin wird

$$A = \frac{10000}{2 \cdot 9{,}81}\left(\frac{70}{60}\right)^2 + \frac{1}{2}(0{,}835 \cdot 152^2 + 0{,}157 \cdot 58^2 + 2{,}76 \cdot 11{,}6^2)$$

$$= 695 + 9650 + 264 + 185 = 10\,794 \text{ mkg},$$

oder in vH. für die einzelnen Anteile:

Last	6,4 vH.
Massen auf der Motorwelle	89,4 „
„ „ „ Vorgelegewelle	2,5 „
„ „ „ Trommelwelle	1,7 „
	100,0

Man erkennt den überragenden Einfluß der Massen auf der Motorwelle, von denen der Motoranker 58 vH. ausmacht, das sind 52 vH. des Gesamtwertes von A.

Läßt man einen Bremsweg am Haken von 1,5 m zu, so werden wegen der losen Rolle 3 m Seil abgewickelt, das entspricht $\frac{3}{0{,}4\,\pi} = 2{,}4$ Trommel- oder $2{,}4 \cdot 13 = 31{,}2$ Bremsscheibenumdrehungen; mithin wird der Bremsweg an der Bremsscheibe gemessen

$$s = 0{,}55\,\pi \cdot 31 = 54 \text{ m},$$

und die mittlere Umfangskraft

$$P_{\text{dynamisch}} = \frac{10\,794}{54} = 200 \text{ kg}.$$

Die gesamte Umfangskraft wird mithin

$$P = P_{\text{stat.}} + P_{\text{dyn.}} = 249 + 200 = 449 \text{ kg}.$$

Die Bremsbandzüge werden nach Gl. (18) u. (17)

$$S_1 = 449\,\frac{3}{3-1} = 670 \text{ kg},$$

$$S_2 = 449\,\frac{1}{3-1} = 225 \text{ kg},$$

und nach Gl. (19)

$$G = S_2\,\frac{b}{a} = 225 \cdot \frac{1}{8} = 28 \text{ kg}.$$

Erforderlich wäre dafür ein Bremsmagnet Größe IV, dessen Kerngewicht 18 kg beträgt, so daß das Bremsgewicht mit rund 10 kg auszuführen wäre.

Zu beachten ist allerdings, daß die Berechnungsannahmen sehr ungünstig gemacht wurden, gewissermaßen als obere Grenze.

Gemäß den Bezeichnungen S. 29 wird

$$f = 0{,}7 \cdot 55\,\pi \cdot 8 = 970 \text{ cm}^2,$$

$$v_{\text{mittel}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0{,}55}{2} \cdot 152 = 21 \text{ m sec}^{-1},$$

$$p = \frac{449}{0{,}25 \cdot 970} = 1{,}85 \text{ kgcm}^{-2}.$$

$p\,v = 39$; dieser Wert erscheint mit Rücksicht auf die gemachten ungünstigen Annahmen noch zulässig.

Untersucht soll noch der Nachlauf im Hubsinne bei unbelastetem Haken werden. Nimmt man nach Abb. 227 an, daß sich die Drehzahl um 80 vH. auf 770 erhöht, so wird

$$\omega_1 = 81, \quad \omega_2 = 31, \quad \omega_3 = 6{,}2,$$

mithin

$$A = \frac{1}{2}(J_1\,\omega_1^2 + J_2\,\omega_2^2 + J_3\,\omega_3^2)$$

$$= \frac{1}{2}(0{,}835 \cdot 81^2 + 0{,}157 \cdot 31^2 + 2{,}76 \cdot 6{,}2^2)$$

$$= \frac{1}{2}(5480 + 151 + 106) = 2869 \text{ mkg}.$$

Da die Bremse für diese Drehrichtung nur die $\frac{1}{e^{\mu\alpha}}$-fache Umfangskraft abbremst, wird $P = \frac{449}{3} = 149$ kg, und unter Vernachlässigung der Lagerreibung der Bremsweg an der Bremsscheibe

$$s = \frac{A}{P} = \frac{2869}{149} = 19{,}3 \text{ m},$$

das entspricht einem Hakenweg von $\frac{1{,}5}{54} \cdot 19{,}3 = 0{,}54$ m.

Sperradbremsen

Sie bestehen aus einer Vereinigung von Bremse und Sperrad. Das einfache Sperrwerk nach Abb. 35 erfordert zum Lastsenken, daß der Arbeiter mit einer Hand die Kurbel losläßt, das kann u. U. zum Abstürzen der Last führen. Bei den Sperradbremsen braucht die Klinke nicht bedient zu

werden, sie bleibt auch beim Senken in Eingriff. Abb. 53 zeigt die Konstruktion von Becker, Berlin. Beim Heben bildet die vom Gewicht festgezogene Bremse den festen Stützpunkt für die Sperrklinke. Das Senken erfolgt durch Lüften der Bremse, wobei Sperrad, Sperrklinke und Bremse als gemeinsames Ganze umlaufen.

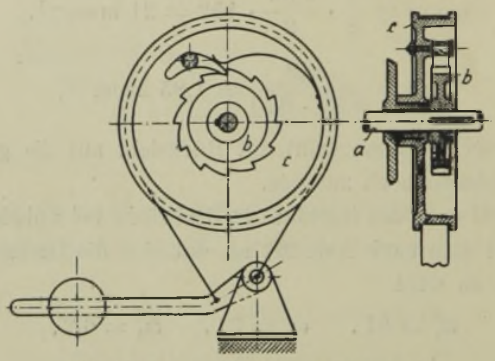


Abb. 53. Sperradbremse von Becker.

Bei der Konstruktion der Demag liegt das mit 3 Sperrklinken ausgestattete Sperrad geschützt innerhalb der zweiteilig ausgeführten Bremsscheibe. Gebrüder Scholten führen eine Sperradbremse[1]) mit Innenverzahnung aus, bei der die Klinke durch einen Schleifring während des

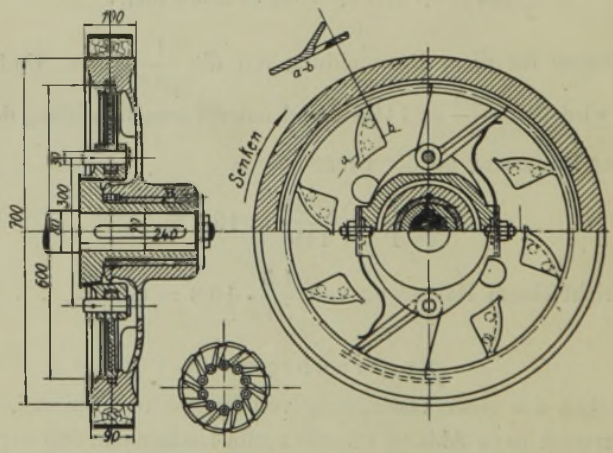


Abb. 54. Sperradbremse von Nagel & Kaemp.

[1]) Zeitschrift des VDI. 1907, S. 224.

Hebens ausgehoben wird, mithin geräuschlos arbeitet. Ähnlich ist die Bauart von Gebr. Weißmüller.

Abb. 54 zeigt eine Bremse für Dampfkrane von Nagel & Kaemp, Hamburg, mit Keilnuten-Klemmgesperre. Bemerkenswert ist die Herstellung der Sperrklinken, die je 10 zusammen gegossen und bearbeitet werden.

Sperradbremsen wirken nur in einer Richtung, sie sind also nur für Hubwerke zu gebrauchen und auch nur dann, wenn kein unzulässig großer Nachlauf des Triebwerkes zu befürchten ist, vornehmlich also für Handbetrieb.

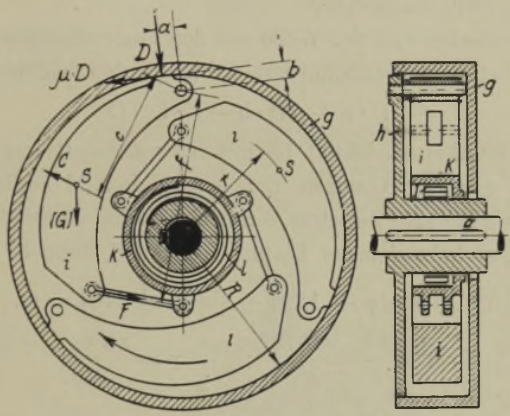


Abb. 55. Schleuderbremse von Becker.
g Gehäuse, feststehend. h Scheibe, umlaufend. i Schwungkörper. k lose Hülse. l Spiralfeder zum Einziehen der Schwungkörper. o Bremswelle.

Schleuderbremse

Sie ist ihrem Wesen nach eine selbsttätig wirkende Klotzbremse, man wendet sie an, wenn man verhindern will, daß bei leichtsinniger oder unerfahrener Bedienung die Senkgeschwindigkeit ein gewisses, festgelegtes Maß nicht übersteigt. Die bekannteste ist die Konstruktion von Becker, Berlin, an die sich die übrigen anlehnen (Abb. 55).

Bezeichnen für *einen* Klotz:

C den Trägheitswiderstand (Zentrifugalkraft) in kg,

G das Gewicht in kg,

m die Masse in $kgm^{-1}\ sec^2$,

F den Entlastungszug der Feder in kg,

D den Anpressungsdruck in kg,

ferner r den Abstand des Schwerpunktes S von der Drehachse in m,

$P = \frac{M}{R}$ die abzubremsende Umfangskraft in kg,

Q die Nutzlast in kg,

v die Umfangsgeschwindigkeit im Abstand r m sec^{-1},

n_h, n_s die Drehzahlen der Bremswelle beim Heben bzw. Senken in min^{-1},

μ die Reibungsziffer,

g die Erdbeschleunigung in m sec^{-2},

k und $\varkappa$ Verhältniszahlen,

so folgt für Rechtsdrehung der Welle mit den eingeschriebenen Maßen für den Drehpunkt eines Schwungkörpers die Momentengleichung

$$C \cdot c - D \cdot a - \mu D \cdot b - F \cdot f = 0 \tag{25}$$

G kann hierbei unberücksichtigt bleiben, es verändert nur C nach dem Sinusgesetz in gewissen Grenzen, indem es sich bald addiert, bald subtrahiert, da aber 3 um 120° versetzte, durch einen Ring verbundene Schwungkörper da sind, so hebt sich der Einfluß von G auf, denn es ist

$$\sin\varphi + \sin(\varphi + 120) + \sin(\varphi + 240) = 0 .$$

$$C = m\frac{v^2}{r} = \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}; \qquad v = \frac{r\pi n_s}{30};$$

$$C = \frac{G r \pi^2 n_s^2}{900\, g} \simeq \frac{G r n_s^2}{900}. \tag{26}$$

$$\mu \cdot D = \frac{P}{3}; \qquad D = \frac{P}{3\mu}. \tag{27}$$

Der Federzug F bestimmt sich aus der Bedingung, daß die Bremsklötze beim Heben nicht schleifen dürfen; es muß sein:

$$F \cdot f = C \cdot c = \frac{G r n_h^2 c}{900}. \tag{28}$$

Durch Einsetzen der Werte in die Gl. (25) folgt

$$\frac{G r c (n_s^2 - n_h^2)}{900} - \frac{P}{3\mu}(a + \mu b) = 0, \tag{29}$$

hieraus folgt G. Bei der Linksdrehung der Welle würde die Klammer im zweiten Glied $(a - \mu b)$ lauten, d. h. G würde sich schätzungsweise um 18 vH. kleiner ergeben.

Gleichung (29) kann man schreiben

$$n_s^2 - n_h^2 = P \frac{(a + \mu b) \cdot 900}{3 \mu G r c}; \quad n_s = k \cdot n_h. \tag{30}$$

$$k^2 - 1 = P \cdot \frac{(a + \mu b) \cdot 900}{3 \mu G r c n_h^2} = \varkappa \cdot Q; \tag{31}$$

$$k = \sqrt{\varkappa \cdot Q + 1}; \tag{32}$$

d. h. k ändert sich nach einer Parabel, zu jedem Wert von Q gehört ein Wert von k, nur die Höchstlast wird mit der Geschwindigkeit entsprechend n_s gesenkt, alle anderen Lasten langsamer, der leere Haken ($Q \cong 0$) mit $k = 1$, d. h. $n_s = n_h$. Es liegt also ein gewisser Nachteil darin, daß gerade kleine Lasten nur langsamer gesenkt werden können als die Höchstlast.

Lastdruckbremsen

Diese arbeiten in der Weise, daß ein im Getriebe auftretender Achsialschub (herrührend von einer Schnecke, einem Stirnrad mit schrägen Zähnen oder einer steilgängigen Mutter) benutzt wird, an einer beim Senken feststehenden Scheibe ein Reibungsmoment zu erzeugen, das größer als das Lastmoment ist. Beim Senken der Last muß man dann entweder gegen die geschlossene Bremse arbeiten, d. h. jenen Überschuß an Reibungsmoment überwinden, oder die Bremse wird stetig ein klein wenig gelüftet und die Last sinkt um die entsprechenden Beträge (Bremsen mit Lüftspiel). Ein Beispiel für diese letztere Art ist Abb. 56[1]). Zum Heben ist die Welle rechtsherum zu drehen. Der am Ritzel angreifende Reaktions-Zahndruck sucht dieses im entgegengesetzten Sinn zu drehen, d. h. er schraubt S_2 etwas nach links und verspannt dadurch S_1, S und S_2 zu einem Ganzen, und die Last wird gehoben. Eine Sperrklinke hält nach Abstellen des Motors die Last in der Schwebe. Zum Senken muß der Motor umgesteuert werden. S_2 ist zunächst noch durch die Reibung an der

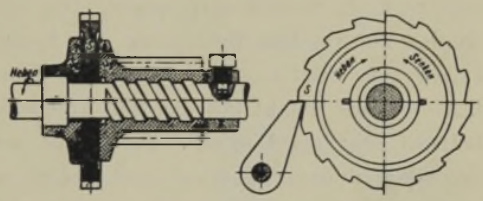


Abb. 56. Lastdruckbremse. S_1 Reibscheibe, fest auf der Welle. S_2 Hubritzel, als Reibscheibe ausgebildet. S Sperrscheibe. T Stellring.

[1]) s. p. D. J. 1911, S. 193.

Sperrscheibe S gehalten, durch das Linksdrehen der Welle wird S_2 etwas nach rechts geschraubt, die Reibung vermindert und die Last sinkt. Will die Last voreilen, d. h. schneller sinken als der Drehzahl der Motorwelle entspricht, so schraubt der Zahndruck die Reibscheiben sofort wieder fest zusammen; es entspricht somit die Senkgeschwindigkeit genau der Drehzahl des Motors. Zum Senken des leeren Hakens kehrt sich der Zahndruck infolge des Trägheitswiderstandes des Getriebes um und schraubt das Ritzel bis zum Stellring; ist das Triebwerk beschleunigt und will wieder voreilen, so findet von selbst wieder Schluß der Reibungskupplung statt.

Weitere Lastdruckbremsen s. u. Flaschenzüge.

Jordanbremse[1])

Die guten Erfahrungen, die man mit Druckluftbremsen bei Bahnen gemacht hat, veranlaßten Jordan, auch im Hebezeugbau Druckluft als Treibmittel bei Bremsen zu benutzen. Die dabei verwendeten Apparate sind zwar ziemlich kompliziert und teuer, doch werden diese Kosten bei angestrengt arbeitenden Kranen durch die erzielten wirtschaftlichen Vorteile reichlich wieder aufgewogen. Die Druckluft kann auch verwendet werden zur raschen Betätigung von Kupplungen für den Geschwindigkeitswechsel oder zum Abkuppeln des Hubmotors beim Senken. Namentlich der letzte Punkt fällt bei flott arbeitenden Winden (Greifer-, Magnetbetrieb) sehr ins Gewicht. Der Motor läuft in Verbindung mit einem Schwungrad dauernd durch und bedarf nur eines einfachen Anlassers, auch kann er etwas kleiner in der Leistung ausfallen, da das Schwungrad beim Anfahren die beim Senken aufgespeicherte Arbeit zurückgibt. Die Anfahr- und Bremswege werden somit sehr kurz und man erreicht eine hohe stündliche Spielzahl. Bei einem 5 t-Magnetkran wurden bei 25 m min^{-1} Hub- und 200 Senkgeschwindigkeit bis zu 240 Spiele in der Stunde erzielt.

Die Druckluft wird durch einen von einer Vorlegewelle angetriebenen Kompressor erzeugt und in einem Luftbehälter aufgespeichert. Sobald eine bestimmte Luftpressung erreicht ist, läßt ein Druckregler den Kompressor leer laufen und schaltet bei sinkendem Druck die Luftförderung selbsttätig wieder ein. Ist zum Beginn der Arbeit noch kein Druck vorhanden, so pumpt man mit einigen Hüben bei leerem Haken (gegen die Bremse) den Behälter etwas auf.

---

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1909, S. 1333.

Aus Abb. 57 ist der Schaltplan der Jordanbremse ersichtlich; die Anlage besteht demnach im wesentlichen aus: Kompressor, Druckregler, Luftbehälter, Steuerventil, Bremszylinder und Senkbremsregler.

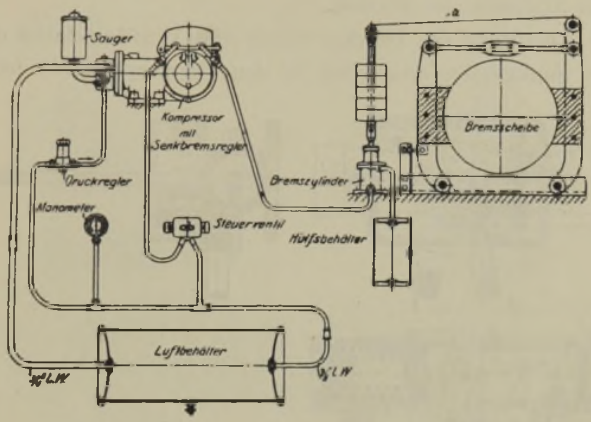


Abb. 57. Schaltplan der Jordanbremse.

Der *Kompressor* (Abb. 58) ist einfach wirkend, er saugt bei 300 Umläufen in der Minute 180 bzw. 360 l Luft an und verdichtet sie auf 6 at. Kraftbedarf 2 bzw. 4 PS.

Der *Druckregler* hat die Aufgabe, den Luftdruck auf gleichmäßiger Höhe zu halten; zu diesem Zwecke hebt er bei Erreichen des Höchstdruckes ein Ventil an, das die vom Kompressor kommende Luft ins Freie strömen läßt, so daß der Kompressor leer läuft.

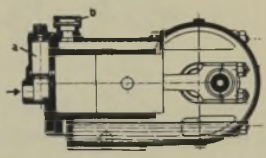


Abb. 58. Kompressor. a Saugventil. b Überdruckventil.

Handsteuerventil (Abb. 59). In den Fällen, wo der Führer relativ zum Windwerk in Ruhe ist, kann er das Handsteuerventil benutzen. Legt man den Handhebel a nach links aus, wobei das Hebelende Drehpunkt ist, so wird der Schieber d auch nach links verschoben und läßt durch die Kanäle c und b Druckluft in den Bremszylinder eintreten. Gleichzeitig gelangt aber auch durch die Bohrungen e, f, g Druckluft hinter den Kolben h. Der Kolben bewegt sich gegen den Druck der Feder nach rechts und nimmt das Hebelende wieder mit zurück, der Schieber gelangt wieder in seine Mittellage, der Hebel a behält aber seinen Ausschlag bei. Je. nachdem um welchen Winkel der Hebel nach links gelegt wird, tritt mehr oder weniger Luft in den Brems-

zylinder ein, jeder Hebelstellung entspricht also eine bestimmte Luftpressung im Bremszylinder und somit auch eine bestimmte Senkgeschwindigkeit.

Der umgekehrte Vorgang vollzieht sich beim Auslegen des Hebels nach rechts, dem Anziehen der Bremse.

Die feine Abstufung des Druckes durch dies Ventil gestattet eine Regulierung der Senkgeschwindigkeiten in den Grenzen 0,2 bis 400 m min^{-1}.

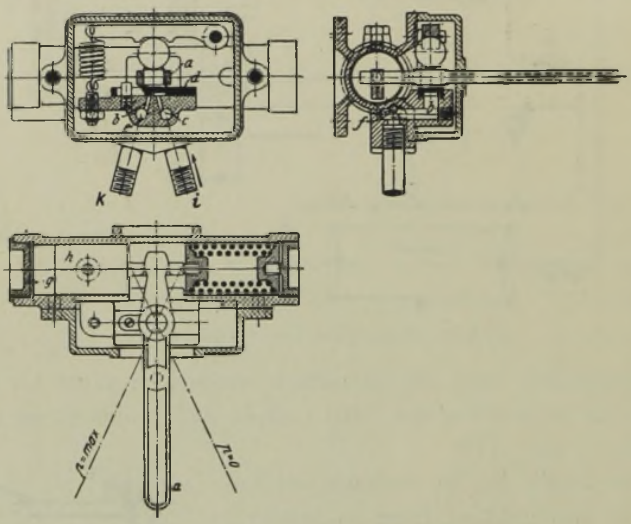


Abb. 59. Handsteuerventil.

a Bremshebel. b, c Kanäle im Schieberspiegel. d Muschelschieber. e, f, g Kanäle. h Rückführkolben. i Anschluß des Luftbehälters. k Anschluß des Bremszylinders.

Ist das Windwerk relativ zum Führer nicht in Ruhe, so wendet man elektrisch betätigte Steuerventile an, die für Gleich- und Wechselstrom gebaut werden. Die Wirkungsweise ist aus der Abb. 60 ersichtlich, es tritt Druckluft in den Bremszylinder, wenn der Magnet Strom erhält, das kann entweder vom Kontroller aus geschehen, oder durch einen einfachen Druckknopf.

Vom Steuerventil strömt die Druckluft nach dem *Bremszylinder*, der zum Lüften der durch ein Gewicht angezogenen Bremse dient. In seiner einfachsten Form ist dies ein senkrechter Zylinder mit einem Kolben drin. Tritt die Druckluft unter den Kolben ein, so geht dieser hoch und lüftet dabei die Bremse, bremsen erfolgt durch Ablassen der Druckluft aus dem Zylinder. Will man eine starke Bremswirkung haben, so braucht man ein

ziemlich schweres Gewicht. Besser ist deshalb ein *Zwei-Kammer-Bremszylinder* (Abb. 61), bei dem auch über dem Kolben Druckluft aus einem Hilfsbehälter eintritt. Das Gewicht braucht dann nur noch so schwer zu

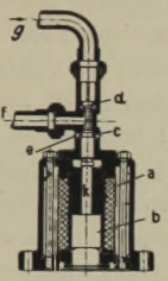


Abb. 60. Gleichstrom-Steuerventil. a Spule. b Anker. c Auslaßventil. d Einlaßventil. e Luftlöcher. f Anschluß des Bremszylinders. g Anschluß des Luftbehälters. k Druckstange.

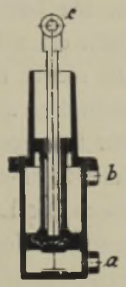


Abb. 61. Zweikammerbremszylinder. a Anschluß des Steuerventiles. b Anschluß des Hilfsluftbehälters. c Anschluß des Bremshebels.

sein, daß es gerade bei ausbleibender Druckluft die Last hält. Normalerweise addiert sich der Druck auf die obere Kolbenfläche zu dem Bremsgewicht in dem Maße wie man den Druck unter dem Kolben vermindert.

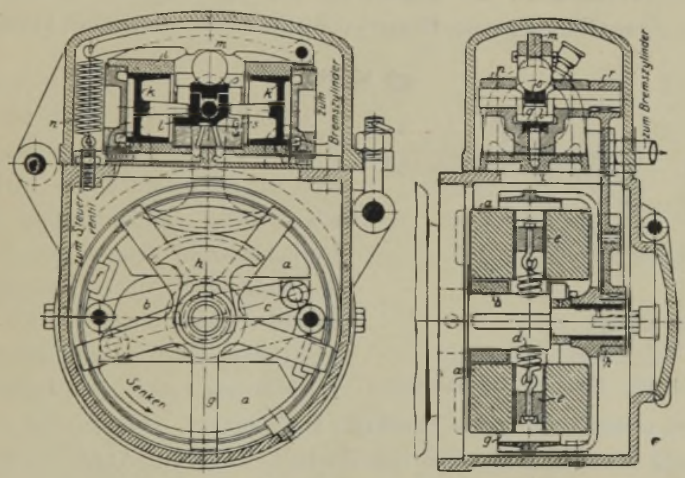


Abb. 62. Senkbremsregler.
a Schwungkörper. b Halter für den Schwungkörper. c Lenker. d Spannfeder. e Schrauben zum Spannen. f Schleifklötze. g Schleifring. h, r Zahntrieb. i Zylinder. k Kolben. l, o Schieber. m Druckbügel. p Kurbellager am Schieber. q Kurbel.

Politechnika Śląska
Katedra Dźwignic
i Urządzeń Transportowych

Damit nun der Führer eine bestimmte, vorher festgelegte Senkgeschwindigkeit keinesfalls überschreiten kann, ist noch ein *Senkbremsregler* (Abb. 62) vorgesehen, der zwischen Steuerventil und Bremszylinder eingeschaltet ist. Die Luft tritt vom Steuerventil kommend links an der bezeichneten Stelle ein, schiebt den Kolben k, den Schieber l und den rechten Kolben k nach rechts, bis die Muschel des Schiebers die Verbindung nach dem Bremszylinder, zugleich aber auch Druckausgleich zwischen den beiden Kolben k hergestellt hat. Außerdem ist noch durch Drehen der Kurbel und den Zahntrieb r—h der Schleifring g in seine rechte Endlage gedreht worden. Die Last setzt sich nun in beschleunigte Bewegung, bis bei Erreichung der Höchstdrehzahl die Schwungkörper ausschlagen und durch die Schleifklötze f den Schleifring g und somit auch den Schieber l zurückführen. Die Folge davon ist das Austreten eines Teiles Luft aus dem Bremszylinder und sanftes Anziehen der Bremse. Durch den verminderten Druck ist nun aber der Gleichgewichtszustand der beiden Kolben k gestört, die sich jetzt wieder nach rechts bewegen. War das Anziehen der Bremse zu gering und steigt die Drehzahl weiter, so wiederholt sich derselbe Vorgang, bis sich Beharrungszustand eingestellt hat, der Druck auf den linken Kolben muß dann dem Druck auf den rechten Kolben + Verstellkraft des Reglers an der Kurbel q das Gleichgewicht halten; dieses Einspielen des Reglers vollzieht sich in unmerklich kurzer Zeit.

g) Kurbeln

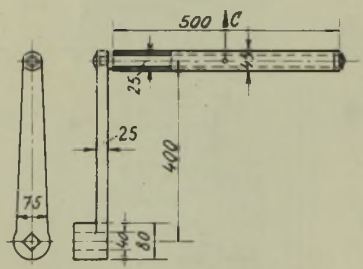


Abb. 63. Normale Handkurbel.

Die Abmessungen einer normalen Handkurbel für zwei Mann zeigt Abb. 63. Kurbeldruck eines Arbeiters etwa 10 kg, vorübergehend 20 kg, Kurbeldrehzahl 12 bis 15 min^{-1}. Höhe der Kurbelwelle über Fußboden 1 m. Für die Abmessungen der Kurbel ist nicht nur die Beanspruchung durch den Kurbeldruck beim Heben maßgebend, sondern vielmehr durch die Fliehkraft beim Senken. Beispiel: Bei welcher Drehzahl bricht eine normale Handkurbel? Unter der Annahme, daß der Kurbelgriff im Gewicht von 2,5 kg vor dem Bruch sich um 30° aufgebogen hat, folgt nach der Grundgleichung

$$M_b = W \cdot K_b; \quad C \cdot 25 \cdot \cos 30 = 1{,}5 \cdot 4000; \quad C = \frac{1{,}5 \cdot 4000}{25 \cdot 0{,}87} = 280 \text{ kg}.$$

Aus $C = m r \omega^2$ folgt

$$\omega_{\text{kritisch}} = \sqrt{\frac{280 \cdot 9{,}81}{2{,}5(0{,}4 + 0{,}25 \cdot \sin 30)}} = 46 \text{ sec}^{-1}; \quad n_{\text{kritisch}} = \frac{30\,\omega}{\pi} = \underline{440} \text{ min}^{-1}.$$

Nimmt man eine Handwinde an mit 350 Trommeldurchmesser und einer Übersetzung $\frac{1}{50}$, so würde der kritischen Drehzahl 440 eine Trommeldrehzahl von 8,8 oder eine Senkgeschwindigkeit von $0{,}35 \cdot \pi \cdot 8{,}8 = 9{,}7$ m min^{-1} entsprechen, die durchaus im Bereich der Möglichkeit liegt. Rechnet man anstatt der Bruchspannung mit der Spannung bei der Streckgrenze von 2000, so treten bleibende Verbiegungen schon bei $\omega = 32{,}5$ und $n = 310$ auf.

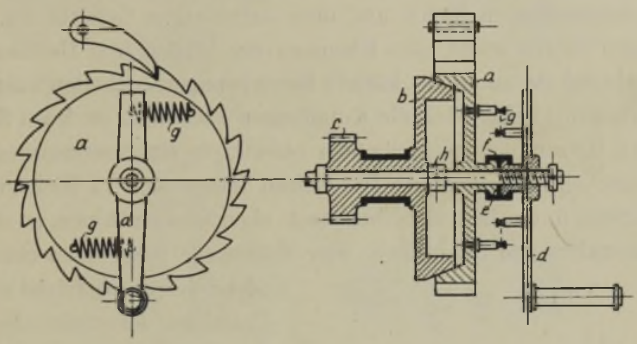


Abb. 64. Sicherheitskurbel von Weidtman.
a Hohlkegel mit Sperrzähnen. b Bremskegel. c Ritzel für Hub. d Kurbel. e Reibscheibe. f zweiteilige Hülse. g Feder. h Stellring.

Um Unglücksfälle durch Kurbelbruch zu vermeiden, wendet man sogenannte *Sicherheitskurbeln* an. Zwei Arten muß man unterscheiden: solche die beim Senken still stehen und nur um einen kleinen Winkel nach links gedreht werden (Abb. 64), und solche, die beim Senken dauernd links herum gedreht werden müssen.

Sicherheitskurbel von Weidtman (Abb. 64). Zum Heben wird die Kurbel rechts herum gedreht, dadurch schraubt sie sich etwas nach links und verspannt sich mit den Teilen a b c so fest, daß das Lastmoment überwunden wird. Beim Loslassen der Kurbel sichern die Federn g, die die Kurbel immer im Hubsinne anziehen, den Reibungsschluß, und die Sperrklinke hält die Last fest. Zum Senken dreht man die Kurbel um einen kleinen Winkel nach links, dadurch schraubt sie sich nach rechts und zieht mittels der Hülse f den Hohlkegel vom Bremskegel ab, und die Last wird frei-

gegeben. Der Ausschlag der Kurbel gibt dabei ein Maß für die Senkgeschwindigkeit; läßt man die Kurbel los, so stellen die Federn sofort den Reibungsschluß wieder her.

h) Kupplungen

Außer den bekannten normalen *Schalen-* und *Scheibenkupplungen* nach DIN. 115 und 116 zum Verbinden zweier Wellen werden im Kranbau noch elastische Kupplungen, Rutschkupplungen und ausrückbare Kupplungen verwendet.

Elastische Kupplungen wendet man gern als Verbindungsglied zwischen einem schnellaufenden Motor und dem zugehörigen Getriebe an. Starre Kupplungen führen leicht zum Klemmen der Wellen und Heißlaufen der Lager, während elastische die kleinen Montageungenauigkeiten ausgleichen können. Bewährt haben sich die Kupplungen nach Abb. 65. Zwei Scheiben tragen je 4 Bolzen, die, gegeneinander versetzt, in ein gemeinsames Bündel von Lederscheiben eingreifen. Die Bolzen lassen sich in Richtung ihrer Achse entfernen, die Lederscheiben nach oben herausnehmen, so daß z. B. die Herausnahme der Schnecken- oder Motorwelle möglich ist ohne Motor oder Schneckengetriebe von ihrer Unterlage loszuschrauben. Die eine Hälfte kann auch als Bremsscheibe ausgebildet werden, in Abb. 65 punktiert angedeutet. Es empfiehlt sich, die Kupplungshälften ohne Rippen zu gießen und ganz zu bearbeiten, damit der Schwerpunkt genau in die Achse fällt.

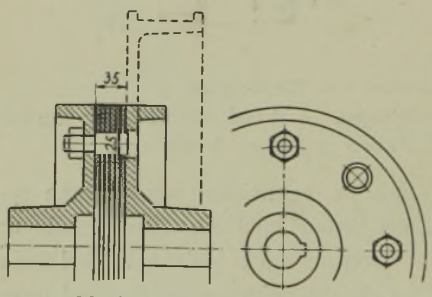


Abb. 65. Elastische Kupplung.

Bei Triebwerken, bei denen man eine Überlastung befürchtet, fast immer bei Drehkranen wegen der großen Bewegungsenergie, die in Ausleger und Last steckt, baut man eine Überlastungs- oder *Rutschkupplung* ein, die nur ein vorher eingestelltes größtes Drehmoment zu übertragen gestattet. Abb. 66 zeigt eine solche Kupplung von Lauchhammer[1]), die den Vorteil der einfachen Bauart hat. Besser ist es jedoch, die Kupplung mit Federn zu belasten, damit die geringen Abnutzungen beim Durchschleifen

[1]) Zeitschrift des VDI. 1906, S. 1860.

ausgeglichen werden (Abb. 67)[1]. An gleicher Stelle findet sich auch eine gute Lösung der Aufgabe an einem Schneckenrad von Tigler. Abb. 68 zeigt den Einbau in ein Schneckengetriebe[2].

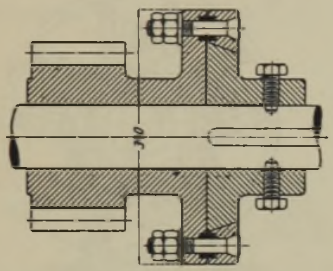


Abb. 66. Rutschkupplung von Lauchhammer. M. 1 : 10.

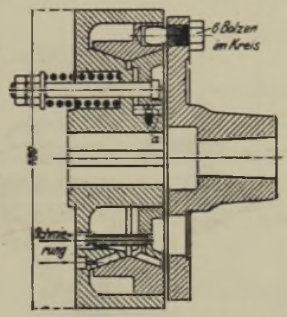


Abb. 67. Rutschkupplung von Stuckenholz. M. 1 : 10.

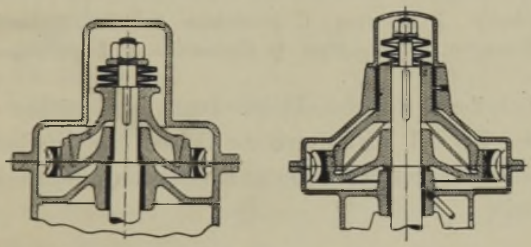


Abb. 68. Schneckengetriebe mit Rutschkupplung für Drehwerke von Demag.

Jordan-Reibungskupplung

Nr.	Durchmesser D mm	Bohrung d_{max} mm	Drehmoment mkg	PS bei n = 100	n_{max} min^{-1}	Baulänge mm	Muffen-Druck kg	Muffen-Hub mm	Muffen-Schließarbeit mkg
1	400	60	125	18	1560	410	220	55	13
2	500	75	250	35	1080	460	310	60	20
3	600	90	430	60	960	510	432	65	30
4	700	105	705	99	815	570	562	70	42
5	800	120	1000	140	720	630	653	80	56
6	900	135	1400	196	635	700	695	100	75
7	1000	150	2020	282	575	760	876	110	105
8	1200	180	3520	508	480	885	1130	130	155
9	1500	225	6600	925	385	1050	1500	140	220

[1]) Zeitschrift des VDI. 1906, S. 1859.

[2]) ebenda S. 1860.

Eine während des Betriebes ein- und ausrückbare *Reibungskupplung* zeigt Abb. 69; sie wird mit Druckluft betätigt, vgl. hierzu das auf S. 44 Gesagte. Die Reibklötze F sitzen in Fenstern des zweiteiligen Ringes E,

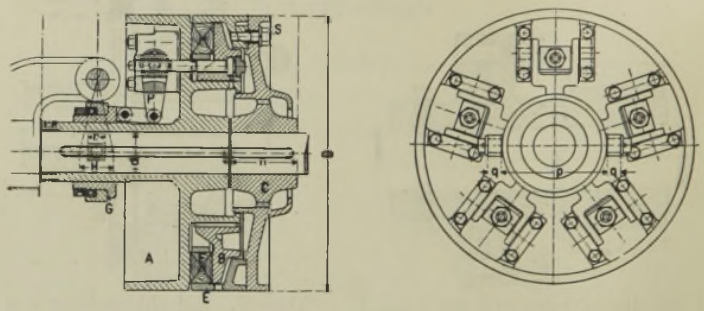


Abb. 69. Reibungskupplung von Jordan.
A treibende Scheibe. B Reibring. C getriebene Scheibe. E zweiteiliger Ring mit Öffnungen. F Holzklötze. G Gleitmuffe. P Kupplungshebel.

der mit der Scheibe C verschraubt ist. Durch Verschieben der Muffe G und Drehen der Hebel P wird durch die Bolzen J die Reibscheibe B mit der Antriebsscheibe A gegen die Klötze F verspannt und so der Reibungsschluß hergestellt.

i) Laufräder (DIN. 691—97)

Die Laufräder für die gewöhnlichen Krane werden in Gußeisen, für Hafen- und Stahlwerkskrane in Stahlguß ausgeführt. Zur Führung erhalten sie Spurkränze, und zwar Katzlaufräder ein oder zwei, Kranlaufräder immer zwei, da es bei ungenauer Verlegung der Schienen ungewiß ist, ob die inneren oder die äußeren Spurkränze die Führung übernehmen werden.

Lichte Weite zwischen den Spurkränzen bei Katzlaufrädern 5—8, bei Kranlaufrädern 10—12 mm größer als die Schienenbreite.

Wenn es die Bauart erlaubt, keilt man die Räder nicht auf, sondern läßt sie lose auf den mit sog. Achshaltern festgestellten Achsen laufen.

Die Büchse kann in diesem Falle einteilig, oder bei sehr langen Naben zweiteilig sein, weil die Achse dadurch etwas günstiger beansprucht wird.

Zu beachten ist, daß die angetriebenen Räder auf genau gleichen Durchmesser abgedreht oder geschliffen werden, damit Katze bzw. Kran gerade laufen.

Laufen auch die angetriebenen Räder lose auf dem Bolzen (Kranfahrwerk), so verschraubt man den Zahnkranz mit dem Rad so, daß die Schrauben nicht auf Abscheren beansprucht werden (s. Abb. 70).

Als normale Laufraddurchmesser gelten nach DI-Norm 691—697: 200, 250, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 und 1200, als normale Schienenbreiten gelten 45, 55, 65, 75 und 100 (vgl. Abb. 154).

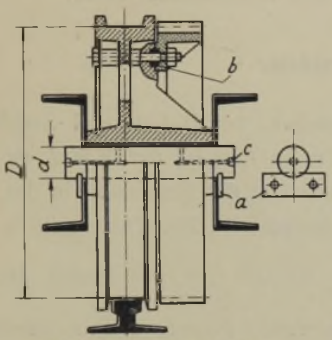


Abb. 70. Kranlaufrad.
a Achshalter. b Scherring. c Schmierung.

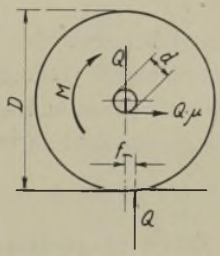


Abb. 71. Laufrad.

Bezeichnen:

Q_1 den größten Raddruck in kg (in Abb. 71 mit Q bezeichnet),
k einen Koeffizienten für Gußeisen 20—40 kgcm^{-2}, für Stahlguß 40—60 kgcm^{-2},
b die tragende Schienenbreite in cm,
D den Laufraddurchmesser in cm,

so muß erfüllt sein

$$Q_1 = k\,b\,D \quad \text{(vgl. S. 127)} \tag{1}$$

Zur Bestimmung von Q_1 muß man beim Kran die äußerste Seitenstellung der Katze annehmen.

Den Bolzendurchmesser d berechnet man auf Biegung nach Fall II aus $M_b = \frac{Q_1\,l}{6}$ bis $\frac{Q_1\,l}{8}$. Mit der Flächenpressung zwischen Bolzen und Büchse kann man bei der ungünstigsten Katzenstellung bis 80—120 kgcm^{-2} gehen.

Bezeichnen ferner mit Bezug auf Abb. 71:

d den Laufbolzendurchmesser in cm,
$\mu = 0{,}1$ die Reibungsziffer der gleitenden Reibung,
$f = 0{,}05$ den Hebelarm der rollenden Reibung in cm,
M das Moment zum Drehen des belasteten Rades in cmkg,

so wird unter Vernachlässigung des Eigengewichtes des Laufrades

$$M = Q_1 \left(\mu \frac{d}{2} + f\right). \tag{2}$$

Der Zahndruck im Zahnkranz ergibt sich durch Division des Momentes mit dem Teilkreishalbmesser und die Kraft zum Fortschieben des Rades (Fahrwiderstand) durch Division mit dem Laufradhalbmesser.

k) Zahnräder

Material bei einfachen Kranen Gußeisen, bei Hafen- und Stahlwerkskranen Stahlguß. Teilung $t = m \cdot \pi$, m in mm ist der *Modul*, er ist im Kranbau als ganze und — zur Verminderung der Fräserzahl in der Werkstatt — gerade Zahl zu wählen, Modulreihe DIN. 780. Zahnbreite $b = \psi t$; $\psi = 2{,}5$ bis 3, zweckmäßig $\psi = \frac{10}{\pi}$, so daß $b = 10 \times$ Modul, also eine runde Zahl wird (günstig für Normalisierung). Eine Ausnahme macht man bei Zahnkränzen für Drehwerke, bei denen man des ungenauen Eingriffs wegen $\psi = 2 - 2{,}5$ wählen sollte.

Berechnung der Teilung nach den bekannten Formeln:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi M_d}{c \psi z}}, \tag{1}$$

wenn das Moment bekannt ist oder

$$t = \sqrt{\frac{P}{c \psi}}, \tag{2}$$

wenn der Zahndruck bekannt ist. t ergibt sich in cm und ist dann auf Modulteilung abzurunden.

Beanspruchung normal mit $c = 20$ für Guß und $c = 40$ für Stahlguß. Hat man abnormale Geschwindigkeiten, so kann man c nach den Angaben von Krupp[1]), Grusonwerk, Magdeburg, wählen. Für diese Werte hat Karaß[2]) das Gesetz aufgestellt

$$c = c_0 - c_1 \sqrt{v},$$

Verfasser hat das Gesetz

$$c = c_0 - c_1 \cdot v^{0{,}61}$$

ermittelt, das in Abb. 72 aufgetragen ist.

[1]) 23. Aufl. Hütte I, S. 780.

[2]) Die Trägheitsmomente von Zahnrädern, Die Werkzeugmaschine 1920, S. 491.

Die Zähne werden heute durchweg aus dem Vollen gefräst, eine Ausnahme bilden die großen Zahnkränze von Drehwerken, die unbearbeitet bleiben. Armquerschnitt +-förmig, bei Rädern über 1000 Ø H-förmig. Die Ritzel, die auf der Motorwelle sitzen, führt man des geräuschlosen Ganges wegen meist in Rohhaut aus (Abb. 73). Man kann Rohhaut wie

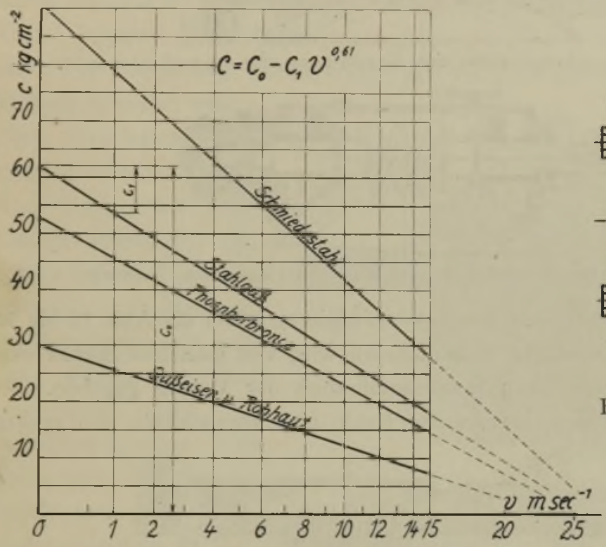


Abb. 72. Werte für c.

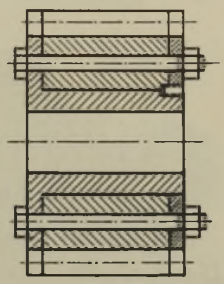


Abb. 73.
Rohhautritzel 8 π,
20 Zähne.

Gußeisen beanspruchen. Braucht man aus Festigkeitsrücksichten Stahlritzel, so schließt man das Räderpaar in ein Gußgehäuse ein und läßt es in Öl laufen (vgl. Abb. 139).

Um sich vor Bruch durch Überbeanspruchung zu schützen, führt man Zahnräder mitunter als Rutschkupplungen aus (vgl. hierzu Abb. 66).

l) Schneckengetriebe

Schneckengetriebe verwendet man bei Hubwerken, wenn bei großen Übersetzungen reiner Stirnräderantrieb zu einer unbequemen Bauart führen würde, oder wenn man aus Gründen der Billigkeit einen schnellaufenden Motor gewählt hat.

Bei Drehwerken bilden sie die Regel, man führt dann ein liegendes Schneckengetriebe (vgl. hierzu Abb. 68) aus in Verbindung mit einem Stirnräderpaar.

Bei Kranfahrwerken vermeidet man Schneckengetriebe und bevorzugt reinen Stirnräderantrieb, damit man einen reichlichen Auslaufweg bekommt.

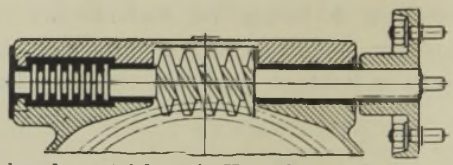


Abb. 74. Schneckengetriebe mit Kammlager von Lauchhammer.

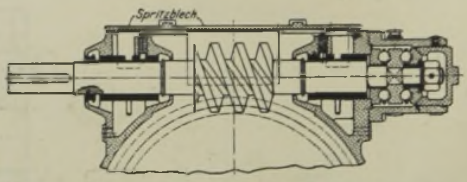


Abb. 75. Schneckengetriebe mit Kugelstützlager von Demag.

Beispiele für ausgeführte Schneckengetriebe [1]) geben die Abb. 74 bis 76. Dem einfachen Kammlager in Weißmetall wird von manchen Stahlwerksleitern wegen der größeren Betriebssicherheit der Vorzug gegeben. Die Kugellager verbrauchen zwar weniger Kraft, sind aber vielfach dem rauhen

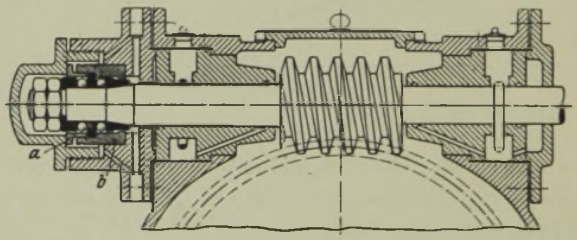


Abb. 76. Schneckengetriebe mit Kugelstützlager von Lauchhammer.

Stahlwerksbetrieb nicht gewachsen. Man führt übrigens nur das Axsialdrucklager der Schnecke mit Kugellagerung aus, die übrigen Lager als Gleitlager.

Die Schneckengetriebe in Abb. 74 und 75 besitzen Teilfugen in Höhe der Schneckenrad- und der Schneckenwelle, das in Abb. 76 nur eine in der Schneckenradwelle.

Zu beachten ist, daß zur Erzielung kleiner Reibungsmomente der Schneckendurchmesser so klein wie möglich ausgeführt wird, eine Forderung, die bei Abb. 76 nicht ganz erfüllt ist.

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1906, S. 1856—1858.

Beanspruchung der Zähne im aussetzenden Betrieb mit $c = 50$ bei Stahl auf Bronze.

Gut bewährt haben sich auch die *Pekrungetriebe*[1]) mit hohem Wirkungsgrad, der dadurch erreicht wird, daß der Schneckenradzahn als gehärtete Rolle ausgeführt ist, wodurch ein Teil der gleitenden Reibung durch rollende Reibung ersetzt wird. *Globoid*schneckengetriebe derselben Firma besitzen gewöhnliche Schneckenräder, aber besondere hohl geschnittene Schnecken, wodurch eine große Zahnanlage und günstiger Wirkungsgrad erzielt wird. — Diese Globoidschneckengetriebe werden auch in Verbindung mit Stirnrädergetrieben als vierstufige Getriebe (Abb. 77) ausgeführt, die sich auch im Hebezeugbau in manchen Fällen vorteilhaft verwenden lassen. Die Schaltbewegungen zur Bedienung der Klauenkupplungen sind voneinander abhängig, so daß jeweils nur *eine* Geschwindigkeit eingestellt werden kann. Die Grenzen des Regelbereiches verhalten sich etwa wie 1 : 4. Bei dem in Abb. 77 dargestellten Getriebe betragen die Übersetzungen etwa $\frac{1}{2{,}25}$, $\frac{1}{1{,}5}$, $\frac{1}{1}$ und $\frac{1{,}6}{1}$, so daß mit dem Schneckengetriebe $\frac{1}{8}$ sich eine Gesamtübersetzung von $\frac{1}{20}$, $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{8}$ und $\frac{1}{5}$ ergibt.

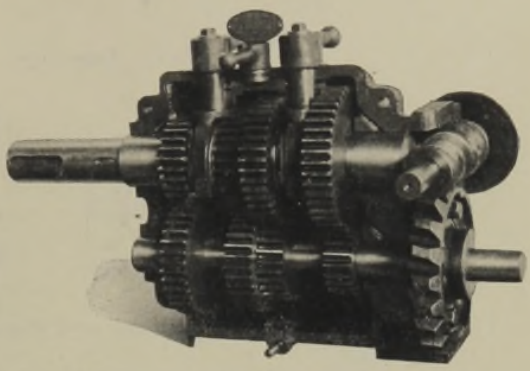


Abb. 77. Stufengetriebe R k 2 geöffnet.

Über Hebezeuge mit Wechselgetriebe siehe Z. d. VDI. 1924, S. 1247.

m) Lager

Da wir es im Kranbau mit aussetzendem Betrieb zu tun haben, so genügt für die Lager Staufferfettschmierung, nur wenn die Drehzahl 120 bis 150 übersteigt, wendet man Öl-Ringschmierung an. Belasten kann man die Lager mit $k = 25$ bis $50\,\mathrm{kgcm}^{-2}$.

[1]) Ausführung der Maschinenfabrik Pekrun, Coswig.

Sitzen die Lager am Ende der Welle, so sind die geschlossenen Augenlager oder Rosettenlager nach Abb. 78 und 79 beliebt, im anderen Falle

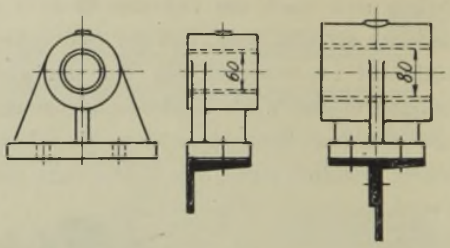


Abb. 78. Augenlager.

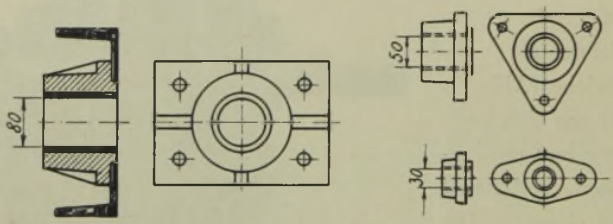


Abb. 79. Rosetten- oder Flanschlager.

wendet man lieber des einfachen Ausbaues wegen Deckellager an. DI-Norm-Konstruktionsblätter über normale Flansch-, Augen- und Deckellager s. DIN. 502—506, normale Wellendurchmesser nach DIN. 537.

3. Maschinenteile zum Halten und Greifen der Last

a) Haken und Schäkel

Haken stellen schwierige Schmiedestücke dar, sie werden deshalb meistens von den Hebezeugfirmen nicht selbst hergestellt, sondern von Spezialfirmen bezogen, die vielfach dafür Gesenke besitzen, so daß sie billig liefern können. Als Material nimmt man recht zähes Schweißeisen.

Die Berechnung der Haken hat nach den Formeln für Stäbe mit gekrümmter Mittellinie zu erfolgen, die allgemeine Formel dafür ist

$$\sigma = \left(P + \frac{M}{r}\right)\frac{1}{F} + \frac{M\,y}{\varkappa\,F\,r(r+y)}, \qquad (1)$$

worin bedeuten:

$\pm P$ kg die Normalkraft im Schwerpunkt des betrachteten Querschnittes, ziehend bzw. drückend,

$\pm M$ cmkg das Moment, das den Stab zusammen- bzw. aufzubiegen trachtet, beim Haken also negativ,

F cm² die Querschnittsfläche,

$\pm y$ cm die Abstände von Flächenteilchen d F von der Schwerpunktsachse (s. Abb. 80).

r cm den Krümmungshalbmesser der Stabmittelinie,

$$\varkappa = -\frac{1}{F}\int\frac{y\,dF}{r+y}. \qquad (2)$$

Beim Haken ruft die Normalkraft P im gefährlichen Querschnitt Zugspannungen, das Moment M innen Zug-, außen Druckspannungen hervor; die größte Zugbeanspruchung liegt also innen im Abstand e_1 von der Schwerachse.

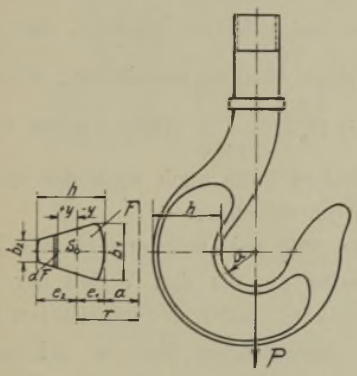


Abb. 80. Einfacher Lasthaken.

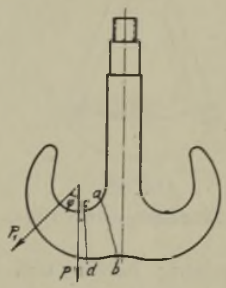


Abb. 81. Doppelhaken.

Mit $M = -P \cdot r$, $y = -e_1$, $r = a + e_1$ folgt aus Gleichung (1)

$$\sigma = k_z = \frac{P e_1}{\varkappa F a}, \qquad (3)$$

zulässig k_z bis 1200 kgcm^{-2}, zur Bestimmung des Integralwertes $\varkappa$ bedient man sich zweckmäßig der zeichnerischen Verfahren von Bantlin[1]) und Tolle[2]), Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken sind von Preuß[3]) ausgeführt.

---

[1]) Zeitschrift des VDI. 1901, S. 164.

[2]) ebenda 1903, S. 886.

[3]) Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Heft 126.

Sehr einfach kann man auch nach Hütte die Hakenabmessungen bestimmen. Man wähle den Maulhalbmesser $a = 1{,}0 - 1{,}5\,d$, wenn d die Stärke der Kette bedeutet, die man in den Haken einhängen will. Man wähle ferner $\frac{h}{a} = 2$ bis 3, $\frac{b_1}{b_2} = \beta = \frac{h}{a} + 1$, dann folgt $b_1 = \frac{P}{k_z \cdot a} \cdot C$, wobei man die Hilfsgröße $C = \frac{b_1 e_1}{\varkappa F}$ der folgenden Tafel entnimmt, $b_2 = \frac{b_1}{\beta}$.

$\frac{h}{a} =$	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,75	3,0	3,5
C =	7,25	6,85	6,42	6,05	5,77	5,48	5,25	5,06	4,55	4,18	3,59

Einfache Haken kann man bis etwa 30 t ausführen, darüber hinaus wendet man *Doppelhaken* an (Abb. 81, vgl. auch Abb. 86).

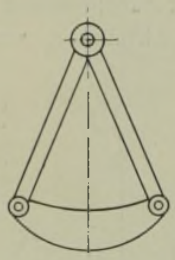


Abb. 82.
Schäkel für Lasten über 100 t.

Bei der Untersuchung der gefährlichen Querschnitte hat man zu beachten, daß die Belastung eines Hornes sowohl mit $P = \frac{Q}{2}$ als auch mit $P_1 = \frac{Q}{2 \cos\varphi}$ erfolgen kann, man wird im zweiten Falle auch noch den Querschnitt c—d untersuchen.

Für Lasten über 100 t wendet man statt der Haken *Schäkel* an, die den Vorteil der geschlossenen Form, mithin der günstigeren Beanspruchung haben und leichter aus zuverlässigem Material (Siemens-Martin-Stahl) hergestellt werden können (Abb. 82).

b) Flaschen

Unter einer Flasche versteht man die Vereinigung mehrerer Rollen; man wendet sie an, wenn man die Last an mehr als einem Seil aufhängen will. Man unterscheidet Ober- und Unterflasche. Die Oberflasche besteht aus einer Anzahl am Katzengerüst oder am Kranausleger fest gelagerter Rollen, die Unterflasche aus der entsprechenden Anzahl loser Rollen in Verbindung mit dem Lasthaken. Meist kommt man ohne Oberflasche aus, die Last hängt dann nur in der Unterflasche.

Die gebräuchlichen Flaschenanordnungen sind folgende: Unterflasche mit einer losen Rolle, zwei Stränge (s. Abb. 15). Zwei lose Rollen, vier

Stränge (häufigste Bauart [Abb. 83]). Die Enden des Seiles sind an der Trommel festgemacht, die Rechts- und Linksgewinde trägt; eine Ausgleichrolle ermöglicht, daß bei einem Schrägzug die vier Seilstränge gleichmäßig tragen.

Bezeichnen: Q die Last,
P die Zugkraft an der Trommel,
Po die ideelle Zugkraft, wenn $\eta = 1$ wäre,
η den Wirkungsgrad einer Seilrolle, 0,96,
H den Wirkungsgrad des ganzen Flaschenzuges

so wird, genau wie bei der losen Rolle (vgl. S. 23)

$$P = \frac{Q}{1+\eta}; \quad P_0 = \frac{Q}{2}; \quad H = \frac{P_0}{P} = \frac{1+\eta}{2}; \quad \text{z. B. } H = \frac{1{,}96}{2} = 0{,}98.$$

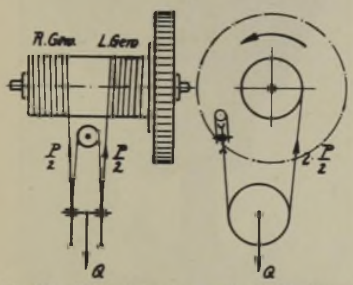


Abb. 83. Flaschenzug mit 4 Strängen.

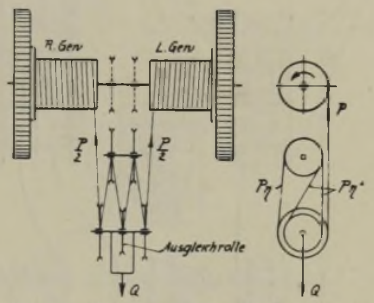


Abb. 84. Flaschenzug mit 6 Strängen.

Unterflasche mit 3 losen Rollen, von denen die mittelste nur Ausgleichrolle ist, 6 Laststränge; Oberflasche mit 2 festen Rollen, die bei geteilter Trommel mit auf der Trommelwelle sitzen können (früher patentiert), in Abb. 84 punktiert angedeutet. Die Teilung der Trommel empfiehlt sich, um Zahndruck und Zahnteilung am Trommelrad klein zu halten.

$$Q = P(1+\eta+\eta^2); \quad P = \frac{Q}{1+\eta+\eta^2}; \quad P_0 = \frac{Q}{3}; \quad H = \frac{P_0}{P} = \frac{1+\eta+\eta^2}{3};$$

$$\text{z. B.} \quad H = \frac{1 + 0{,}96 + 0{,}96^2}{3} = 0{,}96.$$

Beispiele von ausgeführten Flaschen zeigen die Abb. 85 [1]) und 86 [2]).

Wichtig ist, daß die Unterflasche außen so glatt wie möglich ist, damit man nicht mit vorspringenden Teilen (Muttern, Staufferbüchsen) hängen

[1]) Ausführung von Nagel & Kaemp, Hamburg.
[2]) Ausführung von Friedr. Krupp, Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

bleibt. Als Staufferbüchsen für die Rollenschmierung werden deshalb die am Ende hierzu ausgehöhlten Rollenbolzen selbst benutzt; auch lassen Nagel und Kaemp an der unteren Traverse die sonst üblichen Befestigungsmuttern weg und stecken die Hängelaschen einfach auf Zapfen der Traverse auf.

Der durch Achshalter festgestellte Rollenbolzen ist auf Biegung durch gleichförmig verteilte Last zu berechnen. Die mit Bronze ausgebüchsten

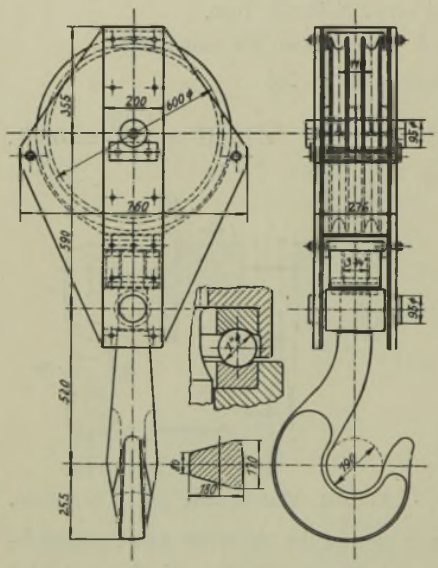


Abb. 85. Unterflasche für 25 t Tragkraft. Maßstab 1 : 25.

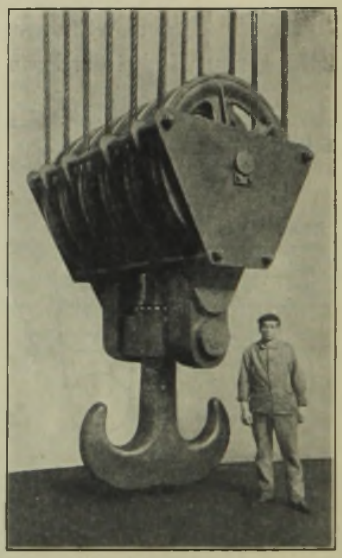


Abb. 86. Unterflasche für 210 t Tragkraft Maßstab 1 : 80. Gewicht der Flasche 11 t. Seilstärke 55 mm. Seilrollen 1300 Durchm.

Rollen laufen auf dem Bolzen, Flächenpressung bis 120 kgcm^{-2} zulässig. Damit der Haken leicht drehbar ist, baut man ein Kugellager ein, das man zweckmäßig von einer Spezialfabrik als Normalkonstruktion bezieht.

Als Hakenmutter genügt eine Rundmutter, da sie nicht unter Last angezogen wird, sie wird durch ein eingepaßtes, angeschraubtes Flacheisen gesichert.

Wenn das Heben in die höchste Hakenstellung häufig zu erwarten ist, so wird man noch einen Prellklotz aus Holz vorsehen, der an den nach oben verlängerten Hängelaschen befestigt ist, damit ein hartes Anfahren der Unterflasche gegen die Trommel vermieden wird.

Abb. 87 zeigt endlich eine Flaschenkonstruktion, mit der man bei sonst gleichen Verhältnissen eine größere Hubhöhe erzielen kann, die Konstruktion war früher der Maschinenfabrik Eßlingen geschützt.

Man hat auch Hakengeschirre mit eingebauter Feder konstruiert, die Stöße vom Triebwerk beim beschleunigten Anheben der Last fernhalten soll. Dies erscheint überflüssig, wenn man bedenkt, daß die langen Seile

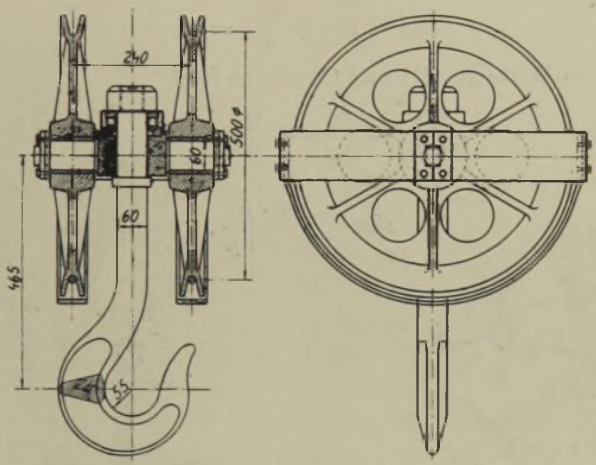


Abb. 87. Unterflasche zur Erzielung größeren Hubes. Maßstab 1 : 15.

selbst als Feder wirken, besonders auch die Kranbrücke bzw. der Ausleger selbst. Am Gewicht der Unterflasche braucht man nicht zu sparen, damit sie genügend schwer wird, auch bei unbelastetem Haken das Windwerk durchzuziehen.

Über die Unterflasche des 250 t-Riesenkranes, s. Z. d. VDI. 1919, S. 352; sie wiegt 12 t bei einer Höhe von 4,7 m.

c) Zangen

Zum Fassen von Stämmen, Balken, Steinen, Blöcken wendet man an Stelle der Lasthaken vielfach selbstspannende Zangen an. Eine Zange nach Abb. 88 ist bereits von Leonardo da Vinci (1452—1519) angegeben [1]). Ein Halten kommt zustande, wenn die vom Anpressungsdruck H erzeugte Reibung $\geqq \frac{Q}{2}$ ist.

[1]) s. Beck, S. 102.

$$H\mu = \frac{Q}{2}; \qquad H = \frac{Q}{2\mu}, \tag{1}$$

ferner ist aus dem Krafteck

$$Q = 2\,P \sin\alpha; \qquad P = \frac{Q}{2\sin\alpha}, \tag{2}$$

mit den eingeschriebenen Hebelarmen folgt die Momentengleichung um O

$$P\,a - H\,b + \frac{Q}{2}\,c = 0, \tag{3}$$

setzt man die Werte aus (1) und (2) ein, so folgt

$$\frac{Q\,a}{2\sin\alpha} - \frac{Q}{2\mu}\,b + \frac{Q}{2}\,c = 0, \tag{4}$$

hieraus

$$\sin\alpha \overset{=}{<} \frac{a \cdot \mu}{b - c\mu}, \tag{5}$$

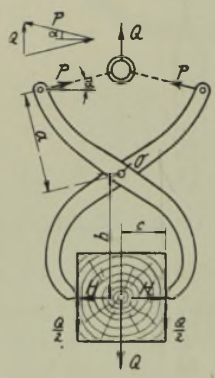


Abb. 88. Zange für Balken und Stämme.

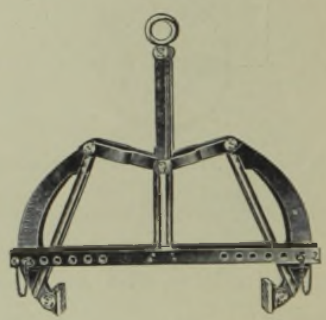


Abb. 89. Steinzange.

die Zange arbeitet also bei gegebenem Reibungskoeffizienten μ nur bei einer bestimmten Öffnungsweite 2c zuverlässig, im anderen Falle wird der Winkel α zu groß und die Last rutscht ab. Gleichung (4) nach μ aufgelöst, liefert bei gegebenem Winkel α den Wert von μ, bei welchem gerade noch die Last gehalten wird.

$$\mu = b\,\frac{\sin\alpha}{a + c\sin\alpha}. \tag{6}$$

Eine ähnliche Zange in verbesserter Ausführung nach dem Kniehebelprinzip zeigt die *Steinzange* (Abb. 89) [1]). Damit bei verschiedenen Spann-

[1]) Bauart Heinrich de Fries, Düsseldorf.

weiten der Winkel α immer den gleichen günstigen (kleinen) Wert haben kann, sind die Drehpunkte der Zangenhebel verschieden einstellbar. Eine Hubbegrenzung sorgt dafür, daß der Kniehebel nicht nach oben durchschlagen kann. Die Berechnung erfolgt genau nach denselben Formeln wie bei Abb. 88.

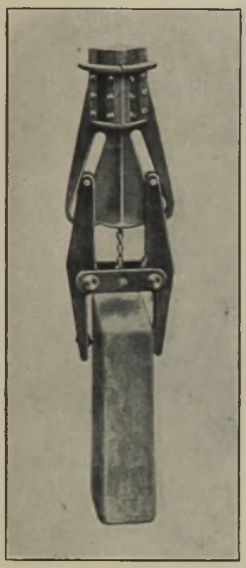


Abb. 90. Blockzange für einen Tiefofenkran, maximales Blockgewicht 2000 kg.

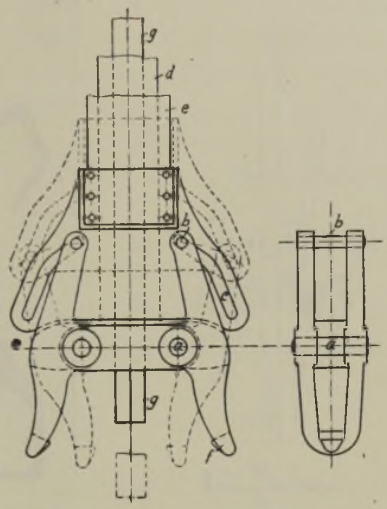


Abb. 91. Stripperzange für 60 t Druck. a Fester Drehpunkt der Zangenschenkel. b Bolzen im Schlitz c geführt. d Zangenaufhängung. e Muffe zum Öffnen und Schließen. f Nasen zum Fassen der Kokille. g Ausdrückstempel.

Steine, die ein Loch aufweisen, können vorteilhaft mit dem *Steinwolf* gehoben werden, der ebenfalls schon von Leonardo da Vinci[1]) angegeben ist.

Gleishebewinden arbeiten mit Schienenzangen nach Abb. 126. Die Zange öffnet sich selbsttätig beim Aufstoßen auf die Schiene und kann durch eine kleine Sperrklinke offen gehalten werden.

In Stahlwerken wendet man zum Blocktransport Blockzangen an, von denen Abb. 90 ein Ausführungsbeispiel zeigt. Sie sind mittels starrer

[1]) Beck, S. 445.

Führung an einen Kran befestigt, der ein Zwei-Trommel-Windwerk zum Öffnen und Schließen der Zange besitzt.

Zum Abziehen der Kokillen von den gegossenen Blöcken verwendet man im Stahlwerk *Stripperkrane*, deren Zange Abb. 91 zeigt. Die Teile d und e werden wieder durch Zwei - Trommel - Windwerk gehoben und gesenkt.

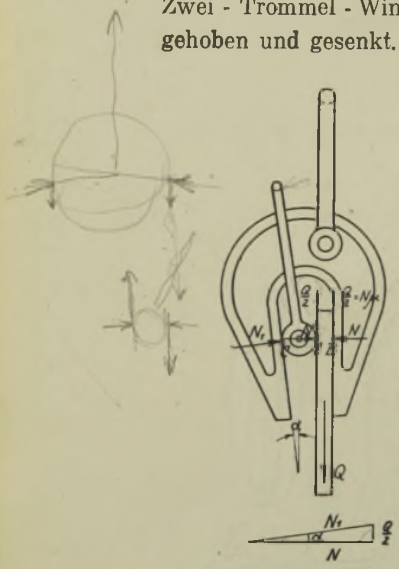


Abb. 92. Blechklemme.

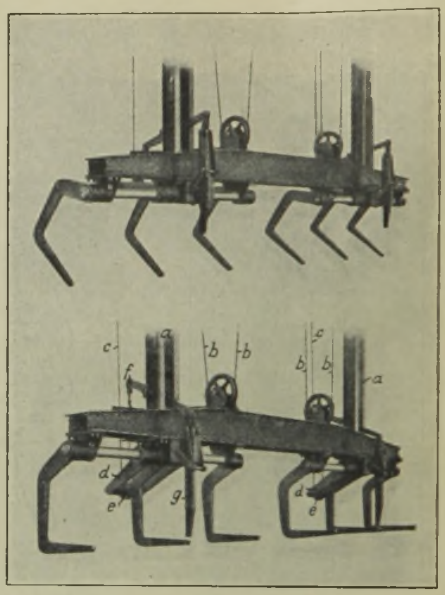


Abb. 93. Pratzengehänge von 20 t Tragkraft. a Führungsschienen. b Hubseile. c Auslöseseile.

Zum Transportieren von senkrecht stehenden Blechtafeln ist eine *Blechklemme* „Mork“ [1]) zweckmäßig (Abb. 92), bei der sich das Blech durch sein eigenes Gewicht festklemmt. Das Blech ist in den Punkten A und B durch Reibungskräfte je $\frac{Q}{2}$ gehalten; das Blech übt auf die Rolle, die sich um C dreht, die Kraft $\frac{Q}{2}$ nach unten und N nach links und rechts aus. Aus dem Krafteck wird $N = \frac{Q}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}$, es ist aber auch $\frac{Q}{2} = N\mu$ oder $N = \frac{Q}{2\mu}$, hieraus folgt $\frac{Q}{2\mu} = \frac{Q}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}$ oder $\mu = \mathrm{tg}\,\alpha$.

Da $\mu = \mathrm{tg}\,\varrho$ ist, so muß $\alpha \leqq \varrho$ sein, d. h. $\alpha = 8$ bis 10^0.

[1]) Ausführung von H. Wilhelmi, Mühlheim-Ruhr.

d) Pratzen

Unter Pratzen versteht man mehrere an einem gemeinsamen Tragbalken beweglich angeordnete Haken oder Klauen zum Verladen von Stabeisen und Röhren, die gewissermaßen wie gekrümmte Finger unter das zu transportierende Material fassen. Abb. 93 zeigt ein solches Pratzengehänge [1]) im geöffneten und geschlossenen Zustand. Der Tragbalken wird mittels loser Rollen wie eine Unterflasche gehoben und gesenkt, zur Vermeidung des Pendelns ist er starr geführt. Die Pratzen haben das Bestreben, sich infolge ihres Eigengewichtes stets in die geschlossene Lage einzustellen, geöffnet werden sie durch Ziehen an den Seilen c. Dadurch werden zuerst die Riegel g hochgezogen bis die Punkte f Festpunkte geworden sind; alsdann werden durch Weiterziehen mittels der losen Rollen e die Hebel d und auch die Pratzen nach oben gedreht.

Über einen Tragbalken mit Pratzen zu einem elektrisch betriebenen Tenderhebekran von 25 t Tragkraft s. Z. d. VDI. 1914, S. 85.

Zum Fassen von Spiegelglastafeln von 20 m² und 600 kg Gewicht benutzt man Saugnäpfe (12 Stück) aus Gummi, die an einem viereckigen, auf Kugeln drehbaren Rahmen aufgehängt sind [2]).

e) Greifer

Die Greifer bilden ein wichtiges Element zum Verladen von Massengut wie Erz, Kohle, Sand und Getreide. Eine Greiferkonstruktion zum Ausheben von Schlamm in Häfen ist bereits von Buonainto Lorini, geb. 1545 zu Florenz, angegeben worden [3]). Man unterscheidet *Ein-Seil-* und *Zwei-Seil*-Greifer, letztere sind die verbreitetsten, sie arbeiten mit Schließseil und Entleerungsseil, benötigen also ein Windwerk mit zwei Trommeln, die unabhängig voneinander aber auch gemeinsam bewegt werden können (vgl. Abb. 189). Nachstehend einige von den zahlreichen Bauarten.

Priestmann-Greifer (Abb. 94), a sind die festen Drehpunkte der Schaufeln, die durch die Druckstangen b gedreht werden. $d\,d_1$ ist eine im Gestell e festgelagerte abgestufte Trommel, die durch das Schließseil S gedreht wird; infolge der Übersetzung $\frac{d}{d_1}$ wird durch die Ketten f der im Gestell

[1]) Ausführung der A.-G. Lauchhammer.
[2]) VDI.-Nachrichten 1925, Nr. 24.
[3]) s. Beck, S. 251.

geführte Balken c mit entsprechend großer Kraft nach unten gezogen und der Greifer geschlossen. Geöffnet wird der Greifer durch Nachlassen des Schließseiles S, er hängt dann am Entleerungsseil E und das gegriffene Gut drückt die Schaufeln auseinander. Das Entleerungsseil kann zweckmäßig auch am Balken c angebracht werden.

Bei dem Greifer von Jäger, Duisburg, liegen die Schaufeldrehpunkte außen, er klaftert also weiter als der vorige, was für das Greifen günstig ist. Geschlossen wird der Greifer durch einen Flaschenzug, wobei der

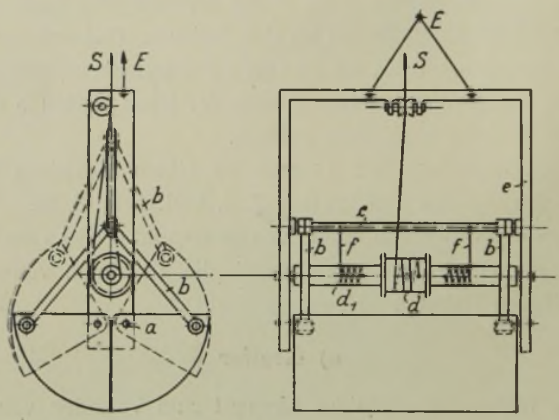


Abb. 94. Priestmann-Greifer.
S Schließseil. E Entleerungsseil. a Feste Schaufeldrehpunkte.

untere lose Rollenblock gegen den oberen festen Rollenblock gezogen wird, Zugstangen schließen dann die Schaufeln. Die Übersetzung im Flaschenzug ist je nach dem zu greifenden Material Getreide, Kohle, Erz 3-, 6- bzw. 8 fach. Geöffnet wird der Greifer durch Zug am Entleerungsseil und Nachlassen des Schließseiles, wodurch die Schaufeln nach außen gedreht werden.

Hunt-Greifer [1]). Auch dieser Greifer hat die Schaufeldrehpunkte außen, geschlossen wird er durch eine abgestufte Trommel, die aber im Gegensatz zur Priestmannschen Konstruktion nicht im Gestell gelagert ist, sondern zwischen zwei an die eine Schaufel angenieteten Lappen; sie wirkt dadurch wie eine lose Rolle mit Übersetzung. Die zweite Schaufel ist mittels Lenkstangen an die erste angelenkt, so daß sich beide beim An-

[1]) Bauart Pohlig, Köln.

ziehen des Schließseiles gleichmäßig schließen; das Entleerungsseil ist am Gestell festgemacht.

Als Ketten werden bei diesen Greifern vielfach die Panzerketten nach Abb. 9 benutzt.

Tafel für ausgeführte Hunt-Greifer

Inhalt	Höhe des Greifers in mm		Breitenabmessungen des Greifers in mm		Gewicht
cbm	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen	kg
1,00	2240	1920	2040×1340	1935×1340	1600
1,75	2350	2020	2570×1480	1870×1480	1900
2,50	2500	2250	3300×1680	2100×1680	2300

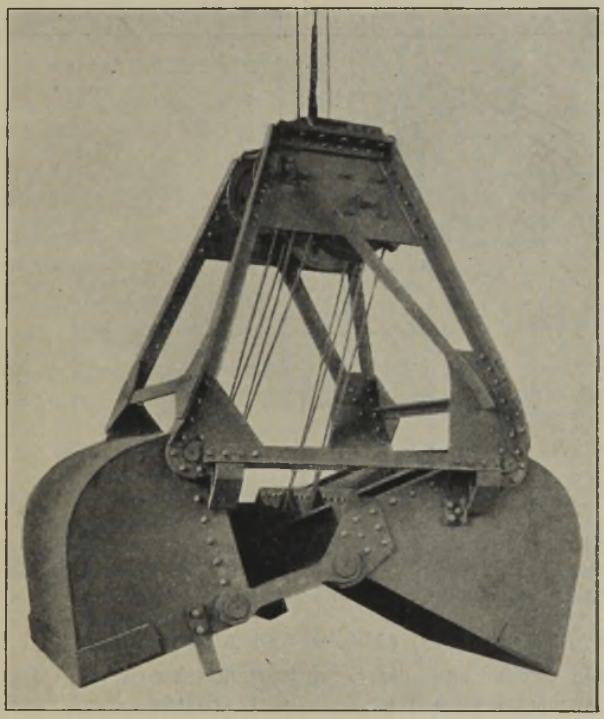


Abb. 95. Greifer von Nagel & Kaemp.

Ähnlich wie der Hunt-Greifer arbeitet der Greifer von Nagel & Kaemp, Hamburg, insofern als die Unterflasche eines Flaschenzuges mit der einen Schaufel fest verbunden ist, während die zweite Schaufel durch Lenkstangen mit der ersten gekuppelt ist. Übersetzung im Flaschenzug vierfach (Abb. 95).

Tafel für ausgeführte Greifer von Nagel & Kaemp

Inhalt	Höhe des Greifers in mm		Breitenabmessungen des Greifers in mm		Schließhub	Gewicht
cbm	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen	m	kg
1,0	2300	2000	2200×1400	1600×1400	4,5	1400
1,5	2500	2200	2400×1500	1700×1500	4,9	1700
2,0	2700	2400	2600×1600	1900×1600	5,3	2000
2,5	2900	2600	2800×1800	2000×1800	5,7	2400
3,0	3100	2800	3000×1900	2100×1900	6,1	2800
3,5	3300	3000	3200×2000	2300×2000	6,5	3200

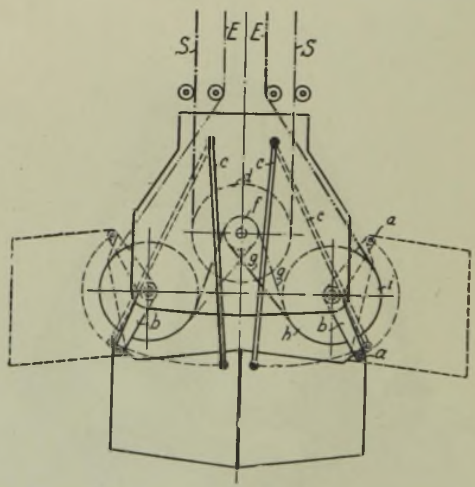


Abb. 96. Wellman-Seaver-Greifer. S Schließseile. E Entleerungsseile. a Schaufeldrehpunkt (beweglich). b Kurbel. c Lenkstangen. d Seilscheibe (doppelt). f Kettentrommel (vierfach). h Kettenscheiben (doppelt). i Seilscheibe.

Wellman-Seaver-Greifer[1]) (Abb. 96 und 97).

Bei diesem Greifer sind die Schaufeldrehpunkte a nicht fest, sondern beweglich auf einer Kurbel b angeordnet, geführt werden die Schaufeln

[1]) Bauart Lauchhammer.

außerdem durch Lenkstangen c. Geschlossen wird der Greifer durch Anziehen der Schließseile S, dadurch werden die Seilrollen d (doppelt) und die mit ihnen verbundenen Kettentrommeln f (vierfach) gedreht. Die Kettenstränge g (Panzerketten) drehen ihrerseits wieder die Kettenrollen h (doppelt) und dadurch die Kurbel b.

Geöffnet wird der Greifer durch die Entleerungsseile E, die auf die Seilrollen i auflaufen und dadurch die Kurbeln b zurückdrehen. Die Übersetzung, die man im Schließwerk erreichen kann, ist ziemlich groß, die Greifer haben sich deshalb auch bei schwerem Erz bewährt.

Bedeutend größer als die vorerwähnten sind die amerikanischen *Hulett*-Greifer, die bis zu 6 m weit klaftern und 10—17 t Erz mit einem Hub fassen. Sie sind an langen Stielen befestigt, die an Lenkern auf und nieder schwingen, in dem Stiel hat gleichzeitig der Maschinist seinen Platz, dicht am Greifer, den er so gut überwachen kann. Die Arbeitsweise geht aus Abb. 98 hervor; die Schaufeln sind an starren Stielen a befestigt, die mittels Führungsrollen b und c in Gleitbahnen d und f geführt werden. Die Schaufeln werden durch Ketten, die in den Punkten g angreifen, zusammengezogen, geöffnet werden sie durch Herunterziehen des Punktes b. Näheres über Hulettverladeanlagen [1]).

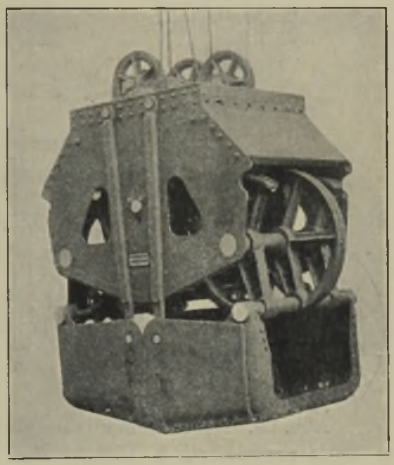


Abb. 97. Wellman-Seaver-Greifer.

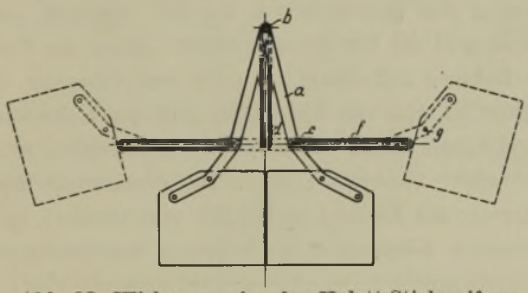


Abb. 98. Wirkungsweise des Hulett-Stielgreifers.

[1]) Bergman, Zeitschrift des VDI. 1914, S. 322.

Neuerdings werden in Amerika auch Riesengreifer [1]) von 23 cbm Inhalt, d. s. 40—50 t, zum Ausheben von nassem Boden an einem Schwimmbagger benutzt. Andere Greiferkonstruktionen stammen von Benrath, Bleichert, Brown Hoisting Co., Fredenhagen, Hoover & Mason, Laudi, Mohr & Federhaff u. a.

Als Vertreter der *Einseil-Greifer* seien die Konstruktionen von Hone, Nagel & Kaemp und Menk genannt. Das Prinzip dieser Greifer ist das Entkuppeln des unteren Rollenblockes von der Traverse, wenn der Greifer entleert werden soll. Abb. 99 zeigt den Hone-Greifer [2]). Die um a drehbaren Schaufeln werden durch Zugstangen b, die an der Traverse c angelenkt sind, geschlossen. Die Traverse c ist dabei mit der Unterflasche d gekuppelt. Entleert kann der Greifer in einer bestimmten Höhe werden, die durch den an 3 Ketten aufgehängten Ring f vorher festgesetzt ist. Der Greifer wird zu diesem Zweck ein Stück in den Ring f hineingezogen, bis sich der Entkupplungshebel g am Ring fängt. Beim nunmehrigen Senken dreht der Hebel g den Haltebolzen h um 90°, wodurch die Traverse c freigegeben wird, und der Greifer sich öffnet. Damit die Traverse c aber nicht auf den Rahmen aufschlägt, ist noch eine Ölbremse eingebaut, die den Vorgang stoßfrei sich vollziehen läßt. Auf der Kolbenstange i sitzen 2 Scheiben l und k, von denen die letztere axial beweglich ist; die Scheiben tragen gegeneinander versetzte Löcher. Die gezeichnete Stellung ist die beim Aufwärtsgang des Kolbens (Schließen vom Greifer), da kann das Öl ohne nennenswerten Widerstand die Scheiben durchströmen. Beim Her-

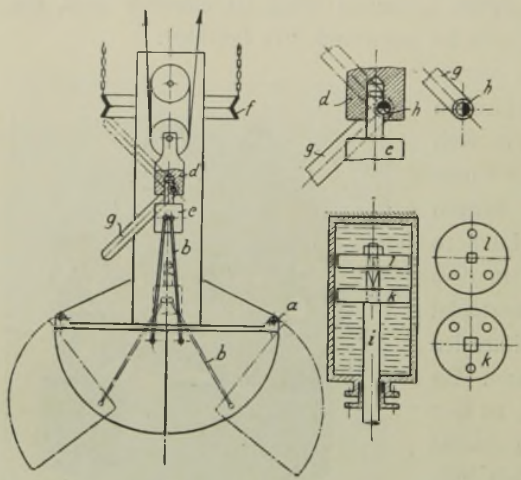


Abb. 99. Hone-Greifer (Einseil-Greifer).
g Entleerungshebel. h Haltebolzen. f Ring zum Drehen des Hebels g. ikl Ölbremse.

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1919, S. 967.
[2]) Bauart J. Pohlig, Köln.

untergehen der Kolbenstange schließt die Scheibe k die Löcher in l, wodurch die bremsende Wirkung zustande kommt. Der geöffnete Greifer wird nun auf das zu greifende Material gesenkt, die Hubseile werden nachgelassen, worauf der Block d auf die Traverse c heruntersinkt und sich mit ihr selbsttätig wieder kuppelt.

Tafel für ausgeführte Hone-Greifer

Inhalt	Höhe des Greifers in mm		Breitenabmessungen des Greifers in mm		Gewicht
cbm	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen	kg
0,80	3400	3200	2100×1200	1500×1200	1600
1,00	3400	3200	2100×1450	1500×1450	1800
1,25	3600	3300	2200×1560	1680×1560	2000
1,50	3600	3300	2200×1860	1680×1860	2200
2,00	4200	3880	2550×1960	1860×1960	2400
2,25	4200	3880	2550×2060	1860×2060	2550

Berechnung der Greifer

Setzt man den geöffneten Greifer auf das Material auf und schaltet das Schließwerk ein, so wirkt an dem Greifer als Seilzug S ein Teil seines Eigengewichtes G. Der übrigbleibende Teil G—S ergibt die senkrechten Komponenten $\frac{V}{2}$ der Kräfte P, mit denen sich der Greifer in das Material eingräbt (Abb. 100), oder mit anderen Worten: der Greifer ruht nicht mit seinem vollen Gewicht G auf dem Material, sondern mit dem um S verminderten, für den Beginn des Grabens besteht also die Beziehung

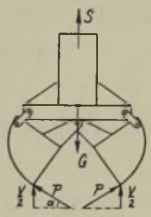


Abb. 100.
Kräfte am Greifer.

$$V + S = G. \qquad (1)$$

Während des Greifens selbst tritt zum Eigengewicht G noch die augenblicklich gegriffene Materialmenge Q, so daß das Gleichgewicht für die senkrechten Kräfte sich ergibt zu

$$V + S = G + Q. \qquad (2)$$

Ausführliches hierüber findet sich in der Untersuchung von Pfahl[1]).

[1]) Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern, Zeitschrift des VDI. 1912, S. 2005.

Bezeichnen:

G_1 das Gewicht des unteren Rollenblockes,
G_2 „ „ der Schaufeln,
G_3 „ „ des Gestelles,
$G = G_1 + G_2 + G_3$ das Eigengewicht des Greifers,
Q die gegriffene Materialmenge,
P die Schneidkraft,
S den Seilzug,
α den Winkel von P gegen die Wagrechte,
n die Übersetzung im Flaschenzug,
η den Wirkungsgrad des Flaschenzuges,

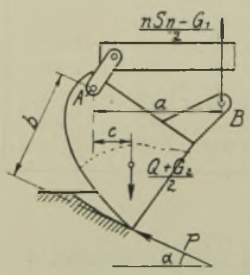


Abb. 101. Greiferschaufel.

so folgt nach Abb. 101 aus der Momentgleichung um A

$$P = \frac{(n \cdot S\eta - G_1)\,a - (Q + G_2)\,c}{2\,b}. \tag{3}$$

Es ist

$$P \sin\alpha = \frac{V}{2}; \quad V = 2\,P \sin\alpha \tag{4}$$

und mit dem Wert aus (3)

$$V = \frac{(n\,S\eta - G_1)\,a - (Q + G_2)\,c}{b} \sin\alpha. \tag{5}$$

Setzt man diesen Wert in die Gl. (2) ein, so folgt

$$\frac{(n\,S\eta - G_1)\,a - (Q + G_2)\,c}{b} \sin\alpha + S = G + Q, \tag{6}$$

hieraus ergibt sich der Seilzug

$$S = \frac{G + Q}{1 + \frac{a}{b}\,n\,\eta \sin\alpha} + \frac{G_1 \frac{a}{b} + (G_2 + Q)\frac{c}{b}}{\frac{1}{\sin\alpha} + \frac{a}{b}\,n\,\eta}, \tag{7}$$

für den Schluß des Greifens folgt aus (7) mit $\alpha = o$ der größte Seilzug

$$S = G + Q \tag{8}$$

und somit auch die Schließkraft aus (3)

$$P = \frac{(n(G + Q)\,\eta - G_1)\,a - (G_2 + Q)\,c}{2\,b}. \tag{9}$$

Diese Kraft muß imstande sein, Materialstücke, die sich am Schluß des Greifens zwischen die Schaufelschneiden schieben, zu zerschneiden, damit

der Greifer sich vollständig schließt und kein Materialverlust dadurch entsteht, daß kleinere Stücke durch den bestehenden Spalt entweichen.

Gleichung (7) gibt nun auch einen Fingerzeig zur Verbesserung der Greifer. Es ist klar, daß die Grabkraft um so besser wird, je größer die Kraft V ist, die die Greiferschaufeln in das Material hineindrückt. Aus Gl. (2) folgt nun

$$V = G + Q - S,$$

V wird also am größten, wenn S am kleinsten wird (Greifer mit eingebautem Schließmotor), für die gewöhnlichen Greifer wird nach Gl. (7) S am kleinsten, wenn die Nenner der Brüche recht groß werden, d. h. der Wert $\frac{a}{b} n \eta$ ist recht groß zu machen.

f) Kübel und Mulden

Kübel benutzt man in dem Falle, daß das Material (Sand, Kohle, Koks oder Erz) dem Kran zugefahren und vom Kran sodann verladen wird. Die Kübel nach Abb. 102 fassen etwa 500—800 kg und sind so konstruiert, daß der Schwerpunkt des beladenen Kübels vor, der des leeren Kübels unter der Drehachse liegt, wodurch ein selbsttätiges Zurückkippen nach dem Entleeren erzielt wird.

Gehalten wird der beladene Kübel durch eine Strebe a oder durch Knaggen bei b, die von Hand zurückgeschlagen werden. Mitunter erfolgt die Freigabe auch dadurch, daß der Drehzapfen im Gehänge in einem Langloch gelagert ist, und daß der Weg s des Gehänges beim Aufsetzen des Kübels zum Auslösen der Haltevorrichtung benutzt wird.

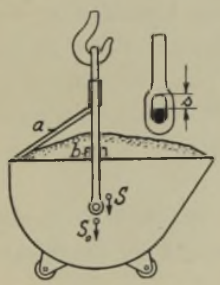


Abb. 102.
Kübel. 500 bis 800 kg Inhalt.

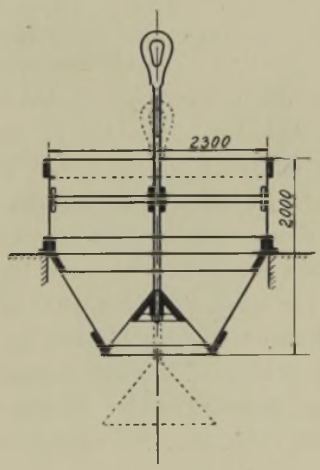


Abb. 103.
Trichterkübel für Hochofenbegichtung.

Die vorerwähnten Kübel müssen von Hand oder durch Schurren aus Behältern gefüllt werden. Man hat aber auch selbstfüllende gebaut (Schaufeleimer von Brown)[1]), die mit starken Zinken versehen sind und an der Böschung eines Haufenlagers entlang gezogen werden, bis sie sich gefüllt haben.

Klappkübel[2]) von 8 t Inhalt bei 2 t Eigengewicht benutzt die Gutehoffnungshütte in Walsum zum Kohletransport. Die Kübel stehen zu je 4 auf Spezialwagen und werden von den Lesebändern in der Zeche gefüllt. Ohne Umladung wird dann die Kohle bis zum Schiff befördert, was sehr zur Schonung der Kohle beiträgt.

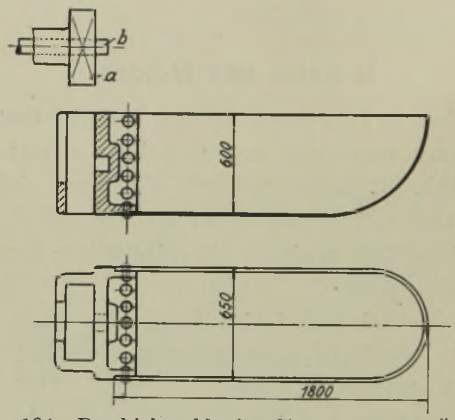


Abb. 104. Beschickmulde für Siemens-Martin-Öfen.
a Schwengelkopf. b Riegelstange.

Für die neuzeitliche Hochofenbegichtung benutzt man *Trichterkübel* nach Abb. 103. Diese Art der Begichtung ist von Aumund in Verbindung mit Pohlig zu hoher Vollkommenheit entwickelt worden. Der Erfindungsgedanke ist folgender: den Koks am Koksofen in den Kübel zu füllen und ohne jegliche Umladung ihn bis zur Gicht zu befördern. Rechnet man bei der früheren Begichtung mit nur 2 vH. Abrieb, so macht dies für einen Hochofen $0{,}02 \cdot 400 \cdot 365 \cong 3000$ t Koks-Ersparnis im Jahr. Die Kübel fassen bis 15 t Erz, an Koks entsprechend weniger, sie werden durch Schrägaufzüge auf die Gicht gehoben.

Zum Beschicken der Siemens-Martin-Öfen mit Schrott benutzt man *Mulden* (Abb. 104). Sie werden von dem Schwengel der Beschickmaschine

[1]) Zeitschrift des VDI. 1906, S. 1626.
[2]) ebenda, S. 1803.

erfaßt, verriegelt, eingefahren, gekippt, ausgefahren und wieder abgesetzt. Inhalt an Schrott beträgt 3 bis 7,5 t.

g) Magnete

Lasthebemagnete sind heute zum Verladen von Eisen in jeder Form unentbehrlich geworden. Obwohl sie grundsätzlich bekannt waren, so besaßen sie doch nur geringe Verbreitung und kleine Abmessungen. Erst 1907 wurden sie in Europa durch die A.-G. Lauchhammer in größerem Maße eingeführt, die die von der amerikanischen Elektric Controller & Mfg. Co. übernommenen Typen weiter ausbildete.

Jetzt werden die Magnete von mehreren Firmen hergestellt und namentlich für Hüttenwerkskrane verwendet. Besonders eingebürgert haben sich die Magnete für die Schrottverladung in Siemens-Martin-Werken und das Aufsammeln der heißen Masseln aus dem Gießbett des Hochofenwerkes. Im ersten Falle ist der Arbeiter im Gegensatz zur Handverladung nicht mehr Verletzungen durch das scharfkantige Eisen und die scharfen Drehspäne ausgesetzt, die Verladekosten sinken auf die Hälfte bis ein Drittel und schließlich kann man den Schrott mit Magneten 7 m hoch stapeln und den Lagerplatz besser ausnutzen. Im zweiten Falle wird eine schwere und ungesunde Handarbeit durch billige und schnelle Maschinenarbeit ersetzt. Im Durchschnitt werden durch einen Magneten 7 bis 10 Arbeiter gespart.

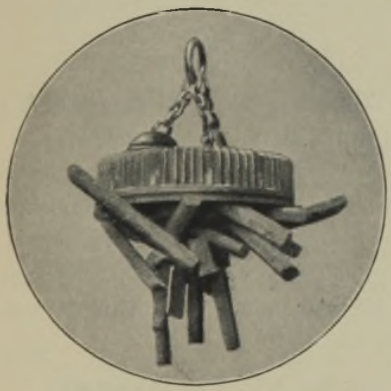


Abb. 105. Lasthebemagnet mit Masseln.

Abb. 106. Lasthebemagnet mit Fallbirne.

Der Lasthebemagnet eignet sich aber ebensogut zum Verladen von Blöcken, Blechen, Stabeisen, Nietfässern u. a., auch wird er mit Vorteil zum gefahrlosen Anheben der schweren Fallbirne bei Anlagen zum Zerschlagen von Fehlguß und alten Maschinenteilen benutzt (s. Abb. 105 und 106 [1]).

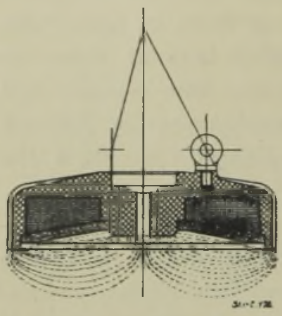


Abb. 107. Lasthebemagnet.

Die Magnete besitzen meistens Ringform, das Gehäuse besteht aus Stahlguß und birgt in seinem Innern die 12 bis 13 km lange Drahtspule, außen ist es zur Verstärkung und besseren Wärmeausstrahlung mit Rippen versehen; den Abschluß bildet eine starke Bronzeplatte, die der Schlagwirkung der auf 30 cm anspringenden Masseln und dem harten Aufsetzen (Werfen) auf das Material gewachsen sein muß (vgl. Abb. 107) [2]).

Die Spule, der empfindlichste Teil des Magneten, muß gute Isolation besitzen, besonders bewährt haben sich die blanken Aluminium-Spulen der A.-G. Lauchhammer, bei denen die Isolierung durch eine nach patentiertem Verfahren erzeugte Oxydschicht bewirkt wird. Dadurch wird erstens der Wicklungsraum besser ausgenutzt, zweitens gegenüber der Kupferspule das Eigengewicht der größeren Magneten um 600 kg vermindert, was auf die Hubleistung schon einigen Einfluß hat.

Zum Ein- und Ausschalten der Magneten benutzt man Schalter nach Abb. 252. Vor dem Abschalten vom Netz muß die Spule kurz geschlossen (nicht unterbrochen) werden, weil sonst die Isolation von der hohen Selbstinduktionsspannung durchschlagen wird. Ein unnötiges „unter Strom stehen" des Magneten ist zu vermeiden, weil die entstehende starke Wärme die Isolation gefährdet; die Demag bringt Temperaturschutz-Patronen auf den Markt, die bei Erreichen der Höchsttemperatur die Spule kurz schließen.

Neben den Rundmagneten werden auch Hufeisenmagnete mit parallelen Polen, namentlich für die Verladung von Blechen, Stabeisen und Schienen benutzt, und zwar sowohl allein als auch paarweise an einem Tragbalken.

Die Demag stellt *Magnet-Greifer* [3]) her, die aus einer Verbindung von Greifer und Magneten bestehen und die namentlich beim Greifen von lockerem, sperrigem Schrott (Drehspäne) am Platze sind.

[1]) s. Stahl und Eisen 1908, S. 470, Ausführung der A.-G. Lauchhammer.
[2]) Bauart Lauchhammer.
[3]) St. u. E. 1922. S. 1180.

Tafel über normale Magnete der A.-G. Lauchhammer

Größe	Gewicht kg	Durchmesser mm	Höhe mit Kettengehänge mm	Stromverbrauch kW	Durchschnittliche Materialmenge in kg für den Hub				
					Drehspäne	Gußspäne	Kernschrott	Masseln	mass. Blöcke
0	310	650	850	1,3	75	100	150	200	2000
1	900	975	875	3,5	200	250	400	400	6000
2	2025	1295	1030	6,5	350	500	650	700	20000
3	2335	1510	1135	7,5	450	700	750	1000	20000

Tafel über S-Magnete der A.-G. Lauchhammer

Größe	Gewicht kg	Breitenabmessungen mm	Höhe mit Kettengehänge mm	Stromverbrauch kW	Durchschnittliche Materialmenge in kg für den Hub			
					Knüppel 80×100	Stabeisen	Blöcke 400 □	Schienen
S 1	890	610×800	1070	1,8	1000	1800	2500	2500
S 2	2100	970×1300	1320	5,0	2000	2500	3500	3800

Zwei S-Magnete an gemeinsamen Tragbalken

Größe	Durchschnittliche Materialmenge in kg für den Hub			
	Lange Bleche	Stabeisen	Schienen	Träger
S 1	3000	4000	5500	6000
S 2	3000	6000	8000	9000

4. Hebemaschinen mit einfacher Lastbewegung

a) Allgemeines

Bezeichnen:

Q die Last,

P die wirkliche Triebkraft,

P_0 die ideelle Triebkraft (Reibung = Null),

$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \ldots$ den Wirkungsgrad des Triebwerkes,

so ist

$$\frac{P_0}{P} = \eta; \qquad (1)$$

bezeichnen ferner:

h den Hub der Last,

s den Weg, den die Triebkraft zurücklegt,

so ist

$$Q \cdot h = P_0 \cdot s = P \eta s,$$

hieraus

$$P = \frac{Q \cdot h}{s \cdot \eta}. \qquad (2)$$

Ist ferner

R die zu überwindende Reibung,

P_1 die Kraft, die zum Halten der Last beim Abwärtsgang erforderlich ist,

so kann man allgemein sagen, daß beim Aufwärtsgang außer dem Lastanteil noch die Reibung zu überwinden ist, während uns beim Abwärtsgang die Reibung *hilft* die Last zu halten, mithin

für Aufwärtsgang $P = Q + R,$ (3)

für Abwärtsgang $P_1 = Q - R,$ (4)

$P_1 = 0$ heißt: zum Halten der Last ist keine Kraft mehr erforderlich, ein solches Triebwerk bezeichnet man als selbstsperrend.

$P_1 = 0$ tritt ein, wenn $R = Q$, dann folgt aus (3)

$$P = 2Q; \quad P_0 = Q; \quad \eta = \frac{P_0}{P} = 0{,}5 \text{ (Grenze der Selbsthemmung).}$$

b) Schraubenwinden

Eine einfache Schraubenwinde besteht aus dem Gehäuse in Guß oder Stahlguß, der eingelassenen Bronzemutter und der Spindel, die durch einen Knebel oder besser mittels doppelt wirkender Ratsche gedreht wird.

Ausgeführte normale Schraubenwinden[1])

Ausführung	Einfache Schraubenwinde				Schlittenwinde			
Tragkraft t	5	10	15	20	8	12	16	20
Durchmesser der Hubspindel	45	60	66	76	57	62	64	70
kleinste Höhe	410	560	610	660	529	542	574	574
Hub	230	285	320	360	230	230	230	230
wagrechte Verschiebung	—	—	—	—	180	305	305	305
Gewicht . . . . kg	21	32	43	50	32	42	49	66
relativer Preis . . RM	53,—	72,—	84,50	99,—	79,—	93,—	107,—	138,—

[1]) Ausführung von Heinrich de Fries, Düsseldorf.

Damit der Kopf gegenüber der Last in Ruhe bleibt, ist er durch Kugellager leicht drehbar aufgesetzt. Eine Schlittenwinde[1]) (Abb. 108) ermöglicht noch eine Querbewegung der Last.

Für große Lasten, d. h. große Übersetzung wendet man mitunter auch *Differentialschrauben* an. Sie bestehen aus zwei konzentrisch ineinanderliegenden Schraubenspindeln mit gleichem Gewinde aber verschiedener Ganghöhe.

Nicht zu verwechseln damit sind die *Teleskop*winden mit Rechts- und Linksgewinde, die man anwendet, wenn man große Hubhöhe bei kleinster Bauhöhe erzielen will.

Abb. 108. Schlittenwinde.

Schraubenwinden mit 1,5 bis 3,0 m Hubhöhe werden viel angewandt zum Heben von Lokomotiven, Wagen, Dampfkesseln und ähnlichen Lasten; 4 Hebeböcke mit 2 Tragbalken bilden dabei einen Satz. 2 Hebeböcke mit Tragbalken kann man vorteilhaft zum Ausziehen von Pfählen benutzen. Der Antrieb kann von Hand durch Kegel- und Stirnradvorgelege erfolgen, oder maschinell durch Schnecken- und Stirnradvorgelege[2]) (s. Abb. 109).

Schraubenhebeböcke mit Handbetrieb für Lokomotiven u. a. von Heinrich de Fries

Tragkraft eines Satzes t	8	10	15	20	24	30	40	50
Spindeldurchmesser . . mm	50	52	55	65	68	70	85	90
Hubhöhe . . . . . m	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,8	2,0
Spannweite der Traversen m	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Ganze Höhe der Böcke . m	1,75	1,75	1,75	1.8	1,8	1.8	2,2	2,5
Gewicht eines Satzes . . kg	1000	1125	1400	1600	1850	2100	3000	4100
relativer Preis eines Satzes RM	1000	1050	1160	1470	1560	1625	2275	2750

[1]) Ausführung von Heinrich de Fries, Düsseldorf.

[2]) s. Zeitschrift des VDI. 1914, S. 87.

Elektr. angetriebene Doppel-Spindel-Aufzüge[1]) für Gepäckförderung.

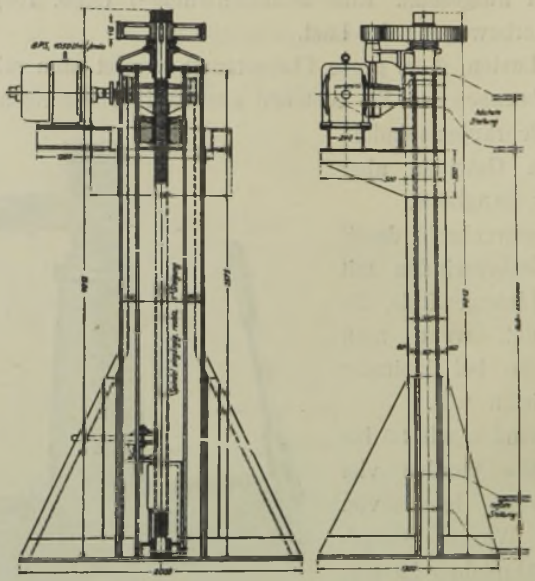


Abb. 109. Elektrisch betriebener Hebebock von 20 t Tragkraft.

Berechnung der Schraubenwinden

Als Gewindearten kommen, da es sich um Bewegungsschrauben handelt, nur Flach- oder Trapezgewinde in Frage.

Bezeichnen:

Q die axiale Belastung der Schraube in kg,

d den äußeren Gewindedurchmesser in cm,

d_1 den Kerndurchmesser in cm,

$r = \frac{d + d_1}{4}$ den mittleren Schraubenhalbmesser in cm,

α den mittleren Steigungswinkel in Grad,

ϱ den Reibungswinkel,

h die Ganghöhe in cm,

M das Moment zum Drehen der Schraube in cmkg,

so ist für das Heben

$$M = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho),$$

für Senken

$$M' = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho); \quad M' = 0 \text{ für } \alpha = \varrho,$$

[1]) Landsberg, Zeitschrift des VDI. 1914, S. 1091.

ferner ist

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{d_1^2 \pi}{4}}; \qquad \tau = \frac{M}{0{,}2\, d_1^3}$$

und es muß nach der bekannten Formel

$$\sigma_i = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leqq k_z$$

sein. Man wird die Winden nach Abb. 109 möglichst so bauen, daß die Spindel auf Zug und nicht auf Druck (Knickung) beansprucht wird, man erhält dadurch kleinere Durchmesser.

c) Hydraulische Winden

Vom Handbetrieb abgesehen, ist der hydraulische der älteste Kraftantrieb, er bietet infolge des direkten Kraftangriffes und des Fehlens von Zwischengliedern ziemliche Sicherheit, ist aber gegenwärtig durch den elektrischen Antrieb vollständig verdrängt worden. Größere Krane werden heute selten noch gebaut, wohl aber kleinere sogenannte hydraulische Hebeböcke, die zum Heben von Brücken, Schiffen, Häusern, Dachstühlen und ähnlichen Lasten beliebt sind.

Abb. 110 zeigt einen Schiffs-Hebebock neuerer Konstruktion von Heinrich de Fries, Düsseldorf. Der in dem Stahlgußzylinder l geführte Hubstempel a wird durch den Plunger b hochgedrückt, der von dem um die Welle c schwingenden Daumen d hin- und herbewegt wird. Das Ansauge-

Hydraulische Schiffs-Hebeböcke „Hadef"

Q Tragkraft t	20	50	100	200	300
kleinste Höhe . . . . . mm	240	270	290	340	380
Hubhöhe . . . . . mm	155	155	155	155	175
Durchmesser des Hubstempels . mm	80	125	180	250	300
Durchmesser des Plungers . . mm	18	18	18	18	18
Durchmesser des Zylinders . . mm	135	180	250	340	420
Gesamtübersetzung 1:	450	1120	2250	4360	6300
Hub pro Hebelspiel . . . . mm	2,20	0,90	0,56	0,23	0,16
P am Hebel . . . . . kg	60	60	61	65	70
P_0 am Hebel . . . . . kg	44	44	44	46	48
k_z im Zylinder . . . . $kgcm^{-2}$	398	407	392	408	424
Gewicht . . . . . kg	45	80	145	315	520
relativer Preis . . . . . RM	150	215	420	600	900

ventil g ist mit Kugel, das Druckventil h mit Kegel ausgerüstet, k ist eine Winkelbohrung, die als Hubbegrenzung dient, und i eine in sich entlastete Druckschraube zum Ablassen des Preßwassers.

In ähnlicher Bauart werden noch hydraulische Lokomotivhebewinden als Ersatz für Zahnstangenwinden geliefert, ihre Tragkraft beträgt 10, 20

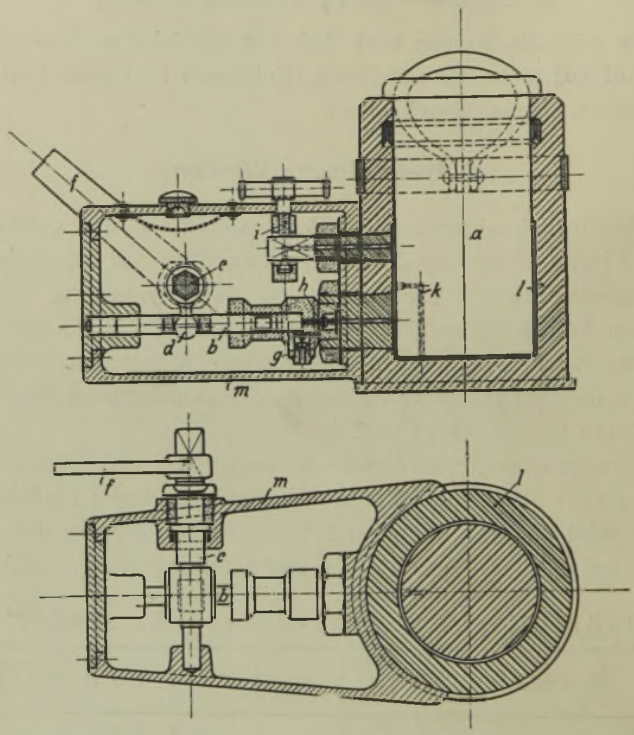


Abb. 110. Hydraulischer Schiffshebebock. a Hubstempel. b Plunger. f Handhebel. g Saugventil. h Druckventil. i Ablaßschraube. m Wasserkasten.

und 30 t, die Hubhöhe 400 mm. Das Arbeiten mit hydraulischen Winden bei größeren Hubhöhen ist umständlich wegen des häufigen Umsetzens der Winde nach je 15 bis 18 cm Hub. Dies wird vermieden bei dem hydraulischen Hebebock „*Perpetuum*“ [1]) von Pützer-Defries, Düsseldorf. Die Pumpe ist bei dieser Bauart vom Hebebock getrennt, zum Heben dient der Zylinder, während der Kolben zunächst feststeht. Nach Unterklotzen

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1923, S. 718.

des Zylinders läßt sich der Kolben ebenfalls hydraulisch nachziehen und gleichfalls unterklotzen, worauf weiter gehoben werden kann.

Berechnung der Winde

Bezeichnen:

Q die Tragkraft in kg,
P die Kraft am Handhebel in kg,
d den Plungerdurchmesser in cm,
D den Hubstempeldurchmesser in cm,
η den Wirkungsgrad $\sim 0{,}70$,

so wird mit Bezug auf Abb. 111 die Kraft auf den Plunger

$$K = P \cdot \eta \frac{b}{a}, \tag{1}$$

die Wasserpressung

$$\frac{K}{\frac{d^2\pi}{4}}, \tag{2}$$

mithin

$$Q = P \eta \frac{b}{a} \frac{4}{d^2\pi} \cdot \frac{D^2\pi}{4},$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{a}{b} \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{1}{\eta}. \qquad \frac{a}{b} \sim \frac{1}{23}. \tag{3}$$

Um das Einfrieren des Wassers bei gelindem Frost zu verhüten, setzt man Glyzerin zu, es ergibt ein Glyzeringehalt von 20 bzw. 33 vH. einen Gefrierpunkt von $-2{,}5^\circ$ bzw. -10°.

Ein großer Nachteil bei den hydraulischen Hubzylindern besteht darin, daß kleine Lasten nicht schneller gehoben werden können als große, bzw., daß zum Heben von kleinen und großen Lasten derselbe Druckwasserverbrauch stattfindet. Zur Vermeidung dieses Übelstandes hat man verschiedene Konstruktionen ersonnen. Man kann z. B. die Übersetzung im Flaschenzug dadurch ändern, daß man bestimmte Rollenblocks einmal zu festen, das andere Mal zu losen Blocks macht.

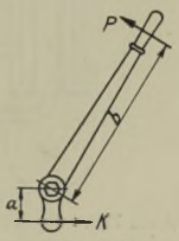


Abb. 111.

Gebräuchlicher ist die Anordnung mehrerer Zylinder, die entweder einzeln oder zusammen mit Preßwasser gefüllt werden. Das Preßwasser entnimmt man einem Akkumulator, dessen Druckpumpe den mittleren Verbrauch der angeschlossenen Hebezeuge zu decken hat.

In Abb. 112 entsprechen die 3 Druckstufen den Kolbenflächen

$$\frac{d^2\pi}{4}, \quad \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4} \quad \text{und} \quad \frac{D^2\pi}{4}.$$

Wird nur ein Zylinder mit Preßwasser beschickt, so saugt sich der andere aus einem Gefäß gewöhnliches Wasser an, man vermeidet dadurch das Eindringen von Luft in die Zylinder.

Die Bauart mit den ineinanderliegenden Zylindern ist etwas verwickelt, die innere Stopfbüchse läßt sich nicht überwachen; man ordnet daher die drei Zylinder auch nebeneinander an (Abb. 113), die Druckstufen sind dann

$$\frac{d_1^2\pi}{4}, \quad 2 \cdot \frac{d_2^2\pi}{4} \quad \text{und} \quad \frac{(d_1^2 + 2\,d_2^2)\pi}{4}.$$

Um Druckwasser zu sparen, kann man auch in den Fällen, wo die Totlast gegenüber der Nutzlast groß ist (Waggonkipper), einen Zylinder für Rückgewinnung von Preßwasser vorsehen. Äußerlich gleicht die Anordnung der Abb. 113, grundsätzlich ist sie natürlich davon verschieden. Beim Heben arbeiten die Zylinder A und B mit Druckwasser, während C sich gewöhnliches Wasser ansaugt. Beim Senken sind A und B auf Abwasser eingestellt, während C unter dem Einfluß der Totlast das angesaugte Wasser in die Druckleitung zurückdrückt.

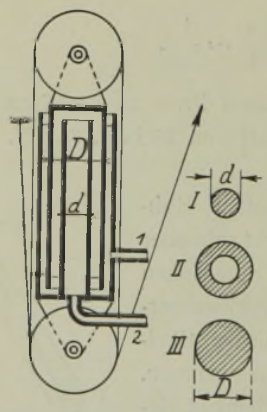


Abb. 112. Hydraulischer Hubzylinder mit umgekehrtem Flaschenzug und drei Druckstufen.

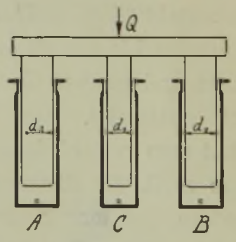


Abb. 113.

Ein Beispiel möge das noch näher veranschaulichen.

Bei einem Waggonkipper betrage die Nutzlast 15 t, die Totlast (Kolben + Plattform + Waggon) 40 t, zur Verfügung stehe Druckwasser von 50 at.

Dann muß die Kolbenfläche beim Heben betragen:

$$2\,F = \frac{55000}{50 \cdot \eta} = 1300 \text{ cm}^2,$$

$$F = \frac{d_2^2 \pi}{4} = 650; \quad d_2 = 28{,}8 \text{ cm}.$$

Der Rückgewinnungszylinder erhält die Fläche

$$f = \frac{40000 \cdot \eta}{50} = 680 \text{ cm}^2,$$

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = 680; \quad d_1 = 29{,}5 \text{ cm}.$$

Die Ersparnis an Druckwasser beträgt somit

$$100 \frac{680}{1300} = 52 \text{ vH}.$$

An Stelle von Druckwasser kann man bei kleinen Lasten auch Druckluft verwenden. Näheres darüber s. Buhle, Technische Hilfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern [1]).

Für Kraftwagen-Hebeböcke hat man auch Staufferfett angewandt [2]).

d) Flaschenzüge

Unter einem gewöhnlichen Flaschenzug versteht man die Vereinigung mehrerer teils fester, teils loser Rollen zu einem Ganzen, wobei das Prinzip der losen Rolle mehrfach angewendet ist. Daneben ist die Bezeichnung Flaschenzug auch auf jene transportablen Kleinhebezeuge übertragen worden, die mittels einer geeigneten Übersetzung durch Zug an einer Handkette größere Lasten zu heben gestatten.

Die Rollen einer Flasche sitzen auf einer Achse und haben gleiche Größe, in Abb. 114 ist es der Deutlichkeit wegen anders dargestellt; das Zugorgan ist in der Regel ein Seil.

Bezeichnen:

n die Gesamtzahl aller Rollen,

η den Wirkungsgrad einer Rolle,

H den Wirkungsgrad des ganzen Flaschenzuges,

Q die Last,

P die Triebkraft am freien Seilende,

---

[1]) Band II, S. 71.

[2]) Zeitschrift des VDI. 1922, S. 1105.

so ergeben sich zunächst für Heben die in Abb. 114 eingetragenen Seilkräfte unter Berücksichtigung des auf S. 23 Gesagten.

Es folgt somit

$$Q = P\eta(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3),$$

$$P = \frac{Q}{\eta(\eta^3 + \eta^2 + \eta + 1)}; \tag{1}$$

$$P_0 = \frac{Q}{4}; \tag{2}$$

$$H = \frac{P_0}{P} = \frac{\eta(\eta^3 + \eta^2 + \eta + 1)}{4} = \frac{\eta(\eta^4 - 1)}{4(\eta - 1)} = \frac{\eta(1 - \eta^4)}{4(1 - \eta)}. \tag{3}$$

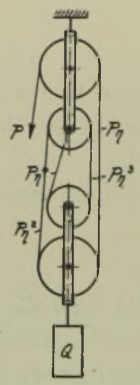


Abb. 114. Vier-Rollen-Flaschenzug.

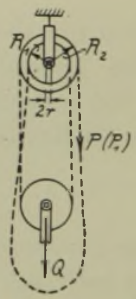


Abb. 115. Differentialflaschenzug von Weston.

Es läßt sich leicht übersehen, daß allgemein für n Rollen wird:

$$H = \frac{\eta(1 - \eta^n)}{n(1 - \eta)}, \tag{4}$$

z. B. wird für $n = 6$ mit $\eta = 0{,}95$ $H = 0{,}84$.

Für das Senken der Last ist in den vorstehenden Formeln η mit $\frac{1}{\eta}$ zu vertauschen.

Differentialflaschenzug von Weston (Abb. 115).

Dieser Flaschenzug ist sehr einfach im Aufbau und in der Handhabung, er ist selbsthemmend und besitzt trotz seines geringen Wirkungsgrades große Verbreitung. Der Betrieb ist nur mit Ketten, nicht mit Seilen möglich, der obere Block hat verzahnte Kettenrollen und besteht aus einem Stück.

Auf die Größe der Übersetzung hat der Wirkungsgrad keinen Einfluß, er kann also für deren Berechnung gleich 1 gesetzt werden, $P = P_0$.

Aus der Momentengleichung für den oberen Rollenblock folgt dann, da in jedem Kettenstrang der unteren Rolle in diesem Falle $\frac{Q}{2}$ herrscht,

$$P_0 R_2 + \frac{Q}{2} R_1 - \frac{Q}{2} R_2 = 0, \tag{5}$$

$$\varepsilon = \frac{P_0}{Q} = \frac{R_2 - R_1}{2 R_2}; \tag{6}$$

setzt man $\frac{R_1}{R_2} = m$ und dividiert Gl. (6) durch R_2, so folgt

$$\varepsilon = \frac{1 - m}{2}, \tag{7}$$

z. B. $\frac{R_1}{R_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{14}{15}$ liefert $\varepsilon = \frac{1}{30}$.

Der Wirkungsgrad beträgt etwa 0,38 bis 0,48.

Andere Differentialflaschenzüge sind die von Eade und Moore, die zwar kinematisch interessant, wegen ihres schlechten Wirkungsgrades aber heute ohne Bedeutung sind.

Wesentlich besser ist schon der *Beckersche Schraubenflaschenzug* mit Lastdruckbremse (Abb. 116), der mit seinem zweigängigen Schneckengetriebe etwa einen Wirkungsgrad von 0,65 besitzt.

Bezeichnen:

P kg den Kettenzug am Haspelrad beim Heben,
P_1 kg denselben beim Senken,
K kg den Zahndruck der Schnecke,
r_1 cm den Halbmesser im Halslager der Schneckenwelle,
μ den Reibungskoeffizienten daselbst und im Spurlager,
α den Steigungswinkel der zweigängigen Schnecke,
ϱ den Reibungswinkel der Schnecke,
b cm den mittleren Halbmesser der Kegelbremse,
μ_1 den Reibungskoeffizienten daselbst,
W kg die Umfangskraft daselbst,
β den halben Kegelwinkel der Bremse,
r_2 cm den mittleren Spurzapfenhalbmesser,
a cm den Haspelradhalbmesser,

so ist für Heben

$$P a = P \mu r_1 + K r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + K \mu r_2 , \tag{8}$$

hieraus

$$P = \frac{K(r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu r_2)}{a - \mu r_1} . \tag{9}$$

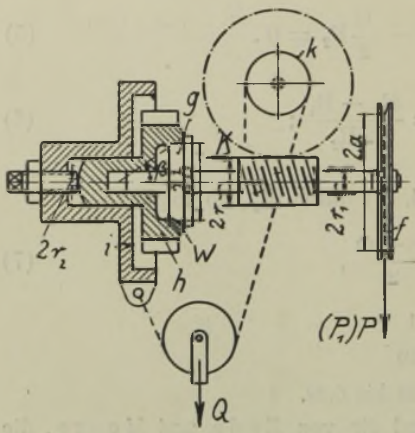


Abb. 116. Beckerscher Schraubenflaschenzug. f Haspelrad. g Bremskegel. h Hohlkegel mit Sperrzähnen. i Gestell mit Sperrklinke. k Kettennuß.

Läßt man die Handkette los, so sucht die Last die Schneckenwelle rückwärts zu drehen mit dem Moment

$$M = K r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho); \tag{10}$$

dieses muß von der Reibung zwischen g und h aufgenommen werden, h ist hierbei durch die Sperrklinke an der Linksdrehung verhindert; es muß sein

$$W b \geqq K r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) , \tag{11}$$

z. B. das 1,2 fache.

Zum Senken ist der Überschuß in der Kegelbremse

$$W b - K r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$$

und die Halslagerreibung $P_1 \mu r_1$ zu überwinden, also

$$P_1 a = W b - K r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) + P_1 \mu r_1 . \tag{12}$$

Zum Halten der Last war nach Gl. (11) erforderlich

$$W b = 1{,}2 K r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \tag{13}$$

nach früherem [Gl. (8) S. 31] ist

$$W = \frac{K \mu_1}{\sin \beta} , \tag{14}$$

eingesetzt in Gl. (13) gibt

$$\frac{\mu_1 \cdot b}{\sin \beta} = 1{,}2 r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) , \tag{15}$$

hieraus folgt β, wenn man b mit Rücksicht auf die Konstruktion annimmt.

Setzt man noch den Wert aus Gl. (14) in (12) ein, so erhält man

$$P_1 = \frac{K\left(\frac{\mu_1 b}{\sin \beta} - r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)\right)}{a - \mu r_1} . \tag{16}$$

Noch höheren Wirkungsgrad, 0,80 bis 0,90, haben die folgenden Flaschenzüge, die mit reinen Stirnradgetrieben arbeiten.

Stirnradflaschenzug mit Lastdruckbremse von Piechatzek[1]).

Zur Erzielung des für die Bremse notwendigen Axialschubes sind die Räder mit schrägen Zähnen ausgeführt. Um das Gewicht niedrig zu halten, hat man für die Räder hoch zu beanspruchenden Chromnickelstahl angewandt und das Ritzel aus der vollen Welle geschnitten.

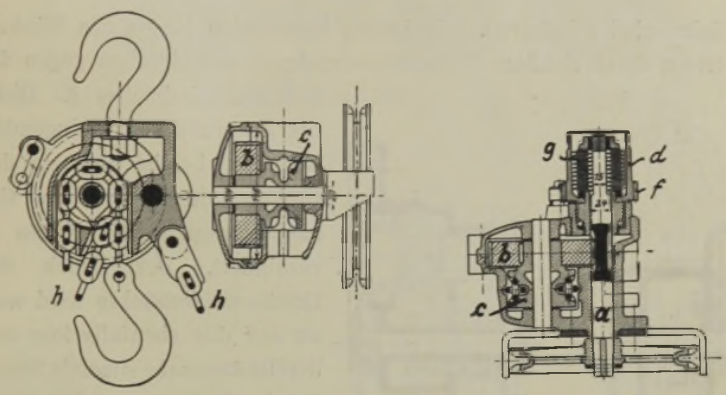


Abb. 117. Stirnradflaschenzug von 500 kg (1000 kg mit loser Rolle) Tragkraft von F. Piechatzek.

a, b Stirnräder mit schrägen Zähnen. c Kettennuß. d Bremstrommel mit Sperrzähnen f. g Lamellen. h Lage der Hubkette bei Anwendung der losen Rolle.

Beim Heben dreht sich die Bremstrommel d (Abb. 117), mit den Sperrzähnen f unter der Sperrklinke durchgleitend, zusammen mit der Welle a, mit der sie durch die Reibung zwischen den Lamellen g gekuppelt ist. Die Lamellen sind abwechselnd in die Welle a und die Bremstrommel b eingenutet. Durch ein Kugellager wird der Axialschub aufgenommen.

Bei schwebender Last wird die Welle a durch die Reibung zwischen den Lamellen gehalten, da die Bremstrommel an der Linksdrehung durch die Sperrklinke gehindert ist. Die Zahl der Lamellen muß man so bestimmen, daß die Last durch einen gewissen Reibungsüberschuß sicher gehalten wird. Zum Senken muß in das Haspelrad ein linksdrehendes Moment eingeleitet und der Reibungsüberschuß in den Lamellen überwunden werden.

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1910, S. 2166.

Stirnradflaschenzug „Leheb“ [1]) mit Lastdruckbremse (Abb. 118 und 119). Das feststehende Gehäuse a ist in Abb. 118 schwarz angelegt; in ihm ist auf Walzen leicht drehbar die Kettennuß b gelagert, die aus einem Stück mit dem Hohlrad c besteht. In das Hohlrad greift das Schaftritzel d ein, das wiederum durch das Haspelrad e gedreht wird. Bemerkenswert ist die Konstruktion der Bremse. Die Last Q hängt an loser Rolle, der eine Kettenstrang läuft auf die Kettennuß auf, der andere, mit $\frac{Q}{2}$ belastete, ist an dem Winkelhebel f befestigt. Die beiden halbrunden Nasen des Winkelhebels treten durch Schlitze im Gehäuse hindurch und drücken gegen die Bremsschmierbüchse g. Diese sitzt lose auf der vorspringenden Gehäusenabe, ist aber an der Drehung durch zwei am Gehäuse angegossene Nasen n verhindert. Der Druck der Bremsschmierbüchse wird weiter auf das ebenfalls lose auf der Gehäusenabe sitzende Sperrrad h übertragen und schließlich von die Bundscheibe i, die fest auf die Gehäusenabe geschraubt ist, aufgenommen. Das Sperrad ist also zwischen Bremsschmierbüchse und Bundscheibe geklemmt, d. h. durch Reibung festgehalten und bildet beim Lastheben den festen Stützpunkt für die am Haspelrad angelenkte Sperrklinke, falls man die Haspelkette losläßt. Zum Lastsenken muß das Sperrad zwischen der Bundscheibe und der Bremsschmierbüchse durchgedreht, und die daselbst auftretende Reibung überwunden werden. Die Größe dieser Reibung ist proportional der Last, sie läßt sich in gewissen Grenzen dadurch einstellen, daß der Angriffspunkt der Lastkette am Winkelhebel f durch zwei Stellschräubchen k verlegt,

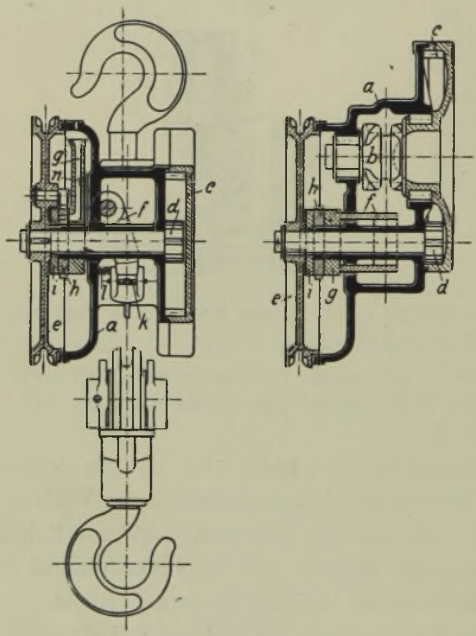


Abb. 118. Stirnradflaschenzug „Leheb“.

[1]) Konstruktion des Leipziger Hebezeugbau G. m. b. H.

mithin das Moment der Kraft $\frac{Q}{2}$ verändert werden kann. Damit das Eigengewicht von Unterflasche und Lastkette bei leerem Haken kein Bremsmoment erzeugt, ist dessen Wirkung durch eine Feder l aufgehoben.

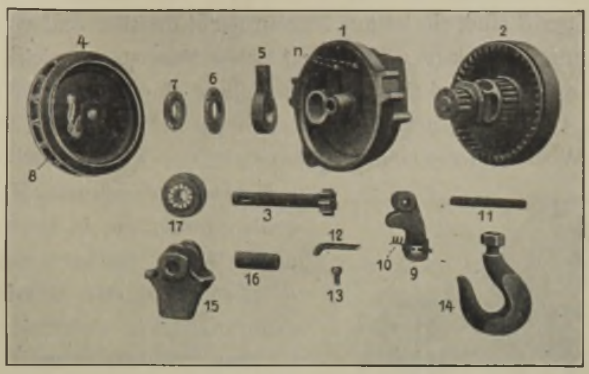


Abb. 119. Einzelteile des Stirnradflaschenzuges „Leheb".
1. Gehäuse a. 2. Kettennuß b mit Innenzahnrad c und Rollenlager. 3. Treibrad d. 4. Haspelrad .e. 5. Bremsschmierbüchse g. 6. Sperrad h. 7. Bundscheibe i. 8. Sperrklinke mit Zugfeder. 9. Winkelhebel f mit Stellschräubchen k. 10. Schraubenfeder l zum Winkelhebel. 11. Drehbolzen des Winkelhebels. 12. Kettenschutz für die Handkette. 13. Kopfschraube hierzu. 14. Haken mit Mutter. 15. Unterflasche. 16. Bolzen hierzu mit Splint. 17. Lose Rolle mit Rollenlager zur Unterflasche.

Stirnrad-Schnellflaschenzug „Leheb"

Tragkraft kg	Gewicht für 3 m Hub kg	Mehrgewicht für 1 m Mehrhub kg	Kleinste Entfernung zwischen den Haken mm	Relativer Preis für 3 m Hub RM
500	21	2,4	400	188
1000	31	3,8	470	250
2000	62	7,0	610	375
3000	80	8,0	690	500
5000	125	15,0	850	750
Die Flaschenzüge sind auf eineinhalbfache Last, die Ketten vorher auf doppelte Tragkraft geprüft.				

Eine originelle Konstruktion ist der sog. *Schlangenzug*[1]) (Abb. 120), er verbindet die Vorteile der Schraubenwinde (Selbsthemmung, hohe Über-

[1]) Konstruktion R. Stahl, Stuttgart.

setzung) mit denen des Flaschenzuges. Die Schraubenspindel ist durch Kreuzgelenke beweglich gemacht, sie wird bei ihrem Austritt aus der Mutter über einer Daumenwelle nach der Seite abgelenkt und ist so gleichzeitig an der Drehung verhindert. Die Mutter, die die Schraubenspindel umschließt, ist natürlich so lang ausgebildet, daß ständig zwei Gewindestücke in Eingriff sind, sie ist auf Kugeln leicht drehbar und wird mit einfachem Zahnradvorgelege angetrieben. Eine Bremse ist nicht nötig, dagegen ist für höchste und tiefste Hakenstellung eine selbsttätige Ausschaltvorrichtung vorhanden, die den Anlasserhebel in die Nullage zurückführt und deren Wirkungsweise ohne weiteres aus der Abb. 120 ersichtlich ist.

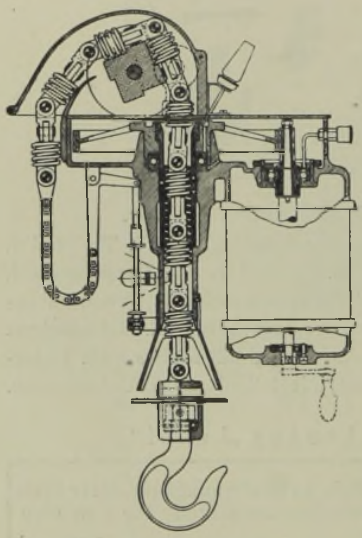


Abb. 120. Schlangenzug von Stahl.

Eine ausgezeichnete Konstruktion stellen ferner die in letzter Zeit auf dem Markt erschienenen *Elektroflaschenzüge* [1]) dar, insofern als sie außerordentlich gedrungene Bauart besitzen, weil Motor und Getriebe in das Innere der Trommel verlegt sind (Abb. 121). An dem feststehenden Gehäuse n ist auf der einen Seite der Motor a mit einem Flansch befestigt, innerhalb des Gehäuses dreht sich auf Rollenlagern u die Trommel e. Das Motorritzel b steht mit den Planetenrädern c in Eingriff, die sich in dem mit der Trommel verschraubten Zahnkranz d abwälzen. Die Achsen der Planetenräder sitzen in dem mit der Gewindespindel g verschraubten Querstück f, das durch die Planetenräder in Umlauf versetzt wird. Der von der Last herrührende Zahndruck verschraubt das als Mutter ausgebildete Ritzel h durch die Teile o, p und q mit der Spindel g; das Ritzel h läuft somit mit derselben Winkelgeschwindigkeit um, wie das Querstück f bzw. wie die darin befestigten Achsen der Planetenräder. Durch die Zwischenräder i, die lose auf den im Gehäusedeckel m befestigten Zapfen l laufen, wird die Bewegung von h auf den Zahnkranz k übertragen, der wiederum in der Trommel e befestigt ist. Die Trommel trägt Rechts- und Links-

[1]) Konstruktion der Demag, Duisburg.

gewinde, die Flaschenzuganordnung ist dieselbe wie in Abb. 83, die Ausgleichrolle ist hierbei am Gehäuse n drehbar gelagert.

Schlangenzüge von R. Stahl

Größe	Tragkraft kg	Hub-geschwindigkeit m min⁻¹	Motor-leistung PS	Kleinste Baulänge mm	Gewicht für 3 m Hub kg
1	100 250	5,0 2,3	0,3	450	40
2	250 500 1000	6,0 3,5 1,8	1,0	600	80
3[1])	1500 2000 2500 3000	2,6 1,9 1,5 1,3	2,3	750	195
4[1])	4000 5000	1,0 0,8	2,3	900	315

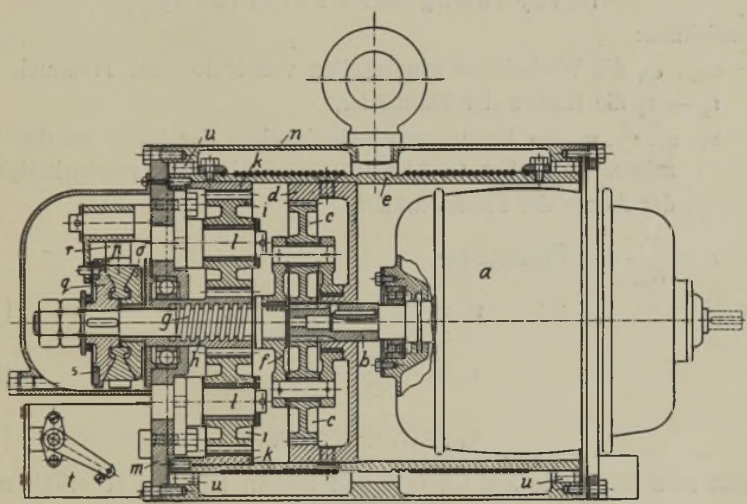


Abb. 121. Demag-Elektroflaschenzug. 500 kg Tragkraft.
a Motor. e Trommel. n Gehäuse. o p q Lastdruckbremse. t Anlasser.

Der Doppelkegel p der Lastdruckbremse ist am Umfang mit Sperrzähnen versehen, in die die Sperrklinke r eingreift, die die Last am Rücklauf ver-

[1]) Größe 3 und 4 können mit Umschalter für doppelte Hubgeschwindigkeit bei kleineren Lasten geliefert werden.

hindert; beim Heben wird die Sperrklinke durch den Reibring s zur Erzielung eines geräuschlosen Ganges ausgehoben.

Die Bewegung, die das Seil beim Auf- und Abwickeln relativ zum Gehäuse ausführt, ist für die Betätigung der Endschalter für höchste und tiefste Hakenstellung benutzt.

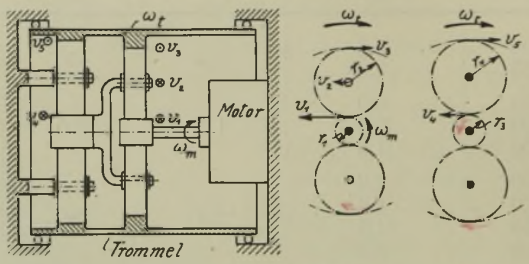


Abb. 122. Übersetzung des Elektroflaschenzuges.

Berechnung der Übersetzung

Bezeichnen:

ω_m, ω_t die Winkelgeschwindigkeiten von Motor und Trommel,

$r_1 - r_4$ die Radien der Zahnräder,

v_1, v_3, v_4, v_5 die Umfangsgeschwindigkeiten der Räder an den bezeichneten Stellen (s. Abb 122), v_2 die Umfangsgeschwindigkeit der Achse der Planetenräder,

$\varepsilon = \frac{\omega_t}{\omega_m}$ die Übersetzung,

so wird

$$v_1 = \omega_m \cdot r_1 , \tag{17}$$

$$v_2 = \frac{v_1 - v_3}{2} , \tag{18}$$

$$v_3 = (r_1 + 2\, r_2)\, \omega_t . \tag{19}$$

Setzt man die Werte aus Gl. (17) und (19) in (18) ein, so erhält man

$$v_2 = \frac{\omega_m \cdot r_1 - (r_1 + 2\, r_2)\, \omega_t}{2} . \tag{20}$$

Ferner ist

$$v_4 = v_2 \cdot \frac{r_3}{r_1 + r_2} = \frac{\omega_m \cdot r_1 - (r_1 + 2\, r_2)\, \omega_t}{2} \cdot \frac{r_3}{r_1 + r_2} , \tag{21}$$

$$v_5 = (r_3 + 2\, r_4)\, \omega_t . \tag{22}$$

Da das Rad r_4 nur ein Zwischenrad ist, das sich um eine feste Achse dreht, so muß $v_4 = v_5$ sein, mithin

$$\frac{(\omega_m r_1 - (r_1 + 2 r_2)\omega_t) r_3}{2(r_1 + r_2)} = (r_3 + 2 r_4)\omega_t, \tag{23}$$

hieraus folgt

$$\varepsilon = \frac{\omega_t}{\omega_m} = \frac{r_1 r_3}{3 r_1 r_3 + 4 r_1 r_4 + 4 r_2 r_3 + 4 r_2 r_4},$$

$$\varepsilon = \frac{r_1 r_3}{4(r_1 r_3 + r_1 r_4 + r_2 r_3 + r_2 r_4) - r_1 r_3} = \frac{r_1 r_3}{4(r_1 + r_2)(r_3 + r_4) - r_1 r_3},$$

$$\varepsilon = \frac{1}{4\left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right)\left(1 + \frac{r_4}{r_3}\right) - 1}. \tag{24}$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß ε nur von den Einzelverhältnissen $\frac{r_2}{r_1}$ und $\frac{r_4}{r_3}$ abhängt.

Aus der Gl. (24) folgen auch die Grenzwerte, zwischen denen die Übersetzung liegen muß, zu $\lim \varepsilon = \frac{1}{3}$ und $\frac{1}{\infty}$.

Aus Abb. 121 ergibt sich mit $\frac{r_2}{r_1} = 3$ und $\frac{r_4}{r_3} = 1{,}5$

$$\varepsilon = \frac{1}{39}.$$

Demag-Elektroflaschenzüge

Tragkraft	normale Hubhöhe	Hubgeschwindigkeit	Hubmotor N	Seildurchmesser	Gewicht mit Anlasser: Aufhängeöse	Gewicht mit Anlasser: Handfahrwerk	Gewicht mit Anlasser: elektrisch betr. Fahrwerk
t	m	m min^{-1}	PS	mm	kg	kg	kg
0,5	6,0	7	1,0	5,5	140	200	260
1,0	7,0	6	1,7	6,0	200	270	350
2,0	7,5	4	3,3	7,5	300	400	525
3.0	7,5	4	3,3	8,5	320	450	585
5,0	7,5	4	6.3	10,5	560	825	1030

In Abb. 123 ist der *Bamag-Elektroflaschenzug*, Bauart Prof. Gensel, zu sehen, der sich durch einfachen, klaren Aufbau auszeichnet. Der in die Trommel hineinragende Motor treibt durch doppeltes Stirnradvorgelege

(Wälzlager) die aus gewalztem Rohr bestehende Trommel an, die in Rollenlagern läuft. Die tragende Konstruktion besteht aus dem Querstück mit Aufhängeösen und den beiden Stahlgußringen, in denen die Trommel läuft. Auf der verlängerten Motorwelle sitzt die elektromagnetisch gelüftete Bremsscheibe. Unterhalb der Trommel ist noch eine durch Schrauben-

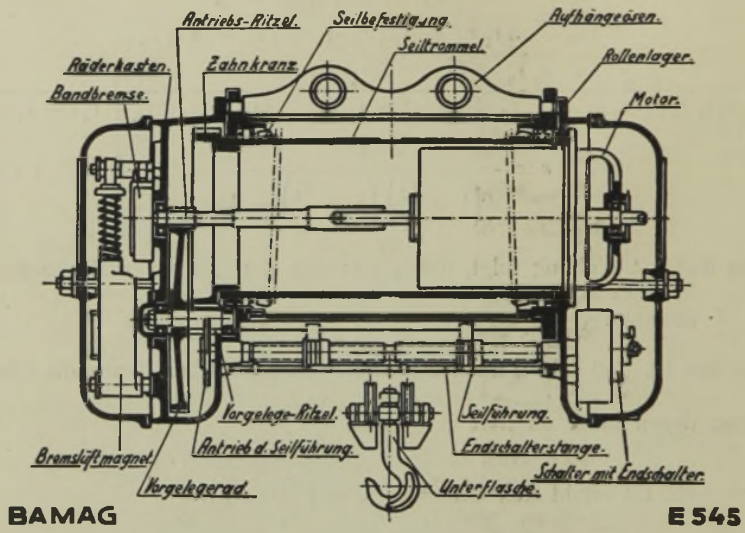


Abb. 123. Bamag-Elektroflaschenzug.

spindel betätigte Seilführung angeordnet, die gleichzeitig in höchster und tiefster Hakenstellung auf einen Endausschalter einwirkt. Die Last hängt an 4 Strängen. Gesteuert wird der Flaschenzug in üblicher Weise durch herabhängende Handketten mit Handgriffen. Elektroflaschenzüge, die auch von anderen Firmen gebaut werden, besitzen heute ein großes Anwendungsgebiet [1]).

e) Zahnstangenwinden

Zahnstangenwinden wendet man bei Schützenaufzügen an, bei denen eine Kraftwirkung auch im Senksinne gegen den Wasserdruck stattfinden muß (Ketten und Seile wirken nur einseitig). Meist sind sie in Verbindung mit Schneckengetrieben selbstsperrend ausgeführt. Die Winden werden paarweise angeordnet, wobei entweder die Ritzelwelle durchgeführt ist

[1]) Jacobi, Verwendung von Elektroflaschenzügen, Fördertechnik und Frachtverkehr, 1926, S. 173.

oder die Schneckenwellen durch ein Kegelradgetriebe miteinander verbunden sind.

Auch zum Bewegen von *Schleußentoren* benutzt man Zahnstangenwinden, wobei die liegende Zahnstange als „Sprossenbaum" aus Profileisen knicksicher zusammengenietet und mit Triebstöcken versehen ist.

Am bekanntesten sind die *Wagenwinden*, die zum Hochdrücken der Wagen bei Radbrüchen, aber auch für Rüstzwecke Anwendung finden (Abb. 124) [1]).

Die neueren Winden haben doppelten Eingriff zweier Getriebe in die

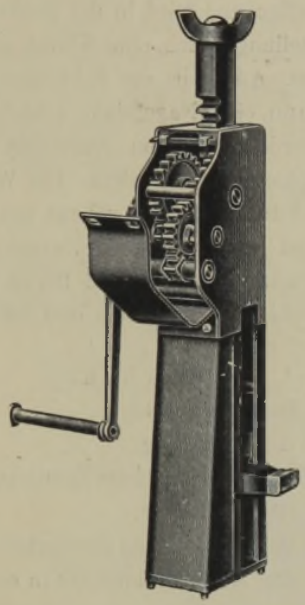


Abb. 124. Wagenwinde mit Stahlblechmantel und doppeltem Eingriff.

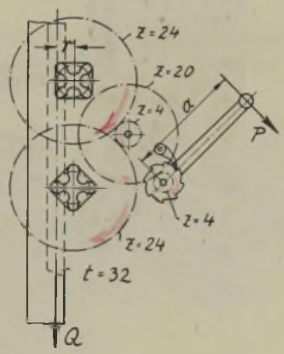


Abb. 125. Antrieb einer Wagenwinde. Q ~ 20t.

Zahnstange, wodurch ein leichterer Gang und höhere Sicherheit erreicht wird. Abb. 125 zeigt die Anordnung dieses Antriebes. Daneben sind aber

Ausgeführte Winden nach Abb. 124

Tragkraft t	5	10	15	20
Zahnstangenstärke . . . . mm	65 × 35	75 × 45	80 × 50	85 × 52
Windenhöhe mit Horn . . mm	760	850	900	950
Hubhöhe . . . . . mm	350	380	380	375
Gewicht . . . . . kg	50	76	84	100
Relativer Preis . . . . . RM	112	126	142	179

[1]) Ausführung Heinrich de Fries, Düsseldorf.

auch noch billigere Winden mit einfachem Eingriff und Holzgehäuse, namentlich für die kleineren Tragkräfte unter 5 t, im Handel.

Eine *Gleishebewinde* mit schmiedeeisernem Gehäuse zeigt Abb. 126[1]), sie ist am Platze, wenn die Gleise nachgestopft werden sollen. Die Zange öffnet sich selbsttätig beim Auftreffen und wird in der geöffneten Stellung durch eine Klinke gehalten. An Stelle der Schienenzange kann eine Nagelklaue eingehängt werden, die zum Ausziehen von Schienennägeln dient. Die Winde wird in 3 Größen gebaut mit 3, 5 und 10 t Tragkraft bei einem Gewicht von 67, 75 und 105 kg. Die Hubhöhe beträgt 480 und 400 mm.

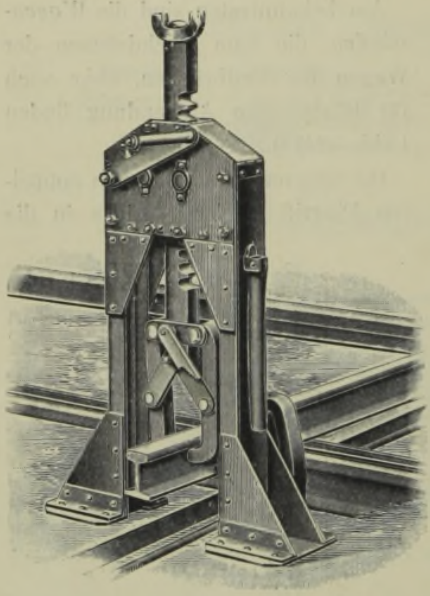


Abb. 126. Gleishebewinde.

Berechnung

Bezeichnen:

Q die Last in kg,

r den Halbmesser des Zahnstangentriebes in cm,

P die Triebkraft an der Kurbel in kg,

a den Kurbelhalbmesser in cm,

ε die Übersetzung als echten Bruch,

η den Wirkungsgrad,

so ist

$$M_L = Q \cdot r \text{ das Lastmoment,}$$

$$M_K = P \cdot a \text{ das Kraftmoment,}$$

und es besteht die Grundgleichung für die Windenberechnung

$$Q\,r\,\varepsilon = P\,a\,\eta \qquad (1)$$

in Worten

Lastmoment × Übersetzung = Kraftmoment × Wirkungsgrad.

Man berechne zunächst die Teilung der Zahnstange aus der Formel $Q = c\,b\,t$ (vgl. S. 54) und bestimme danach r unter Annahme der kleinsten Zähnezahl für das Triebrad. P ist gegeben durch die Anzahl der Bedienungs-

[1]) Ausführung Heinrich de Fries, Düsseldorf.

mannschaft (1 Arbeiter leistet 15—20 kg an der Kurbel), a wählt man zu 350—400 mm (vgl. S. 48), mithin ergibt sich die erforderliche Übersetzung zu

$$\varepsilon = \frac{P a \eta}{Q r}, \tag{2}$$

die gegebenenfalls in mehrere Einzelübersetzungen aufzuteilen ist.

Damit diese Winden handlich und leicht ausfallen, geht man mit der Materialbeanspruchung sehr hoch, der Beiwert c in der Formel $Q = c\,b\,t$ ist hier z. B. $\backsim$ 400, das entspricht einer Biegungsbeanspruchung von 3500 bis 4000 kgcm^{-2}; tatsächlich ist sie kleiner, da die Ritzel mit Bordscheiben ausgeführt sind.

f) Räderwinden

Eine normale marktgängige sogenannte Kabelwinde[1]) für Handbetrieb zeigt Abb. 127. Die kleineren Winden werden mit einfachem, die größeren

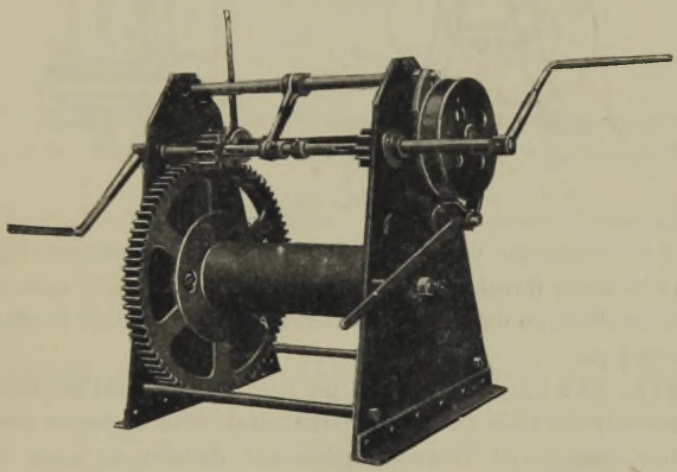


Abb. 127. Kabelwinde.

von 1000 kg Tragkraft an mit doppeltem Vorgelege und zwei Hubgeschwindigkeiten ausgeführt. Der Trommeldurchmesser ist mit Rücksicht auf kleines Lastmoment und kleines Windengewicht ziemlich knapp gewählt, etwa 330 bis 380 Drahtdurchmesser (vgl. S. 13), er verlangt also dünn-

[1]) Ausführung Heinrich de Fries, Düsseldorf.

drähtige Seile; aus dem gleichen Grunde ist das Rädermaterial mit etwa 500 kgcm^{-2} beansprucht. Die Trommel ist glatt und mit Bordscheiben ausgeführt, denn das Seil (120 bis 200 m) muß in mehreren Lagen aufgeschlagen werden, es vermindert sich infolgedessen auch die Sicherheit etwas mit wachsendem Lastmoment.

Die Bremse ist entweder eine gewöhnliche Bandbremse mit besonderem Sperrad, oder zweckmäßig eine Sperradbremse, auf Wunsch wird auch eine selbsttätige Schleuderbremse eingebaut.

Der Geschwindigkeitswechsel vollzieht sich durch axiales Verschieben der Kurbelwelle, die in ihren Endlagen durch eine Falle gesichert wird.

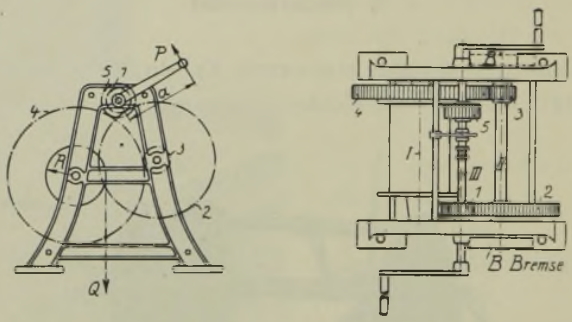


Abb. 128. Kabelwinde.

Die Windenschilde wurden früher in Gußeisen ausgebildet, heute zieht man flußeiserne (bruchsicher) vor; sie werden auf Wunsch auch mit Laufrollen versehen, so daß man für Bauzwecke die Winde als Laufkatze verwenden kann.

Berechnung. Gegeben sind die Last und die Zahl der Bedienungsmannschaften, mithin auch das Kraftmoment. Man bestimme nun Haken, Seildurchmesser und Trommeldurchmesser, dadurch ist auch das Lastmoment festgelegt und es kann aus der Grundgleichung (1) S. 100 die Übersetzung bestimmt werden. Den Wirkungsgrad schätzt man zunächst und berichtigt dann die Rechnung, wenn die Zahl der Vorgelege festliegt.

Mit Bezug auf Abb. 128 wird

$$\varepsilon = \frac{P\,a\,\eta}{Q \cdot R}, \tag{1}$$

$$\varepsilon = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \tag{2}$$

und für die zweite Geschwindigkeit

$$\varepsilon' = \frac{r_5}{r_4}, \tag{3}$$

hierbei ändert sich der Drehsinn der Kurbel, wenn man nicht zwischen 1 und 2 oder 5 und 4 ein Zwischenrad anordnet. Die Bremse setzt man auf die Welle II, entweder nach B, dann wird das Bremsen einigermaßen stoßfrei, weil die Welle II als Feder wirkt, oder nach B′, wenn man den kürzesten Kraftweg vorzieht.

Die Drehmomente an den einzelnen Wellen ergeben sich zu

$$M_I = Q \cdot R; \quad M_{II} = Q R \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad M_{III} = M_{II} \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{\eta} = P a,$$

hieraus die Zahnteilung nach früherem

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi M_d}{c \psi z}},$$

$$c = 35, \qquad \psi = \frac{10}{\pi}, \qquad z_{min} = 8 \text{ bis } 12.$$

Die Wellen II und III sind auf Biegung und Verdrehung zu berechnen, Welle I nur auf Biegung, da die Trommel sich auf der feststehenden Welle dreht.

Die mit der zweiten Geschwindigkeit noch zu hebende Höchstlast Q′ ergibt sich aus

$$Q' \cdot R \cdot \frac{r_5}{r_4} = P a \eta; \qquad Q' = \frac{P a \eta r_4}{R r_5}. \tag{4}$$

Ausgeführte Kabelwinden von Heinrich de Fries

Tragkraft an der Trommel kg	600	1000	1000	1500	2000	3000	4000
Übersetzung	einfach		doppelt				
Durchmesser der Trommel . mm	175	200	200	200	225	250	275
Länge der Trommel . . . mm	335	450	450	520	595	760	760
Seildurchmesser . . . . . mm	12	16	16	18	20	22	26
Stärke der Drähte . . . . mm	0,49	0,59	0,59	0,66	0,74	0,80	0,90
Aufzuwickelnde Seillänge . m	160	124	124	169	195	205	138
Zahnradübersetzung . . . 1 :	6,0	6,6	17,9	17,9	21,6	28,8	30,0
Kurbeldruck P . . . . . kg	36	55	21	31	40	44	61
Gewicht . . . . . kg	120	185	200	290	405	545	745
Relativer Preis . . . . . RM	100	129	147	180	220	340	420

Da die umlaufenden Kurbeln beim Lastsenken der Bruchgefahr ausgesetzt sind (vgl. S. 48), so wird man zweckmäßig die Räder 1 und 5 so anordnen, daß die Welle III beim Senken ganz ausgerückt werden kann.

Kleinere Räderwinden werden als *Wandwinden* viel in Speichern, Schlachthäusern usw. verwendet.

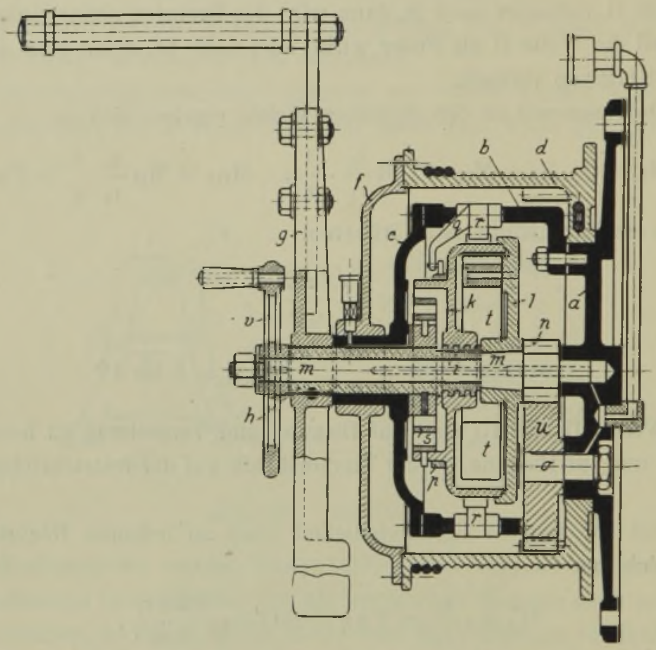


Abb. 129. Universal-Sicherheitswinde von Fr. Schüle & Co., Feldkirchen. i Linksgewinde, k Bremsgehäuse, l Kupplungsteller, p Reibring, r Sperrklinken, s Spiralfeder, t Schleudergewichte.

Eine ausgezeichnete Konstruktion stellt die Universal-Sicherheitswinde für Speicher (Abb. 129) dar. Die Vorteile bestehen in der gedrängten, vollkommen geschlossenen, staub- und öldicht ausgeführten Konstruktion, der freiliegenden großen, zur Schonung des Seiles beitragenden Trommel, von der das Seil nach allen Richtungen ablaufen kann, und der gefahrlosen Bedienung durch Sicherheitskurbel und Schleuderbremse.

Die in Abb. 129 schwarz angelegten Teile: die Wandplatte a, der Segmentflansch b und die Brücke c bilden das feststehende Gerüst zur Aufnahme aller beweglichen Teile des Windwerkes. Die Trommel d besitzt

Innenverzahnung und läuft hinten auf einem Ansatz der Wandplatte, vorn durch den mit ihr verschraubten Deckel f auf der Nabe der Brücke c.

Dreht man die Kurbel g zum Heben rechts herum, so dreht sich gleichfalls die mit ihr verbundene Büchse h, die an ihrem rechten Ende Linksgewinde i trägt. Es schraubt sich infolgedessen das Bremsgehäuse k nach rechts und preßt sich in den Kegel des Kupplungstellers l ein, k und l sind jetzt durch die Reibung gekuppelt.

Der Kupplungsteller l ist auf der Welle m, die mit dem Ritzel n aus einem Stück besteht, aufgepreßt, es kann also jetzt auch durch das Ritzel n und das sich um o drehende Zwischenrad u die Trommel gedreht werden. Damit das Heben geräuschlos vor sich geht, werden durch den Reibring p und Hebel q die Sperrklinken r aus den Sperrzähnen des Bremsgehäuses ausgehoben. Läßt man jetzt die Kurbel los, so suchen sich l und k links herum zu drehen, sofort aber legt der Reibring p die Sperrklinken r ein, und die Last wird in der Schwebe gehalten, wobei die kräftige Spiralfeder s, die einerseits an einem Stellring der Büchse h, andererseits an dem Bremsgehäuse angreift, im Hubsinne den Reibungsschluß aufrecht erhält.

Zum Senken hat man nur nötig die Kurbel um einen kleinen Winkel nach links zu drücken, dadurch schraubt sich das Bremsgehäuse k nach links, gibt den Kupplungsteller frei und die Last kann sinken, freilich auch nur mit einer bestimmten Geschwindigkeit, denn zwei an dem Teller l angelenkte Schleudergewichte t schlagen aus und bremsen an dem feststehenden Bremsgehäuse. Das Bewegen des leeren Hakens kann schnell mit der Hilfskurbel v erfolgen, wobei man die Hauptkurbel etwas nach links drückt.

Eine besondere Abart der Räderwinden sind die motorisch angetriebenen *Spills* mit senkrechter Seiltrommel, die in die Erde eingegraben werden, daß nur die Trommel vorsteht. Sie dienen zum Verholen von Schiffen und Rangieren von Eisenbahnwagen. In Abb. 130 ist ein Spill darge-

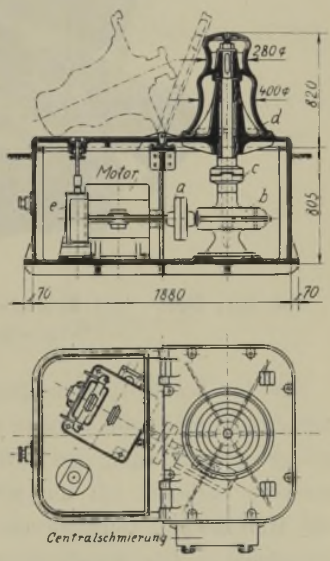


Abb. 130. Spill für 1000/700 kg Zugkraft, Seilgeschwindigkeit 30/43 m min^{-1}.

stellt[1]) für eine Zugkraft von 1000 bzw. 700 kg. Die Spilltrommel ist durch eine Klauenkupplung mit der Welle eines wagrechten Schneckengetriebes gekuppelt, die beiden Deckelhälften lassen sich zum bequemen Nachsehen des Getriebes hochklappen, die Schmierung erfolgt von einer Zentralstelle aus.

Normale Spills

Zugkraft	N	v	Spillkopf		Gehäuse		
kg	PS	m min^{-1}	D	Höhe	Länge	Breite	Höhe
200	2,5	30	350	800	1720	—	735
200	3,5	45	350	800	1720	—	735
1000	9,0	30	280—400	800	2000	1350	975
5000	30,0	15	320—475	870	2450	1400	1200

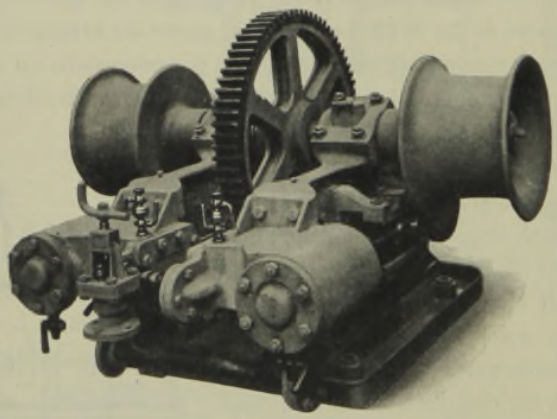


Abb. 131. Boots- und Kohlenwinde[2]) mit Dampfantrieb. Zugkraft 1000 kg, Seilgeschwindigkeit 30 m min^{-1}.

Eine für *Schiffe* typische Räderwinde zeigt Abb. 131. Da Elektromotoren, namentlich wenn die Winden an Deck stehen, den Unbilden der See nicht so gewachsen sind, so bevorzugt man Dampfantrieb. Die Zwillingsmaschine arbeitet mit um 90° versetzten Kurbeln, Zylinderdurchmesser 130, Hub 200 mm, Dampfdruck 7 at, im Vordergrund sieht man das Dampfeinlaßventil. Die Winde besitzt nur ein Zahnradvorgelege (Schutzver-

[1]) Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik, Duisburg.
[2]) Ausführung der Atlas-Werke A.-G., Bremen.

kleidung abgenommen) mit der Übersetzung $\frac{z}{z_2} = \frac{11}{66}$, $t = 11\pi$, Zahnbreite 100 mm; sie arbeitet mit Spilltrommeln von 330 Ø, die ständig in einer Richtung umlaufen. Da die Spillköpfe fliegend angeordnet sind, so sind die Hauptwelle besonders kräftig und die Hauptlager besonders breit ausgeführt.

Für größere Lasten hat man auch Ladewinden mit normaler Seiltrommel und Bremse, doch tragen auch bei diesen die Trommel- und deren Vorgelegewelle fliegend angeordnete Spillköpfe.

5. Hebemaschinen mit zusammengesetzter Lastbewegung

Der Lastenförderung im weiteren Sinne dienen *Krane* im Gegensatz zu den bisher behandelten Winden. Man könnte die allgemeine Lastenförderung einteilen in

1. Förderung nur senkrecht: Schraubenwinden, hydraulische Hebeböcke, Zahnstangenwinden, Flaschenzüge, Aufzüge, Elevatoren.
2. Förderung nur wagrecht in einer Richtung: Schiebebühnen, Förderschnecken, Förderrinnen.
3. Förderung nur wagrecht in mehreren Richtungen: Spills, Standbahnen.
4. Förderung in allen Richtungen: Krane, Conveyor, Elektrohängebahnen, Bagger.

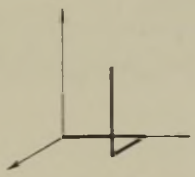


Abb. 132.

Abb. 133.

Da in dem vorliegenden Buche die reinen Förderanlagen nicht mit behandelt werden sollen, so ist eingeteilt in Hebemaschinen mit einfacher und zusammengesetzter Lastbewegung.

Zu einem Punkte des Raumes gelangt man entweder durch Parallelkoordinaten (Abb. 132): 1. *Laufkrane*, oder durch Polar- bzw. Zylinderkoordinaten (Abb. 133): 2. *Drehkrane*, das sind zunächst die beiden großen Klassen der Krane, zu denen kommen noch 3. *Drehlaufkrane*, eine Ver-

einigung der beiden ersten, und 4. *Sonderkrane* für besondere Arbeitsverrichtungen, wie sie sich namentlich im Hüttenbetrieb herausgebildet haben.

Laufkrane haben drei Bewegungen: Heben, Katzfahren (Querfahren) und Kranfahren (Längsfahren). Die kleineren besitzen I-Walzträger, die größeren genietete Blech- oder Fachwerkträger mit Bühnenträgern zur Aussteifung. Eine Abart sind die Verladebrücken, die man auf Lagerplätzen verwendet, wenn keine hochliegende Fahrbahn vorhanden ist, sie besitzen beträchtliche Spannweiten (bis 70 m), sind heute aber vielfach durch Kabelkrane und Elektrohängebahnen verdrängt.

Feststehende Drehkrane besitzen in ihrer einfachsten Form unveränderliche Ausladung (Kreislinie als Arbeitsfeld), Verwendung als Schwenkkrane zum Überladen, Baukrane, Bekohlungskrane. Mit veränderlicher Ausladung (Kreisfläche als Arbeitsfeld) finden sie viel Verwendung in Gießereien. Als Ersatz für Laufkrane wendet man auch mehrere Drehkrane an, deren Arbeitsfelder sich überschneiden, z. B. bei Hellinganlagen [1]) oder bei Höfen und Lagerplätzen [2]), die bei ihrer unregelmäßigen Gestalt von Laufkranen nicht bestrichen werden können.

Drehlaufkrane sind verbreitet als auf Normalspur laufende Dampfkrane, als Voll- und Halbportalkrane auf Hafenkais zur Schiffsentladung, als Velozipedkrane und als Laufkrane mit Drehlaufkatze für Werkstätten- und Lagerplatzbetrieb. Es ist nämlich in diesen Fällen wirtschaftlicher bei kurzen Lastwegen in Richtung der Kranbahn den Ausleger der Katze zu drehen als die schwere Kranbrücke zu verfahren.

Unter die Sonderkrane endlich fallen Konstruktionen für Hüttenwerke, Häfen, Hochbauten, Werften, Gruben u. a. mit ihren vielseitigen Anforderungen.

a) Laufkrane

Als Laufkrane in ihrer einfachsten Form könnte man die einfachen Katzen ansprechen, in die man einen Flaschenzug für die Hubbewegung einhängt. Abb. 134 zeigt eine Ausführung [3]) dafür mit handbetriebenem Fahrwerk.

---

[1]) Anlage der A.-G. Weser in Bremen, Zeitschrift des VDI. 1908, S. 1728; und der Germaniawerft in Kiel, Zeitschrift des VDI. 1908, S. 1677.

[2]) s. Zeitschrift des VDI. 1906, S. 1463.

[3]) Heinrich de Fries, Düsseldorf.

Diese Bauart läßt sich verbessern durch motorischen Antrieb entweder des Hubwerkes oder des Fahrwerkes, je nach den vorliegenden Bedürfnissen oder der Häufigkeit der Benutzung, oder auch beider Triebwerke: sog. Einschienen-Motorlaufwinden ohne oder mit Führerbegleitung. Das Arbeitsfeld einer solchen Winde ist noch die Linie, von hier ist aber nur noch ein Schritt bis zum normalen Laufkran, wenn man den Träger selbst fahrbar macht.

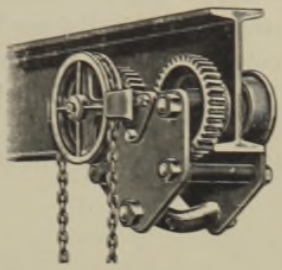


Abb. 134.
Laufkatze mit Fahrantrieb.

Der normale Laufkran besitzt, wie schon erwähnt, drei Bewegungen, die je nach den gestellten Ansprüchen von Hand, teilweise oder vollständig motorisch erfolgen können. Es erhalten z. B. Rüstkrane in Kraftwerken, die im Jahr etwa einmal gebraucht werden, vielfach Handantrieb, oder nur für das Hubwerk Kraftantrieb. Katzen von großer Tragfähigkeit erhalten meist noch ein zweites Hubwerk für kleinere Lasten und größere Hubgeschwindigkeit.

Der Aufbau eines normalen *Kranes* setzt sich zusammen aus der Katze mit Hub- und Querfahrwerk und dem Krangerüst, bestehend aus den beiden Kran- oder Hauptträgern, die auf den Kopf- oder Radträgern ruhen. Das Kranfahrwerk sitzt bei kleinen Kranen auf Konsolen längs der Hauptträger, bei größeren auch auf einer besonderen Bühne, die gleichzeitig zur wagrechten Aussteifung der Hauptträger dient. Die Bühnen, von denen nur die eine begehbar zu sein braucht, werden von den Bühnen- oder Nebenträgern getragen.

Der Stand für den Führer ist normalerweise am Krangerüst angebracht, bei weitgespannten Verladebrücken der besseren Sicht wegen an der Katze; seltener benutzte Krane werden vom Flur aus mittels Kettenzugs bedient (vgl. hierzu Abb. 135—137 auf der Tafel) [1]).

Abb. 135. *Dreimotoren-Laufkran* für kleine Tragfähigkeit und geringe Spannweite. Kranträger aus I-Eisen, nicht ausgesteift, Bühnenträger in Fachwerkkonstruktion gleich als Geländer dienend. Bedienung der drei auf der Bühne liegenden Kontroller durch Kettenzug vom Flur aus.

Abb. 136. *Dreimotoren-Laufkran* für mittlere Tragfähigkeit und Spannweite. Hauptträger als genietete Blechträger, Bühnenträger in Fachwerk.

[1]) Bauart Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp, Hamburg.

Beide Hauptträger durch Bühnen ausgesteift, eine davon begehbar. Bedienung vom Führerkorb aus.

Abb. 137. *Viermotoren-Laufkran* mit Hilfshubwerk für größere Tragfähigkeit und Spannweite. Haupt- und Bühnenträger in Fachwerkkonstruktion, beide Bühnen begehbar, Bedienung vom Führerkorb aus. Ein gutes Beispiel für die Anordnung von Kranen in Maschinenfabriken gibt Abb. 138[1]). In der Mittelhalle laufen zwei Krane, ein Laufkran von 30 t und ein Drehlaufkran von 12,5 t Tragkraft, dessen Arbeitsbereich in die Bereiche der beiden 10-t-Krane in den Seitenhallen eingreift.

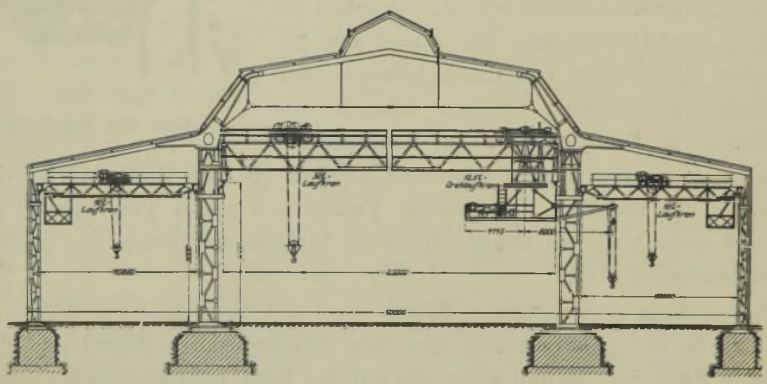


Abb. 138. Krananordnung in einer Maschinenfabrik.

Der Aufbau der *Katze.*

Aufhängen der Last mindestens an zwei Seilen, um ein Drehen der Last infolge des Dralles des Seiles zu verhindern. Wählt man aus bestimmten Gründen doch nur einen Seilstrang, so empfiehlt sich ein drallfreies Seil nach Abb. 10. Bei mehr als zwei Strängen ergeben sich dann die Flaschenanordnungen nach Abb. 83 und 84.

Da man bei normalen Werkstattkranen aus konstruktiven Gründen nicht gern zu Seildurchmessern über 30 greift, so ergeben sich die Anordnung mit 4 Strängen für Lasten bis etwa 20 t, 6 Stränge für 30 t und 8 Stränge für Lasten über 30 t. Der Hamburger Riesenkran für 250 t arbeitet mit 12 Strängen von 52 Ø.

Die geschickte Anordnung des Hub- und Katzfahrwerkes ist Sache des Konstrukteurs, bestimmte Regeln lassen sich dafür nicht aufstellen, man muß sich den besonderen Wünschen von Fall zu Fall anpassen. Im allge-

[1]) Zeitschrift des VDI. 1911, S. 285.

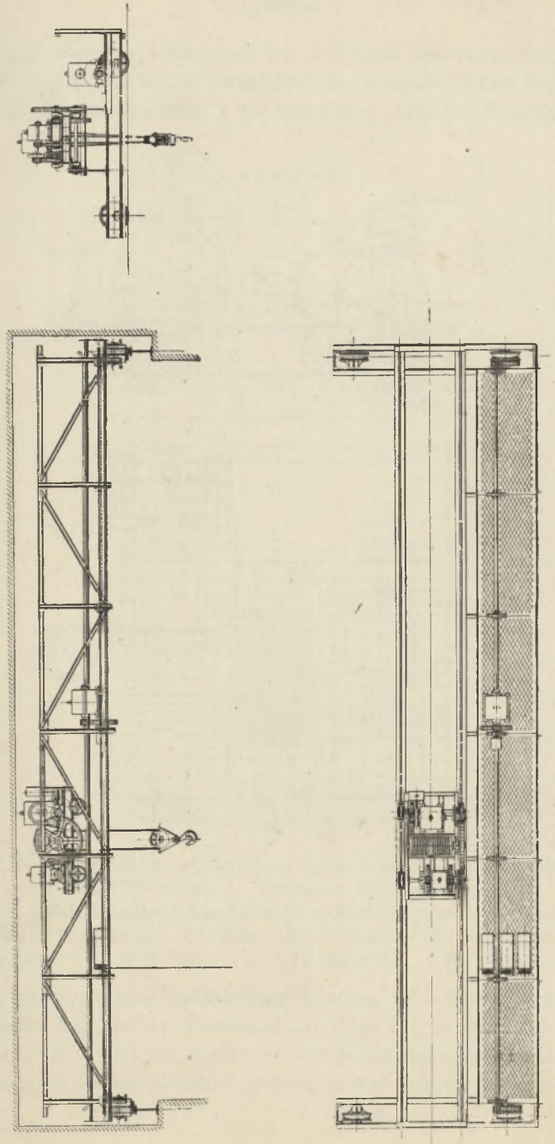


Abb. 135. Dreimotoren-Laufkran für kleine Tragkraft und geringe Spannweite.

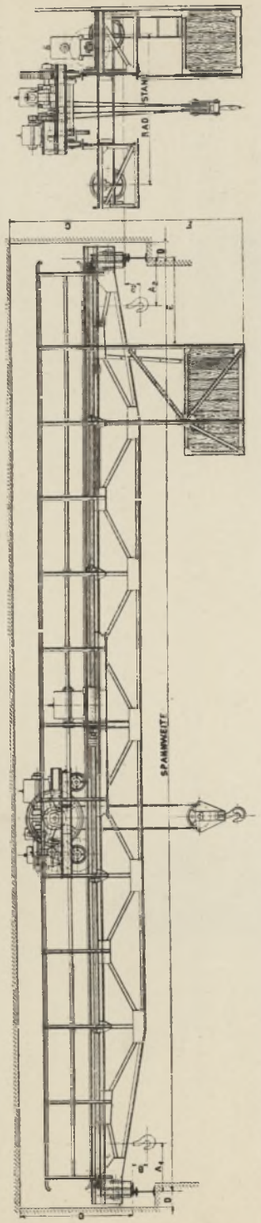
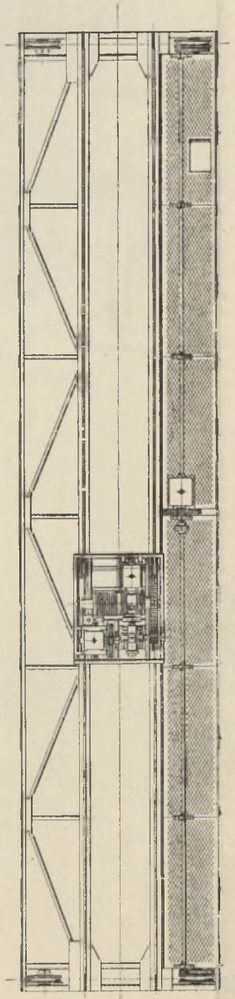
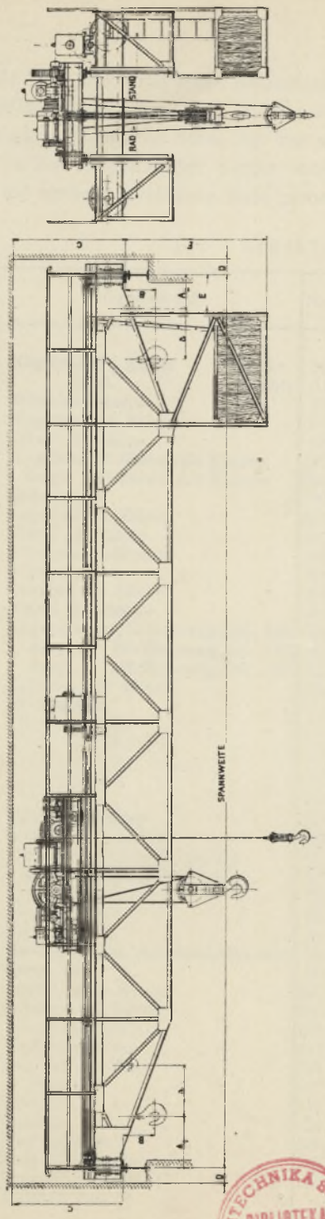


Abb. 136. Dreimotoren-Laufkran für mittlere Tragkraft und Spannweite.





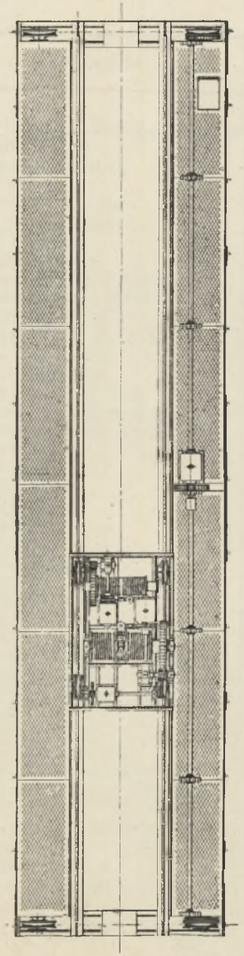


Abb. 137. Viermotoren-Laufkran mit Hilfshubwerk für größere Tragkraft und Spannweite.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA w Gliwicach

Verlag von S. Hirzel in Leipzig

meinen will man den Arbeitsraum mit der Katze voll bestreichen, also möglichst nahe an die Wände heranfahren, das erfordert kleinen Radstand der Katze. An der Spurweite s der Katze (vgl. Abb. 161) braucht man

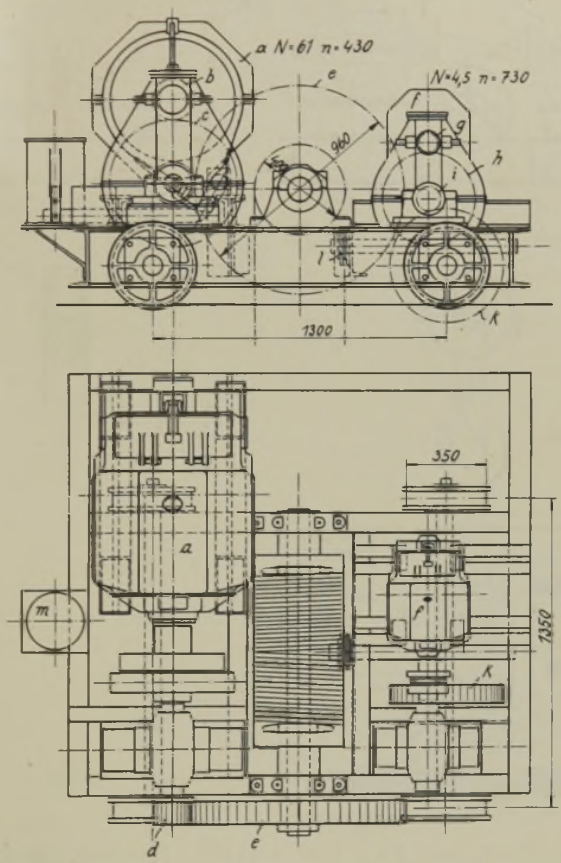


Abb. 139. 10-t-Katze von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Maßstab 1:33. Heben 20,6 m min^{-1}. Katzfahren 30,3 m min^{-1}.
a Hubmotor. f Katzfahrmotor. l Ausgleichrolle. m Bremslüftmagnet. — Zähnezahlen und Teilung: b 18 Zähne 10 π. c 47 Zähne 10 π. d 16 Zähne 12 π. e 80 Zähne 12 π. g 15 Zähne 5 π. h 85 Zähne 5 π. i 12 Zähne 9 π. k 56 Zähne 9 π.

nicht zu sparen, da eine Verkleinerung derselben keine Verringerung des Anfahrmaßes E_{min} bis zur Giebelwand zur Folge hat, da dieses nur vom Radstand l_1 des Kranes und somit auch von dessen Spannweite l abhängt. Will man einen kleinen Radstand erzielen, so legt man die Trommel tief,

indem man sie zwischen kräftigen, am Katzenrahmen angenieteten Blechen einhängt und das Windwerk darüber anordnet, so daß sich die Katze mehr

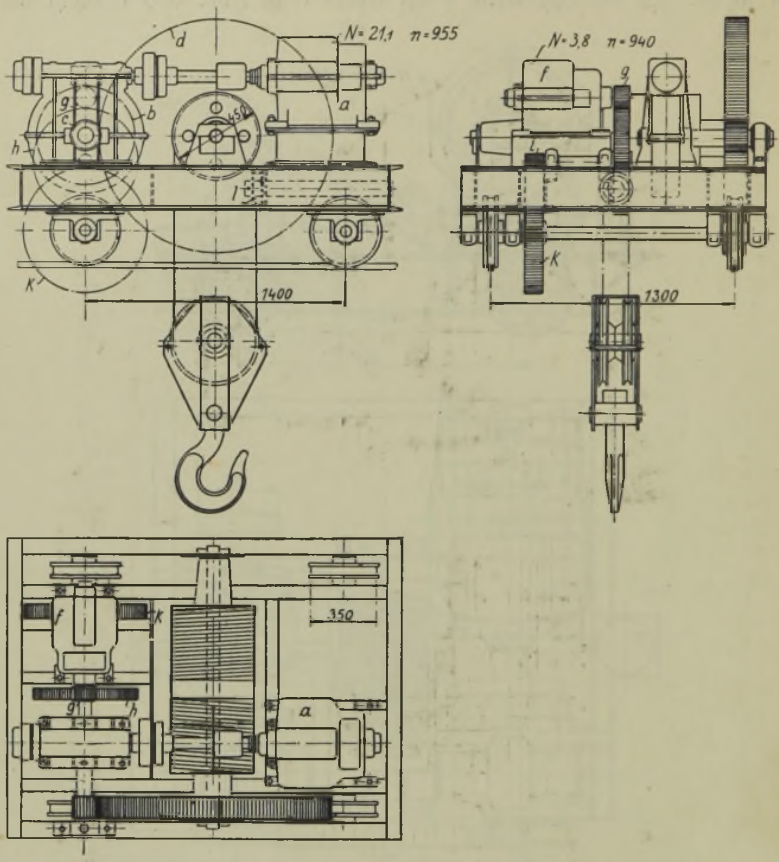


Abb. 140. 15-t-Katze von Nagel & Kaemp, Hamburg. Maßstab 1 : 40. Heben 4 m min^{-1}. Hubhöhe 10 m. Katzfahren 30 m min^{-1}.

a Hubmotor. f Katzfahrmotor. — Hubwerk: Schnecke 3gängig 10 π, Stahl. b Schneckenrad 51 Zähne 10 π, Bronze. c Ritzel 9 Zähne 14 π, Stahl. d Rad 90 Zähne 14 π, Stahlguß. — Katzfahrwerk: g 21 Zähne 6 π, Stahl. h 96 Zähne 6 π, Gußeisen. i 10 Zähne 8 π, Stahl. k 75 Zähne 8 π, Gußeisen.

hoch als lang baut. In anderen Fällen wird mehr Gewicht auf hohe Hakenstellung gelegt, dann legt man die Trommel hoch und baut die Katze möglichst niedrig und dafür länger.

Beispiele von ausgeführten Katzen.

Abb. 139 zeigt eine 10-t-Katze mit reinem Stirnräderantrieb. Der Hubmotor a treibt mittels der Räder b c d e die Trommel an, der Katzfahr-

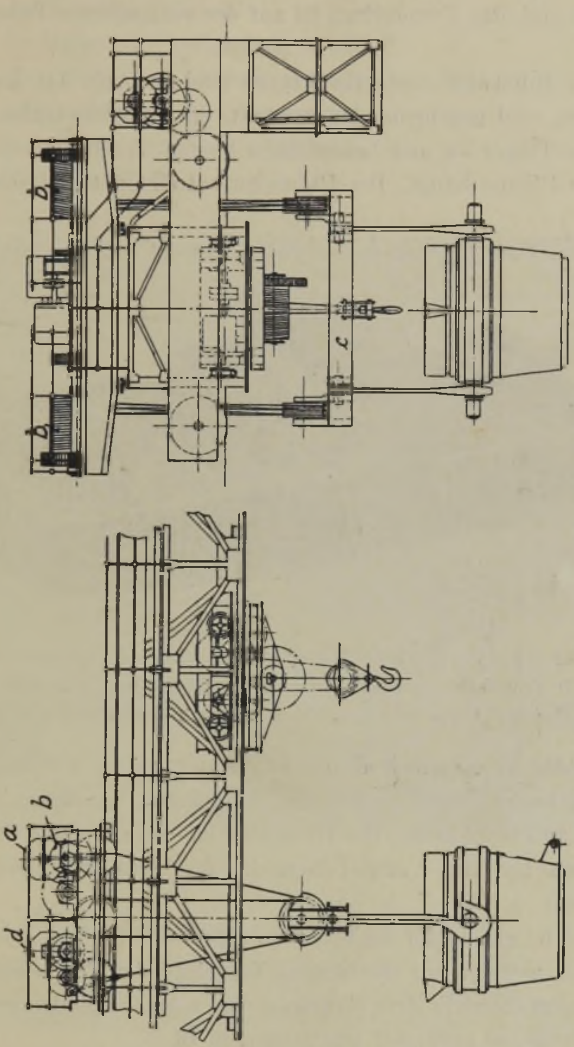


Abb. 141. Katzen eines Gießkranes von 40 t Tragkraft von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Maßstab 1 : 100. a Hubmotor. d Katzfahrmotor.

motor f arbeitet auf die Vorgelege g h i k. Die ersten Vorgelege sind gekapselt und laufen in Öl, sie sind durch elastische Kupplungen mit den Motoren verbunden. Die Last hängt an 4 Strängen, l ist die Ausgleichrolle.

Abb. 140 zeigt eine 15-t-Katze, bei deren Hubwerk ein Schneckengetriebe verwendet ist. Das Hubwerk besteht aus den Rädern b c d, das Katzfahrwerk aus den Rädern g h i k. Die Trommelwelle steht im Gegensatz zur vorigen Katze still, das Trommelrad ist auf der verlängerten Trommelnabe aufgekeilt.

Haupt- und Hilfskatze eines Gießkranes sind in Abb. 141 dargestellt. Die Kranträger sind gegeneinander versteift, die Hubseile laufen deshalb außerhalb der Träger ab und heben einen langen Tragbalken c, an dem wiederum die Pfanne hängt. Der Hubmotor a treibt mit dreifachem Vor-

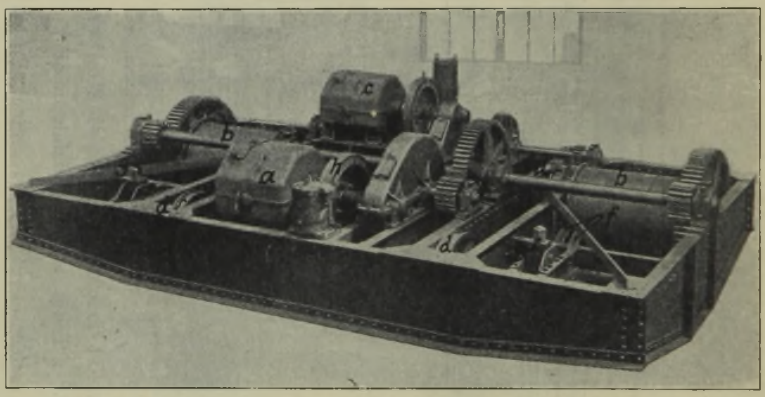


Abb. 142. Katze zu einem 60-t-Gießkran von Lauchhammer.
a Hubmotor. b Trommeln. c Katzfahrmotor. d Laufräder. f Rollen der Oberflasche. g Festpunkt des Seiles. h Hubbremse mit elastischer Kupplung.

gelege die beiden Trommeln b an, die Last hängt an 2 × 6 Strängen. Das Katzfahrwerk besteht ebenfalls aus drei Vorgelegen, von denen das erste gekapselt ist und in Öl läuft. Die Hilfskatze ist von normaler Bauart mit Stirnradantrieb für Hub- und Fahrwerk; sie dient vornehmlich zum Pfannenkippen.

In Abb. 142 ist gleichfalls die Katze zu einem 60-t-Gießkran dargestellt. Der Hubmotor a treibt mit dreifachem Vorgelege die Trommeln an, das Fahrwerk besitzt ebenfalls drei Vorgelege. Die schnellaufenden ersten Vorgelege sind beidemal gekapselt und laufen in Öl.

Abb. 143 zeigt eine Magnetkatze von 5 t Tragkraft für Schrottverladung. Die Katze ist mit Jordandruckluftkupplung und Druckluftbremse ausgerüstet, der Hubmotor läuft dauernd im Hubsinne (vgl. hierzu S. 44).

Berechnung des Hubwerkes

Bezeichnen:

N_h die Hubleistung in PS,

Q die Nutzlast in kg,

v die Hubgeschwindigkeit in m min^{-1},

v_s die Seilgeschwindigkeit in m min^{-1}, die sich aus v und der Flaschenzuganordnung ergibt,

η den Wirkungsgrad des Getriebes,

ε die Übersetzung,

D den Trommeldurchmesser in m,

n_T und n_M die Drehzahlen der Trommel und des Motors in min^{-1},

so wird

$$N_h = \frac{Q \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ PS}^{1)}. \qquad (1)$$

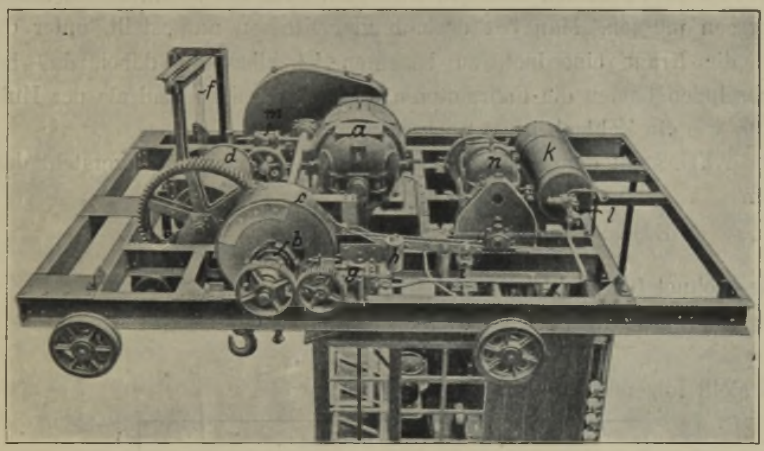


Abb. 143. Magnetkatze von 5 t Tragkraft für Schrottverladung von Lauchhammer. Jordanbremse und Jordankupplung. Heben 25 m min^{-1}. Senken bis 200 m min^{-1}. Katzfahren 70 m min^{-1}.
a Hubmotor. b Druckluftkupplung. c Bremse. d Hubtrommel. f Speicherflaschenzug für das Magnetkabel. g Kompressor. h Saugfilter. i Bremszylinder. k Luftbehälter. l Druckregler. m Senkbremsregler. n Katzfahrmotor.

Man bestimme nun das Seil, dessen Bruchlast der 8fachen statischen Arbeitslast gleichkommen soll, wählt den Trommeldurchmesser gleich

[1]) Leistungsmessungen an einer 50-t-Laufwinde: Zeitschrift des VDI. 1914, S. 1309.

dem 500 fachen Drahtdurchmesser, oder abweichend davon unter Berücksichtigung der Lebensdauerkurven (Abschn. 2 b).

$$D \pi n_T = v_s; \quad \text{hieraus} \quad n_T = \frac{v_s}{D \pi}. \tag{2}$$

Man wähle nun aus einer Liste einen passenden Motor aus. Maßgebend für die Belastungsfähigkeit eines Motors ist dessen *Erwärmung*, die eine zulässige Grenze nicht übersteigen darf. Da aber im Kranbau die Belastung ziffernmäßig schwer festzulegen ist, so pflegen die Elektrizitätsfirmen die Leistungen anzugeben, die die Motoren ununterbrochen während 30, 45, 60 und 90 Minuten abgeben können. Die 45-Minuten-Leistung pflegt man als normale *Kranleistung* anzusehen.

Je leichter die Bedingungen sind, unter denen der Kran arbeitet, um so stärker kann der Motor belastet werden, und umgekehrt. Motoren z. B. für Stripper- oder Blockkrane, die dauernd mit Höchstlast und außerdem noch in heißen Räumen arbeiten, wird man nach der 90-Minuten-Leistung bemessen müssen. Man hat deshalb vier Klassen aufgestellt, unter die man die Krane einordnet, zu beachten ist allerdings dabei, daß bei wechselnden Lasten die Fahrmotoren ungünstiger dran sind als der Hubmotor, wie ein Zahlenbeispiel noch zeigen soll.

Die AEG. stellt den Begriff *Einschaltdauer* (ED) auf und versteht darunter

$$ED = 100 \cdot \frac{\Sigma \text{ Arbeitszeiten}}{\Sigma \text{ Arbeitszeiten} + \Sigma \text{ Ruhepausen}} \text{ vH.}$$

Sie rechnet für leichten Betrieb ED = 15 vH.
normalen „ ED = 25 „
schweren „ ED = 40 „

und stellt folgende vier Belastungsreihen auf:

Belastungsreihe	Last			
	wechselnd		voll	
	Betrieb	ED	Betrieb	ED
I	leicht	15	—	—
II	normal	25	leicht	15
III	schwer	40	normal	25
IV	—	—	schwer	40

Es ist demnach z. B. ein normaler Betrieb mit wechselnder Last einem leichten Betrieb mit Vollast gleichzustellen.

Wie die Belastung der Motoren sich mit wechselnder Last ändert, soll an folgendem *Beispiel* gezeigt werden. Angenommen sei ein Laufkran mit $Q = 15$ t Nutzlast, von 20 m Spannweite; das Katzengewicht betrage $G_1 = 6$ t, das Krangewicht (ohne Katze) $G_2 = 16$ t.

Belastung der Motoren in vH.

Motor für	Q	vH.	0	25	50	75	100
Hub	Q	t	0	3,75	7,50	11,25	15,00
	Belastung	vH.	**0**	**25**	**50**	**75**	**100**
Katzfahrt	$Q + G_1$	t	6,00	9,75	13,50	17,25	21,00
	Belastung	vH.	**29**	**47**	**64**	**82**	**100**
Kranfahrt	$Q + G_1 + G_2$	t	22,00	25,75	29,50	33,25	37,00
	Belastung	vH.	**60**	**70**	**80**	**90**	**100**

Man ersieht daraus, daß in einem aussetzenden Betrieb mit durchschnittlich halber Last der Katzfahrmotor 28 vH., der Kranfahrmotor 60 vH. stärker belastet ist als der Hubmotor. Ist die durchschnittliche Last noch kleiner, so verschieben sich die Verhältnisse bedeutend mehr.

Zu beachten ist ferner, daß schnellaufende Motoren kleiner und billiger als langsam laufende sind, sie erfordern aber ein Getriebe mit hoher Übersetzung (mehrere Vorgelege); mit einem langsam laufenden Motor kann man ein u. U. zwei Vorgelege sparen, wodurch sich auch der Wirkungsgrad verbessert. Ein weiterer Vorteil der langsam laufenden Motoren ist der, daß sie schneller auf ihre normale Drehzahl kommen, man wird ihnen also im Falle häufigen Ein- und Ausschaltens den Vorzug geben, falls man nicht lieber eine Jordankupplung einbaut. Einen langsam laufenden Motor muß man auch wählen, wenn die Senkgeschwindigkeit groß im Verhältnis zur Hubgeschwindigkeit sein soll. Wegen der Fliehkraft verträgt nämlich jeder Anker nur eine bestimmte höchste Drehzahl, diese ist in den Listen mit angegeben. Jedenfalls muß der Konstrukteur von Fall zu Fall entscheiden, welche Motorenart die kleinsten Anlage- und Betriebskosten ergibt. Liegt die Motortype fest, so folgt die Übersetzung

$$\varepsilon = \frac{n_T}{n_M}. \tag{3}$$

Man unterteilt sie in mehrere Vorgelege und kann dann unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades die Drehmomente an den einzelnen Wellen nach der Formel (4) bestimmen.

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} \text{ cmkg}; \tag{4}$$

hieraus ergeben sich auch die Zahnteilungen. Über die Berechnung der Bremse vgl. Abschn. 2 f.

Neben der reinen Hubleistung ist nun noch während der Anlaufzeit eine gewisse Leistung aufzuwenden zum Beschleunigen der fortschreitenden und sich drehenden Massen, namentlich die letzteren kommen in Betracht, und von ihnen wieder vor allem der Motoranker und die mit ihm gekuppelten Teile. Bei den gewöhnlichen Werkstattkranen wird die Beschleunigungsleistung meist vernachlässigt, da die Höchstlast selten gehoben wird und der Motor infolgedessen einen genügenden Leistungsüberschuß besitzt. Berücksichtigt muß sie dagegen bei angestrengt arbeitenden Stahlwerks- oder Hafenkranen werden, da diese ständig mit Höchstlast arbeiten, gegebenenfalls auch bei Kranfahrwerken.

Bezeichnen:

N_b die Beschleunigungsleistung in PS,

J das Trägheitsmoment der betrachteten Masse in m kgsec^2,

M das Beschleunigungsmoment in m kg,

ω die Winkelgeschwindigkeit in sec^{-1},

ε die Winkelbeschleunigung in sec^{-2},

t_a die Anlauf- oder Beschleunigungszeit in sec, unter der Annahme, daß der Anlaufstrom doppelt so stark sein darf, als der Strom im Beharrungszustand,

so ist

$$M = J \cdot \varepsilon \tag{5}$$

und

$$N_b = \frac{M\omega}{75} = \frac{J}{75} \varepsilon \omega, \tag{6}$$

wobei ε und ω mit der Zeit veränderlich sind.

Man nimmt nun an, daß die Anlaufgeschwindigkeit parabolisch zunimmt und allmählich in die gleichmäßige übergeht (Abb. 144), S ist der Scheitel der Parabel.

Die Gleichung der Parabel, die durch den Ursprung geht, und deren Scheitel die Koordinaten a und b hat, lautet

$$\omega = \frac{b}{a^2} t (2a - t), \tag{7}$$

die Beschleunigung wird

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{2b}{a^2}(a - t). \tag{8}$$

Die Beschleunigung nimmt geradlinig ab (erste Abgeleitete der Parabel). Die Beschleunigungsleistung wird nach Gl. (6) das Produkt der Ordinaten

$$N_b = \frac{J}{75}\frac{2b^2}{a^4}t(a - t)(2a - t). \tag{9}$$

Der Verlauf dieser Kurve ist in Abb. 145 dargestellt.

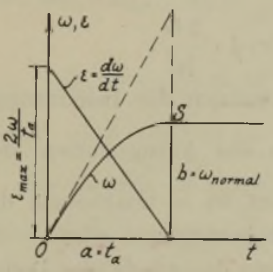


Abb. 144. Geschwindigkeits- und Beschleunigungsdiagramm.

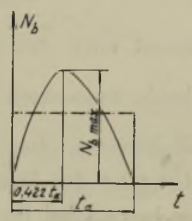


Abb. 145. Beschleunigungsleistung.

Den Wert $\max N_b$ findet man aus

$$\frac{dN_b}{dt} = \frac{J}{75}\frac{2b^2}{a^4}(2a^2 - 6at + 3t^2) = 0, \tag{10}$$

$$t = a \pm a\sqrt{\frac{1}{3}} = a\left(1 - \frac{1}{3}\sqrt{3}\right) = 0{,}422\,a. \tag{11}$$

Der Höchstwert liegt als kurz vor der Hälfte der Anlaufzeit. Mit dem Wert aus Gl. (11) ergibt sich der Höchstwert von N_b aus Gl. (9) zu

$$\max N_b = 0{,}77\frac{J}{75}\frac{b^2}{a} \quad \text{oder mit} \quad b = \omega \quad \text{und} \quad a = t_a,$$

$$\max N_b = 0{,}77\frac{J}{75}\frac{\omega^2}{t_a}, \tag{12}$$

der Mittelwert wird noch um 35 vH. kleiner. Es war bisher nur eine umlaufende Masse (Motorwelle) angenommen. Berücksichtigt man sämtliche Wellen mit ihrem jeweiligen J und ω, so wird die gesamte Beschleunigungsleistung

$$\max N_b = \frac{0{,}77}{75\,t_a}(J_1\omega_1^2 + J_2\omega_2^2 + J_3\omega_3^2 + \ldots), \tag{13}$$

diese Beschleunigungsleistung kommt zu der Hubleistung Gl. (1) noch hinzu, so daß die Motorleistung $N_h + N_b$ wird. In den meisten Fällen wird es genügen, die trägen Massen der Motorwelle zu berücksichtigen; da die Leistungen sich wie die Quadrate der Winkelgeschwindigkeiten verhalten, so hat die nächste Welle bei einer Übersetzung von 1 : 5 und gleichem Trägheitsmoment nur noch $^1/_{25}$ des Einflusses der Motorwelle.

Zu beachten ist auch, ob das größte Drehmoment *(Anzugsmoment)* des Motors für die Beschleunigung ausreicht. Das größte Beschleunigungsmoment tritt zur Zeit $t = 0$ auf

$$M_{max} = J \cdot \varepsilon_{max} = J \cdot \frac{2\,\omega}{t_a}, \tag{14}$$

hierzu kommt noch das normale Drehmoment des Beharrungszustandes $716\,\frac{N}{n}$, beide zusammen dürfen dann das Anzugsmoment des Motors nicht überschreiten. Das Anzugsmoment ist — unabhängig davon, mit welcher Leistung der Motor im Betrieb beansprucht wird — immer das gleiche; es beträgt bei Hauptstrommotoren das 3fache des Drehmomentes bei 60-Minuten-Leistung.

Man kann auch noch anders rechnen und alle sich drehenden Massen auf den Trommelumfang (Seilmittellinie) bzw. auf den Lasthaken beziehen und sie so zur Masse der Nutzlast hinzuschlagen.

Schreibt man den Ausdruck für das Trägheitsmoment

$$J = \Sigma(m\,r^2) = m\,r^2, \tag{15}$$

so bezeichnet man mit m die auf den beliebig gewählten Halbmesser r bezogene Masse.

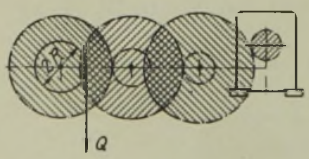


Abb. 146.

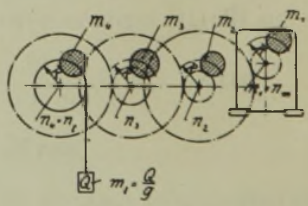


Abb. 147.

Man kann sich nun bei dem Getriebe (Abb. 146), das zunächst vollständig mit Masse behaftet ist, die mit den 4 Wellen umlaufenden Massen sämtlich auf den Halbmesser R der Trommel bezogen denken (Abb. 147). Macht nun die Masse m_1 n_1 Umdrehungen, und will man sie auf die Dreh-

zahl n_T der Trommel beziehen ($n_T < n_1$), so muß man sie im Verhältnis der Quadrate der Umlaufzahlen vergrößern

$$m_{1r} = m_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_T}\right)^2, \tag{16}$$

denn das Arbeitsvermögen einer Masse ist verhältnisgleich dem Quadrat ihrer Geschwindigkeit. Man erhält somit als Summe aller auf Seilmittellinie bezogenen Massen (Abb. 148)

$$m_r = m_{1r} + m_{2r} + m_{3r} + m_4 = \frac{J_1}{R^2}\left(\frac{n_1}{n_T}\right)^2 + \frac{J_2}{R^2}\left(\frac{n_2}{n_T}\right)^2 + \frac{J_3}{R^2}\left(\frac{n_3}{n_T}\right)^2 + \frac{J_4}{R^2} \tag{17}$$

oder

$$m_r = \frac{1}{R^2 n_T^2}\left(J_1 n_1^2 + J_2 n_2^2 + J_3 n_3^2 + J_4 n_T^2\right), \tag{18}$$

dazu kommt noch die Masse der Last $m_L = \frac{Q}{g}$. Die gesamte zu beschleunigende Masse wird somit $m_L + m_r$ und die Beschleunigungskraft $P_b = (m_L + m_r)\,p$, worin p die Seilbeschleunigung bedeutet. Die Beschleunigungskraft verläuft nach der Linie für ε in Abb. 144 und die Beschleunigungsleistung wieder nach Abb. 145.

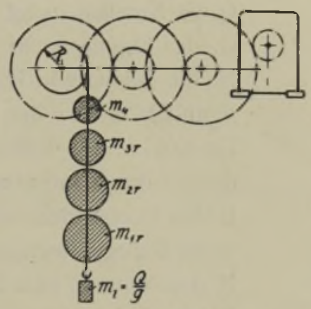


Abb. 148.

In Abb. 148 ist angenommen, daß die Last direkt am Seil hängt; ist eine Unterflasche vorhanden, und bewegt sich der Lasthaken je nach der Flaschenzuganordung $^1/_2$-, $^1/_3$-, $^1/_4$-mal so schnell als das Lastseil, so ist aus dem schon erwähnten Grunde die auf den Haken bezogene Masse $4\,m_r$, $9\,m_r$ bzw. $16\,m_r$; diese Masse wäre dann zur Masse $\frac{Q}{g}$ hinzuzuschlagen.

Die Trägheitsmomente der Zahnräder entnimmt man der Abb. 52, die der Kupplungsscheiben, Bremsscheibe und Trommel berechnet man überschläglich, indem man sich diese Teile aus Hohlzylindern zusammengesetzt denkt. Es ist das Trägheitsmoment eines Hohlzylinders mit den Halbmessern R und r und der Breite b

$$J = \frac{\pi b \gamma}{2 g}\left(R^4 - r^4\right)\ \text{mkg sec}^2, \tag{19}$$

hierin sind R, r und b in m, γ in kgm^{-3} und $g = 9{,}81\ \text{m sec}^{-2}$ einzusetzen. Man kann die Trägheitsmomente auch vorteilhaft zeichnerisch mit zwei

Planimeterablesungen nach der Angabe von L. Lewicki[1]) bestimmen. Das Trägheitsmoment des Motorankers entnimmt man den Listen. Die Elektrizitätsfirmen geben meistens das Schwungmoment GD^2 kgm² an; hierin bedeutet G kg das Gewicht und $D = 2\varrho$ den Trägheitsdurchmesser in m nach der Beziehung

$$J = m\varrho^2 = \frac{G}{g}\left(\frac{D}{2}\right)^2, \tag{20}$$

es besteht also die Umrechnung:

$$J = \frac{GD^2}{4g}; \quad GD^2 = 4gJ. \tag{21}$$

Berechnung des Katzfahrwerkes

Bezeichnen:

Q die Nutzlast in kg,
G_1 das Eigengewicht der Katze in kg,
N die Leistung in PS,
μ und μ' Ziffern der gleitenden Reibung, $\mu = 0{,}1$,
$f = 0{,}05$ cm den Hebelarm der rollenden Reibung,
$d = 2r$ den Laufradachsendurchmesser in cm,
D den Laufraddurchmesser in cm,
v die Fahrgeschwindigkeit in m min^{-1},
M das Moment zum Drehen der Laufräder in cmkg,
W den Fahrwiderstand in kg,
n_L n_M die Drehzahlen von Laufrad bzw. Motor in min^{-1},
η den Wirkungsgrad,
m das Verhältnis $\frac{D}{d}$, nach Ausführungen etwa 5 bis 8,

so wird nach früherem [Gl. (2) S. 54]

$$M = (Q + G_1)(\mu r + f) \text{ cmkg}, \tag{22}$$

der Fahrwiderstand wird

$$W = \frac{M}{\frac{D}{2}}, \tag{23}$$

Leistung ist Kraft × Geschwindigkeit, mithin

$$N = \frac{W \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{(Q + G_1)(\mu r + f) \cdot v \cdot 2}{60 \cdot 75 \cdot D \cdot \eta} \text{ PS}. \tag{24}$$

[1]) Zeichnerische Ermittlung des Arbeitsvermögens von Rädern, Zivilingenieur 1879, Bd. XXV, Heft 6 u. 7.

In der Praxis rechnet man auch nach folgender Überschlagsformel, namentlich bei Entwürfen, wenn d und D selbst noch nicht festliegen

$$N = \frac{(Q + G_1)\,\mu' v}{60 \cdot 75 \cdot m \cdot \eta}. \tag{25}$$

Diese Gleichung ist aus der vorigen durch Division mit r hervorgegangen, wobei man für $\mu' = \mu + \frac{f}{r}$ etwa 0,12 bis 0,13 setzen kann, μ' kann kein Festwert sein, da r darin enthalten ist.

Zu dem Wert von N kann man noch 5 vH. für Spurkranzreibung zuschlagen, wenigstens bei Drehlaufkatzen, die fast immer in der größten Schräglage anfahren.

Bei lebhaftem Betrieb und ständiger Höchstlast muß man für die genaue Rechnung auch wieder die Leistung zum Beschleunigen der Massen bestimmen, genau so wie es oben dargelegt wurde. Zu beschleunigen sind die Massen von Katze + Last und die sich drehenden Massen, namentlich die des Motorankers. Die Massen kann man auf den Umfang der Laufräder beziehen.

Versuche an einer 50-t-Laufwinde[1]) ergaben $\sim$ 15 kg Fahrwiderstand je t Belastung (Last + Katzengewicht).

Die Größe der Laufräder ergibt sich aus der Gleichung (1) von S. 53.

$$Q_1 = k\,b\,D; \qquad D = \frac{Q_1}{k\,b}, \tag{26}$$

weiter folgt

$$n_L = \frac{v \cdot 100}{D \cdot \pi} \tag{27}$$

und die Übersetzung

$$\varepsilon = \frac{n_L}{n_M}. \tag{28}$$

Aus dem Moment Gl. (22) folgen auch die Momente an den anderen Wellen, so daß die Zahnteilungen sämtlich berechnet werden können.

Bremsen läßt sich die Katze durch sog. Ankerkurzschlußbremse, besser aber außerdem noch durch eine nach beiden Richtungen wirkende Bandbremse, die als Haltebremse die Katze auch bei einem gewissen Schrägzug noch festhält.

Über den Aufbau des Krangerüstes vgl. das auf S. 109 Gesagte; die Berechnung der *Kranträger* erfolgt wie beim Balken auf zwei Stützen mit wandernder Last.

---

[1]) Zeitschrift des VDI. 1914, S. 1309.

Für den in Abb. 149 skizzierten Fall wird

$$M_x = A \cdot x = \frac{2\,Q_1\left(l - x - \frac{a}{2}\right)x}{l} = \frac{2\,Q_1}{l}\left(l - \frac{a}{2}\right)x - \frac{2\,Q_1}{l}x^2. \quad (29)$$

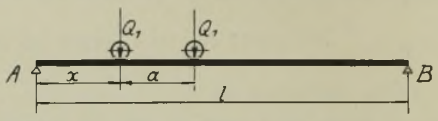


Abb. 149. Kranträger.

Diese Gleichung stellt eine Parabel dar, die durch den Koordinatenanfang geht. M_x wird Null für die Werte, die sich aus

$$x^2 - \left(l - \frac{a}{2}\right)x = 0 \quad (30)$$

ergeben.

$$x\left(x - \left(l - \frac{a}{2}\right)\right) = 0,$$

$$x_1 = 0,$$

$$x_2 = l - \frac{a}{2}. \quad (31)$$

Die allgemeine Gleichung einer Parabel, die durch den Ursprung geht und deren Scheitel die Abszisse p und die Ordinate q hat, lautet (vgl. S. 118)

$$y = \frac{2\,q}{p}x - \frac{q}{p^2}x^2, \quad (32)$$

vergleicht man die Faktoren von x^2 der Gl. (32) und (29), so findet man die Scheitelordinate $q = M_{max}$ aus

$$\frac{q}{p^2} = \frac{2\,Q_1}{l}, \quad (33)$$

wobei

$$p = \frac{x_2}{2} = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \quad \text{(Gl. 31)}$$

$$M_{max} = \frac{2\,Q_1}{l}\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right)^2. \quad (34)$$

Dieser Höchstwert tritt also ein, wenn ein Katzenrad um $\frac{a}{4}$ von der Trägermitte entfernt ist. Aus Symmetriegründen muß eine zweite Parabel vor-

handen sein (Spiegelbild) und das Moment verläuft dann nach der schraffierten Kurve (Abb. 150).

Die Gleichung (34) unterscheidet sich nicht viel von der bekannten Gleichung

$$M_{max} = 2\,Q_1 \frac{l}{4}, \tag{35}$$

die für den Fall gilt, daß beide Lasten in der Mitte angreifen, $a = 0$ (Überschlagswert).

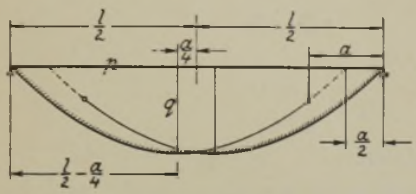


Abb. 150. Momentenverlauf.

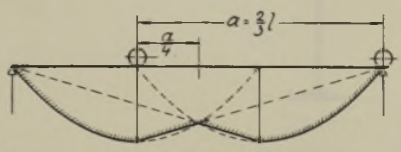


Abb. 151. Momentenverlauf.

Gl. (34) läßt sich schreiben

$$M_{max} = \frac{2\,Q_1\,l}{4}\left(1 - \frac{a}{2\,l}\right)^2,$$

setzt man $\frac{a}{l} = \frac{1}{10}$, so wird

$$M_{max} = \frac{2\,Q_1\,l}{4} \cdot \left(\frac{19}{20}\right)^2 = 0{,}9 \cdot \frac{2\,Q_1\,l}{4},$$

d. i. 10 vH. kleiner als der Überschlagswert aus Gl. (35).

Den Wert von M_{max} in Gl. (34) hätte man auch durch Differenzieren der Gl. (29) erhalten:

$$\frac{d\,M_x}{d\,x} = \frac{2\,Q_1}{l}\left(1 - \frac{a}{2}\right) - \frac{4\,Q_1\,x}{l} = 0, \tag{36}$$

$$x = \frac{l}{2}\left(1 - \frac{a}{2}\right) \tag{37}$$

eingesetzt in Gl. (29) liefert

$$M_{max} = \frac{2\,Q_1\left(1 - \frac{a}{2}\right)^2}{l \cdot 2} - \frac{2\,Q_1\left(1 - \frac{a}{2}\right)^2}{l \cdot 4} = \frac{2\,Q_1}{l}\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right)^2.$$

Der Größtwert von a, für den M_{max} nach Gl. (34) eintreten kann, ist $a = {}^2/_3\,l$, für diesen Fall ist der Momentenverlauf in Abb. 151 dargestellt.

Aus M_{max} bestimmt man das erforderliche Widerstandsmoment

$$W = \frac{M_b}{k_b}\ \text{cm}^3; \qquad k_b = 800 \text{ bis } 900\ \text{kgcm}^{-2}.$$

Nimmt man *Walzprofile* für die Kranträger, so wähle man die Trägerhöhe wenigstens $^1/_{25}$ der Spannweite, mit Rücksicht auf die Durchbiegung, die $^1/_{600}$ bis $^1/_{1000}$ l nicht überschreiten soll. Die Durchbiegung kann man nach den bekannten Formeln

$$f_1 = \frac{G_0\, 5\, l^3}{EJ\, 384}$$

für Eigengewicht, und

$$f_2 = \frac{2\, Q_1\, l^3}{EJ\, 48}$$

für die Last berechnen.

Abb. 152. Kranträgerprofil.

Um den Obergurt vor dem Ausknicken zu bewahren, wählt man das Trägerprofil vielfach nach Abb. 152. Die Nietteilung t ist in diesem Fall nach der Formel für die Gurtnieten zu berechnen:

$$t \leqq \frac{2\,\frac{d^2\pi}{4}\,k_s\,J}{Q \cdot S}. \tag{39}$$

Hierin bedeuten

J das Trägheitsmoment des ganzen Trägers in cm^4,

Q die Querkraft in kg (am größten am Ende des Trägers),

S das statische Moment des anzuschließenden Querschnittes in cm^3.

Bei der Art der Schienenbefestigung muß man zwischen tragenden und nicht tragenden Schienen unterscheiden. Ist eine Abnutzung nicht zu befürchten, so kann die Schiene mit tragen, sie muß dann aber vernietet

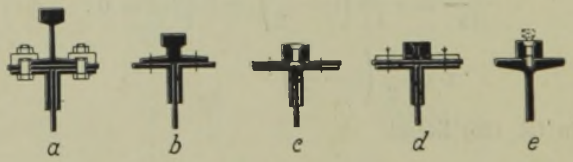


Abb. 153. Verschiedene Arten der Schienenbefestigung.

werden, Nietteilung nach Gl. (39). Soll die Schiene öfter ausgewechselt werden, so rechnet man sie nicht mittragend und klemmt sie nur auf, indem man zwischen Schraubenbolzen und Lochwandung reichlich Spiel läßt, oder indem man Klemmplatten nach Abb. 153 a anwendet. Abb. 153 b

zeigt die Anwendung der speziell für den Kranbau gewalzten Schienen des Aachener Hütten-Vereins (Abb. 154), bei c ist ein Flacheisen mit einer durchgehenden Lamelle vernietet, die ihrerseits wieder an die Gurtwinkel angeschlossen ist, bei d ist die Schiene nur mit einzelnen eingehobelten Flacheisen in Abständen von etwa 300 mm vernietet, e zeigt die Verschraubung mit einem I-Träger. Als normale Schienenbreiten gelten nach DIN. 691: 45, 55, 65, 75, 90, 100 und 120 mm.

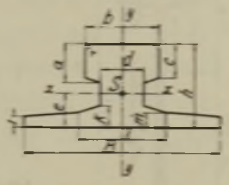


Abb. 154. Kranschiene des Aachener Hütten-Vereines.

Kranschienen des Aachener Hütten-Vereins Rote Erde (Abb. 154)

Nr.	Abmessungen in mm											
	a	b	c	d	e	h	i	k	l	m	r	B
1	23,5	45	20	24	22,7	55	8	14,5	54	11,0	3	125
2	28,5	55	25	31	26,8	65	9	17,5	66	12,5	4	150
3	34,0	65	30	38	30,6	75	10	20,0	78	14,0	5	175
4	39,5	75	35	45	35,2	85	11	22,0	90	15,5	6	200

Querschnitt F	Gewicht g_0	Trägheitsmomente cm^4		Widerstandsmomente cm^3		Raddrücke kg $Q_1 = k\,b\,D$ bei k			Raddurchmesser D
cm^2	kgm^{-1}	J_x	J_y	W_x	W_y	40	50	60	mm
28,7	22,5	94	182	29	29	6250	7800	9370	400
41,0	32,2	180	353	47	47	11280	14100	16900	600
55,8	43,8	328	646	74	74	17600	22000	26400	800
72,6	57,0	523	989	105	99	25200	31500	37800	1000

Zahlenbeispiel für die Berechnung eines Kranträgers. Für einen Laufkran von 6 t Tragkraft und 8 m Spannweite soll der Träger und die Schienenvernietung berechnet werden. Der Radstand der Katze betrage 1,0 m, das Katzengewicht 3 t und der kleinste Abstand zwischen Haken und Fahrbahn (Anfahrmaß) 0,9 m.

Der Raddruck wird $Q_1 = \frac{6000 + 3000}{4} = 2250\,\text{kg}$

Nach Gl. (34) ergibt sich dann

$$M_{max} = \frac{2 \cdot 2250}{800}\left(\frac{800}{2} - \frac{100}{4}\right)^2 = 790000\ \text{cmkg}.$$

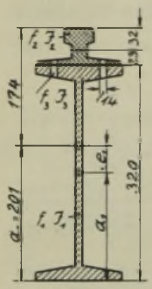


Abb. 155.

Das Trägergewicht werde zu 80 kgm^{-1} geschätzt, es kommt dann noch hinzu

$$M_0 = \frac{Gl}{8} = \frac{80 \cdot 8 \cdot 800}{8} = 64000 \text{ cmkg}.$$

$$M_{ges} = 790000 + 64000 = 854000 \text{ cmkg}.$$

$$W = \frac{M}{k_b} = \frac{854000}{800} = 1070 \text{ cm}^3.$$

Als Träger werde das Profil nach Abb. 155 gewählt, zu bestimmen ist dafür die Schwerpunktslage, das Trägheitsmoment und das Widerstandsmoment.

Schwerpunktslage: Anwendung des Satzes vom statischen Moment.

$$f_1 a_1 + f_2 a_2 - 2 f_3 a_3 = F \cdot a_0,$$

$$a_0 = \frac{77{,}7 \cdot 16 + 28{,}7 \cdot 34{,}3 - 2 \cdot 3{,}8 \cdot 31{,}6}{77{,}7 + 28{,}7 - 7{,}6} = 20{,}1 \text{ cm}.$$

Trägheitsmoment:

$$J = J_1 + f_1 e_1^2 + J_2 + f_2 e_2^2 - 2(J_3 + f_3 e_3^2),$$

$$J = 12490 + 77{,}7 \cdot 4{,}1^2 + 94 + 28{,}7 \cdot 14{,}2^2 - 2(2 + 3{,}8 \cdot 11{,}5^2)$$

$$= 19684 - 1004 = 18680 \text{ cm}^4,$$

$$W = \frac{J}{e} = \frac{18680}{20{,}1} = 929 \text{ cm}^3.$$

Erforderlich waren 1070, behält man den gewählten Träger bei, so erhöht sich die Spannung auf $800 \cdot \frac{1070}{929} = 920$ kgcm^{-2}, erscheint das zu hoch, so muß man I N P 34 wählen.

Die Nietteilung t ist nach Gl. (39) zu berechnen, maßgebend ist dafür die größte Querkraft, die am Ende des Trägers auftritt, und die man angenähert gleich dem größten Auflagerdruck A_{max} setzen kann.

$$Q = A_{max} = \frac{2\, Q_1 (800 - 90)}{800} + \frac{80 \cdot 8}{2} = 4320 \text{ kg}.$$

Das statische Moment der Schiene in bezug auf die Schwerpunktsachse ist $S = 28{,}7 \cdot 14{,}2 = 407$ cm^3, der Nietdurchmesser beträgt 1,4 cm, mithin

$$t \leqq \frac{2 \cdot 1{,}54 \cdot 900 \cdot 18\,680}{4320 \cdot 407} = 29{,}5 \text{ cm},$$

gewählt 25 cm.

Konstruktion eines *Blechträgers*. Wenn gewalzte Träger nicht mehr ausreichen oder zu schwer werden, so nietet man sich einen passenden Träger aus einem Stehblech, Gurtwinkeln und nötigenfalls Lamellen zusammen. Empfehlenswert ist die Benutzung von Tabellen ausgerechneter Blechträger. Die Trägerhöhe wähle man $^1/_{12}$ bis $^1/_8$ der Spannweite, die Blechstärke 8 bis 10 mm. Der Nietdurchmesser soll den Profilen angemessen sein (Normalien), die Teilung in den Gurtwinkeln ergibt sich nach den aus der Festigkeitslehre bekannten Formeln:

$$t \leqq \frac{d \delta k J}{Q \cdot S}, \tag{38}$$

wenn Leibungsdruck k maßgebend ist,

$$t \leqq \frac{2 \frac{d^2 \pi}{4} k_s J}{Q \cdot S}, \tag{39}$$

wenn Abscheren in Frage kommt.

Meist ist Gl. (38) ausschlaggebend, δ ist die Stehblechstärke, J das Trägheitsmoment des ganzen Trägers, S das statische Moment des anzuschließenden Gurtes (Gurtwinkel + Lamelle + Schiene), Q die Querkraft.

Für die Nietteilung in den Gurtplatten gilt Gl. (39).

Das Stehblech wird aus mehreren Teilen zusammengestoßen, die Enden schneidet man trapezförmig entsprechend der Abnahme des Biegungsmomentes, reine Parabelträger werden seltener ausgeführt, weil die Gewichtsersparnis in schlechtem Verhältnis zu den Mehrkosten steht. Gedeckt wird der Stehblechstoß durch Doppellaschen von 7 bis 8 mm Stärke, die Vernietung muß die Querkraft aufnehmen und das Moment an der Stoßstelle, das von den anderen durchgehenden Teilen nicht mit aufgenommen werden kann. Die Beanspruchung der Nieten durch die Querkraft ist gering und wird meist vernachlässigt.

Bezeichnen:

J das Trägheitsmoment des ganzen Trägers,

J_s das Trägheitsmoment des Stehbleches allein,

M das gesamte Moment an der Stoßstelle,

so wird

$$M_s = \frac{J_s}{J} M \tag{40}$$

der auf das Stehblech entfallende Anteil des Gesamtmomentes.

Dies Moment muß von den Nieten aufgenommen werden, wobei zu berücksichtigen ist, daß die Tragkraft der Nieten entsprechend ihrem Abstand von der Nullachse abnimmt. Trägt die äußerste Niete $N_1 = d \cdot \delta \cdot k$, so trägt eine Niete in der zweiten Reihe $N_2 = N_1 \frac{h_2}{h_1}$, in der dritten $N_3 = N_1 \frac{h_3}{h_1}$ usw. (s. Abb. 156). Es wird also für diese Nietanordnung, drei Reihen auf jeder Seite des Stoßes,

$$M_s = 2 N_1 h_1 + N_2 h_2 + 2 N_3 h_3 + N_4 h_4 + 2 N_5 h_5 , \qquad (41)$$

$$M_s = \frac{N_1}{h_1} (2 h_1^2 + h_2^2 + 2 h_3^2 + h_4^2 + 2 h_5^2) , \qquad (42)$$

zur bequemen Rechnung sind hierfür in der „Hütte“ [1]) auch Tabellen aufgestellt.

Berechnung des Fachwerkträgers

Man gibt dem Parallelträger vor dem Parabelträger vielfach den Vorzug, weil die Einfachheit in der Herstellung in bezug auf die gleichen Längen und Neigungen der Pfosten und Schrägen, die gleiche Größe der

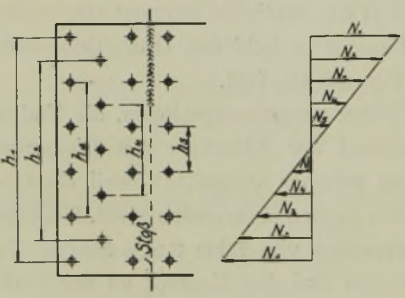


Abb. 156. Stehblechstoß.

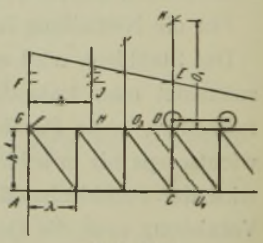


Abb. 157.

Knotenbleche und den geraden Untergurt die oft sehr geringe Ersparnis an der Länge der Füllstäbe wieder aufwiegt. Unentbehrlich ist der Parallelträger dort, wo man eine Hilfskatze auf dem Untergurt laufen lassen will (vgl. Abb. 141), oder wo die Hauptkatze mit Rollen am Untergurt geführt werden soll, wie bei Beschickmaschinen oder Drehlaufkatzen.

Legt man durch drei Stäbe des Trägers einen Schnitt (Abb. 157), so wird für das abgeschnittene Balkenstück mit C als Drehpunkt

$$A \cdot 3 \lambda = O_3 \cdot h , \qquad (43)$$

ebenso $$A \cdot 3 \lambda = U_4 \cdot h ; \quad O_3 = U_4 .$$

[1]) Hütte, 23. Aufl., III, S. 94.

Die beiden Seiten der Gl. (43) stellen geometrisch Rechtecke dar, und zwar ist

$$A \cdot 3\lambda = \square DEFG,$$

$O_3 \cdot h$ ist das Rechteck gebildet aus $GH = h$ und $DK = O_3 = U_4$. Die Aufgabe läuft also auf eine Rechteckverwandlung hinaus.

Man mache in Abb. 157 $GH = h$, schneide von E wagrecht herüber den Punkt J an, ziehe die Gerade GJK, DK ist die gesuchte Gurtkraft. Näheres

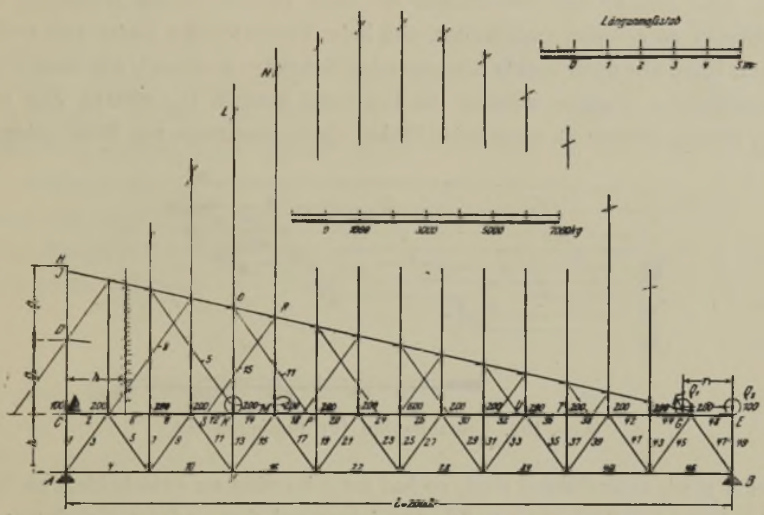


Abb. 158. Bestimmung der Stabkräfte eines Kranträgers.

hierüber in des Verfassers Abhandlung[1]). Abb. 158 zeigt die Anwendung des Verfahrens an einem 5-t-Schrottverladekran von 20 m Spannweite. Die Trägerhöhe beträgt 1,8 m, der Radstand r der Katze 1,5 m, der Raddruck 2250 kg.

Konstruktion (Abb. 158): Man zeichne zuerst die sog. A-Linie JF, zu diesem Zwecke mache $CD = DH = Q_2 = Q_1$ und $EG = r$. Ziehe DE und schneide auf dem Lot durch G den Punkt F an. Mache $FG = HJ$ und ziehe JF. Diese Linie liefert beim Verfahren der Katze von rechts nach links mit der Ordinate durch das linke (Vorder-) Rad zu jeder beliebigen Katzenstellung den Auflagerdruck A, der auch gleich der Querkraft an der betreffenden Stelle ist. Man führe nun die in Abb. 157 gegebene Kon-

[1]) Ein neues zeichnerisches Verfahren zur Bestimmung der Gurtkräfte in Kranparallelträgern. Zeitschrift des VDI. 1908, S. 1398 u. 1620.

struktion aus, KL ist zu der gezeichneten Katzenstellung $O_{12} = O_{14}$; MN liefert U_{16}, wenn das Vorderrad in M steht usw. Die Kräfte in den Schrägen sind aus der Beziehung $D = \frac{\text{Querkraft}}{\sin \alpha}$ ermittelt, wenn α ihren Neigungswinkel gegen die Wagrechte bedeutet; man hat deshalb durch die Punkte O, R usw. nur Parallelen zu den Schrägen zu ziehen, $O\,P = D_{11}$, $R\,S = D_{15}$. Denkt man sich durch den Träger einen Schnitt gelegt, der eine Schräge mit trifft, und an der Schnittstelle die nach oben wirkende Querkraft angebracht, so erkennt man weiter, daß beim Verfahren der Katze von rechts nach links alle nach rechts ansteigenden Schrägen gedrückt, alle nach links ansteigenden gezogen werden. Es bekommt deshalb D_{17} 3200 kg Zug und D_{33} 1500 kg Druck; da aber beide Stäbe, als symmetrisch zur Mitte gelegen,

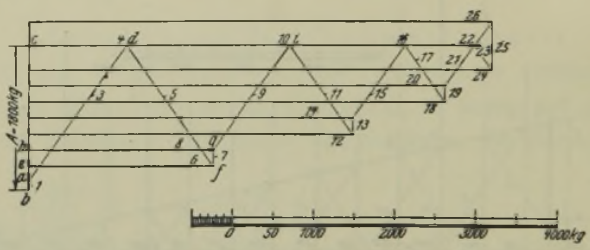


Abb. 159. Cremonaplan für Eigengewicht.

gleich stark auszuführen sind, so hat man jeweilig zu entscheiden, ob Zug oder Druck maßgebend ist. Ebenso ist es bei den anderen Schrägen; es erhält z. B. D_{23} 2500 kg Zug, der Spiegelstab D_{27} 2200 kg Druck, der Druck ist hier ausschlaggebend, die beiden Stäbe sind daher auf Knicken zu berechnen. Die Pfosten endlich erhalten den Raddruck, wenn ein Rad gerade über ihnen steht.

Hat man die Stäbe in erster Annäherung bestimmt, so ermittle man das Eigengewicht des Trägers und zeichne dafür einen Cremonaplan (Abb. 159). Die endgültigen Stabkräfte ermittelt man dann als Summe bzw. Differenz von ruhender und wandernder Last; es ist üblich Zugkräfte mit + -, Druckkräfte mit — - Zeichen zu versehen.

Die Obergurtstäbe erhalten nun außer den Druckspannungen noch Biegungsspannungen, wenn ein Katzenrad in dem betreffenden Feld steht. Es entstehen Momente in der Mitte eines Feldes und über den Stützen, die man allgemein zu $\frac{P\,l}{6}$ ansetzen kann. Näheres hierüber findet sich in

einer Untersuchung von Unold[1]). In der oberen Faser addieren sich also die Druckspannungen, während in der unteren Faser sich Druck- und Zugspannungen zum Teil aufheben. Man bildet deshalb den Querschnitt nach Abb. 160 aus und benutzt das Stehblech zum Anschluß der Diagonalen und Pfosten. Näheres über die Querschnittbildung s. Pirnsch, Beitrag zur Berechnung von Kranträger-Obergurtstäben[2]).

Die *Querträger* werden auf zweierlei Arten auf Biegung beansprucht: erstens durch senkrechte Kräfte herrührend vom Auflagerdruck der Hauptträger, wobei natürlich die äußerste Katzenstellung maßgebend ist, zweitens durch die beim Katzfahren hervorgerufene wagrecht wirkende Bremskraft zwischen Rad und Schiene bzw. durch die entsprechende Kraft beim Anfahren. Die größte Wagrechtkraft, die entstehen kann, ist

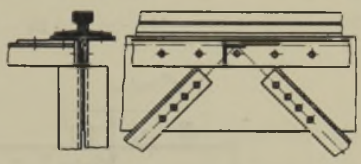


Abb. 160. Obergurtquerschnitt.

$$B = \frac{Q + G_1}{2}\left[\frac{\mu r + f}{R} + \mu_0\right]. \qquad (44)$$

Das erste Glied stellt den Fahrwiderstand der nicht angetriebenen Achse dar, das zweite Glied die Reibung zwischen den festgebremsten Antriebsrädern und der Schiene. B erzeugt eine Stützkraft, die zwischen Schiene und Spurkranz der Kranlaufräder auftritt; man wird die ganze Kraft B auf ein Querträgerpaar rechnen, da es unwahrscheinlich ist, daß die Spurkränze aller vier Räder gleichzeitig anliegen.

Es ergibt sich nun aus Abb. 161 folgende Lastverteilung: Belastet ist der Querträger mit][-förmigen Querschnitt in den Punkten 1, 2, 3 und 4, in den Radachsen bei A_1 und B_2 liegt er auf. Von den senkrechten Kräften entfällt auf Punkt 1: das halbe Eigengewicht des Bühnenträgers b und $^1/_4$ des Gewichtes der Querverbindungen c. Auf Punkt 2 entfallen: das halbe Eigengewicht des Hauptträgers e, ebenfalls $^1/_4$ der Querverbindungen und von der Katze $\frac{1}{2} \cdot \frac{(Q + G_1)(l - a)}{l}$. Auf Punkt 3 entfällt zunächst dasselbe wie auf 2, außerdem noch $^1/_4$ von dem Bühnenbelag f (gelochtes Blech und rund $^1/_4$ von dem Fahrwerk g. Auf den Punkt 4 endlich: $^1/_2$ Bühnenträger, $^1/_4$ Querverbindungen, $^1/_4$ Belag und $^1/_4$ Fahrwerk.

[1]) Eisenbau 1920, S. 321.

[2]) Zeitschrift des VDI. 1919, S. 1094.

Wir haben also einen Träger auf zwei Stützen A_1 und B_1 vor uns, belastet mit den Kräften P_1 bis P_4. Zur Kontrolle muß sich ergeben:

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \text{Gewicht des Radträgers} = A_{max},$$

wobei

$$A_{max} = (Q + G_1)\frac{l - a}{l} + \frac{G_2}{2}. \tag{45}$$

Das größte Moment tritt im allgemeinen bei Punkt 3 auf, es ist

$$M_{b_1} = B_1 \cdot m - P_4(m + n) = W_1 \cdot \sigma_1. \tag{46}$$

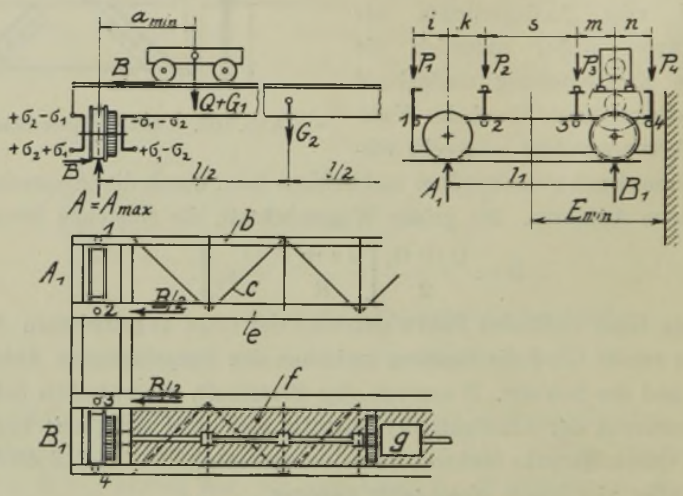


Abb. 161. Kräfte am Radträger.

Ebenso wird das Moment herrührend von der Bremskraft B um die senkrechte Biegungsachse unter der Annahme, daß $k = m$ ist:

$$M_{b_2} = \frac{B}{2} \cdot m = W_2 \cdot \sigma_2 \tag{47}$$

oder allgemein, wenn $k \lesseqgtr m$

$$M_{b_2} = B\frac{k + \frac{s}{2}}{l_1} \cdot m = W_2 \cdot \sigma_2. \tag{47'}$$

Aus Gl. (46) und (47) ergeben sich σ_1 und σ_2, die sich in den äußersten Fasern einmal addieren und einmal subtrahieren; für die gezeichnete Kraftrichtung von B bekommt der innere obere Flansch die größte Druck-

beanspruchung $-(\sigma_1 + \sigma_2)$, der äußere untere Flansch die größte Zugbeanspruchung $+(\sigma_1 + \sigma_2)$, es muß $\sigma_1 + \sigma_2 \leqq k_z$ sein.

Streng genommen müßte man noch die etwas ungleiche Verteilung des Auflagerdruckes auf die beiden [-Eisen des Radträgers berücksichtigen, der äußere ist etwas stärker belastet als der innere, doch soll das vernachlässigt werden, da schon die Wagrechtkraft B nach Gl. (44) hoch angenommen wurde.

Eine ganz geringe zu vernachlässigende Druckspannung in Richtung seiner Längsachse bekommt der Radträger auch durch den Fahrwiderstand des nicht angetriebenen Kranlaufrades.

Berechnung des Fahrwerkes

Mit den Bezeichnungen von S. 122 und G_2 für das Eigengewicht des Krangerüstes wird das Gesamtmoment zum Drehen der vier Laufräder entsprechend Gl. (22)

$$M = (Q + G_1 + G_2)(\mu r + f) \text{ cmkg} \tag{48}$$

und

$$N = \frac{(Q + G_1 + G_2)(\mu r + f) \cdot 2 v}{60 \cdot 75 \cdot D \cdot \eta} \text{ PS} \tag{49}$$

oder überschlägig

$$N = \frac{(Q + G_1 + G_2)\mu' v}{4500 \cdot m \cdot \eta} \text{ PS}. \tag{50}$$

Für Spurkranzreibung kann man 5 bis 8 vH. zuschlagen, früher empfohlene Zuschläge von 40—60 vH. haben sich als unhaltbar erwiesen, Verfasser hat in seinen Untersuchungen [1]) den oben angegebenen Wert festgestellt. Zu N tritt nun wieder, wie früher, gegebenenfalls die Beschleunigungsleistung N_b.

Aus Gl. (26) bis (28) folgen auch D, n_L und ε, bei der Berechnung von D ist natürlich die äußerste Katzenstellung nach Gl. (45) zugrunde zu legen, $Q_1 \backsim {}^1/_2 A_{max}$.

Ausführung des Laufrades mit Zahnkranz nach Abb. 70, das Moment zum Drehen des Rades wird nach Gl. (2) S. 54

$$M_{d_1} = A_{max}\left(\mu \frac{d}{2} + f\right) = \left((Q + G_1)\frac{l - a}{l} + \frac{G_2}{2}\right)\left(\mu \frac{d}{2} + f\right). \tag{51}$$

Der Zahndruck folgt hieraus durch Division mit dem Teilkreishalbmesser, den man ungefähr gleich dem Radhalbmesser annehmen kann, oder etwas kleiner, und somit die Zahnteilung nach Gl. (2) S. 54.

---

[1]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 154 u. 155, Auszug in Zeitschrift des VDI. 1914, S. 1113.

Das Höchstmoment, das durch die Transmissionswelle hindurchgeht, folgt dann (s. Abb. 162) zu

$$M_{d_2} = \frac{M_{d_1} \cdot \varepsilon_1}{\eta}. \tag{52}$$

Nach diesem Moment ist die Welle zu berechnen, und zwar mit Rücksicht auf *Formänderung*. Würde man sie nur nach Festigkeitsrücksichten bemessen, so würde sich das Wellenstück I bei der angenommenen einseitigen Katzenstellung zu stark gegenüber dem Wellenstück II verdrehen, d. h. die rechte Seite des Kranes würde zuerst anfahren und der Kran würde ecken (Spurkranzreibung!).

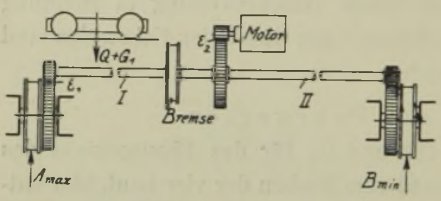


Abb. 162. Schema des Kranfahrwerkes.

Es ist nach bekannter Formel

$$M_d = G \cdot J_p \cdot \vartheta = G \frac{\pi\, d^4}{32} \vartheta \text{ cmkg}, \tag{53}$$

hierin bedeuten

G den Gleitmodul in $kgcm^{-2}$, $G = 830\,000$,

J_p das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes in cm^4,

d den Wellendurchmesser in cm,

ϑ den verhältnismäßigen Verdrehwinkel, d. h. den Verdrehwinkel (im Bogenmaß) zweier um 1 cm voneinander abstehenden Querschnitte, Dimension: cm^{-1}.

Man läßt eine Verdrehung von $^1/_4{}^0$ für 1 m zu, d. i. $^1/_{400}{}^0$ für 1 cm, oder in Bogenmaß umgerechnet

$$\vartheta = \frac{1}{400} \cdot \frac{\pi}{180} = 0{,}000043 \text{ cm}^{-1},$$

aus Gleichung (53) folgt dann

$$d = \sqrt{\frac{32\, M_d}{G\, \pi\, \vartheta}} \text{ cm}. \tag{54}$$

Das Drehmoment in der Kranfahrwelle verläuft nun nicht etwa gleichmäßig, sondern es treten außerordentliche Torsionsschwingungen auf, die u. U. auch zu Resonanzerscheinungen führen können. Verfasser hat mit dem Foettingerschen Torsionsindikator mehrfach die Welle eines 10-t-

Kranes indiziert und bedeutende Schwingungen gefunden (s. Abb. 163). Man muß sich das Diagramm zum Zylinder aufgewickelt denken, es ist über vier Wellenumdrehungen aufgenommen, die Nullinie beschreibt deshalb auf dem Zylinder eine Schraubenlinie, die Gesamtlänge der Diagrammlinie beträgt etwa 2,9 m, sie ist deshalb zur leichteren Auswertung in 19 Teile a-b-c . . . t eingeteilt.

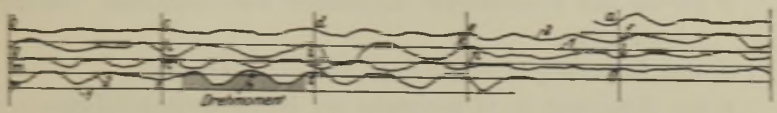


Abb. 163. Torsionsschwingungen in einer Kranfahrwelle.
1 Nullinie. 2 Linie des Drehmomentes.

Die *Kranfahrbremse* hat die Aufgabe, die Bewegungsenergie der fortschreitenden und sich drehenden Massen zu vernichten und den in Ruhe befindlichen Kran festzuhalten, damit er nicht bei einem gewissen Schrägzug der Last fortrollt. Im Freien ist die oft nicht unbeträchtliche Windkraft zu berücksichtigen, die den Kran fortzutreiben strebt. Bei Verladebrücken sieht man deshalb außer einer kräftigen Bremse noch besondere Schienenklammern vor. Von der Bremse muß man ferner verlangen, daß im Falle eines unvorhergesehenen Hindernisses der Kran auf einem gewissen Bremsweg aus der vollen Geschwindigkeit zum Stillstand gebracht werden kann, hierbei unterstützt uns der Fahrwiderstand und die Reibung im Getriebe.

Bezeichnen:

A die Bewegungsenergie der bewegten Massen in mkg,

$m = \frac{Q + G_1 + G_2}{g}$ die Masse von Last und Kran in $kgm^{-1} sec^2$,

J_1 das Massenträgheitsmoment des Motorankers in mkg sec^2,

ω_1 seine Winkelgeschwindigkeit in sec^{-1},

M das gesamte am Laufrad bremsende Moment in mkg,

M_F das Moment des Fahrwiderstandes am Laufrad nach Gl. (48) in mkg,

M_B' das abzubremsende Moment in mkg, am Laufrad gemessen,

M_B das abzubremsende Moment in mkg, an der Bremsscheibe gemessen,

ε, η Übersetzung und Wirkungsgrad des Getriebes von der Bremsscheibe zum Laufrad,

φ den Drehwinkel des Laufrades während der Bremsperiode im Bogenmaß,

$\psi = 0{,}97$ einen Koeffizienten,

B die gesamte Umfangskraft an der Bremsscheibe in kg,

W den auf den Bremsscheibenumfang bezogenen Fahrwiderstand in kg,

P die an der Bremsscheibe tatsächlich aufzuwendende Umfangskraft in kg,

s_1 den Bremsweg in m gemessen auf der Fahrbahn,

s den Bremsweg in m gemessen am Bremsscheibenumfang,

D_L und D_B die Durchmesser von Laufrad und Bremsscheibe in m,

v die Kranfahrgeschwindigkeit in m min^{-1},

so wird

$$A = \frac{m}{2}\left(\frac{v}{60}\right)^2 + \frac{J_1}{2}\,\omega_1^2 \text{ mkg}, \tag{55}$$

wer genauer rechnen will, kann noch ein weiteres Glied $\frac{J_2}{2}\,\omega_2^2$ für die Transmissionswelle berücksichtigen.

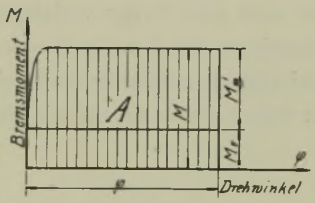


Abb. 164. Bremsmoment.

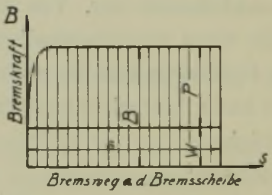


Abb. 165. Bremskraft

Das Bremsmoment M_B' wird nun nicht sofort in seiner vollen Höhe einsetzen, man kann annehmen, daß es etwa nach $^1/_{10}$ des ganzen Bremsvorganges seinen vollen Wert erreicht hat (vgl. Abb. 164).

Es ist nun allgemein Arbeit = Moment × Drehwinkel, $A = M \cdot \varphi$, $M \cdot \varphi$ ist die vom Diagramm begrenzte Fläche, in Abb. 164 ψ vH. der Rechteckfläche, also

$$A = \psi \cdot M \cdot \varphi, \tag{56}$$

ferner ist

$$\varphi = \frac{s_1}{\frac{D_L}{2}}, \tag{57}$$

mithin aus Gl. (56)

$$M = \frac{A}{\psi \cdot \varphi} = \frac{A \cdot D_L}{\psi \cdot s_1 \cdot 2}, \tag{58}$$

$$M = M_F + M_B'; \quad M_B' = M - M_F. \tag{59}$$

Wollen wir dies an der Laufradachse gemessene Moment an der Bremsscheibe (Vorgelegewelle) abbremsen, so brauchen wir nur aufzuwenden

$$M_B = M_B' \cdot \varepsilon \cdot \eta = (M - M_F)\,\varepsilon\,\eta = P \cdot \frac{D_B}{2}. \tag{60}$$

Hieraus ergibt sich

$$P = \frac{(M - M_F)\,\varepsilon\,\eta\,2}{D_B}. \tag{61}$$

Hierin ist M aus Gl. (58) einzusetzen und M_F nach Gl. (48), aber in mkg, mithin

$$P = \frac{A\,D_L\,\varepsilon\,\eta}{\psi\,s_1\,D_B} - \frac{M_F\,\varepsilon\,\eta\,2}{D_B} = B - W. \tag{62}$$

Ein anderer Rechnungsgang ergibt sich aus folgenden Überlegungen: Von der gesamten Bewegungsenergie A hat die Bremse nur $A \cdot \eta$ zu vernichten, da ein Teil im Getriebe verzehrt wird.

Es ist nun mit Bezug auf Abb. 165

$$A\,\eta = \psi\,B\,s. \tag{63}$$

Von dem Moment des Fahrwiderstandes sind an der Bremsscheibe nur noch $M_F \cdot \varepsilon \cdot \eta$ wirksam, daraus folgt

$$W = \frac{M_F \cdot \varepsilon \cdot \eta}{\frac{D_B}{2}}. \tag{64}$$

Es ist $B = P + W$; $P = B - W$ und mit den Werten aus Gl. (63) und (64)

$$P = \frac{A \cdot \eta}{\psi \cdot s} - \frac{M_F \cdot \varepsilon \cdot \eta \cdot 2}{D_B}. \tag{65}$$

Will man s_1 statt s einführen, so ist zu setzen

$$s = \frac{s_1}{\varepsilon} \cdot \frac{D_B}{D_L}, \tag{66}$$

mithin

$$P = \frac{A\,\eta\,\varepsilon\,D_L}{\psi\,s_1\,D_B} - \frac{M_F\,\varepsilon\,\eta\,2}{D_B} \tag{67}$$

mit Gl. (62) übereinstimmend.

Aus den Abb. 166 u. 167 können die Arbeitsgeschwindigkeiten, Katzen- und Krangewichte[1]) normaler Laufkrane für den Entwurf entnommen

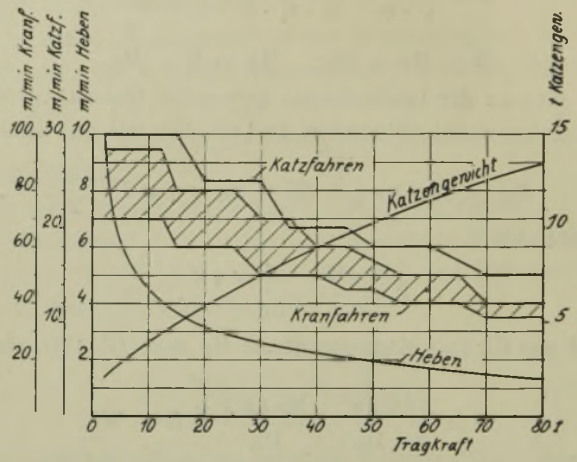


Abb. 166. Arbeitsgeschwindigkeiten und Katzengewichte normaler Laufkrane.

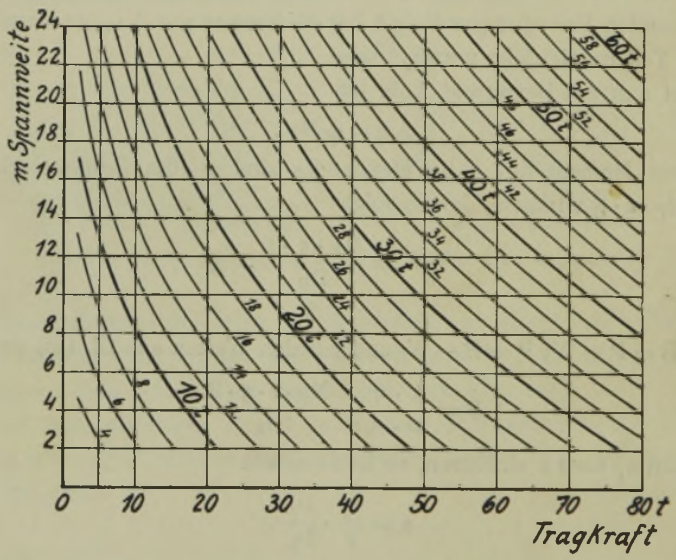


Abb. 167. Gewichte von elektrisch betriebenen normalen Laufkranen (Kran + Katze).

[1]) Nach Angaben vom Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp, Hamburg, zusammengestellt.

werden und die erforderlichen Einbaumaße und Raddrücke aus der nachstehenden Tafel.

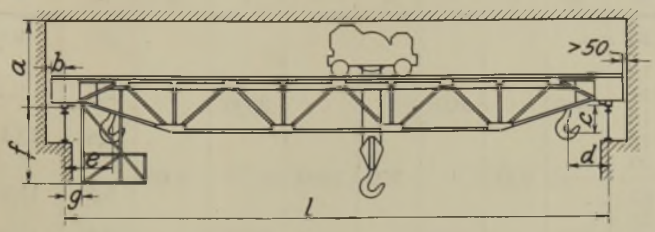


Abb. 168. Normale elektrisch betriebene Laufkrane.

Normale elektrisch betriebene Laufkrane[1])

Durchgangsprofil für Neubauten und äußerste Hakenstellungen (Abb. 168)

Tragkraft t	Spannweite m	Maße in mm a	b	c	d	e	f	g	Radstand m	Raddruck t	Schienenbreite
5	10	1600	200	400	850	750	2800	400	2,4	6,0	45
	12										
	14								2,6	6,5	45
	16										
	18								2,8	7,1	45
	20										
	22	1700		300			3600		3,2	7,8	55
	24										
	26								3,6	8,5	55
	28										
	30								4,0	9,0	55
7,5	10	1700	220	400	900	800	2800	400	2,6	7,5	45
	12										
	14								2,6	8,1	55
	16										
	18								2,8	8,8	55
	20										
	22	1800		300			3600		3,2	9,5	55
	24										
	26								3,6	10,3	55
	28										
	30								4,0	11,3	55

[1]) Nach Angaben des Deutschen Kranverbandes, Berlin.

Tragkraft	Spannweite	Maße in mm							Radstand	Raddruck	Schienenbreite
t	m	a	b	c	d	e	f	g	m	t	
	10								2,8	9,0	55
	12										
	14	1800		400			2800		2,8	9,7	55
	16										
	18								2,8	10,4	55
	20										
10			230	—	950	1000	—	400			
	22								3,2	11,3	65
	24										
	26	1900		300			3600		3,6	12,2	65
	28										
	30								4,0	13,4	65
	10								3,2	12,2	55
	12										
	14	2100		400			2900		3,2	13,1	55
	16										
	18								3,2	14,0	55
	20										
15			250	—	1000	1100	—	500			
	22								3,2	15,2	65
	24										
	26	2200		300			3600		3,6	16,2	65
	28										
	30								4,0	17,4	65
	10								3,4	15,3	65
	12										
	14	2150		500			2900		3,4	16,0	65
	16										
	18								3,4	17,2	65
	20										
20			275	—	1050	1100	—	600			
	22								3,4	18,5	65
	24										
	26	2250		400			3600		3,6	19,7	65
	28										
	30								4.0	20.9	75
	10									20,6	75
	12										
	14	2300		700			2900			22,0	75
	16										
	18									23,4	75
	20										
30			300	—	1200	1150	—	600	4,0		
	22									24,8	75
	24										
	26	2400		600			3600			26,1	75
	28										
	30									27,6	75

Tragkraft t	Spannweite m	Maße in mm a	b	c	d	e	f	g	Radstand m	Raddruck t	Schienenbreite
	10									26,4	75
	12										
	14	2500		750			3000			28,0	75
	16										
	18									29,6	75
	20										
40			325		1300	1400		600	4,0		
	22									31,2	75
	24										
	26	2600		650			3600			32,7	90
	28										
	30									34,3	90
	10									31,8	90
	12										
	14	2600		800			3000			33,7	90
	16										
	18									35,7	90
	20										
50			350		1400	1500		600	4,2		
	22									37,5	100
	24										
	26	2700		700			3600			39,4	100
	28										
	30									41,3	100
	10									37,3	100
	12										
	14	2800		900			3000			39,5	100
	16										
	18									42,9	100
	20										
60			375		1450	1550		600	4,4		
	22									44,3	120
	24										
	26	2900		800			3500			46,5	120
	28										
	30									48,8	120
	10									45,0	100
	12										
	14	3000		1000			3000			48,4	120
	16										
	18									51,3	120
	20										
75			400		1500	1600		600	4,6		
	22									54,0	120
	24										
	26	3100		900			3400			56,7	120
	28										
	30									59,7	120

Politechnika Śląska
Katedra Dźwignic
i Urządzeń Transportowych

b) Drehkrane

Von dem alten Danziger Kran abgesehen, bilden die Drehkrane die ältesten. Ein sog. Gießereidrehkran, wie er im Prinzip heute noch verwendet wird, findet sich schon bei Georgius Agricola (Bauer) 1490 bis 1555 beschrieben [1]).

Man kann zwei Hauptarten unterscheiden, je nachdem ob die Drehsäule (Königsäule)

1. sich mit dem Kran herumdreht,
2. feststeht.

Unter 1 fallen die einfachen Wanddrehkrane, Schwenkkrane für Bauzwecke, Gießereidrehkrane, Fairbairn- (Schacht-) krane, Hammerdrehkrane mit Führungsgerüst.

Unter 2 freistehende kleinere Krane, z. B. für Lokomotivbekohlung, Uferkrane, die meisten fahrbaren Drehkrane, Hammerdrehkrane mit Glocke, Drehscheibenkrane.

Lagerung

Für die statische Untersuchung, Bestimmung der Stabkräfte des Auslegers, hat man diesen zunächst durch Anbringung der Stützkräfte ins Gleichgewicht zu bringen. Dabei muß man wieder unterscheiden, ob das

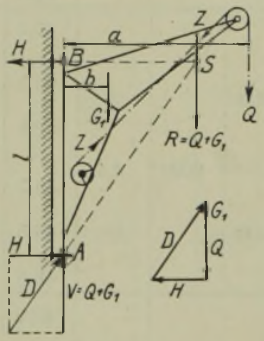


Abb. 169. Wanddrehkran.

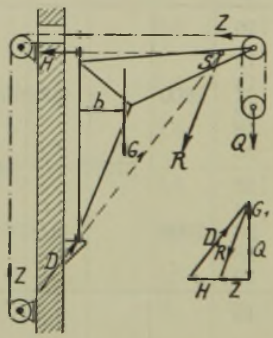


Abb. 170. Wanddrehkran mit getrenntem Windwerk.

Windwerk auf dem Auslegergerüst, oder von ihm getrennt (seltener der Fall) angeordnet ist. Im ersten Falle ergeben sich die Stützdrücke nach Abb. 169 zeichnerisch, indem man zunächst Q und G_1 zu R zusammensetzt. An dem Krangerüst greifen dann nur 3 Kräfte R, H und D an, die sich für

[1]) s. Beck, S. 158 u. 160.

den Fall des Gleichgewichts in einem Punkte S schneiden und außerdem ein Kräftedreieck bilden müssen. Die Richtung von H (Halslagerdruck) ist hierbei senkrecht zum Zapfen gerichtet, D ist nach dem Schnittpunkt S hin gerichtet. Z ist als innere Kraft zu betrachten und übt keinen Einfluß auf die Größe der Stützkräfte aus.

Rechnerisch kann man H und D nach dem Momentensatz mit den Drehpunkten A bzw. B bestimmen.

Endlich kann man nach dem bekannten Satz der Mechanik über das Verlegen von Kräften noch so verfahren, daß man die Kräfte Q und G_1 nach A verlegt unter Hinzunahme der Momente $Q\,a + G_1\,b = M$. In A wird dann eine Stützkraft $V = Q + G_1$ hervorgerufen, das Moment M muß von dem Gegenmoment $H \cdot l$ aufgenommen werden, mithin $H = \frac{Q\,a + G_1\,b}{l}$; D ist endlich die Resultante aus V und H.

Im Falle, daß das Windwerk getrennt aufgestellt ist (Abb. 170), hat man Z als äußere Kraft einzuführen, im übrigen nach denselben Regeln zu verfahren. Wie man sieht, wirkt Z entlastend auf den Lagerdruck H.

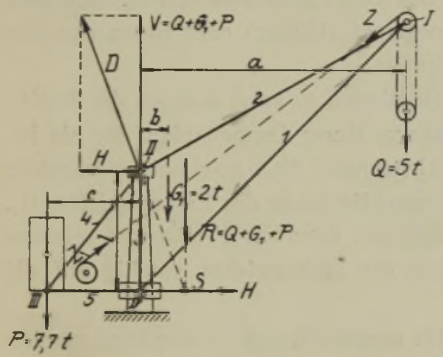


Abb. 171. Drehkran mit feststehender Königsäule.

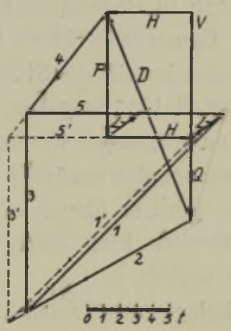


Abb. 172. Cremonaplan für einen Ausleger ohne Eigengewicht.

Bei dem in Abb. 171 dargestellten Kran mit feststehender Königsäule werden die senkrechten Kräfte an dem oberen Querhaupt, das als Spurlager ausgebildet ist, aufgenommen, während das untere Querstück als Halslager die Königsäule umfaßt und nur radiale Drücke überträgt. Die Ermittlung der Stützdrücke geschieht nach denselben Regeln wie vorher: Man bilde die Resultante R aus den senkrechten Kräften und bringe sie

zum Schnitt S mit der Wirkungslinie von H; durch S geht dann der Spurlagerdruck D, der wieder die Resultante aus V und H ist.

Die Königsäule hat das Moment $H \cdot l$ aufzunehmen, sie ist daher auf Biegung zu berechnen; Ausführung meistens voll in Schmiedestahl, mitunter hohl in Stahlguß.

Kleine Krane erhalten einen einfachen Ausleger, größere noch einen Gegenausleger für das Gegengewicht P, durch das das Biegungsmoment der Säule verkleinert werden soll. Das Gegengewicht hat man so groß zu bemessen, daß das vorwärtsdrehende Moment bei angehängter Last gerade so groß wird wie das rückwärtsdrehende Moment bei abgehängter Last, die Säule ist dann am günstigsten beansprucht. Es folgt somit

$$Q a + G_1 \cdot b - P c = P c - G_1 b, \tag{1}$$

$$P c = G_1 b + \frac{Q a}{2}, \tag{2}$$

in Worten: *das Eigengewicht ist voll auszugleichen, das Lastmoment zur Hälfte.* Das Windwerk wird man in diesem Falle soweit wie möglich zurücksetzen, damit es einen Teil des Gegengewichtes ersetzt. Letzteres führt man in Gußeisenplatten, Schwerspat (billiger) oder Beton aus, der an der Baustelle leicht zu beschaffen ist.

Hat man jeweils die Stützdrücke bestimmt, so kann man an die Ermittlung der Stabkräfte gehen, die man aus einem Cremonaplan, der als bekannt vorausgesetzt werden kann, bestimmt. Man zeichnet zweckmäßig den Cremonaplan zunächst unter Vernachlässigung des Eigengewichtes G_1, dadurch wird er übersichtlicher, bestimmt dann die Profile und zeichnet einen zweiten Plan, nach dem man die Stabgewichte anteilig auf die Knoten verteilt hat.

Als Beispiel ist für den in Abb. 171 dargestellten Kran der Cremonaplan einmal ohne Berücksichtigung (Abb. 172), das andere Mal unter Berücksichtigung des Eigengewichtes gezeichnet (Abb. 173); man sieht, daß der Unterschied nicht erheblich ist. Aus Abb. 172 ersieht man ferner, wie die Stabkräfte sich ändern, wenn infolge einer höheren Flaschenzugübersetzung der Seilzug Z immer kleiner wird. Wenn sich aus irgendeinem Grunde das Seil an der Schnabelrolle festklemmt, so kann $Z =$ Null werden, dafür sind die Stabkräfte punktiert gezeichnet.

Bei der Aufzeichnung des Cremonaplanes hat man folgende Regeln zu beachten:

1. Das Krafteck der äußeren Kräfte muß sich, für sich betrachtet, schließen.
2. Der Stabfolge im Krafteck entspricht eine bestimmte Stabfolge am Knoten des Fachwerkes; man behalte die einmal gewählte Folge bei der ganzen Untersuchung bei.
3. Man bringe an den Fachwerksknoten für die einzelnen Stäbe Richtungspfeile an, deren Richtung sich aus dem zugehörigen Krafteck ergibt, wenn es fortlaufend durchfahren wird. Ist der Pfeil nach dem Knoten hin gerichtet, so liegt ein Druckstab vor, im anderen Falle ein Zugstab. Ist für einen Stab an einem Ende der Richtungspfeil ermittelt, so liegt er damit ohne weiteres auch für den Nachbarknoten fest.

Bei dem Drehscheibenkran (Abb. 174) ist der Königzapfen nur zur Zentrierung und Führung da, er soll keine vom Kranmoment herrührenden Kräfte aufnehmen. Bedingung dafür ist, daß die Resultante

$$R = Q + G_1 + P$$

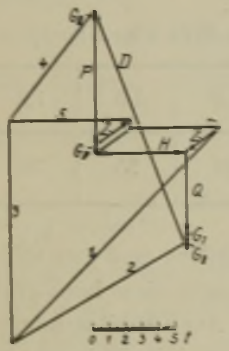


Abb. 173. Cremonaplan mit Berücksichtigung des Eigengewichtes.

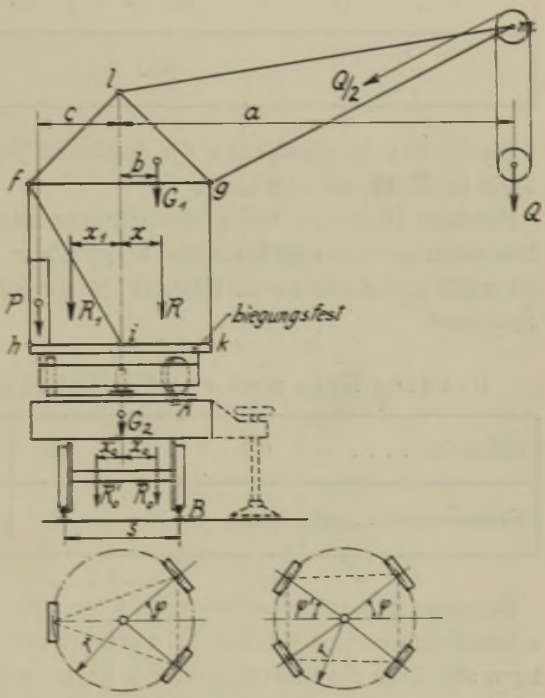


Abb. 174. Drehscheibenkran.

$R = Q + G_1 + P$, $R_0 = Q + G_1 + P + G_2$,
$R_1 = P + G_1$, $R_0' = P + G_1 + G_2$.

innerhalb der durch die Stützrollen gegebenen Grundrißfigur, im vorliegenden Falle ein Dreieck bzw. Viereck, liegt. Bei abgehängter Last liegt die Resultante $R_1 = P + G_1$ auf der anderen Seite des Königzapfens.

Es besteht nun die Bedingung, daß die Resultante einen genügenden Abstand von der Kippkante habe; erst bei einer gewissen Überlast $Q_ü$ darf der Kran zu kippen anfangen, in diesem Falle liegt die Resultante in der Kippkante. Der drehbare Teil kann um die Kante A kippen, der ganze Kran um die Kante B. Der Sicherheit wegen soll das Kippen um B später, also bei etwas größerer Überlast eintreten als das Kippen um A, da der Königzapfen das vollständige Abheben des drehbaren Teiles verhindert.

Größe der Überlast für das Kippen des ganzen Kranes

Tragkraft Q t	bis 1,5	1,5 bis 3,0	3,0 bis 10,0
$\frac{Q_ü}{Q}$	0,50	0,33	0,25

Die Überlast für das Kippen des drehbaren Teiles kann man dann etwa 5 bis 10 vH. kleiner annehmen.

Fahrbare Drehkrane lassen sich mitunter schwer stabilisieren, namentlich, wenn man an eine bestimmte Spurweite, z. B. 1435, gebunden ist; es ist somit das Kranmoment (Nutzlast × Ausladung) begrenzt durch die Spurweite.

Größtes Kranmoment für fahrbare Drehkrane[1])

Spurweite . . . . m	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Kranmoment . . mt	8	12	16	20	25	30

Bekommt man ausnahmsweise den Kran nicht stabil, so muß man Stützschrauben anwenden (in Abb. 174 punktiert angedeutet), diese beeinträchtigen allerdings die Beweglichkeit des Kranes sehr. Auch Schienenzangen werden vorgesehen, doch ist der Schutz ungenügend, und die Gleise werden stark beansprucht.

Aus den vorstehenden Erwägungen ergeben sich nun folgende Momentengleichungen für den drehbaren Teil mit Bezug auf Abb. 174 mit Überlast:

$$(Q + Q_ü)\,a + G_1\,b - P\,c = R \cdot r \cos\varphi = (Q + Q_ü + G_1 + P)\,r \cos\varphi\,, \quad (3)$$

[1]) Nach Angaben von Nagel & Kaemp, Hamburg.

hierin hat P den Wert aus Gl. (2)

$$P = \frac{G_1 b + Q \frac{a}{2}}{c}. \tag{4}$$

Unbelastet:

$$P c - G_1 b = R_1 x_1 = (P + G_1) x_1 . \tag{5}$$

Aus Gl. (3) folgt der Laufkranzhalbmesser r, wobei man $\varphi = 35$ bis 40°, d. h. $\cos\varphi = 0{,}82$ bis $0{,}77$ setzen kann.

Aus Gl. (5) folgt x_1, es muß $x_1 < r$ sein, damit ein Kippen des unbelasteten Kranes nach *hinten* vermieden wird; sollte sich $x_1 > r$ ergeben, so wähle man $r = 1{,}1\, x_1$.

In Abb. 174 ist noch die Ausführung mit 4 Laufrollen angedeutet, die sich für größere Tragkräfte empfiehlt. Bei 3 Rollen bekommt nämlich die hintere den größten Raddruck bei entlastetem Kran, rund $R_1 = G_1 + P$, es ist daher zweckmäßig diesen Druck auf 2 Laufrollen zu verteilen, die dann auch kleiner ausfallen können. Es muß natürlich im entlasteten Zustand wieder erfüllt sein $x_1 < r \cos\varphi'$.

Für das Kippen des ganzen Kranes ist die Lage von $R_0 = Q + G_1 + P + G_2$ maßgebend, G_2 ist dabei das Gewicht der Unterwagens. Es folgen die Momentengleichungen:

Mit Überlast

$$(Q + Q_ü)\, a + G_1 b - P c + G_2 \cdot 0 = R_0 x_0 = (Q + Q_ü + G_1 + P + G_2)\, x_0 , \tag{6}$$

hieraus folgt x_0, es muß $x_0 \leqq \frac{s}{2}$ sein.

Unbelastet:

$$P c - G_1 b + G_2 \cdot 0 = R_0' \cdot x_0' = (P + G_1 + G_2)\, x_0' , \tag{7}$$

es muß ebenfalls $x_0' < \frac{s}{2}$ sein; z. B. $\frac{s}{2} \geqq 1{,}2\, x_0'$.

Der Königzapfen und die Königsäule haben nun noch bei gleichförmiger Drehung die Fliehkraft $m\, r\, \omega^2$ aufzunehmen und während der Beschleunigungsperiode beim Anfahren die Trägheitskräfte $m \cdot p_t$ der Massen. Beide Kräfte sind wagrecht gerichtet und stehen rechtwinklig zueinander, ihre Höchstwerte fallen aber nicht zusammen, sondern es ergeben sich Diagramme von der Art der Abb. 144, die Fliehkraft nimmt mit dem Quadrat von ω zu und die Trägheitskraft linear mit ε ab, aus beiden Kräften wäre die Resultante zu bilden. Die Kräfte sind nicht bedeutend und treten gegenüber den aus dem Kranmoment herrührenden zurück, sie werden

daher meistens vernachlässigt, namentlich wenn die Königsäule aus konstruktiven Gründen reichlich bemessen ist.

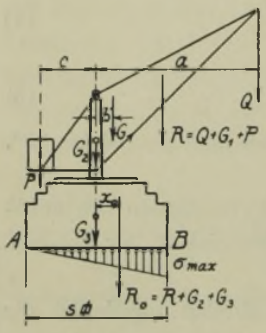


Abb. 175.
Drehkranfundament.

Die ortsfesten Drehkrane sind mit einem genügend schweren Fundament zu verankern, das das Kranmoment aufnimmt.

Bezeichnen:

G_1 das Gewicht der drehbaren Kranteile,

G_2 das Gewicht der festen Kranteile,

G_3 das Gewicht des Fundamentes mit quadratischer Grundfläche, so wird mit den Bezeichnungen der Abb. 175

$$R = Q + G_1 + P; \quad R_0 = R + G_2 + G_3, \tag{8}$$

$$x_0 = \frac{Q\,a + G_1\,b - P\,c}{Q + P + G_1 + G_2 + G_3}. \tag{9}$$

Man kann R_0 nach dem Schwerpunkt der Grundfläche verlegen, wenn man das Moment $R_0 \cdot x_0$ hinzunimmt. Es entsteht dann eine gleichmäßig verteilte Druckspannung $\sigma = \frac{R_0}{s^2}$ und eine Biegungsspannung $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{R_0\,x_0\,6}{s^3}$. Bei A subtrahieren sich die Spannungen, bei B addieren sie sich, es wird daselbst

$$\sigma_{max} = \frac{R_0}{s^2} + \frac{R_0\,x_0\,6}{s^3} = \frac{R_0}{s^2}\left(1 + \frac{6\,x_0}{s}\right), \tag{10}$$

$\sigma_{max} = 2$ bis $3\,kgcm^{-2}$.

Soll im Grenzfall im Punkte A gerade die Spannung Null herrschen, so muß bekanntlich R_0 durch das mittlere Drittel der Grundfläche (Kern) gehen.

Da R_0 eine Funktion von s ist, so läßt sich aus Gl. (10) nicht auf einfache Art der Wert von s ausrechnen, man rechnet besser ein probeweise angenommenes Fundament auf σ_{max} hin nach.

Hubwerk

Die Berechnung des Hubwerkes eines Drehkranes bietet nichts Neues gegenüber dem Hubwerk beim Laufkran (Berechnung siehe daselbst).

Drehwerk

Einfache Schwenkkrane erhalten kein maschinelles Drehwerk, sondern das Schwenken erfolgt durch Schieben an der Last oder am Ausleger. Zu

überwinden sind die Reibungsmomente im Spurlager und im oberen Halslager. Mit Bezug auf Abb. 176 wird das Moment zum Drehen des Auslegers

$$M = (Q + G)\mu \frac{2}{3} r_2 + H\mu(r_1 + r_2). \tag{11}$$

Kran mit feststehender Königsäule. Das obere Querhaupt ist als Spurlager ausgebildet, das untere Querstück als Halslager, und zwar zur Verminderung der Reibung als Rollenlager (Abb. 177).

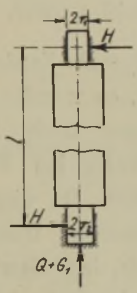


Abb. 176.
Lagerdrücke am Schwenkkran.

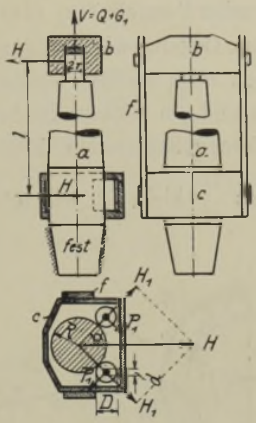


Abb. 177. Lagerdrücke an der Königsäule. a Königsäule, feststehend. b Oberes Querhaupt. c Unteres Querstück. f Hängelaschen.

Reibungsmoment im Spurlager:

$$M_1 = (Q + G_1 + P)\mu \frac{2}{3} r, \tag{12}$$

im oberen Halslager:

$$M_2 = H\mu r, \tag{13}$$

$$H = \frac{Qa + G_1 b - Pc}{l}, \tag{14}$$

für das untere Rollenlager wird

$$P_1 = \frac{H_1\left(\mu \frac{d}{2} + f\right) \cdot 2}{D}, \tag{15}$$

$$2\,H_1 = \frac{H}{\cos\alpha} \tag{16}$$

und das Moment bezogen auf die Königsäule

$$M_s = 2\,P_1\left(R + \frac{D}{2}\right) = \frac{2\,H\left(\mu \frac{d}{2} + f\right)\left(R + \frac{D}{2}\right)}{D\cos\alpha}. \tag{17}$$

Mithin das Gesamtmoment zum Drehen des Auslegers

$$M = M_1 + M_2 + M_3 = (Q + G_1 + P)\,\mu\,\frac{2}{3}\,r + H\mu r + \frac{2H\left(\mu\frac{d}{2} + f\right)\left(R + \frac{D}{2}\right)}{D\cos\alpha}. \quad (18)$$

Ist bei kleineren Kranen kein Gegengewicht vorhanden, so ist in den vorstehenden Formeln (12), (14) und (18) $P = 0$ zu setzen. In Abb. 177 ist ein Kran ohne Gegengewicht angenommen, ist ein solches vorhanden, so bringt man noch zwei weitere Rollen an, die bei abgehängter Last zur Anlage kommen und ein leichtes Drehen des unbelasteten Kranes ermöglichen.

Die kleinen Stützrollen drehen sich erfahrungsgemäß schwer, weil das Verhältnis $\frac{D}{d}$ klein ist, will man die verhältnismäßig große Zapfenreibung ganz vermeiden, so wendet man ein reines Rollenlager nach Abb. 178 an, dies geschieht bei Fairbairn- und Riesenkranen. Da diese Lager oft mehrere Meter im Durchmesser haben, so wird das Gewicht der Stützrollen und des Rollenkäfigs von besonderen kleinen Tragrollen aufgenommen.

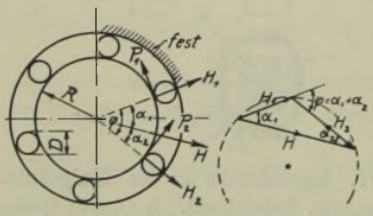


Abb. 178. Rollenlager für einen Drehkran.

Nimmt man an, daß die Kraft H nur durch die dem Ausleger benachbarten Rollen aufgenommen wird, und daß der Ausleger im allgemeinen die Winkel α_1 und α_2 mit den Rollen einschließt, so folgen H_1 und H_2 aus dem Krafteck zu

$$H_1 = H\frac{\sin\alpha_2}{\sin\varphi} \quad \text{und} \quad H_2 = H\frac{\sin\alpha_1}{\sin\varphi}, \quad (19)$$

die Kräfte zum Verschieben der belasteten Rollen

$$P_1 = \frac{H_1\,2\,f}{D} \quad \text{und} \quad P_2 = \frac{H_2\,2\,f}{D}, \quad (20)$$

mithin das Moment bezogen auf die Königsäule

$$M_3 = (P_1 + P_2)\,R = (H_1 + H_2)\,2\,f\,\frac{R}{D}, \quad (21)$$

die beiden anderen Momente bleiben unverändert.

Die Summe der beiden Dreiecksseiten $H_1 + H_2$ und somit auch das Moment M_3 wird am größten für $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\varphi}{2}$, am kleinsten für $\alpha_1 = \varphi$

und $\alpha_2 = 0$, es ist also zum Drehen des Auslegers ein periodisch veränderliches Moment erforderlich. Es empfiehlt sich, φ nicht zu groß zu machen, es wird für $\varphi = 180^0$ $M_3 = \infty$.

Bei dem Drehscheibenkran nach Abb. 179 verteilt sich die Last

$$R = Q + G_1 + P$$

auf die 3 Räder, und zwar wird

$$R_1 = R\frac{n}{m+n}; \quad R_2 = R_3 = \frac{1}{2}R\frac{m}{m+n}, \tag{22}$$

es muß auch hier erfüllt sein (s. S. 53): Raddruck $= k\,b\,D$. Wird R_1 zu groß, so ordnet man lieber zwei rückwärtige Räder an (vgl. Abb. 174 und die zugehörige Bemerkung).

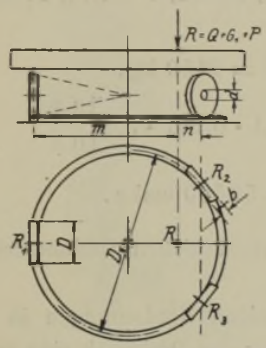


Abb. 179.
Raddrücke beim Drehscheibenkran.

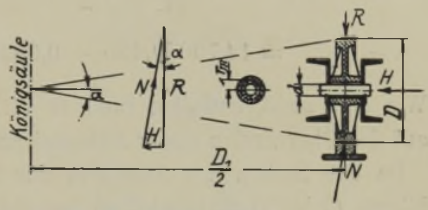


Abb. 180.
Laufrolle des Drehwerkes.

Die Momentensumme zum Drehen der drei Räder wird

$$(Q + G_1 + P)\left(\mu\frac{d}{2} + f\right). \tag{23}$$

Zu diesem Moment tritt noch das Moment der Nabenstirnreibung nach folgender Überlegung:

Damit reines Rollen stattfinde, sind die Räder kegelig auszubilden (Abb. 180), es entsteht dadurch eine Komponente H in Richtung der Achse, die das Rad nach außen drängt und die Nabe anlaufen läßt.

$$H = R\,\mathrm{tg}\,\alpha = (Q + G_1 + P)\,\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad \mathrm{tg}\,\alpha = \frac{D}{D_1}. \tag{24}$$

Bezeichnet r_m den mittleren Halbmesser der Nabenstirnfläche, so ist das zusätzliche Reibungsmoment

$$(Q + G_1 + P)\ \mathrm{tg}\,\alpha\,\mu\,r_m. \tag{25}$$

Durch Division durch $\frac{D}{2}$ folgt die Kraft zum Fortrollen der Räder und durch Multiplikation mit $\frac{D_1}{2}$ das Moment M zum Drehen des Kranes, mithin

$$M = (Q + G_1 + P)\left[\mu \frac{d}{2} + f + \mu \operatorname{tg}\alpha\, r_m\right]\frac{D_1}{D}. \qquad (26)$$

Will man eine Schiene mit gerader Lauffläche verwenden, so muß man das Rad entsprechend schräg stellen, oder ballig drehen, dadurch wird zwar das Gleiten geringer, aber leicht die Flächenpressung zwichen Rad und Schiene zu hoch.

Für den Kran nach Abb. 174 wird mit $Q = 5$, $G_1 = 2$, $P = 7{,}7$ t, $D_1 = 3{,}4$, $D = 0{,}5$ m, $d = 7{,}5$ cm, $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}147$,

$$H = (5000 + 2000 + 7700)\,0{,}147 = 2150 \text{ kg},$$

$$M = 14\,700\left[0{,}1 \cdot \frac{7{,}5}{2} + 0{,}05 + 0{,}1 \cdot 0{,}147 \cdot 5{,}6\right]\frac{3{,}4}{0{,}5}$$

$$= 14\,700\,[0{,}425 + 0{,}083]\,\frac{3{,}4}{0{,}5} = 50\,500 \text{ cmkg}.$$

Wie man sieht, entfallen rund 16 vH. des erforderlichen Drehmomentes auf das Überwinden dieser Nabenstirnreibung.

Da das Drehen des Auslegers nur mit wenigen Umdrehungen in der Minute (2 bis 3) stattfindet, so braucht man für das Drehwerk eine große Übersetzung. Man verwendet deshalb fast regelmäßig ein wagrechtes Schneckengetriebe in Verbindung mit einem Stirnradgetriebe. Hierbei kann das Getriebe auf dem drehbaren Teil, der Zahnkranz auf dem festen Teil angeordnet sein, oder umgekehrt, das erste ist das häufigere. Bei sehr großen Kranen führt man den Kranz in Profileisenkonstruktion, die Zähne als Triebstöcke in Flußeisen aus (große Sicherheit gegen Bruch, vgl. Abb. 181).

Da in dem sich drehenden Krane eine große Bewegungsenergie steckt, so empfiehlt es sich, in das Getriebe eine Rutschkupplung zum Schutz gegen Bruch einzubauen (vgl. hierzu Abb. 66 bis 68).

Bei angestrengt arbeitenden Drehkranen muß man beim Drehwerk noch das Moment berücksichtigen, das zum Beschleunigen der trägen Massen erforderlich ist.

Für die beschleunigte Drehung eines Körpers um eine feste Achse gilt die Beziehung

$$M = J \cdot \varepsilon, \qquad (27)$$

Moment = Trägheitsmoment × Winkelbeschleunigung.

Die größte Beschleunigung zu Anfang wird bei parabolischem Anlauf (vgl. Abb. 144) $\varepsilon = \frac{2\,\omega}{t_a}$; das Trägheitsmoment $J = \Sigma(m\,r^2)$ mkgsec² muß man sich überschläglich bestimmen, indem man vor allem die großen Massen: Last, Gegengewicht, Windwerk und Ausleger berücksichtigt und sie mit dem Quadrat ihres Abstandes von der Drehachse multipliziert und die Summe bildet.

Die Anfahrzeit t_a darf man nicht zu klein annehmen, sonst wird die Beschleunigungsleistung unzulässig hoch; bei den meist vorkommenden Drehwinkeln von 90 oder 180° kommt der Kran selten auf die normale Dreh-

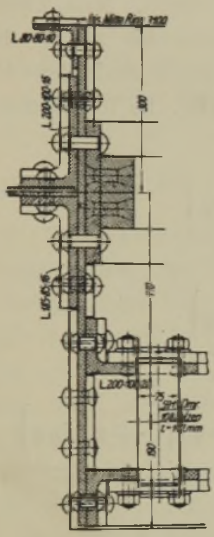


Abb. 181. Zahnkranz zum Drehwerk eines 150-t-Krans (Tsingtau).

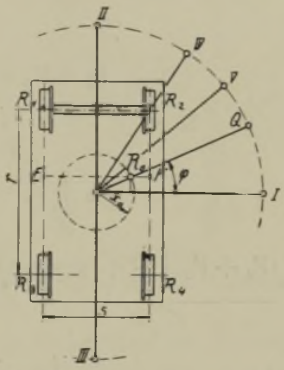


Abb. 182. Raddrücke bei verschiedenen Auslegerstellungen.

geschwindigkeit. Macht z. B. der Kran 3 Umdrehungen in der Minute, so kommen auf $^1/_4$ Umdrehung 5 Sekunden, von denen mindestens etwa 3,5 auf die Anlauf- und 1,5 Sekunden auf die Bremszeit entfallen, so daß für den Beharrungszustand nichts übrig bleibt. Die vereinbarte Drehgeschwindigkeit hat man deshalb zu messen, indem man den Kran mehrere Umdrehungen ausführen läßt.

Aus dem Moment M ergibt sich die *Leistung* zu

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75 \cdot \eta}, \tag{28}$$

es empfiehlt sich, die Leistung zum Überwinden der Reibungswiderstände nach den Gl. (18), (21) und (26) getrennt von der Beschleunigungsleistung

nach Gl. (27) zu berechnen (vgl. auch Abb. 145). Zu beachten ist, daß in Gl. (28) M in mkg einzusetzen ist.

Fahrwerk. Im allgemeinen ist bei den fahrbaren Drehkranen eine Achse, z. B. $R_1 - R_2$ (Abb. 182) angetrieben. Da nun die Raddrücke mit der Auslegerstellung sich ändern, so ist zu untersuchen, ob in jedem Falle der Achsdruck genügend groß ist, daß die am Radumfang entwickelte Triebkraft den Fahrwiderstand überwinden kann. In Abb. 182 ist eine beliebige Auslegerstellung unter dem Winkel φ angenommen. Man kann sich $R_0 = Q + G_1 + P + G_2$ zunächst in zwei Komponenten zerlegt denken, die durch E und F gehen, sodann die Kraft in E in die Raddrücke R_1 und R_3 und die Kraft in F in die Raddrücke R_2 und R_4. Es folgen somit folgende Gleichungen:

$$R_1 + R_3 = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} - x_0 \cos\varphi\right)}{s}, \tag{29}$$

$$R_2 + R_4 = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} + x_0 \cos\varphi\right)}{s}, \tag{30}$$

$$R_1 = \frac{(R_1 + R_3)\left(\frac{r}{2} + x_0 \sin\varphi\right)}{r} = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} - x_0 \cos\varphi\right)\left(\frac{r}{2} + x_0 \sin\varphi\right)}{r\,s}, \tag{31}$$

$$R_2 = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} + x_0 \cos\varphi\right)\left(\frac{r}{2} + x_0 \sin\varphi\right)}{r\,s}, \tag{32}$$

$$R_3 = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} - x_0 \cos\varphi\right)\left(\frac{r}{2} - x_0 \sin\varphi\right)}{r\,s}. \tag{33}$$

$$R_4 = \frac{R_0\left(\frac{s}{2} + x_0 \cos\varphi\right)\left(\frac{r}{2} - x_0 \sin\varphi\right)}{r\,s}. \tag{34}$$

Von diesen Raddrücken werde R_2 beliebig herausgegriffen und untersucht, wie er sich mit dem Winkel φ ändert, insbesondere ist der Höchstwert aufzusuchen, da für diesen das Rad nach der Gl. (1) Seite 53 zu bemessen ist.

Wertet man Gl. (32) aus, so erhält man:

$$R_2 = R_0 \left(\frac{1}{4} + \frac{x_0}{2\,s} \cos\varphi + \frac{x_0}{2\,r} \sin\varphi + \frac{x_0^2}{2\,r\,s} \sin 2\,\varphi \right). \tag{35}$$

Setzt man $\frac{dR_2}{d\varphi} = 0$, so kommt man auf eine Gleichung 4. Grades für $\sin\varphi$, man bestimmt deshalb zweckmäßig den Höchstwert zeichnerisch, indem man φ eine Reihe von Werten zwischen 0° und 360° durchlaufen läßt und die so erhaltenen Werte aufträgt. Man erhält dann das Polardiagramm (Abb. 183). Wie man sieht, liegt der Höchstwert von R_2 unter normalen Verhältnissen $\frac{s}{r} = \frac{2}{3}$ bei etwa 40° (Stellung V) und nicht, wie zu erwarten stünde, bei Stellung IV, wenn der Ausleger über dem betr. Rad steht. Sinngemäß kann man sich aus dem Polardiagramm auch noch den Wert von R_1 abgreifen und zu R_2 addieren, man erhält dann den Achsdruck $R_1 + R_2$ (gestrichelte Kurve), dessen Höchstwert bei Stellung II und dessen Kleinstwert bei Stellung III eintritt. Rechnerisch ergeben sich diese beiden Werte doppelt so groß wie der Wert von R_2 aus Gl. (35), indem man $\varphi = 90°$ bzw. 270° setzt, es folgt

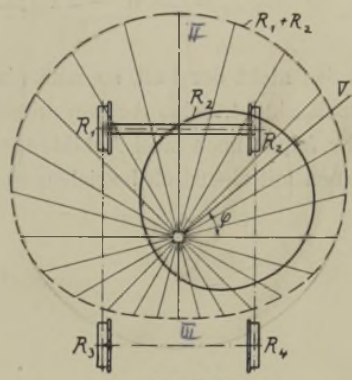


Abb. 183.
Polardiagramm für den Raddruck R_2.

$$(R_1 + R_2)_{max} = R_0 \frac{\frac{r}{2} + x_0}{r}, \tag{36}$$

$$(R_1 + R_2)_{min} = R_0 \frac{\frac{r}{2} - x_0}{r}. \tag{37}$$

Der Fahrwiderstand des Kranes wird

$$W = \frac{R_0 \left(\mu \frac{d}{2} + f \right)}{\frac{D}{2}}. \tag{38}$$

Bezeichnet μ' den Reibungskoeffizienten zwischen Rad und Schiene, so wird die kleinste Triebkraft

$$T_{min} = (R_1 + R_2)_{min} \cdot \mu' = \frac{R_0 \left(\frac{r}{2} - x_0\right) \mu'}{r}, \tag{39}$$

damit ein Anfahren zustande kommen kann, muß $T_{min} > W$ sein, also

$$\frac{(r - 2\,x_0)\,\mu'}{2\,r} > \frac{2\left(\mu \frac{d}{2} + f\right)}{D}. \tag{40}$$

Ist das nicht der Fall, so muß man r oder D vergrößern, oder wenn das unzulässig ist, beide Achsen antreiben.

Es folgen noch zwei Abbildungen, 184 und 185, von ausgeführten Drehkranen mit elektrisch betriebenem Hub- und Drehwerk, wie sie bereits als

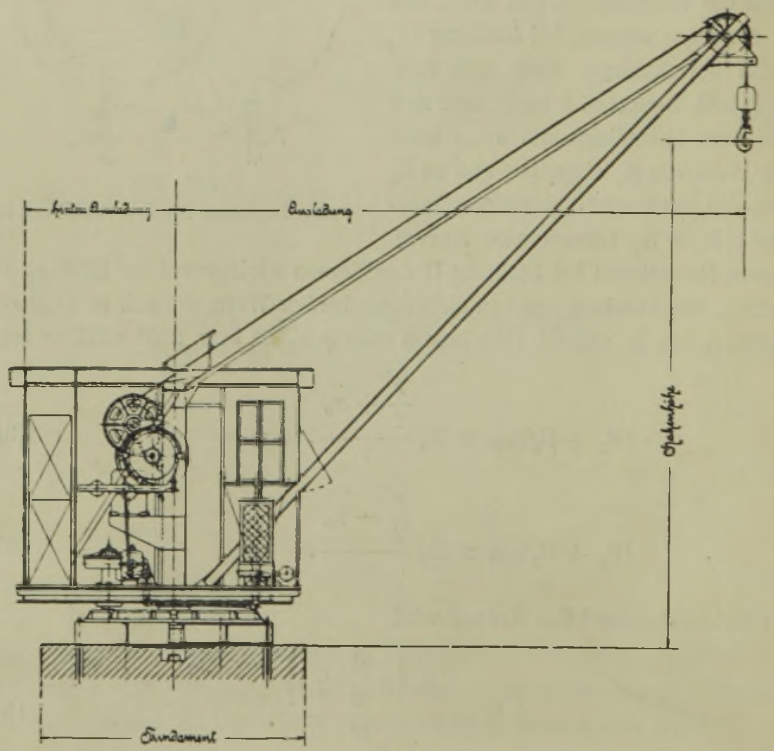


Abb. 184. Feststehender Drehkran mit Königsäule.

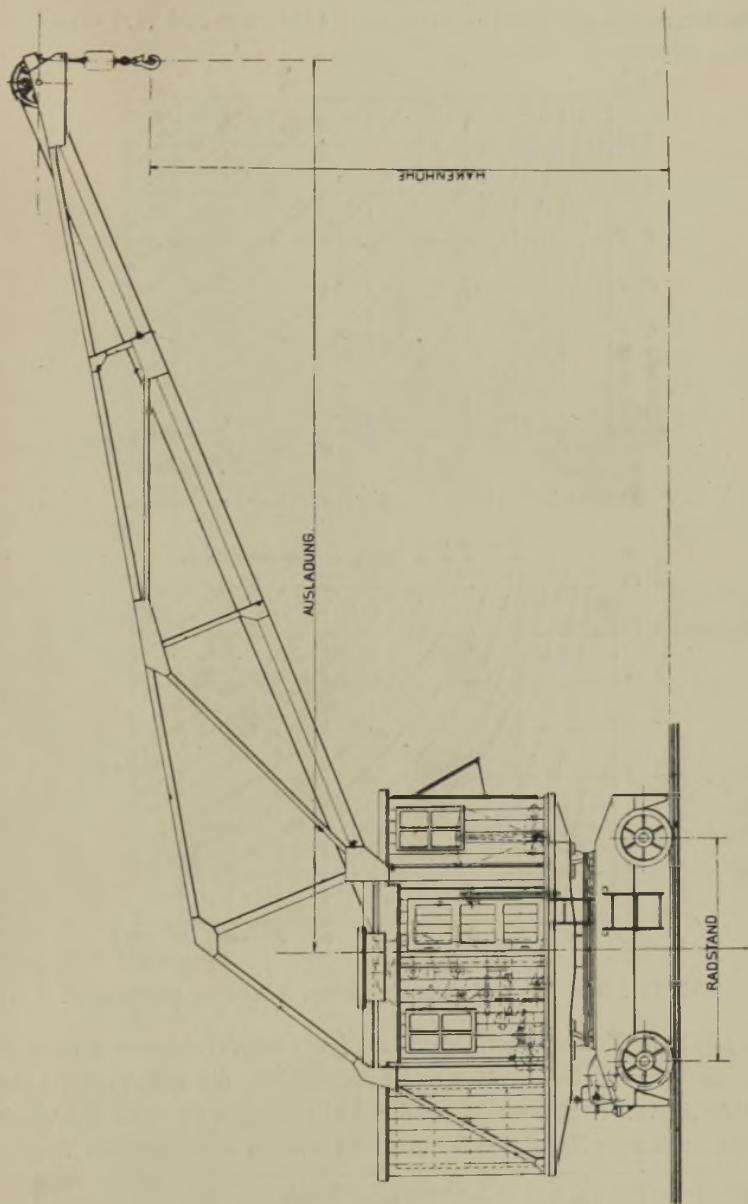


Abb. 185. Fahrbarer Drehkran.

Normalkonstruktionen[1]) durchgebildet sind. Konstruktionsgewichte für solche Krane können den Diagrammen[2]) (Abb. 186 und 187) entnommen werden.

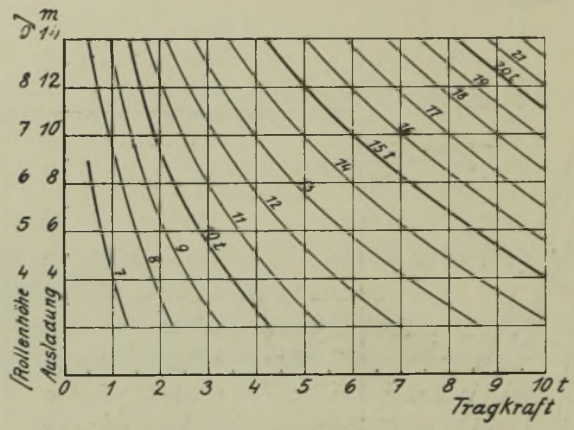


Abb. 186. Gewichte von feststehenden Drehkranen.

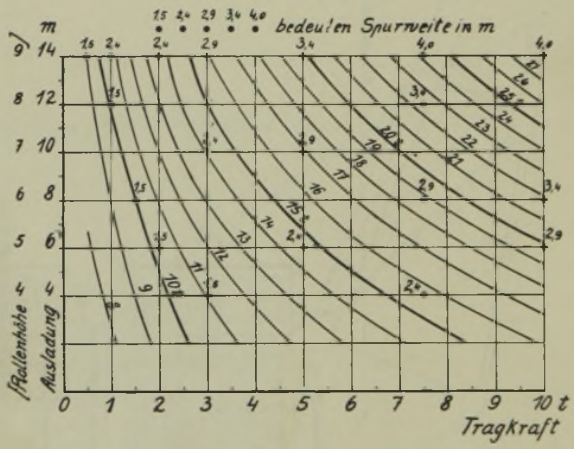


Abb. 187. Gewichte und Spurweiten von fahrbaren Drehkranen.

Ebenfalls in Normalkonstruktion werden *Dampfdrehkrane* gebaut, für die Bedienung von Fabrikhöfen und Lagerplätzen, die den Vorteil haben, unabhängig von Kraftzentralen und Schleifleitungen zu sein. Sie werden deshalb auch zum Rangieren benutzt und können ohne weiteres Weichen,

[1]) Ausführung von Nagel & Kaemp, Hamburg.

[2]) Aufgestellt nach Angaben von Nagel & Kaemp, Hamburg.

Drehscheiben und Schiebebühnen befahren. Abb. 188 zeigt die Normalkonstruktion[1]) der Demag, man bestellt die Krane zweckmäßig mit Zwei-Trommel-Windwerk, damit man gegebenenfalls auch mit Greifer arbeiten kann.

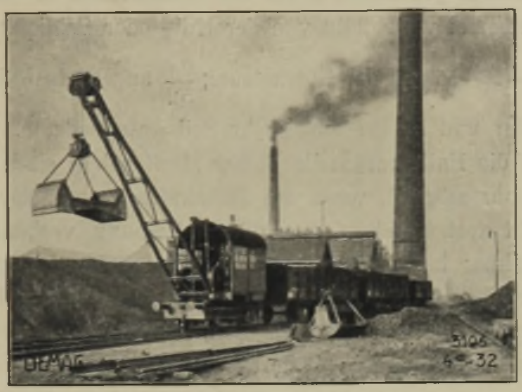


Abb. 188. Demag-Dampfdrehkran (normal).

Sämtliche Bewegungen: Heben, Drehen, Auslegereinziehen und Fahren werden von der Hauptwelle abgeleitet, die von der Dampfmaschinenwelle mit der Übersetzung $\frac{27}{46}$ angetrieben wird. Die Einzelheiten der Konstruktion gehen aus den Abb. 189 bis 194 (Tafel II) hervor.

Kraftanlage. Der Dampfkessel von 8 at ist ein Quersiederkessel stehender Bauart von 7 m² Heizfläche und 0,35 m² Rostfläche. Die Antriebsmaschine (Abb. 193) ist eine liegende, umsteuerbare Zwillingsmaschine von 160 mm Zylinderdurchmesser und 180 mm Hub, sie besitzt eine Lenkersteuerung, bei der die Schieberbewegung von der Schubstange aus abgeleitet wird. Drehzahl der Maschine 180/min.

Hubwerk (Abb. 191). Von der Hauptwelle 20 aus wird durch die Räder 5 und 18 mit der Übersetzung $\frac{20}{130}$ die Hubtrommel angetrieben. Arbeitet man mit *Lasthaken*, so braucht man die weiter vorn liegende Entleerungstrommel überhaupt nicht, das Zwischenrad 56, das diese antreibt, ist in dem Falle ausgerückt. Neben dem Zahnrad 18 sitzt die Bremsscheibe 46

[1]) Dr. Keßner u. Benedict, Normale Dampfdrehkrane, Zeitschr. d. VDI, 1922, S. 965; Woeste, Krane mit eigener Kraftquelle, Zeitschr. d. VDI. 1926, S. 291.

mit der Schlingbandbremse 19. Der Kranführer kann nun die Last senken, indem er bei geöffneter Bremse die Maschine mit Gegendampf laufen läßt, er kann aber auch nach Ausrücken des Ritzels 5 bei stehender Maschine die Last allein mit der Bremse 19 absenken (Manövrierbremse, vgl. S. 28).

Wird mit *Greifer* gearbeitet, so ist das Zwischenrad 56 eingerückt. Die Entleerungstrommel wird dann von der Hub- oder Schließtrommel durch die Räder 54—56—55 mit der Übersetzung $\frac{57}{52}$ angetrieben, d. h., sie läuft etwas schneller und ist bestrebt, mehr Seil aufzuwickeln. Man erreicht dadurch, daß die Entleerungsseile immer straff geholt sind; der Vorgang ist natürlich nur möglich, wenn der Zahnkranz 55 mit der Entleerungstrommel nicht fest, sondern nur durch Reibung verbunden ist. Die Reibungskupplung hat deshalb ständig etwas Schlupf, ihre Abnutzung wird durch Federn ausgeglichen. Die Entleerungstrommel kann für sich durch die Bremsscheibe 52 und die Schlingbandbremse 53 festgebremst werden, wobei der Zahnkranz 55 durchschleift.

Das Arbeiten mit dem Greifer geschieht folgendermaßen: Der geöffnete Greifer wird auf das Fördergut durch Lüften der Entleerungsbremse aufgesetzt; dabei ist das Hubritzel ausgerückt und auch die Hubwerkbremse gelüftet. Der Führer rückt nun das Hubritzel ein und stellt die Dampfmaschine an. Dabei schließt sich der Greifer zunächst und geht dann in die Höhe. Während sich der Greifer schließt, rutscht die Schleifkupplung durch, sorgt aber während des Hebens für Aufwickeln und Straffhalten der Entleerungsseile. Ist der Greifer in der gewünschten Höhe angekommen, so wird die Hubbremse geschlossen und das Hubritzel ausgerückt. Dann wird der Greifer über den zu beladenden Bunker oder Wagen geschwenkt und geöffnet. Das Öffnen geschieht dadurch, daß der Führer die Entleerungsbremse anzieht und die Hubbremse lüftet. Die Hubtrommel dreht sich im Senksinne und die Greiferschalen werden geöffnet.

Drehwerk (Abb. 192). Durch das Reibungswendegetriebe 3 werden wahlweise die Kegelräder 1 oder 2, die mit dem Rad 4 kämmen, mit der Hauptwelle 20 verbunden. Die Übertragung geht weiter durch die Stirnräder 38—37, die senkrechte Welle mit Ritzel 118 auf den feststehenden Zahnkranz 116. Der Führer braucht also für Rechts- und Linksdrehen die Maschine nicht umzusteuern, sondern benutzt das Wendegetriebe 3. Der um den Königzapfen 21 drehbare Kranoberteil ruht auf vier Laufrollen 34, die auf der Kreisschiene laufen.

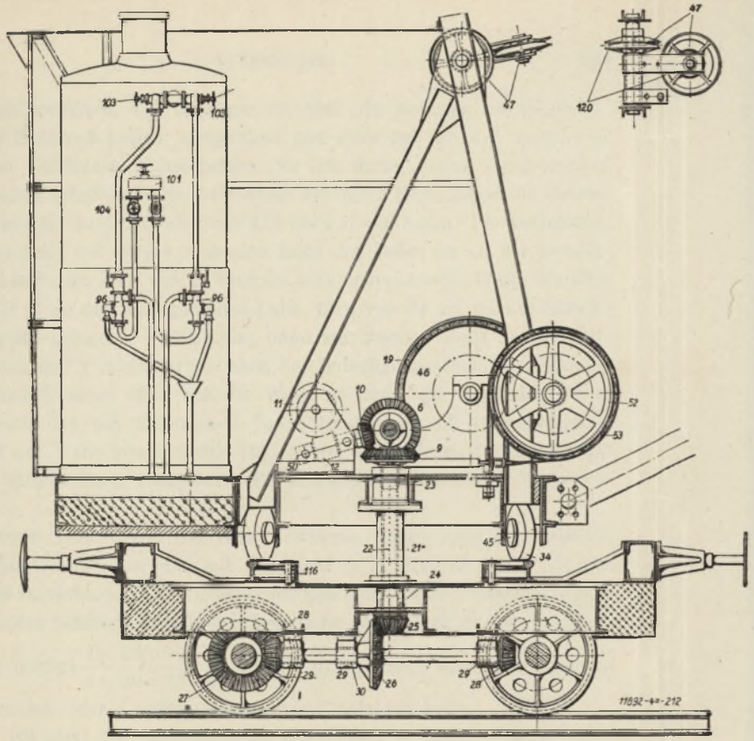


Abb. 189 u. 190. Demag-Dampfdrehkran.

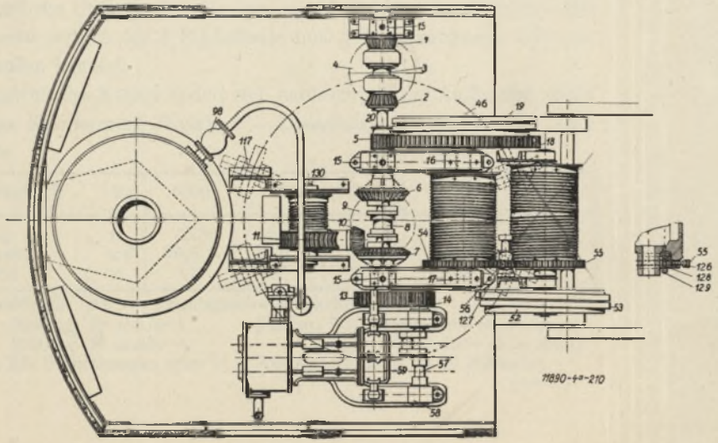


Abb. 191. Grundriß.

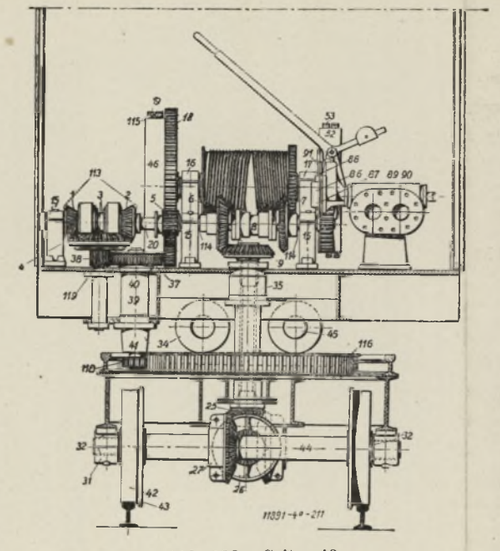


Abb. 192. Seitenriß.

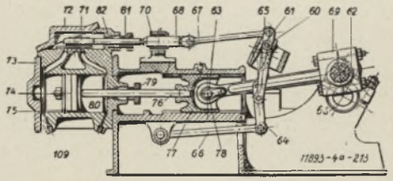


Abb. 193. Antriebsdampfmaschine. Zylinderdurchmesser 160, Hub 180 mm, n = 180.

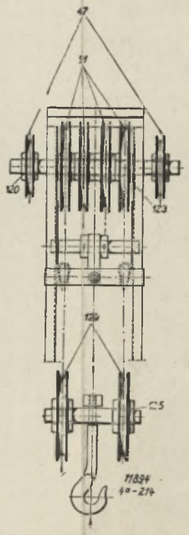


Abb. 194. Auslegerspitze.

Die Teile, die zur sicheren Aufrechterhaltung eines ungestörten Betriebes unbedingt nötig sind, sind in der Stückliste durch Fettdruck hervorgehoben, während die Teile, die bei angestrengtem Betrieb ebenfalls von Zeit zu Zeit ausgewechselt werden müssen, mit einem † bezeichnet sind. Die mit einem * versehenen Teile gehören zu dem Kran für Greiferbetrieb.

Stückliste

Nr.	Gegenstand	Nr.	Gegenstand
1	**Kegelrad 22 Zähne . . . links**	50	Lagerbüchse f. die Schneckenwelle
2	**desgl. . . . . rechts**	51	***Seilrolle 500 ∅**
3	**Mitnehmerkonus**	52	*Bremsscheibe 800 ∅
4	**Kegelrad 44 Zähne**	53	*Bremsband
†5	Ritzel 20 Zähne	54	*Zahnkranz 57 Zähne
6	**Kegelrad 27 Zähne mit Klauen**	55	* desgl. 52 Zähne
7	desgl. 27 Zähne mit Klauen	†56	*Ritzel 12 Zähne
8	**Mitnehmer**	59	Kulissentraversen
†9	Kegelrad 27 Zähne	†60	Kulissenführung, 2 Stück
10	Ritzel 14 Zähne	61	**Kulissensteine,** 4 Stück
11	Schneckenradkranz	62	**Lagerschale 75 ∅**
12	Schnecke	63	**desgl. 33 ∅,** 2 Stück
13	Zahnrad 46 Zähne	64	Lenker mit Bolzen
14	**Ritzel 27 Zähne**	65	desgl. mit Bolzen
15	**Lagerschalen 75 Bohrung,** 2 tl., 3 St.	66	Gelenkstange 395 lang
16	**desgl. 105 Bohrung,** 2 tl., 1 St.	67	desgl. 310 lang
17	**desgl. 100 Bohrung,** 2 tl., 1 St.	68	Schieberstange mit Führung
18	Zahnrad 130 Zähne	69	Pleuelstange
19	**Bremsband**	71	Schieber
20	Vorgelegewelle	74	**Kolben**
21	König mit Muttern	75	**Kolbenringe**
22	Vorgelegewelle, innen	76	**Kolbenstange**
23	Lagerbüchse	77	Kreuzkopf
24	desgl.	78	Kreuzkopfbolzen
25	**Ritzel 14 Zähne**	83	Lagerbock z. Kulissentraversen
†26	Kegelrad 30 Zähne	86	Anlaßschieberkasten
†27	desgl. 30 Zähne, 2 teilig	91	Anlaßschieberstange
28	**Ritzel 14 Zähne,** 2 Stück	92	**Hubseil 19 ∅, 32 m lang**
29	Augenlager	93	**Einziehseil 15 ∅, 40 m lang**
30	Büchse dazu	94	***Hubseile 14 ∅, 36 m lang,** 2 Stück
31	Augenlager	95	***Entleerungsseile 13 ∅, 26 m lg.,** 2 St.
32	**Büchse dazu m. Anlaufscheibe,** 2 St.	96	**Injektor**
†34	Drehrolle	98	Hauptdampfventil
35	Rosette zum König	101	Speiserückschlagventil
37	**Zahnrad 44 Zähne**	103	Absperrventil zum Injektor
†38	Ritzel 15 Zähne	104	Absperrventil v. Inj. zur Handpumpe
39	Führungsbüchse	115	Ferodobelag
40	Lagerbüchse dazu	116	Triebstockkranz zum Drehwerk
41	desgl.	117	Büchsen
42	Laufrad	118	Triebstockritzel
43	Bandage	124	Seilrolle 500 ∅ für Unterfl.
44	Laufradachse	126	Vulkanfiberringe
45	Drehrollenbolzen	128	Federn zur Reibungskupplung
46	Bremsscheibe 900 ∅	129	Schrauben 7/8"
†47	Seilrolle 340 ∅		

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA w Gliwicach

Verlag von S. Hirzel in Leipzig

Auslegereinziehen. Der Ausleger, in Abb. 188 sichtbar, ist als knicksicheres Fachwerkdreieck ausgebildet und schwingt um den unteren in Abb. 189 sichtbaren Gelenkbolzen. Er ist durch einen viersträngigen Flaschenzug gehalten, seine Ausladung, die durch einen Zeiger im Führerhaus angezeigt wird, läßt sich von 4,75 bis 9 m verändern. Die Seilführung geht aus Abb. 190 hervor; das eine Ende des Seiles ist an der Einziehtrommel befestigt, läuft von da über die senkrechte Leitrolle 47 des Ständers zur Rolle 47 an der Auslegerspitze (Abb. 194), von da um die am Ständer schwingend gelagerte Umlenkrolle, dann zur zweiten Rolle an der Auslegerspitze und von da zurück nach der Befestigungsschelle am Ständer. Die Einziehtrommel wird von der Welle 20 durch die Kegelräder 7—10 und durch das selbsthemmende Schneckengetriebe 12—11 angetrieben. Das auf der Welle lose laufende Rad 7 wird dabei durch die in Abb. 191 in der Mittelstellung gezeichnete Klauenkupplung 8 mit der Welle verbunden.

Fahrwerk (Abb. 189). Die eben erwähnte Klauenkupplung gestattet auch, das Kegelrad 6, das mit dem Rad 9 in Eingriff steht, mit der Welle 20 zu verbinden. Die Übertragung geschieht weiter durch den hohlen Königzapfen hindurch mittels der Kegelräder 25—26 und 28—27. Die Übersetzung beträgt $\frac{1}{1} \cdot \frac{14}{30} \cdot \frac{14}{30} \cdot \frac{1}{4{,}6}$, beide Achsen sind angetrieben, so daß der Kran bei jeder Auslegerstellung sicher anfahren kann.

Abb. 194 zeigt die Auslegerspitze. Die Rollen 47 dienen dem Einziehwerk. Bei Stückgutverladung werden von den Schnabelrollen 51 nur zwei benötigt und die Unterflasche, die Last hängt also an vier Strängen. Bei Greiferbetrieb werden für 2 Schließseile und 2 Entleerungsseile alle vier Schnabelrollen benutzt.

Die *Tragkraft* des Kranes ändert sich natürlich mit der Ausladung, dabei nimmt das Kranmoment (Nutzlast × Ausladung) mit wachsender Ausladung ab.

Tragkraft kg	6000	5000	3000	2500	2000
Ausladung . . . m	4,75	5,40	7,00	8,00	9.00
Kranmoment . . . mt	28,5	27,0	21,0	20,0	18,0
Rollenhöhe . . . m	9,1	8,8	7,8	6,9	5,0

Größter Raddruck 15 t. — Arbeitsgeschwindigkeiten:
Heben: 3000 kg 20 m min^{-1}, 6000 kg 10 m min^{-1},
Drehen: 2,5 Umdrehungen min^{-1},
Fahren: 50—60 m min^{-1} bei Vollast, 100—120 m min^{-1} ohne Last,
Auslegereinziehen in 50 Sekunden.

Einen mit Edison-Akkumulatoren betriebenen *Lokomotivdrehkran* [1]) von 7 t Tragkraft und 5 m Ausladung erbaute Lauchhammer. Er läuft auf Normalspur und ist abgefedert; Ausführung des Drehwerkes mit Königsäule.

Eine eigenartige Bauart, den *Tankkran* [2]), hat man für die Aufräumungsarbeiten in Frankreich geschaffen, indem man einen Drehkran für Greiferbetrieb in einen alten Tank eingebaut hat; er kann sich unabhängig von Schienen auch in unebenem Gelände bewegen und verlädt 15—20 m³ Schutt in der Stunde. Die Kosten betragen 1 Fr/t. Vgl. auch Woeste, Drehkrane mit Raupenkettenfahrantrieb [3]).

Während beim Lokomotiv*kran* das Schwergewicht im Kran liegt, ist es bei der Kran*lokomotive* umgekehrt. Borsig erbaute eine regelspurige Lokomotive von 26,5 t Dienstgewicht mit aufgebautem Kran [4]) von 3 t Tragkraft und 5 m Ausladung. In Amerika wird eine 20 m lange elektrisch betriebene 800-PS-Kranlokomotive [5]) für Aufräumungsarbeiten bei Eisenbahnunfällen verwendet, die zwei schwenkbare Ausleger von 100 t Tragkraft bei 150 PS Hubmotorleistung trägt.

Vgl. ferner: Weicken, Eisenbahndrehkran mit umlegbarem Ausleger, Stützschrauben und Schienenzangen, Q = 30 t [6]), und Wülfrath, neue Eisenbahnkrane [7]). Selbstverständlich hat auch die Verbrennungskraftmaschine Eingang bei den Kranen gefunden, die mit eigner Kraftquelle laufen.

c) Drehlaufkrane

Drehlaufkrane sind eine Verbindung von Laufkran und Drehkran, hierbei kann die Anordnung nach Abb. 195 [8]) oder 196 [9]) gewählt werden. Für Krane in bedeckten Räumen kommt nur die letztere in Frage, die erste Anordnung hat den Vorteil, daß die Bühnenträger fortfallen können, wenn die Hauptträger gegeneinander versteift werden.

---

[1]) Buhle, Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen, 1913, S. 162.
[2]) Zeitschrift des VDI. 1920, S. 47.
[3]) ebenda 1926, S. 476.
[4]) Buhle, D. p. J. 1904, S. 578.
[5]) Zeitschrift des VDI. 1914, S. 1028.
[6]) ebenda 1925, S. 1329.
[7]) ebenda 1926, S. 302.
[8]) Ausführung der Demag.
[9]) Ausführung der A.-G. Lauchhammer.

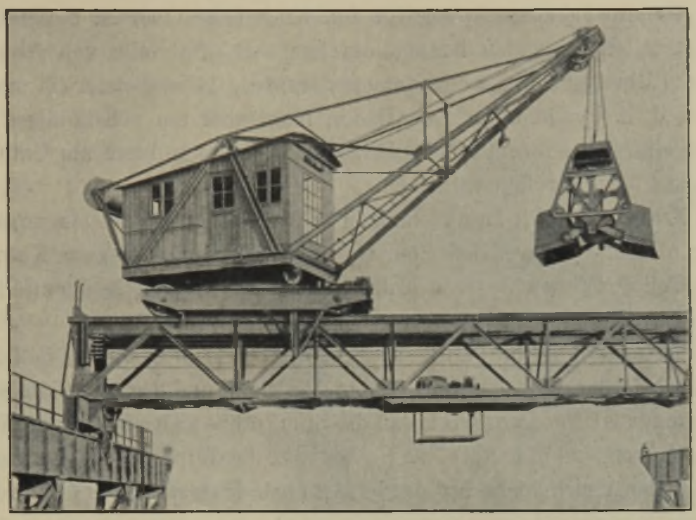


Abb. 195. Drehlaufkran mit 2,5-cbm-Greifer für Kohle.

Der Vorteil der Drehlaufkrane liegt darin, daß kurze Lastwege in Richtung der Kranbewegung vorteilhaft durch Katzfahren und Drehen ausgeführt werden können, ohne daß die schwere Kranbrücke zu bewegen ist, was namentlich bei großen Spannweiten sehr ins Gewicht fällt. Besonders im Falle von Abbild. 196 läßt sich durch Anwendung eines Spurkugellagers der Kraftbedarf beim Drehen sehr klein halten. Ein weiterer Vorteil ist der, daß der Ausleger bequem in die Arbeitsbereiche von benachbarten Kranen übergreifen kann (vgl. Hellingkrane).

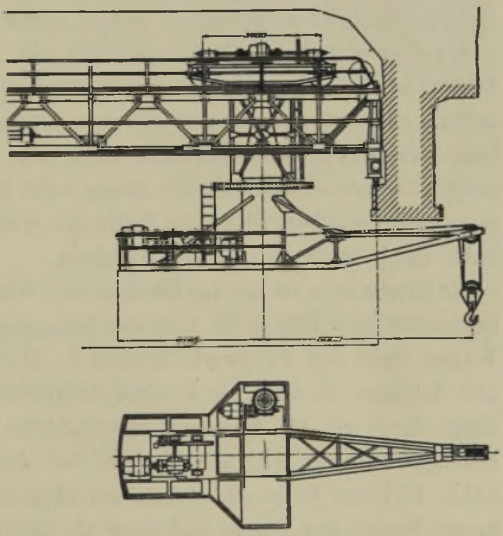


Abb. 196. Drehlaufkran von 12,5 t Tragkraft und 23 m Spannweite.

Die Standfestigkeitsrechnung für den Kran (Abb. 195) ist dieselbe wie bei den unten laufenden Kranen durchgeführt. Im Falle von Abb. 196 kann die Überlast kleiner angenommen werden, da höchstens ein stabiles Kippen, d. h. Pendeln um zwei Räder, nicht aber ein vollständiges Umstürzen eintreten kann. Übrigens läßt sich das Kippen durch am Untergurt laufende Führungsrollen vermeiden.

Das Krangerüst fällt im allgemeinen schwerer aus wie bei einem gleichwertigen Laufkran, weil bei Stellung des Auslegers quer zum Kran der größte Teil des Gewichtes von Katze + Last auf *einen* Träger entfällt, im Falle der Überlast (Kippen) sogar das ganze Gewicht.

Bei der Berechnung des Katzfahrwerkes hat man zu beachten, daß durch die Trägheit der Last die Katze beim Einleiten und Bremsen der Drehbewegung soweit gedreht wird, daß die Spurkränze sich anlegen, die Katze also auch meistens in der größten Schräglage, die durch das Spiel zwischen Spurkränzen und Schiene bedingt ist, anfährt. Man wird also 5 bis 10 vH. für Spurkranzreibung zuschlagen.

d) Einschienenkrane

Einschienenkrane wendet man in den Seitenschiffen von Werkstätten gern zum schnellen Befördern kleiner Lasten bis etwa 3 t an. Sie laufen nur auf einer Schiene (Velozipedkran) und nehmen infolgedessen wenig Platz weg. Am oberen Ende müssen sie natürlich durch Führungsschienen seitlich gestützt werden, weshalb man sie meistens an der Wand laufen läßt, damit das Führungsgerüst nicht zu teuer wird (s. Abb. 197) [1]). Schiene meist zu ebener Erde (billig), mitunter auch hochgelegte Kranbahn, so daß unterhalb derselben Platz für Feilbänke wird. In Abb. 197 ist die Kranbahn aus besonderen Gründen halbhoch.

Der Kranwagen ist ein aus Blechen und Winkeleisen zusammengenieteter kastenförmiger Träger, in dem die Königsäule fest eingespannt ist. Der Wagen trägt das Fahrwerk, Drehwerk, Hubwerk und den Führerstand. Der Ausleger ist über die Königsäule gestülpt und stützt sich in halber Höhe durch ein als Spurlager ausgebildetes Querstück, unten durch ein Halslager an ihr ab, ähnlich wie bei den feststehenden Drehkranen (Abb. 177), nur ist in Anbetracht der kleineren Drücke und einer gedrungenen Bauart das untere Halslager als Gleitlager ausgeführt. An seinem

[1]) Ausführung der A.-G. Lauchhammer.

oberen Ende trägt der Pfosten des Auslegers noch eine wagrechte Führungsrolle. Zur Aufnahme der Wagrechtkräfte an der unteren Schiene sind zur Verminderung der Spurkranzreibung zwei Stützrollen angebracht. Die Last hängt in loser Rolle, das Seil ist über Umlenkrollen durch die ausgebohrte Königsäule zur Trommel geführt. Das *Hubwerk* bietet nichts Neues gegenüber dem früheren. Für die Berechnung des *Drehwerkes* hat man zunächst die Lagerdrücke zu bestimmen. Wir betrachten zu diesem Zweck eine beliebige Auslegerstellung unter dem Winkel φ gegen die Normale zur Schienenrichtung. Es entstehen infolgedessen Momente um die X- und Y-Achse, das erstere liefert Stützdrücke quer (Zeiger q), das letztere Stützdrücke parallel zur Schienenrichtung (Zeiger p). Beide setzen sich dann zu einer Resultante zusammen.

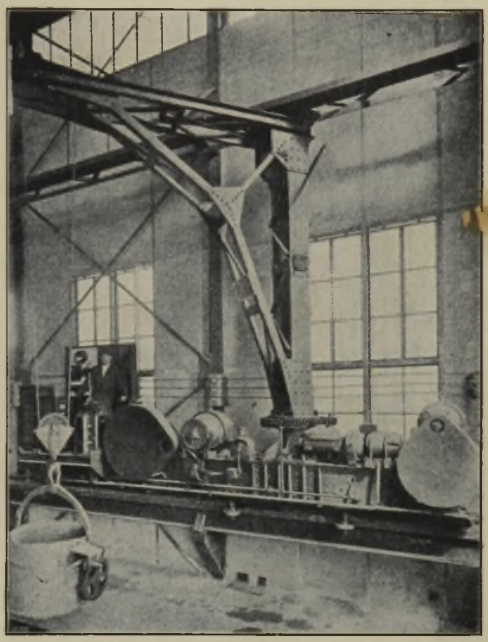


Abb. 197. Einschienenkran. Tragkraft 2,5 t. Ausladung 3 m. Heben 22 m min^{-1}. Fahren 100 m min^{-1}. Drehen 19 m min^{-1}, am Haken gemessen.

1. Drücke in der Querrichtung (s. Abb. 198)

$$M_x = (Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi = H_q \cdot h\,; \quad H_q = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{h}. \tag{1}$$

Aus Abb. 199 folgt mit 0 als Drehpunkt

$$H_{1q} = H_q \frac{c}{f} = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{f}\,\frac{c}{h} \tag{2}$$

und ebenso

$$H_{2q} = H_q + H_{1q} = H_q \frac{f + c}{f} = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{f} \cdot \frac{(f + c)}{h}. \tag{3}$$

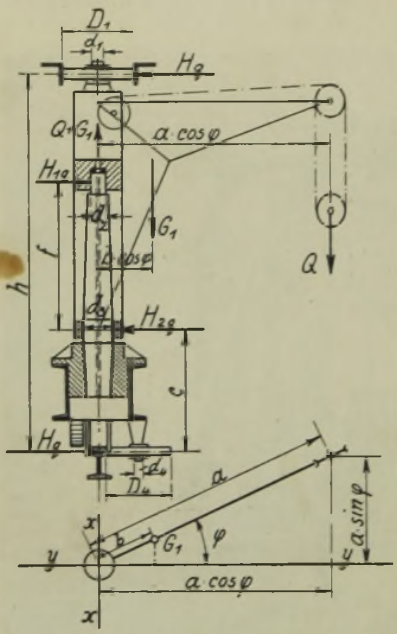


Abb. 198. Einschienenkran.

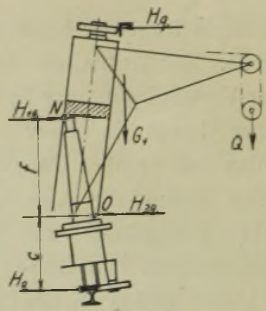


Abb. 199. Lagerdrücke an der Königsäule.

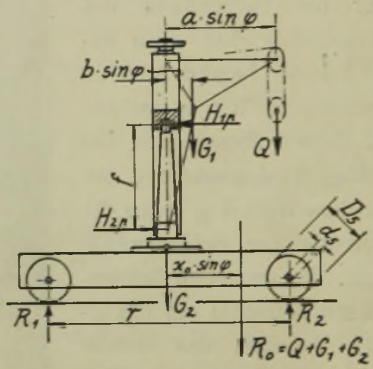


Abb. 200. Rad- und Lagerdrücke.

2. Drücke parallel zur Schienenrichtung (Abb. 200) $H_p = 0$

$$H_{1p} = H_{2p} = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\sin\varphi}{f}. \tag{4}$$

Resultierende Drücke:

$$H = H_q = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{h} = \frac{(Q\,a + G_1\,b)}{f} \cdot \frac{f\cos\varphi}{h} = C \cdot \frac{f}{h}\cos\varphi, \tag{5}$$

wobei

$$C = \frac{Q\,a + G_1\,b}{f}, \tag{6}$$

$$H_1 = \sqrt{H_{1q}^2 + H_{1p}^2} = C\sqrt{\sin^2\varphi + \left(\frac{c}{h}\right)^2\cos^2\varphi}. \tag{7}$$

Senkrechter Spurlagerdruck:

$$V = Q + G_1. \tag{8}$$

$$H_2 = \sqrt{H_{2q}^2 + H_{2p}^2} = C\sqrt{\sin^2\varphi + \left(\frac{f+c}{h}\right)^2\cos^2\varphi}. \tag{9}$$

Für den Kran (Abb. 197) ist $Q = 2500$ kg, $G_1 = 400$ kg, $a = 3$ m, $b = 0{,}8$ m, $f = 1{,}8$ m, $\frac{f}{h} = 0{,}36$, $\frac{c}{h} = 0{,}27$, $\frac{f+c}{h} = 0{,}63$; es ergibt sich dann $C = 4350$ kg.

Für die Winkel $\varphi = 0$ bis $90°$ lassen sich aus den Gl. (5), (7) und (9) leicht die Werte von H, H_1 und H_2 berechnen, die im Polardiagramm (Abb. 201) aufgetragen sind.

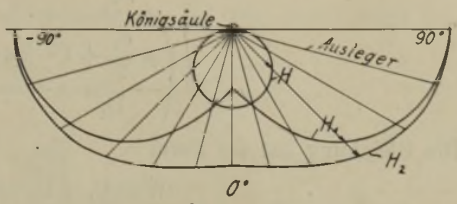


Abb. 201. Größe der Wagrechtkräfte, die Werte H, H_1 und H_2 zählen vom Pol ab.

Moment zum Drehen des Auslegers:

Zu überwinden sind die Halslagerreibungen herrührend von H_2, H_1 und H und die Spurzapfenreibung herrührend von $V = Q + G_1$; mithin

$$\left.\begin{aligned} M &= H_2\,\mu\,\frac{d_3}{2} + H_1\,\mu\,\frac{d_2}{2} + H\,\mu\,\frac{d_1}{2} + (Q+G_1)\,\mu\,\frac{2}{3}\,\frac{d_2}{2} \\ &= \frac{\mu}{2}\Big(\underset{\mathrm{I}}{H_2\,d_3} + \underset{\mathrm{II}}{H_1\,d_2} + \underset{\mathrm{III}}{H\,d_1} + \underset{\mathrm{IV}}{(Q+G_1)\,\frac{2}{3}\,d_2}\Big). \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Die ersten 3 Glieder in der Klammer sind veränderlich, das vierte ist unveränderlich.

In Abb. 202 sind die vier Reibungsmomente aufgetragen, entsprechend den Werten $d_1 = 6$, $d_2 = 9$, $d_3 = 25$ cm. Man erkennt, daß das Moment am größten für $\varphi = 90°$ wird. Zu dem Moment aus Gl. (10) kommt nun wie früher noch das Beschleunigungsmoment $J \cdot \varepsilon$.

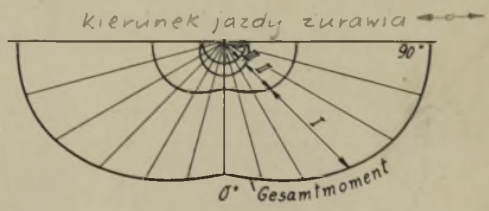


Abb. 202. Momentensumme zum Drehen des Auslegers, die Werte IV, III, II und I sind aneinander angetragen.

Fahrwerk: Zu überwinden sind Zapfen- und Rollenreibung an den beiden Laufrädern und den 3 wagrechten Führungsrollen. Die eigentlichen Laufräder sind zusammen mit $Q + G_1 + G_2$ belastet, die obere und die untere Führung nach Gl. (5) je mit $H = \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{h}$. Mit den in Abb. 198 und 200 eingeschriebenen Rad- und Zapfendurchmessern wird der Fahrwiderstand

$$W = \frac{(Q + G_1 + G_2)\left(\mu \frac{d_5}{2} + f\right) 2}{D_5} + \frac{(Q\,a + G_1\,b)\cos\varphi}{h}$$

$$2\left(\frac{\mu \frac{d_1}{2} + f}{D_1} + \frac{\mu \frac{d_4}{2} + f}{D_4}\right). \tag{11}$$

Die Gleichung hat die Form

$$W = C_1 + C_2 \cos\varphi, \tag{12}$$

wobei C_1 und C_2 Festwerte bedeuten. Damit ein Anfahren zustande kommen kann, muß für alle Auslegerstellungen die Triebkraft T am Umfange des angetriebenen Rades größer als W sein.

Ist nur ein Rad angetrieben, z. B. in Abb. 200 das rechte, so wird

$$R_2 = \frac{G_2 \frac{r}{2} + Q\left(\frac{r}{2} + a \sin\varphi\right) + G_1\left(\frac{r}{2} + b \sin\varphi\right)}{r}. \tag{13}$$

Bezeichnet μ' die Reibungsziffer zwischen Rad und Schiene, so wird

$$\left.\begin{aligned} T = R_2 \cdot \mu' &= \frac{G_2\,\mu'}{2} + \frac{Q\,\mu'}{2} + \frac{Q\,a\,\mu'}{r}\sin\varphi + \frac{G_1\,\mu'}{2} + \frac{G_1\,b\,\mu'}{r}\sin\varphi \\ &= (Q + G_1 + G_2)\frac{\mu'}{2} + \frac{\mu'}{r}(Q\,a + G_1\,b)\sin\varphi. \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

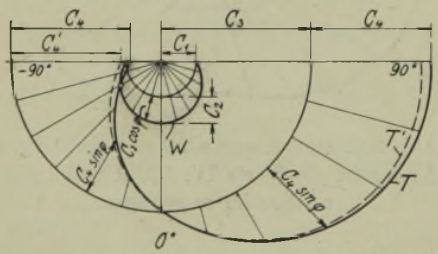


Abb. 203.
Triebkraft T und Fahrwiderstand W.

Diese Gleichung hat die Form:

$$T = C_3 \pm C_4 \sin\varphi, \tag{15}$$

wobei C_3 und C_4 Festwerte sind und das Minuszeichen für negative Winkel φ gilt. Trägt man sich die T- und W-Werte wieder in einem Polardiagramm auf (Abb. 203), so ist für den Bereich ein Anfahren möglich, wo die T-Kurve außerhalb der W-Kurve liegt. In Abb. 203 überschneiden sich die beiden Kurven bei etwa 70°. Es verbleibt also ein toter Winkel von etwa 20°. Dieser läßt sich aber vermeiden durch Verkleinern von C_4.

$$C_4 = (Q\,a + G_1\,b)\frac{\mu'}{r}.$$

Vergrößert man r um etwa 11 vH., so erhält man ein kleineres C_4, und die neue T-Kurve liegt überall außerhalb der W-Kurve; in Abb. 203 punktiert eingetragen.

Aus dem größten Wert des Fahrwiderstandes W, für $\varphi = 0$, folgt die Motorleistung zu

$$N = \frac{W \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ PS}.$$

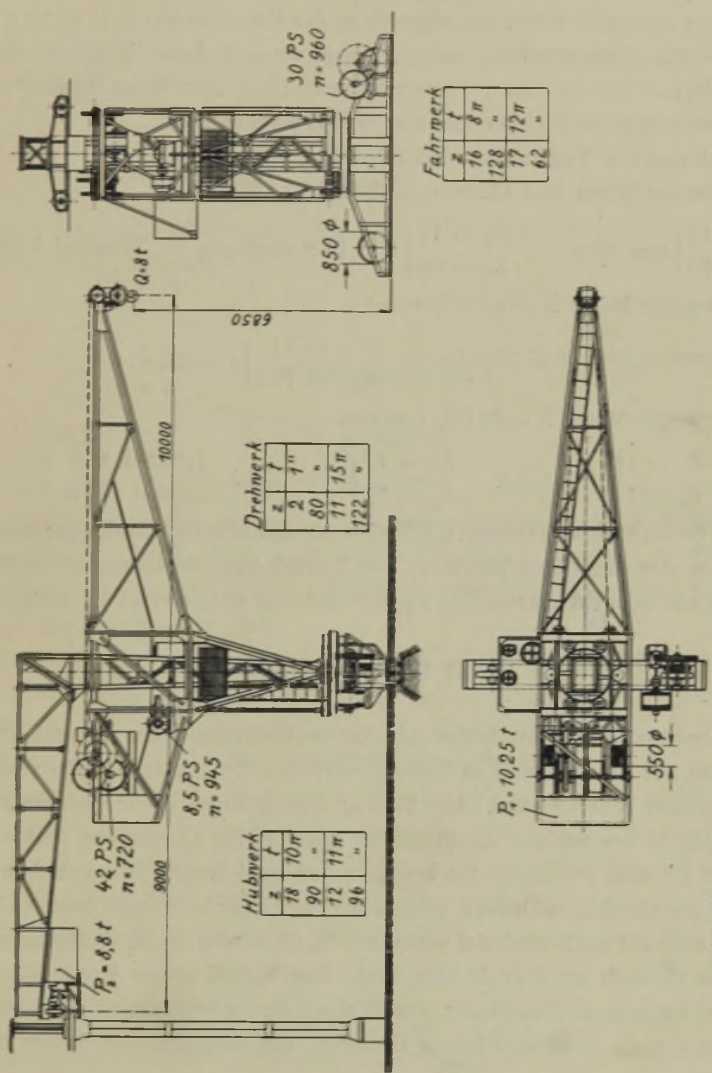


Abb. 204. Einschienenkran. Tragkraft 8 t. Ausladung 10 m. Maßstab 1 : 200.

Der Einschienenkran beherrscht im allgemeinen nur ein Arbeitsfeld, dessen Breite gleich der Ausladung ist. Verlegt man die Schiene in die Mitte der Werkstatt, so würde das Arbeitsfeld verdoppelt, allerdings müßte man ein schweres Stützgerüst für die obere Rolle in Kauf nehmen. Krupp, Magdeburg, hat eine originelle Lösung gegeben, wie man ohne Stützgerüst auskommt; es ist in Abb. 204 die Königsäule durch einen Fachwerkbalken auf einer seitlichen Kranbahn abgestützt, das Kranmoment muß dann allerdings durch Gegengewichte aufgenommen werden, diese Bauart erscheint deshalb nur bei kleineren Lasten zweckmäßig. Der Kran bedient den Kokillenpark eines Stahlwerkes und besitzt 8 t Tragkraft.

Die Daten der Triebwerke sind folgende:

Hubwerk: Motor $N = 42$ PS, $n = 720\ \text{min}^{-1}$.

$$\left.\begin{matrix} Z_1 = 18 \\ Z_2 = 90 \end{matrix}\right\} t = 10\,\pi, \qquad \left.\begin{matrix} Z_3 = 12 \\ Z_4 = 96 \end{matrix}\right\} t = 11\,\pi \text{ (doppelt)}, \qquad \text{Trommel } 550\ \varnothing.$$

Drehwerk: Motor $N = 8{,}5$ PS, $n = 945$.

$$\text{Schneckengetriebe } 2:80,\ t = 1'';\quad \left.\begin{matrix} Z_1 = 11 \\ Z_2 = 122 \end{matrix}\right\} t = 15\,\pi.$$

Fahrwerk: Motor $N = 30$ PS, $n = 960$

$$\left.\begin{matrix} Z_1 = 16 \\ Z_2 = 128 \end{matrix}\right\} t = 8\,\pi, \qquad \left.\begin{matrix} Z_3 = 17 \\ Z_4 = 62 \end{matrix}\right\} t = 12\,\pi, \qquad \begin{matrix} \text{Laufrad } 850\ \varnothing \\ \text{Zapfen } 110\ \varnothing \end{matrix}$$

Das Gewicht des Gerüstes G_2 mit oberem und unterem Radträger beträgt 15 t, das des drehbaren Teiles G_1 mit Antrieb 13 t, die Gegengewichte betragen auf dem drehbaren Teil $P_1 = 10{,}25$ t, auf dem Gerüst $P_2 = 8{,}8$ t.

e) Scherenkrane

Scherenkrane wurden früher als Schwerlastkrane zum Ausrüsten von Schiffen auf Werften und in Häfen verwendet, im letzteren Falle vielfach auf Ponton schwimmend. Die Demag hat mehrere große Scherenkrane gegen Ende des vorigen Jahrhunderts geliefert für Lasten von 30 bis 80 t und 20 bis 30 m Hubhöhe. Sie bestehen aus zwei langen Druckstreben, die ein gleichschenkliges Dreieck bilden, und einem dritten Stab, dessen Länge durch eine Schraubenspindel veränderlich ist, wodurch die Ausladung des Kranes verstellt wird (vgl. Abb. 214). Der Vorteil dieser Krane war die statisch einfache Kraftwirkung, der Nachteil ihr im Verhältnis zur Leistungsfähigkeit nicht unbeträchtliches Gewicht. Die Druckstreben haben näm-

lich große Knicklänge, weil sie nicht vergittert werden können, um der Last den Durchgang zu ermöglichen, sie sind in der Regel aus Blech röhrenartig zusammengenietet. Der hintere Zugstab ist als Blechbalken mit kastenförmigem Querschnitt ausgebildet; die Mutter der Schraubenspindel ist kreuzkopfartig auf einer Kurvenbahn geführt, damit die Spindel nur reinen Zug und keine Biegung erhält. Einzelheiten der Konstruktion [1]).

Die Scherenkrane sind als Werftkrane vollständig verdrängt worden, zu Lande durch die Hammerkrane, zu Wasser durch die Schwimmkrane. Die letzteren erhalten einen mehrfach geknickten oder sichelförmig gekrümmten Ausleger, wodurch man näher an die auszurüstenden Schiffe herankommt. Die Scherenkrane sind heute nur noch als sogenannte Mastenkrane in Benutzung, d. h. sie dienen je zwei zum Umlegen und Wiederaufrichten der Masten der großen Oder- und Weichselkähne, wenn diese Brücken passieren.

6. Sonderkrane

a) Für Stahlwerke [2])

Die *Beschickkrane* für Siemens-Martin-Öfen haben sich aus den Beschickwagen entwickelt. Sie besitzen ihnen gegenüber den Vorteil, daß sie nicht soviel Platz vor den Öfen beanspruchen und die Hüttenflur freilassen; außerdem können sie, mit einer Hilfskatze versehen, zu allgemeinen Arbeiten herangezogen werden.

Die allgemeine Anordnung eines Beschickkranes [3]) zeigt Abb. 205, er besitzt sechs Bewegungen mit sechs Motoren: Längsfahren M_1, Quer- oder Katzfahren M_2, Drehen um die Königsäule M_3, Schwengeldrehen M_4, Heben des unteren Teiles M_5, Schrägheben oder Wippen M_6.

Längs- und *Querfahrt* sind genau so ausgebildet wie bei normalen Laufkranen. Die Katze trägt ein nach unten gehendes starres Führungsgerüst zur Lagerung der Königsäule (Einzelheiten hierzu Abb. 206). Die Königsäule C ist ein Stahlgußrohr in zwei Halslagern und einem Kugelspur-

[1]) Zeitschrift des VDI. 1907, S. 188.

[2]) Ausführliches s. Frölich, Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen, Zeitschrift des VDI. 1906 und 1907, und Stauber, Hebe- und Transportmittel in Stahl- und Walzwerksbetrieben St. u. E. 1907.

[3]) Ausführung der A.-G. Lauchhammer, Zeitschrift des VDI. 1907, S. 225.

lager D geführt. Die Traverse E des Kugellagers ist mit der Traverse F durch Laschen verbunden, beide sind zwischen Schienen H geführt, also an der Drehung verhindert. Die Traverse F trägt die Mutter für die Schraubenspindel A zum *Heben*. Die Spindel ist in dem Gußstück M gelagert, das auf Kugeln leicht drehbar ist und durch das Kegelrad N ange-

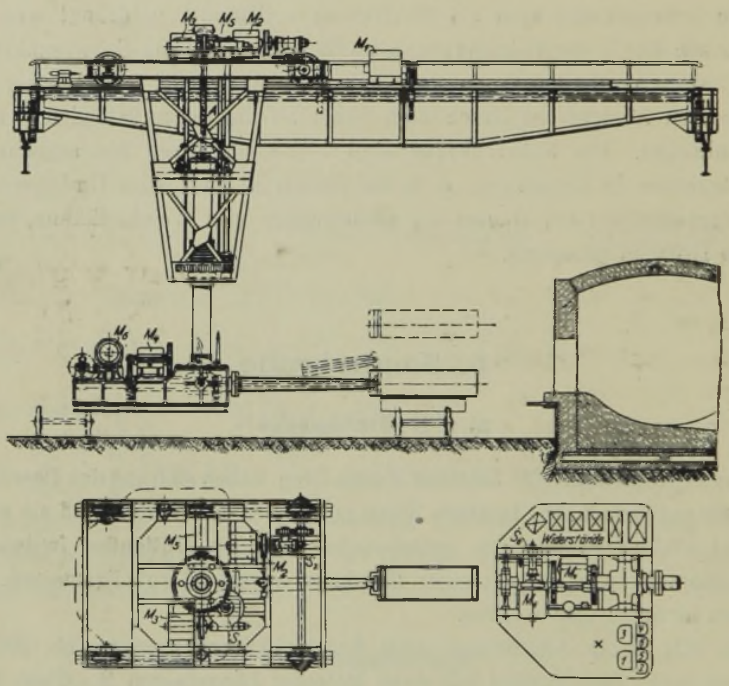


Abb. 205. Beschickkran. Motoren: M_1 Längsfahrt. M_2 Querfahrt. M_3 Drehen. M_4 Schwengeldrehen. M_5 Heben. M_6 Wippen. × Stand des Führers.

trieben wird. Beim Heben taucht die Spindel in den z. T. mit Öl gefüllten Blechzylinder P und schmiert sich selbst ausgiebig.

Das *Drehwerk* besteht aus wagrechtem Schneckengetriebe S_3, dessen Welle nach unten geführt ist und einem Stirnräderpaar, von dem nur das große Rad L sichtbar ist. L ist mit der Königsäule C durch Nut und Feder verbunden, da sich C gegenüber L axial verschiebt. Die vorerwähnten Hängelaschen G sind nach unten verlängert und tragen bei J die Stromabnehmer, die sich gegen den Schleifringzylinder K legen. An den Hänge-

laschen sind außen noch kräftige Winkel angenietet, die sich in der tiefsten Lage auf den Kegelfedern O abstützen, wodurch die Spindel A entlastet wird.

Mit dem unteren Ende der Königssäule sind zwei kräftige Gußschilde verschraubt, zwischen denen der Schwengel angeordnet ist, und die außerdem den Führerstand tragen. Der Schwengel S ist in dem Gehäuse T gelagert, das um Zapfen B schwingt, auf dem Gehäuse sitzt der Antrieb M_1 zum Schwengeldrehen. Der vordere Teil des Schwengels ist ausgebohrt und birgt die Riegelstange zum Verriegeln der Mulden (vgl. Abb. 104), verschoben wird die Riegelstange durch die Muffe U und den punktierten Handhebel.

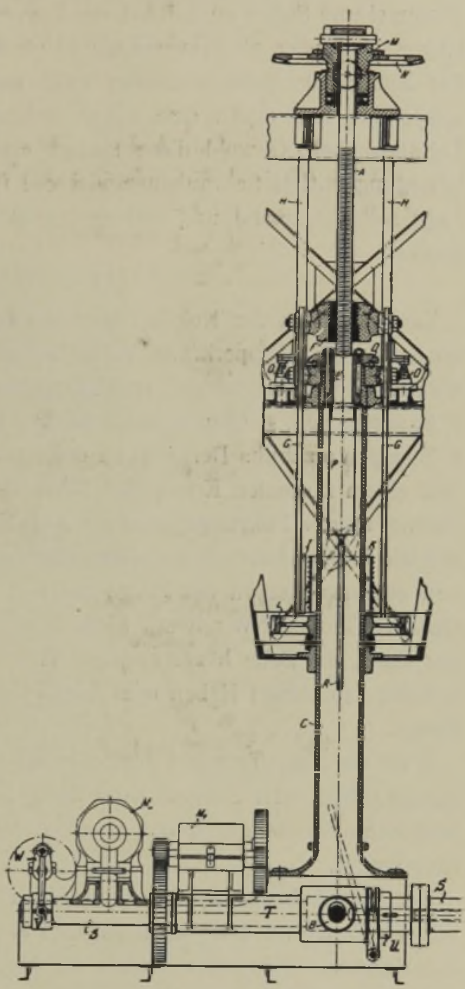


Abb. 206. Königsäule des Beschickkranes.

Den zweiten Stützpunkt des Schwengels bildet das Gelenk V, das durch die Kurbel W und Schubstange nach unten bewegt werden kann, wodurch das „Schrägheben" zustande kommt. Antrieb der auf den Seitenschilden fest gelagerten Kurbelwelle durch Schneckengetriebe und Motor M_2. Damit beim Absetzen von Mulden übermäßige Biegungsbeanspruchungen vom Schwengel ferngehalten werden, ist das Schwengelgehäuse T mit den Zapfen B in Langlöchern gelagert, dadurch kann der Schwengel etwas nach oben ausweichen, wobei V fester Drehpunkt ist. Die gleiche Wirkung erreicht man,

wenn die Schubstangen der Kurbel W an den Bolzen V unter Zwischenschaltung von Federn angeschlossen werden.

Abweichend von Abb. 206 wird die Hubbewegung mitunter mittels Trommel und Seilen ausgeführt, die Traverse E erhält dann Seilrollen und ist gewissermaßen als Traverse einer Unterflasche anzusehen (vgl. Abb. 87). Die Königsäule wird in diesem Falle massiv aus geschmiedetem Stahl ausgeführt und erhält eine kleine Bohrung nur zur Durchführung der Leitungskabel. Obwohl diese Bauart einfacher erscheint, hat die Hubbewegung mittels Schraubenspindel viel für sich, sie ist nämlich in jeder Lage selbsthemmend und erfordert seitens des Führers keine Aufmerksamkeit.

Stripperkrane

Zum Abziehen der Kokillen von den gegossenen Blöcken benutzt man im Stahlwerk Stripperkrane, deren Zange schon in Abb. 91 besprochen wurde. Die Bewegungen sind folgende: 1. Längsfahrt, 2. Katzfahrt, 3. Zangenheben, 4. Öffnen und Schließen der Zange, 5. Drehen der Zange, 6. Stempelvorschub. Der Aufbau des Kranes geht aus Abb. 207 hervor [1]). Auf einem normalen Krangerüst fährt die Katze, die ein nach unten gezogenes starres Führungsgerüst zur Aufnahme der Zange besitzt. Dadurch, daß die Zange ebenfalls an einem starren Stiel befestigt ist, ist ein flottes und genaues Steuern der Zange möglich. Betätigt wird die Zange durch ein Zwei-Trommel-Windwerk ähnlich wie ein Greifer. Die Seile a führen zur einen, die Seile b zur anderen Trommel; gehen beide Trommeln zusammen, so erfolgt Heben oder Senken der in der Traverse c gelagerten Zange.

Wird die eine Trommel festgebremst und nur die andere bewegt, so erfolgt Öffnen oder Schließen der Zange; gedreht wird die Zange um ihre senkrechte Achse durch das wagrechte Schneckengetriebe d und Stirnräderpaar f.

Der Vorschub des Ausdrückstempels erfolgt, nachdem man die Kokille mit der Zange an den Nasen gepackt hat, durch den Antrieb g und eine innenliegende Schraubenspindel, die für einen Stripperdruck von 60 bis 70 t berechnet ist.

Die *Blocktransportkrane*, die zum Befördern der Blöcke von der Gießgrube zum Tiefofen und von da zur Walzenstraße dienen, haben dieselben Bewegungen wie die Stripperkrane, es fällt nur der Ausdrückstempel und

[1]) Aus St. u. E. 1907, S. 1002.

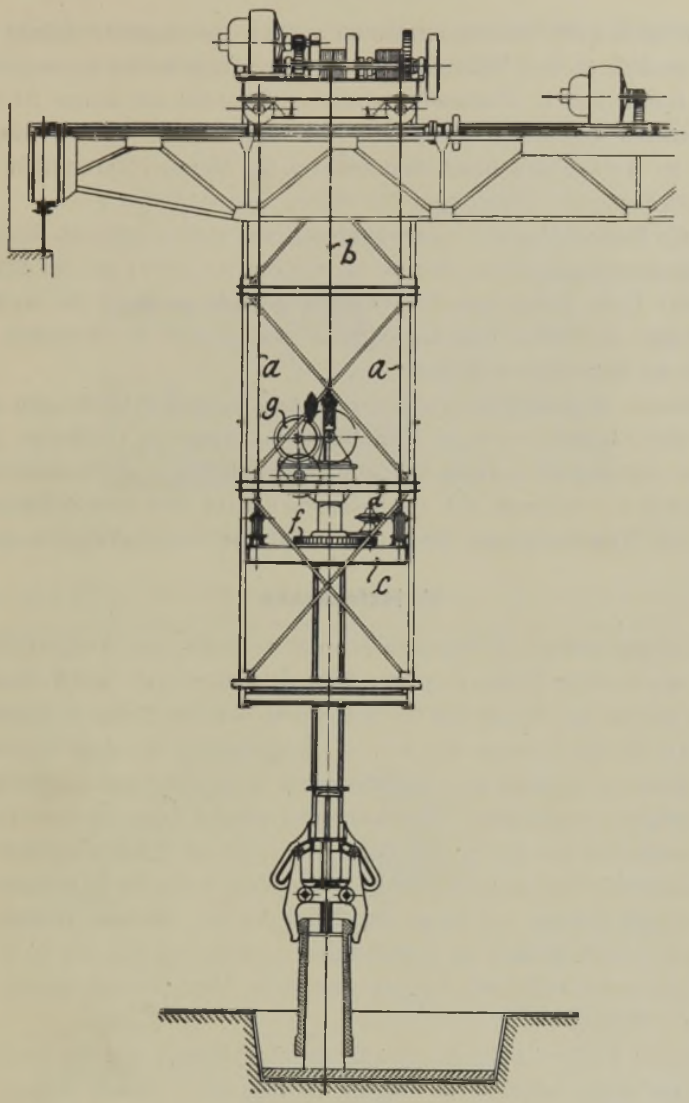


Abb. 207. Stripperkran.

sein Antrieb fort; dagegen sind diese Krane vielfach mit einer Vorrichtung zum Abheben der Deckel von den Tieföfen ausgerüstet[1]). Zange eines Blocktransportkranes s. Abb. 90.

[1]) Näheres in dem erwähnten Aufsatz von Stauber, St. u. E. 1907.

Es werden auch Blockeinsetzkrane gebaut, die *liegende* Blöcke entweder seitlich an den Schmalseiten, oder vorn und hinten an den Stirnseiten fassen und in Flammöfen einführen können; die Zange ist dann am vorderen Teil eines Schwengels befestigt und die ganze Maschine ähnelt im Aufbau den Beschickmaschinen für Siemens-Martin-Öfen (vgl. auch „Bedienungsvorrichtungen für Wärm- und Glühöfen") [1]).

Für die Berechnung der vorerwähnten Krane sind sinngemäß dieselben Überlegungen auszuführen, wie sie im vorigen Abschnitt bei der Berechnung der Hub-, Fahr- und Drehwerke angestellt wurden. Zu ermitteln sind immer die Stütz- und Lagerdrücke und daraus die Momente zum Drehen der betreffenden Wellen.

Gießkrane. Während im Thomasstahlwerk meist mit Gießwagen gearbeitet wird, benutzt man im Martinwerk vorzugsweise Gießkrane. Man kann als solche auch normale Krane mit Hilfshubwerk zum Pfannenkippen verwenden, wie schon in Abb. 137 besprochen, baut aber auch Sonderkrane mit starrer Pfannenführung, die größere Arbeitsgeschwindigkeiten zulassen.

b) Hafenkrane

Als kennzeichnende Hafenkrane können die Halb- und Vollportalkrane gelten, die in allen Häfen in großer Zahl zu finden sind. An Halbportalkranen lieferte die Demag 129 für den Kaiser-Wilhelm-Hafen in Hamburg, die MAN 30 für Bremen mit 2,5 t — 13 m. Stehen an dem Verladekai Lagerhäuser, so benutzt man vielfach deren Stirnmauer zur Lagerung der rückwärtigen hochgelegten Fahrschiene und wendet dann die sogenannten Halbportalkrane an, die in der Regel ein bis zwei Eisenbahngleise und eine Ladestraße überspannen. Am Ende des Kais, wo keine Lagerschuppen mehr stehen können, ist dann die Fahrbahn auf Stützen verlegt, wie Abb. 208 [2]) zeigt. Stehen die Lagerhäuser zu weit vom Kai ab, so ist das Halbportal zum Vollportal ergänzt und beide Laufschienen liegen dann zu ebener Erde.

In beiden Fällen ist die Königsäule des Drehkranes fest im Portal gelagert, der Kran besitzt also nur die Bewegungen: Heben, Drehen und Längsfahren. Die Tragkraft der Krane beträgt 3 bis 6 t bei hohen Arbeitsgeschwindigkeiten für Heben und Drehen, während das Fahren nur langsam, oft nur von Hand betrieben, vor sich geht. Die Krane stehen nämlich

[1]) St. u. E. 1921, S. 617.

[2]) Ausführung Demag, Duisburg.

in so geringen Abständen voneinander, oft bis zu 15 Stück auf einer Bahn, daß sie nur selten verfahren zu werden brauchen.

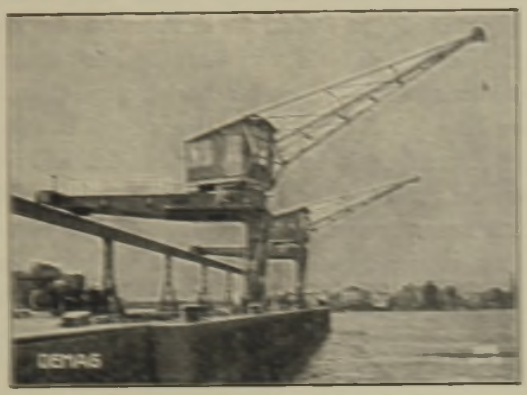


Abb. 208. Halbportalkrane. 3 t Tragkraft. 15 m Ausladung.

Die Last hängt bei den geringen Tragkräften meist nur an einem Seil, die Hubwerke besitzen bei den hohen Geschwindigkeiten (30 bis 50 m min^{-1})

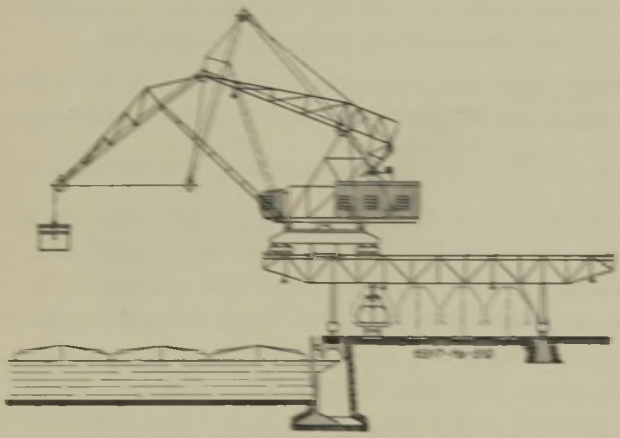


Abb. 209. Wipp- oder Einziehkran.

vielfach nur ein einziges Vorgelege, wobei man ausnahmsweise bis zur Übersetzung 1 : 10 geht. Mitunter ist auch noch eine zweite Trommel zum Arbeiten mit Greifer vorgesehen.

Das Drehwerk (Drehscheibenbauart) und Fahrwerk bieten nichts Neues.

Eine wichtige und bemerkenswerte Konstruktion, insbesondere für den *Seehafen*umschlag, stellen heute die sog. Wipp- oder Einziehkrane dar (Abb. 209). Die gewöhnlichen Drehkrane besitzen bei der Entladung von Seeschiffen den Nachteil, daß sie von ihrer Drehbewegung keinen Gebrauch machen können, solange sich der Ausleger zwischen der Takelage und den Masten befindet. Auch arbeiten öfters zwei Drehkrane auf eine Ladeluke, so daß ihre Arbeitsfelder sich überschneiden und die Gefahr des Zusammenstoßes der Ausleger besteht. Dies wird bei den Einziehkranen vermieden. Die Einziehbewegung erfolgt dabei vorteilhaft so, daß die Last sich annähernd auf einer Wagrechten bewegt, so daß beim Einziehen keine *Hub*arbeit zu leisten ist. Die Krane werden als Halb- und Vollportal-, Brücken- und Schwimmkrane gebaut (vgl. auch Overbeck, Einziehkrane[1]) für Seehafenumschlag).

Eine ebenfalls für die Schiffsentladung anwendbare Konstruktion ist ferner der Huntsche Elevator[2]). Sein Vorzug liegt darin, daß bei ihm die bewegten Massen auf das äußerste beschränkt sind, die Winde ist nämlich auf dem festen Gerüst untergebracht, und die Katze besteht nur aus einem Rahmen mit den vier Laufrädern und einer Seilrolle; es sind deshalb Fahrgeschwindigkeiten von 1,5 bis 2,0 m sec^{-1} ausgeführt worden, wodurch man Stundenleistungen bis zu 100 t erzielt hat.

Der Ausleger (Abb. 210) besitzt eine Ausladung von 10 bis 20 m und ist unter 30° gegen die Wagrechte geneigt. Dadurch ereicht man, daß die Resultante R aus der Last Q und dem Seilzug $\frac{Q}{2}$ senkrecht zur Fahrbahn steht, die Katze somit in jeder Lage stehen bleibt, wenn die Winde stillgesetzt wird. Die Arbeitsweise ist folgende: Beim Nachlassen des Seiles fährt die Katze den Ausleger herab bis zu dem Anschlag b, bei weiterem Nachlassen sinkt dann der Kübel herab. Beim Heben des gefüllten Kübels bleibt die Katze solange am unteren Ende des Auslegers stehen, bis die Unterflasche gegen den Katzenrahmen stößt; erst dann bewegt sich die Katze bei weiterem Ziehen nach oben. In der oberen Endlage wird der Kübel durch eine geeignete Vorrichtung in den Füllrumpf c entladen, von wo aus das Material in Fuhrwerke, Hängebahnwagen oder dgl. abgezogen werden kann.

---

[1]) Zeitschrift des VDI. 1926, S. 73.

[2]) Ausführung J. Pohlig, Köln.

Hängt die Last nicht an einer losen Rolle, sondern unmittelbar am Seil, so gibt man dem Ausleger parabolische Form und stellt die Winde in den Brennpunkt a der Parabel (Abb. 210 b). Man erreicht dadurch wieder, daß die Resultante R aus den Seilzügen immer senkrecht zur Fahrbahn steht.

Das gespannte Seil gleicht einem Lichtstrahl, der beim parabolischen Spiegel vom Brennpunkt a aus in Richtung der Achse zurückgeworfen wird. Statt mit Kübel kann man natürlich auch mit Selbstgreifer arbeiten.

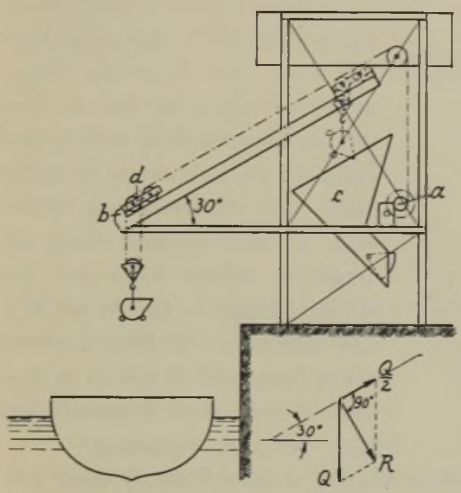


Abb. 210a. Hunts Elevator. a Winde. b Anschlag. c Füllrumpf. d Katze.

Obwohl sie mit Kranen eigentlich nichts mehr gemein haben, so seien doch noch die durch Saug- bzw. Druckluft betriebenen Förderanlagen[1]) erwähnt, die sich für die Entladung von Getreide außer-

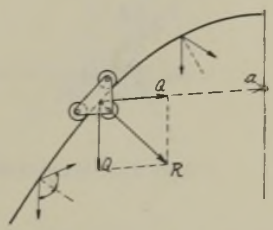


Abb. 210b. Parabolischer Ausleger des Huntschen Elevators. a Winde, steht im Brennpunkt der Parabel.

ordentlich bewährt haben. Durch bewegliche Rüssel, die in das Schiff gesenkt werden, saugt man das Getreide durch einen Luftstrom ab. Leistung bis zu 250 t in der Stunde.

c) Krane für Werften und Lagerplätze

Wohl selten hat ein Zweig des Maschinenbaues eine solch beispiellose Entwicklung genommen, wie der Kranbau für Werftanlagen; Deutschland ist auf diesem Gebiete immer führend gewesen und die Entwicklung ist aufs engste verknüpft mit dem Namen der Deutschen Maschinenfabrik in Duisburg, die noch heute die Rekords für die größten Krane der Welt hält und allein mehr als die Hälfte der Riesenkrane der Welt gebaut hat. Die ältesten waren Scherenkrane, dann folgten Derrickkrane und endlich

[1]) s. Buhle, Zeitschrift des VDI. 1923, 874.

Hammerkrane, so benannt nach der Form ihres Auslegers, die auch noch heute für die Schwerlastkrane kennzeichnend ist. Man unterscheidet solche mit Stiel (Abb. 211) und solche mit Glocke (Abb. 212).

Im ersten Falle dreht sich der Stiel in einem feststehenden Führungsgerüst, im zweiten Falle ist der Ausleger glockenartig über eine feststehende vierseitige Pyramide gestülpt; die Abstützung des drehbaren Teiles erfolgt beidemal in einem Rollenspurlager und einem Rollenhalslager.

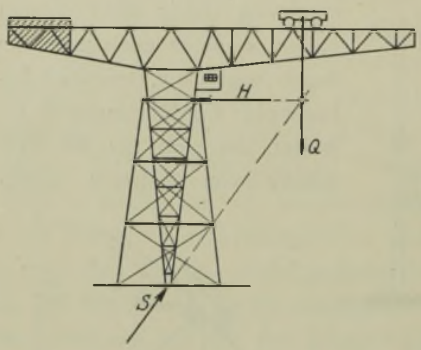


Abb. 211. Hammerkran.

Die Bauart dieser Krane hat sich dahin entwickelt, daß man Hub- und Katzfahrwerk in den Gegenausleger verlegt, so daß sie dort mit als Gegengewicht wirken, und daß man die Hauptkatze in halber Höhe des Auslegerarmes laufen läßt, so daß obenauf noch ein Drehkran fahren kann zur Bedienung kleinerer Lasten bis 20 t. Die amerikanische Marine besitzt einen Hammerkran von 61 m Ausladung und einer Tragkraft von 350 t bei 35 m Ausladung [1]).

Bei dem in Abb. 212 dargestellten Kran [2]) ist der Ausleger noch aufklappbar gemacht, dadurch, daß der im Mittelfeld sichtbare Gitterstab durch starke Schraubenspindeln zurückgezogen werden kann, die Katze ist hierbei in der äußersten Stellung fest verriegelt. Die Abmessungen sind aus der Abbildung ersichtlich, im selben Maßstab ist daneben ein dreistöckiges Haus dargestellt. Der Fundamentklotz hat $18 \times 18 \times 6$ m³ und ruht auf 400 Pfählen von 12 bis 17 m Länge und 0,4 bis 0,5 m Stärke. Die Arbeitsgeschwindigkeiten bzw. Motorleistungen sind folgende:

Heben: bis 250 t, 1,6 m min^{-1}, 2 mal 95 PS,
Katzfahren: 10 „ 38 PS,
Drehen: eine Umdrehung in etwa 20 Minuten, 2 mal 38 PS.

Das Drehwerk befindet sich in dem unteren Teil der feststehenden Pyramide. Das Auftoppen des Auslegers erfolgt durch die Hubmotoren bei unbelasteter Katze in etwa 35 Minuten.

---

[1]) Elektrische Kraftbetriebe u. B. 1922, 44.

[2]) Ausführung Demag für Blohm & Voß in Hamburg, Zeitschr. d. VDI. 1919, S. 349.

Arbeitsgeschwindigkeiten bzw. Motorleistungen des 20-t-Hilfsdrehkranes sind:

Heben: 20 m min^{-1}, 70 PS,
Drehen: eine Umdrehung in 2 Minuten, 11 PS,
Fahren: 45 m min^{-1}, 61 PS.

Die Stärke aller Motoren (Leonhardschaltung, s. 7. Abschnitt) zusammen beträgt 525 PS. Die Unterflasche hängt an 12 Strängen von 52 Ø, sie ist 4,7 m hoch und wiegt allein 12 t. Das Hubwerk arbeitet nicht mit Trommel, sondern, wie bei diesen Kranen üblich, mit Spillwindwerk.

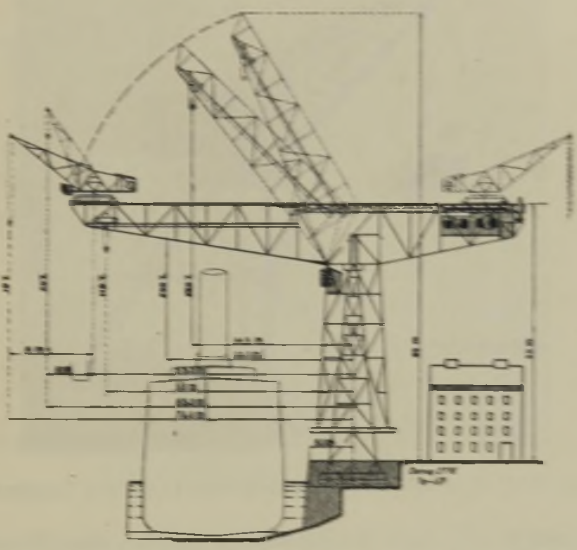


Abb. 212. Hammerwippkran von 250 t Tragkraft.

Zur Bedienung des ganzen Kranes genügt ein Mann, der seinen Stand in dem Häuschen unter dem Ausleger hat; zweckmäßig ist, ihm noch einen Hilfsmaschinisten für das Maschinenhaus im Gegenausleger beizugeben. Arbeitet der Hauptkran, so ist der Hilfskran am Ende des Gegenauslegers stromlos und umgekehrt; jedoch kann der Führer des Hilfsdrehkranes auch das Drehwerk des Hauptkranes betätigen, somit den Kranhaken in jedem Punkt des 140 m im Durchmesser betragenden Arbeitsfeldes einstellen.

Eine weitere ausgezeichnete Lösung für einen Schwerlastkran von mittlerer Ausladung zeigt Abb. 213[1]). Der Vorzug dieser Bauart liegt darin, daß man mit der Königsäule bis auf 2 m an die Kaikante herankommt. Die Ausladung beträgt bei 150 t 16 m und bei 50 t 27 m, das Gegengewicht wiegt 160 t am Hebelarm von 9 m. Die Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen sind folgende: Heben von 100 t mit 1,73 m min^{-1} 110 PS, Drehen mit 100 t: eine Umdrehung in 6 Minuten, 2 mal 12,5 PS, Einziehen

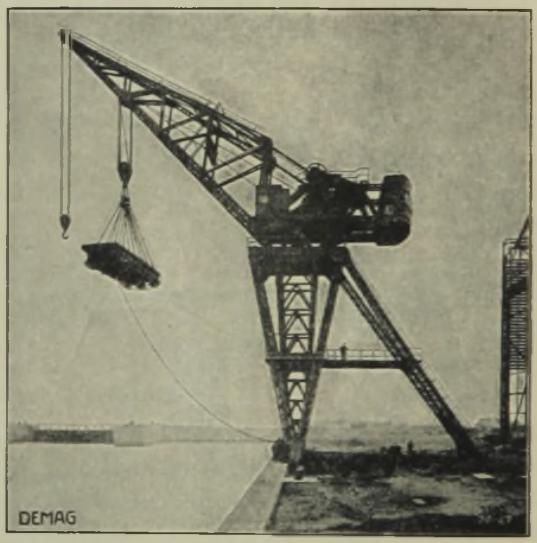


Abb. 213. Feststehender Turmdrehkran von 150 t Tragkraft.

in 23 Minuten 57 PS. Das Haupthubwerk besitzt zwei Trommeln von 1126 Ø und je 51 Windungen, das Seil hat 46 Ø, Drahtstärke 2,2 mm und 155 t Bruchlast; die Last hängt an 10 Strängen. Der Zahnkranz des Drehwerkes besitzt 108 Triebstöcke von 75 Ø und einen Teilkreisdurchmesser von ∾ 6 m (vgl. hierzu Abb. 181).

Den Hammerkranen stellen sich die *Schwimmkrane* als bewegliche Schwerlastkrane ebenbürtig an die Seite; auch sie haben sich aus den Scherenkranen heraus entwickelt (Abb. 214). Da man mit den geraden Streben leicht an die auszurüstenden Schiffe anstieß, so knickte man später den Ausleger und verlieh ihm noch die Wippbewegung. Bei den älteren

[1]) Ausführung Demag für den Hafen von Tsingtau, Zeitschr. d. VDI. 1906, S. 1605.

Kranen ist der Ausleger direkt auf dem Ponton montiert, die Wippbewegung erfolgt durch Schraubenspindeln; zum Ausgleich des Krammomentes ist in dem rückwärtigen Teil des Pontons ein Wasserbehälter angeordnet, der durch Pumpen gefüllt und geleert werden kann. Die Tragkraft entwickelte sich rasch von 30 t auf 60, 100, 150 [1]), 200 und ist gegenwärtig bei 250 t angelangt. Trotz höherer Anlagekosten gegenüber den erstiesten Riesenkranen, erfreuen sich die Schwimmkrane großer Beliebtheit, weil sie zu zahlreichen Nebenarbeiten z. B. beim Bau von Molen und Kaimauern, zum Einsetzen von Schleußentoren und Brückenteilen, zum Heben

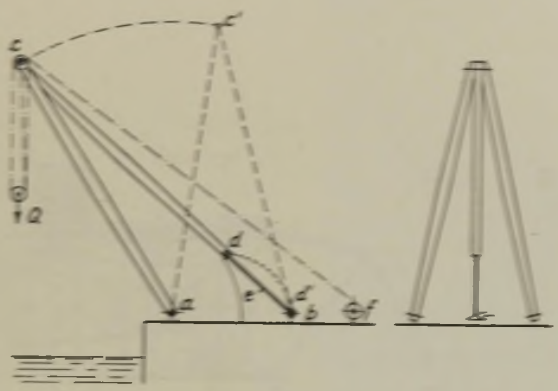


Abb. 214. Scherenkran.
a, b Festpunkte. a c, d e knicksichere Masten. d—d' Kurvenführung. e Schraubenspindel. f Trommel.

gesunkener Schiffe u. a. verwendet werden können; unter anderen lieferte die Demag zwei Schwimmkrane von 250 t Tragkraft zur Instandhaltung des Panamakanales.

Obwohl die ersten kleineren Schwimmkrane schon drehbare Ausleger hatten, kam man bei den größeren Kranen von 100 und 150 t aus konstruktiven Gründen davon ab, da sich die Stabilitätsfrage sehr schwierig gestaltete. Erst später gelang es der Demag durch Schaffung der neuen Bauart nach Abb. 215 die Drehbarkeit wieder einzuführen. Bei diesem Kran sind bewegliche Gegengewichte und Ballastbehälter vermieden, der Führer kann also auch durch falsches Steuern den Kran nicht zum Kentern

[1]) s. Zeitschrift des VDI. 1908, S. 281.

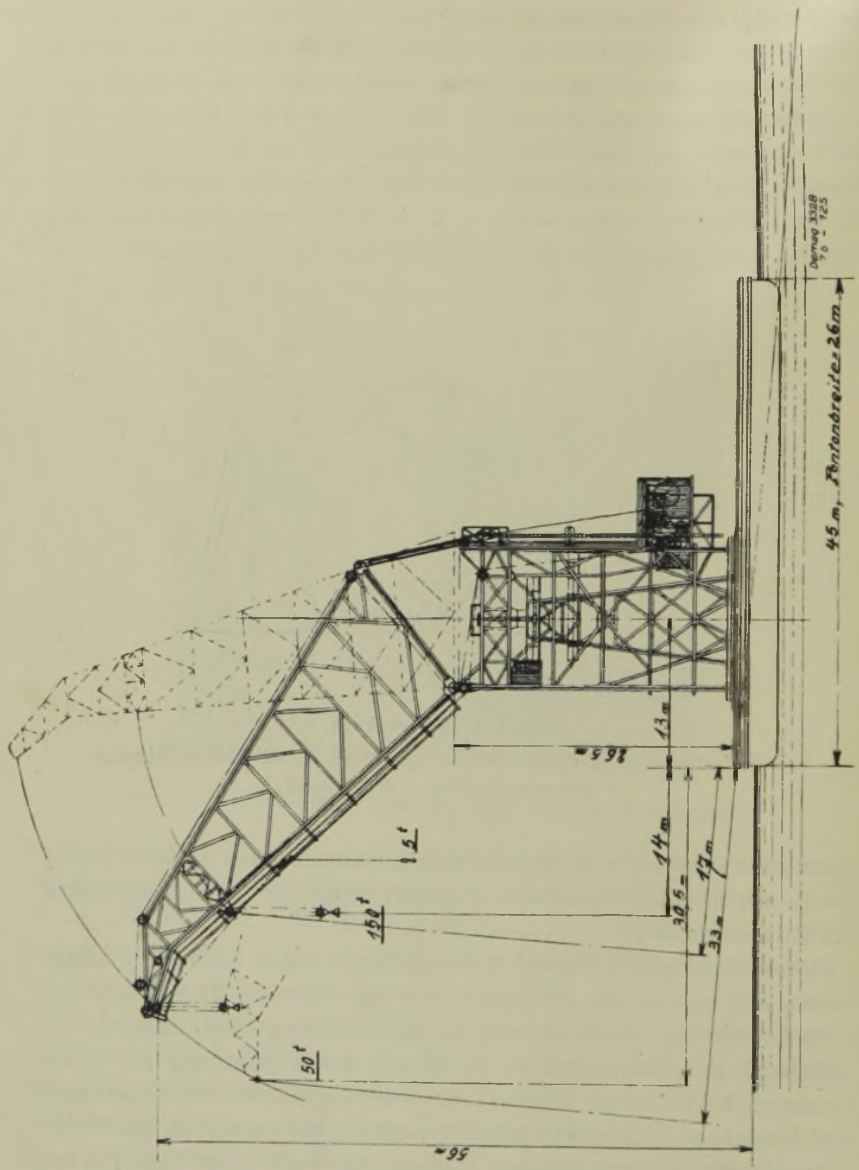


Abb. 215. Schwimmkran, 150 t Tragkraft.

bringen. Das Kennzeichen des Kranes ist, daß der Ausleger mit seinem unteren, glockenartigen Ende über eine mit dem Ponton fest verbundene vierseitige Fachwerkpyramide gestülpt ist, gegen die er sich in einem Spur- und Halslager, ähnlich wie die Hammerglockenkrane, abstützt. Ein Gegengewicht ist auf dem drehbaren Teil unterhalb des Maschinenhauses angeordnet, ein zweites aus Beton auf dem Ponton.

Die älteren Krane besaßen Dampfantrieb, der für Fernsteuerung ungeeignet ist und den Führer in der Nähe der Maschine verlangt. Der Dampfantrieb mußte deshalb bei den neueren Ausführungen dem elektrischen weichen, denn nur durch ihn ist man imstande, bei dem ziemlich verwickelten Triebwerk — der Kran besitzt 6 Lasthaken und eine fahrbare Katze — alle Bewegungen infolge der feinstufigen Regelung sicher zu beherrschen.

Abb. 216. 250-t-Schwimmkran der Werft Wilhelmshafen.

Bei dem in Abb. 216 dargestellten Schwimmkran, dem größten der Welt, beträgt die Gesamthöhe über Deck bis zur Spitze 84 m, die Länge des Auslegers 54 m, der Ponton hat 50 m Länge und 30,5 m Breite. Als Hauptbehelfe dienen zwei Flaschen von je 125 t Tragkraft, die durch ein Gehänge zu 250 t vereinigt werden können. Jede Flasche hängt an 10 Strängen. Die größte Höhe des Haupthakens bei 18 m nutzbarer Ausladung für die Höchstlast beträgt 55 m über Wasser. Der Hilfshaken von 50 t gestattet bei seiner größten Ausladung von 42 m über Bordkante noch eine Hubhöhe von 45 m. Der Kran fährt mit eigner Kraft und hat zu diesem Zwecke zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen 1000 PS.

Berechnung von Pontons für Schwimmkrane [1]). Ausdocken eines großen Pontons [2]).

---

[1]) Muth, Schiffbau, 1915, S. 175; Krahnen, Schwimmkörper für Riesenkrane, Zeitschrift des VDI. 1923, S. 325.

[2]) Zeitschrift des VDI. 1923, S. 325.

Hellingkrane[1])

Zum Bau der Schiffskörper auf der Helling verwendet man Krane von 3 bis 6 t Tragkraft aber hohen Arbeitsgeschwindigkeiten. Als Hellingkrane hat man so ziemlich alle Kranarten durchprobiert: feststehende und fahrbare Turmdrehkrane, Laufkrane, Kabelkrane und Drehlaufkrane; die Entwicklung scheint auf die letzteren hinauszulaufen.

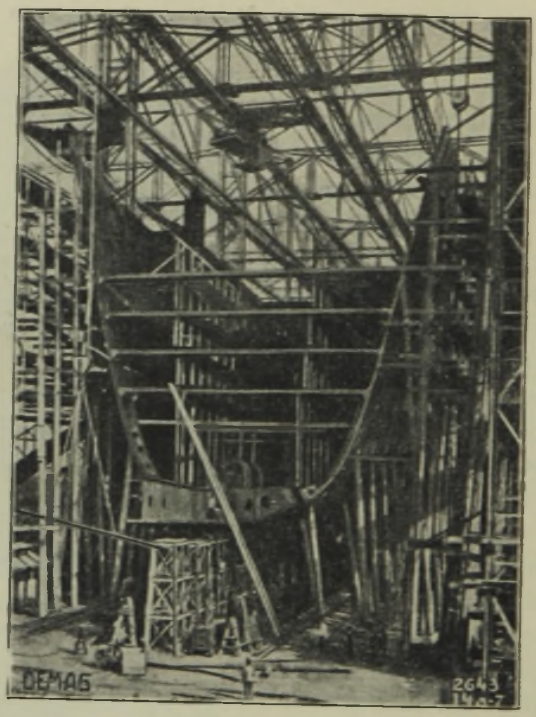


Abb. 217. Hellinganlage der A.-G. Vulkan, Hamburg.

Die *Vulkanwerke Hamburg* besitzen 2 Hellingen, die je in 5 zum Kiel parallel verlaufende Arbeitsfelder geteilt sind, Abb. 217 zeigt den Blick in die eine Helling. In den äußersten Feldern arbeiten normale Laufkrane, im Mittelfeld eine rasch laufende Führerstandslaufkatze und in den beiden anderen Feldern Drehlaufkatzen. Die Tragkraft ist bei allen dieselbe: 6 t. Heben erfolgt bei 6 t mit 12 und bei 3 t mit 24 m min^{-1}, Längsfahren bei

[1]) Ausführliches über Hellingkrane s. Laas, Zeitschrift des VDI. 1908, S. 1622.

6 t Last mit 80 m min^{-1}, die Hubhöhe beträgt etwa 45 m. Es können auch mehrere Krane zusammenarbeiten, ja sogar alle fünf unter Benutzung einer entsprechend langen Traverse mit Seilausgleich; auf diese Weise können Einzellasten bis 30 t gehoben werden.

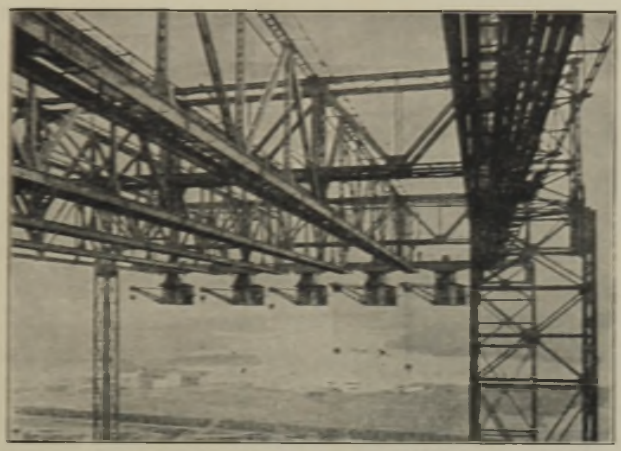


Abb. 218. Hellinganlage der A.-G. Weser, Bremen.

Bemerkenswert ist ferner die Hellinganlage der *A.-G. Weser* in Bremen (Abb. 218), auch hier ist die ganze Helling in 5, und zwar gleiche Streifen unterteilt. Jeden Streifen befährt eine Drehlaufkatze, es sind drei zu 7,5 t

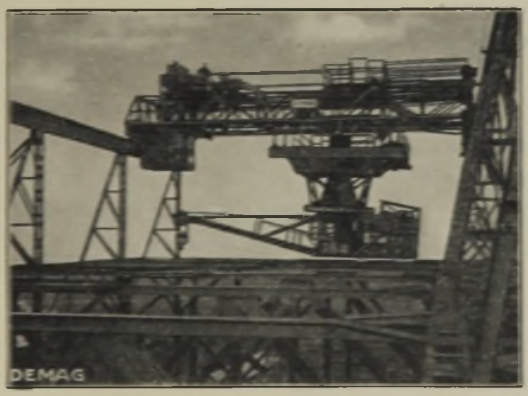


Abb. 219. Versatzkran für die Hellinganlage.

und zwei zu 12,5 t Tragkraft vorhanden, ihre Spannweite beträgt 7,25 m, ihre Ausladung 8,4 m, die Arbeitsgebiete der Katzen überschneiden sich also.

Damit nun mehrere Katzen auf einer Hochbahn arbeiten können, ist am Ende der Helling über den Hochbahnen ein Versatzkran angeordnet, der quer zur Helling läuft und bei 16 m Spannweite eine Tragkraft von 34 t besitzt. Mit diesem Kran können die Drehlaufkatzen beliebig auf eine andere Bahn übergehoben werden (Abb. 219), wenn man an einer bestimmten Stelle des Schiffes die Arbeiten beschleunigen will, oder wenn für einen wegen Reparatur ausfallenden Kran ein anderer einspringen soll. Der Versatzkran leistet außerdem noch gute Dienste beim Aufrichten des schweren Hinterstevens.

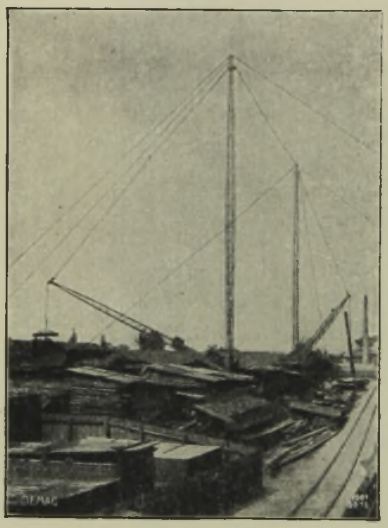


Abb. 220.
Mastenkrane auf einem Holzlager.

Lagerplätze durch eine Krananlage zu erschließen erfordert eine genaue Wirtschaftlichkeitsberechnung. Man wird am ehesten an Verladebrücken denken, doch werden diese bei größeren Spannweiten recht schwerfällig und teuer. Die Demag hat für die Bedienung eines Holzlagerplatzes durch zwei leichte Mastenkrane eine billige Anlage geschaffen, die Erwähnung verdient (s. Abb. 220). Jeder Ausleger bestreicht ein Arbeitsfeld von 4 m kleinstem und 30 m größtem Halbmesser. Er ist am unteren Ende gelenkig mit dem senkrechten durch Spannseile abgefangenen Mast verbunden und wird am oberen durch einen Flaschenzug gehalten. Der Mast nimmt an der Drehung teil, so daß der Ausleger vollständige Kreisbewegungen ausführen kann. Der Führerstand befindet sich am Fuße des Mastes.

d) Baukrane

Bei der Aufführung größerer Hochbauten haben sich Baukrane, die die zahllosen kleineren Lasten an Ziegeln, Steinen, Mörtelkästen und Balken schnell zu heben imstande sind, als zweckmäßig erwiesen. Man spart

dadurch erstens die Trägerlöhne, zweitens das schwere Baugerüst, und kommt mit einem leichten Gerüst zum Abputzen aus. Bei größeren Bauten wurden bis zu neun solcher Krane verwendet, wodurch die Bauzeit wesentlich abgekürzt werden konnte.

Der Kran (Abb. 221) [1]) besteht aus einem fahrbaren, 25 m hohen Gittermast, der oben einen Schwenkausleger trägt. Er stützt sich auf die Schienen

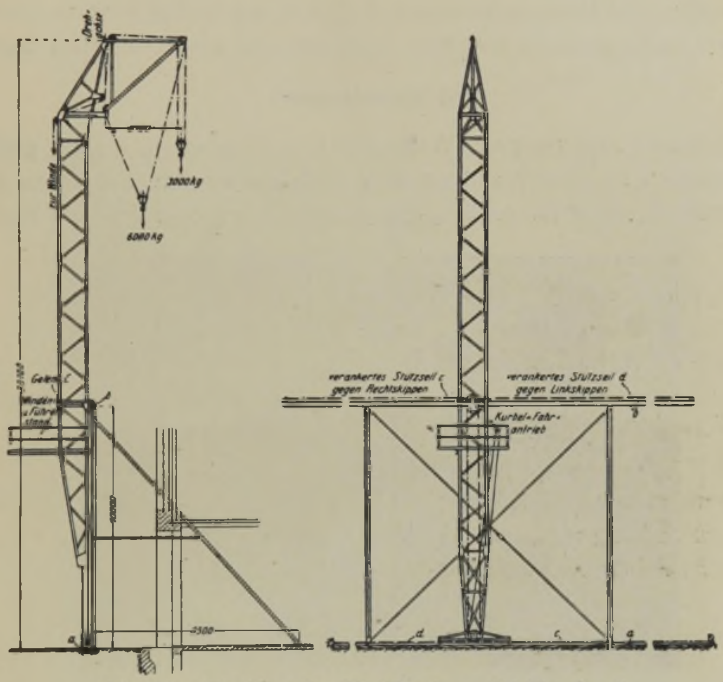


Abb. 221. Baukran für Hochbauten. 3 t Tragkraft.

a und b, und zwar nimmt a die senkrechten, b die wagrechten Kräfte in der Ebene quer zur Fahrtrichtung auf. Damit keine Klemmungen und Nebenspannungen eintreten können, wenn sich eine der immerhin primitiv verlegten Schienen setzt, ist der Rahmen, der die oberen Führungsrollen trägt, um ein Gelenk C schwingend angeordnet. Damit der Kran in der Fahrtrichtung nicht kippt, sind zwei Z-förmige Ankerseile c und d gespannt, die im Kran über Rollen laufen. Das Seil c verhindert das Rechtskippen, d das Linkskippen.

[1]) Ausführung Voß & Wolter, Berlin, s. Zeitschr. d. VDI. 1908, S. 1597.

Das Hubwerk hat Antrieb durch Elektromotor oder Explosionsmotor, das Fahrwerk besitzt Handantrieb, das Eigengewicht des Kranes beträgt 3,5 t.

Von anderen Baukranen sind bemerkenswert freistehende fahrbare Turmdrehkrane und solche, die sich ohne Drehscheibe auf querlaufende Gleise umsetzen lassen, so daß diese Krane im Viereck um ein Gebäude herumfahren können [1]).

Für Bau- und Rüstzwecke lassen sich auch mit Vorteil hölzerne *Derrikkrane* [2]) verwenden, die sich leicht zerlegen und wiederaufstellen lassen.

e) Kabelkrane

Kabelkrane sind geeignet, Verladebrücken zu ersetzen, die bei großen Spannweiten zu schwer und zu teuer ausfallen würden. Sie eignen sich demnach allgemein für unebene Bauplätze, Steinbrüche, Erz- und Braun-

Abb. 222. Kreisfahrender Kabelkran für einen Steinbruch. Q = 5 t.

kohlentagebauten, besonders aber für solche Bauten, bei denen das Arbeitsfeld lang und schmal ist. Hierunter zählen Brücken, Sperrmauern für Talsperren, Kanäle, Schleusen, Molen u. dgl. Kabelkrane können ortsfest oder fahrbar sein; im letzteren Falle ist mitunter nur eine Stütze fahrbar, sie bewegt sich dann auf einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt die andere Stütze ist (Abb. 222) [3]). Die Stütze kann aber auch vollständig im Kreise

[1]) Wintermeyer, Zeitschr. d. VDI. 1914, S. 211, u. Dahlheim, Zeitschr. d. VDI. 1914, S. 586.

[2]) Zeitschrift des VDI. 1923, S. 888.

[3]) Ausführung A. Bleichert & Co., Leipzig.

herumfahren (Karussellkran), beispielsweise wurde die große Ausstellungshalle in Breslau (9 Monate Bauzeit) mit Hilfe von zwei solchen Kranen erbaut, Ringgleise 200 m Ø. Die Firma Bleichert, die den Bau von Kabelkranen als Sonderheit pflegt, führte zahlreiche bemerkenswerte Krane aus,

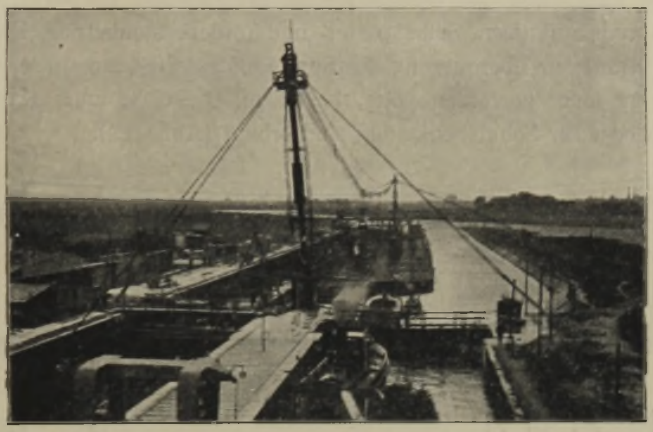


Abb. 223. Pendelnder Kabelkran für Schleusenbauten. Q = 2,5 t. l = 100 m.

Abb. 224. Parallel fahrbarer Ausleger-Kabelkran, Hamburg. Q = 4 t, l = 140 m.

u. a. einen Kabelkran für den Bau der Donaubrücke in Ulm, l = 200 m, Q = 2,5 t, radial fahrbar; drei fahrbare Kabelkrane für den Bau des Kriegshafens Puerto Militar, Argentinien, l = 215 m, Q = 4,5 t, Leistung je 40 cbm/Stunde; Kabelkran für einen Granitsteinbruch, l = 310 m, Q = 5 t;

zwei feste Kabelkrane für den Bau der Schleuse I des Rhein-Herne-Kanales in Duisburg, l = 300 m, Q = 3,5 t, die Stützen können hier durch Flaschenzüge um 3 m nach beiden Seiten verholt werden, so daß ein Arbeitsfeld von 6 m Breite bestrichen werden kann, ähnlich wie in Abb. 223. Drei fahrbare Kabelkrane für den Bau einer Seeschleuße, l = 360 m, Q = 5 t, Führerstandslaufkatzen, Selbstgreifer- und Förderkastenbetrieb. Kabelkran (Trajektkran) zur Überquerung des Surinamflusses (Südamerika), wo eine Brücke zu teuer geworden wäre, l = 300 m, Q = 6,5 t; auch Kabelkrane mit Ausleger für Schiffsbedienung sind erbaut (Abb. 224).

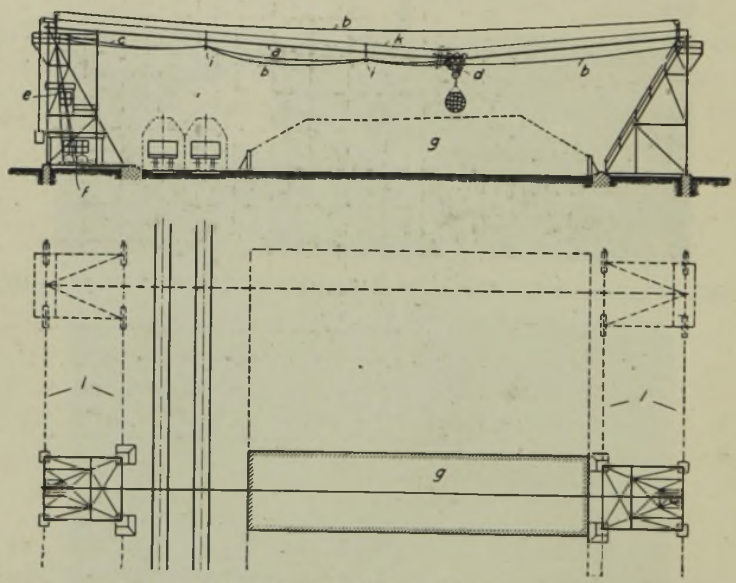


Abb. 225. Kabelkran-Anordnung.

Konstruktives:

Da der Kabelkran, namentlich der fahrbare, für seine Stützen eine nicht unbeträchtliche Bodenfläche beansprucht, so ist er bei kleinen Spannweiten nicht wirtschaftlicher als eine Verladebrücke. Die untere Grenze für die Spannweite liegt bei etwa 80 m, die obere dürfte etwa 550 m sein.

Den allgemeinen Aufbau eines Kabelkranes zeigt Abb. 225. Die Laufbahn für die Katze besteht aus einem starken Drahtseil a (patentverschlossen), das zwischen den Stützen gespannt und jenseits der Stützen im Boden verankert ist. Bei fahrbaren Stützen ist der Wagrechtzug des

Tragkabels durch ein schweres Gegengewicht aufgenommen; die Resultante aus Seilzug und Gegengewicht geht hierbei durch die Schiene hindurch. Hub- und Fahrwerk sind ortsfest bzw. auf der fahrbaren Stütze angebracht, es ist je eine Trommel zum Heben und Katzfahren vorgesehen, die ähnlich wie beim Greiferwindwerk allein oder zusammen arbeiten können, läuft bei festgebremster Fahrtrommel die Hubtrommel allein, so findet Heben und Senken statt, laufen beide gekuppelt: Katzfahren.

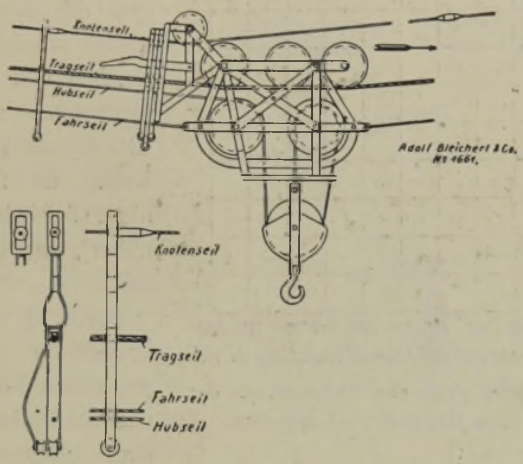


Abb. 226. Katze eines Kabelkranes.

Damit nun Fahr- und Hubseil nicht so sehr durchhängen, sind Reiter i vorgesehen, die die Seile in gewissen Abständen stützen (Abb. 226). Diese Reiter sitzen zunächst auf einem Horn an der Katze, bleiben dann aber beim Katzfahren der Reihe nach an den gußeisernen Knoten eines über dem Tragseil gespannten Knotenseiles k hängen, da die Knotenstärke stufenweise zunimmt, bei der Rückfahrt werden sie entsprechend wieder aufgesammelt. Die Seilführung ist folgende: das Hubseil c geht von der Unterflasche über Umlenkrollen und über die linke Stütze nach der Hubtrommel; das Fahrseil b geht vom linken Ende des Katzenrahmens über die linke Stütze nach der Fahrtrommel, dann wieder über die linke Stütze in einer Spannweite nach der rechten Stütze, von dort über Rollen nach dem rechten Katzenende, das oben befindliche Stück des Fahrseiles ist nur in Abb. 225 sichtbar.

7. Elektrische Ausrüstung

Von den drei in Frage kommenden Stromarten: Gleichstrom, Drehstrom und Einphasenstrom ist zwar der Drehstrom der verbreitetste, der Gleichstrom aber zweifellos der geeignetste für den Antrieb von Kranmotoren, auch lassen sich alle Signal- und Sicherungseinrichtungen, die zumeist mit Magneten arbeiten — ganz abgesehen von den Lasthebemagneten — am besten mit Gleichstrom betreiben, weswegen im folgenden nur die Gleichstromausrüstung näher besprochen werden soll.

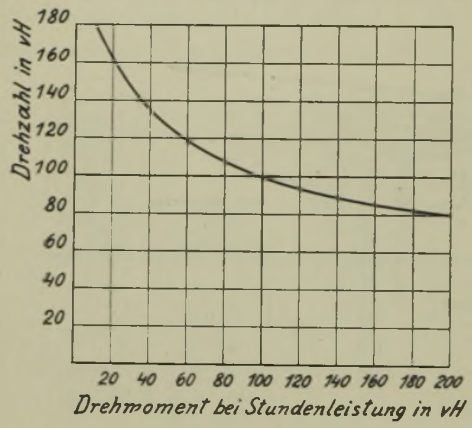


Abb. 227. Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Gleichstrom-Kranmotor.

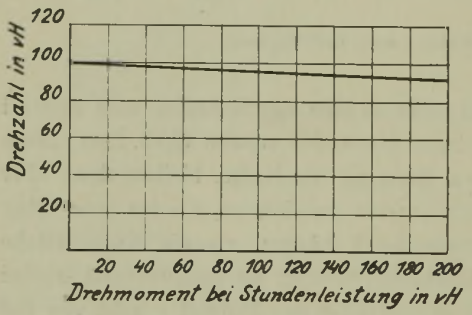


Abb. 228. Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Drehstrom-Kranmotor

Bevorzugt wird der *Hauptstrommotor* wegen seiner wertvollen Eigenschaft, daß sich die Drehzahl von selbst dem Drehmoment anpaßt (siehe Abb. 227), während die Drehzahl des Nebenschlußmotors, der hauptsächlich bei Aufzügen Verwendung findet, praktisch dieselbe bleibt. Bei der Belastung Null geht der Hauptstrommotor durch, diese Eigenschaft hat aber — mit Ausnahme vom Senken kleiner Lasten — keine Bedeutung, da jedes Triebwerk, auch bei unbelastetem Haken, immer genügend Widerstand aufweist.

Abb. 228 zeigt die Charakteristik des *Drehstrommotors*, man erkennt ohne weiteres die Überlegenheit des Hauptstrommotors. Die Siemens-

Schuckert-Werke[1]) bringen jetzt allerdings eine Senkbremsschaltung für Drehstrom auf den Markt, die in bezug auf die Regelfähigkeit der des Hauptstrommotors vollkommen ebenbürtig ist. Die Anlage besteht aus zwei starr miteinander gekuppelten, gleich großen Asynchronmotoren, die zum Heben der Last gleichsinnig, zum Senken gegensinnig geschaltet werden, freilich dürfte ein solches Doppelaggregat mit Doppelkontroller des Preises wegen nur bei größeren Hubwerken angebracht sein.

Der *Einphasenstrom*-Motor endlich wird mit Kommutator und doppeltem Bürstensatz verwendet (Déri-Motor), seine Regelung erfolgt durch Bürstenverschiebung, die den Stand des Führers in der Nähe des Motors erfordert, die Fernsteuerung ist umständlich und wenig verbreitet. Die Charakteristik des Motors entspricht der des Gleichstrom-Hauptstrommotors.

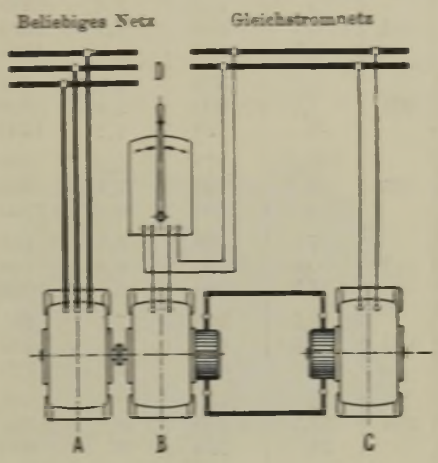


Abb. 229. Leonard-Schaltung.
A Steuermotor. B Steuerdynamo.
C Arbeitsmotor. D Nebenschlußregler.

Für Schwerlastkrane, bei denen große Motorleistungen weitgehend geregelt werden müssen, reichen die normalen Steuerapparate nicht aus, ihre Betätigung würde auch an den Führer, besonders bei hoher Spielzahl, zu hohe Anforderungen stellen, man wählt deshalb für solche Betriebe die *Schützensteuerung*. Hierbei werden durch die auch bei großen Leistungen handlich ausfallende sog. Meisterwalze schwache Hilfsströme geschaltet, auf die die elektromagnetisch betätigten Schützen ansprechen, die nun ihrerseits den eigentlichen Hauptstrom schalten.

Noch besser ist für diese Zwecke die *Leonard*-Schaltung (Abb. 229). Ein von einem beliebigen Netz getriebener Steuermotor A, der auch durch eine Gas- oder Dampfmaschine ersetzt werden kann, treibt gegebenenfalls noch unter Einschaltung eines Schwungrades (Ilgner) mit gleichförmiger Drehzahl die Steuerdynamo B. C ist der Arbeits- (Kran-) motor, der

[1] Ritz, Siemens-Zeitschrift Dez. 1921.

Geschlossene Gleichstrom-Kranmotoren für 220 Volt[1])
(Abb. 230 und 231)

Modell GH	Einschaltdauer 15 vH. Nenn-Leistung kW	15 vH. Nenn-Drehzahl min^{-1}	25 vH. Nenn-Leistung kW	25 vH. Nenn-Drehzahl min^{-1}	40 vH. Nenn-Leistung kW	40 vH. Nenn-Drehzahl min^{-1}	Gewicht kg	Schwungmoment GD^2 kgm^2
83	5	710	3,8	850	2,9	1000	166	0,7
	6	855	4,5	1020	3,3	1230		
	8,1	1150	6	1360	—	—		
103	5,7	570	4,5	685	3,5	810	208	0,8
	7,7	800	5,8	940	4,2	1130		
	10	1170	7,2	1390	—	—		
123	6,7	575	5,2	690	4	835	255	1,3
	10	860	7,4	1020	5,3	1240		
	14	1260	9,7	1500	—	—		
143	7	415	5,5	475	4,2	560	285	1,7
	10	590	6,9	710	5,6	780		
	14,5	930	10	1060	6,8	1270		
163	9,5	390	7,4	465	5,8	545	370	2,8
	15,5	610	11,5	700	8,5	805		
	20	800	14	920	9,5	1090		
183	16	440	12	500	9,2	560	585	4,1
	22,5	620	16,5	700	12	790		
	26	775	19	860	12,5	1000		
223	22	360	17	410	13	460	770	7,8
	31	560	23	620	16	690		
	39	715	27,5	800	18	900		
243	28,5	350	22	400	16,5	470	1110	13,8
	39	480	29	550	21	630		
	50	620	35	720	24	860		
253	40	350	31	385	24	430	1390	22,0
	56	460	40	515	29	590		
	63	560	46	625	31	730		
263	55	325	41	360	31	400	1980	32,0
	70	440	53	485	40	545		
	87	550	63	620	44	710		
273	65	300	50	335	38	380	2340	51,0
	87	410	65	455	47	520		
	110	550	77	615	53	725		
283	85	290	65	325	49	370	2750	76,2
	110	375	80	420	60	480		
	135	475	98	530	68	630		
303	135	350	100	400	73	475	3570	114,2

[1]) Listenauszug der Siemens-Schuckertwerke, Berlin.

von einem Gleichstromnetz fremd erregt wird, und dessen Drehzahl dadurch geregelt wird, daß die Spannung der ebenfalls fremd erregten Steuerdynamo mittels Reglers D geändert wird.

Die Drehzahl des Arbeitsmotors ist also praktisch durch die Spannung der Steuerdynamo, d. i. die Stellung des Reglerhebels, gegeben; Auslegen des Hebels bedeutet Zunahme der Drehzahl in dem einen oder anderen Sinne, Zurückziehen des Hebels bedeutet Bremsen.

Ist kein Gleichstromnetz vorhanden, so ist noch an den Steuermotor eine besondere Gleichstrom-Erregermaschine anzukuppeln. Die Regelung nach Leonard ist sehr wirtschaftlich, da in den Widerständen, im Gegensatz zur gewöhnlichen Kontrollerregelung, keine Starkströme vernichtet werden, sondern nur der schwache Strom für die Felderregung, der etwa 3 vH. des Hauptstromes ausmacht. Allerdings ist noch zu beachten, daß der Steuermotor während der ganzen Arbeitszeit durchlaufen muß, daß also die Wirtschaftlichkeit noch stark von dem Verhältnis Arbeitszeiten zu Betriebspausen abhängt.

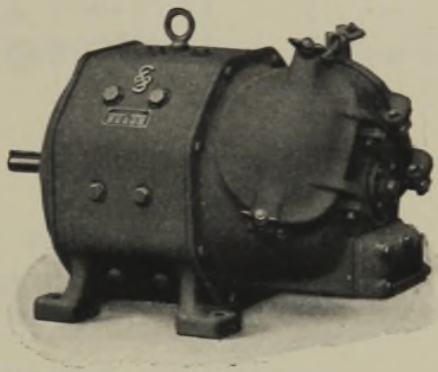


Abb. 230. Modell GH 83 bis 163.

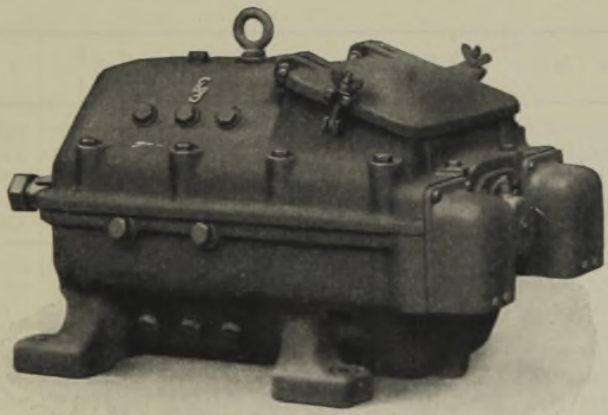


Abb. 231. Modell GH 183 bis 303.

Die höchste beim Senken zulässige Drehzahl beträgt etwa das 2- bis 2,5-fache der bei den einzelnen Modellen unter 25 vH. Einschaltdauer vermerkten größten Drehzahl.

Über die Berechnung und Auswahl der Motoren beachte man das auf S. 116 Gesagte. Die *Abmessungen* der Motoren gehen aus der untenstehenden Tafel und der Maßskizze Abb. 232 hervor.

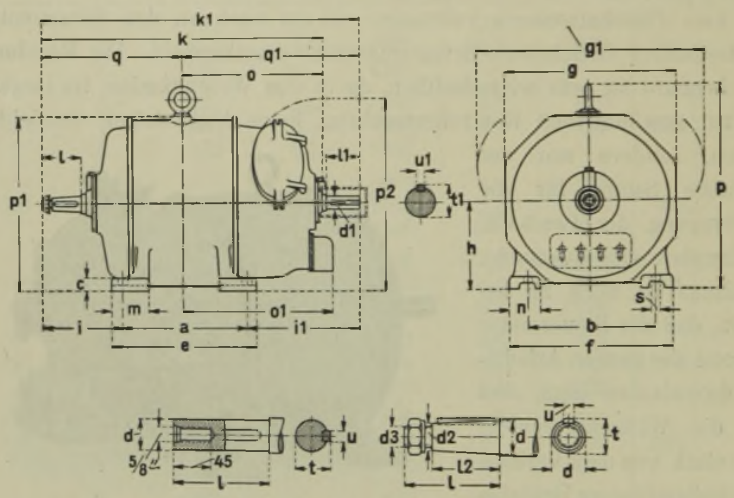


Abb. 232 a. Modell GH 83 bis 163.

Modell GH	a	b	c	e	f	g	g_1	h	i	i_1	k	k_1	m	n	o	o_1	p
83	280	290	30	330	370	395	510	200	175	255	640	710	85	70	325	340	470
103	290	310	30	340	390	415	530	210	180	255	655	725	85	70	330	345	495
123	310	320	30	360	400	430	620	225	193	340	754	843	85	70	406	425	515
143	330	340	35	400	430	445	640	225	210	350	796	890	100	80	421	440	530
163	370	360	35	440	450	480	660	245	220	—	843	—	100	80	438	465	565
183	560	390	45	640	490	560	—	260	180	—	983	—	160	90	545	605	605
223	650	460	60	750	580	590	—	300	235	—	1158	—	170	110	625	677	670
243	700	500	60	800	620	640	—	320	250	—	1245	—	180	110	665	710	725
253	750	560	75	870	700	730	—	340	280	—	1410	—	200	130	785	860	790
263	830	590	75	950	730	760	—	360	280	—	1552	—	210	130	850	930	850
273	960	640	85	1100	800	790	—	390	310	—	1605	—	260	160	885	1010	940
283	1150	710	85	1290	870	860	—	425	320	—	1683	—	260	160	920	1047	1000
303	1200	710	85	1340	870	940	—	475	330	—	1819	—	260	160	1014	1135	1110

Anmerkung: Die fett gedruckten Maße sind verbindlich.

Modell GH	P_1	P_2	q	q_1	s	v	Wellenstumpf[1]) d	d_2	d_3	l	l_2	t	u	2. Wellenstumpf d_1	l_1	t_1	u_1
83	430	440	315	395	19	—	32	—	—	85	—	35,5	10	25	65	28	8
103	455	465	325	400	19	—	35	—	—	90	—	38,5	10	25	65	28	8
123	480	490	348	495	19	—	40	—	—	100	—	43,5	12	30	80	33	8
143	490	510	375	515	22	—	45	37,5	M 33·1,5	110	75	47,5	14	32	85	35,5	10
163	525	545	405	—	22	—	50	41,5	M 33·1,5	120	85	52,5	14	—			
183	540	820	438	—	22	0	55	45,5	M 33·1,5	130	95	57,5	16				
223	610	910	533	—	25	0	70	58	M 45·1,5	170	120	73	20				
243	660	970	580	—	25	30	80	67	M 55·2	185	130	83,5	24				
253	720	1090	625	—	28	35	90	76	M 65·2	200	140	93,5	24				
263	760	1130	672	—	28	40	90	76	M 65·2	200	140	93,5	24				
273	800	1245	720	—	35	215	100	85	M 70·2	220	150	104	28				
283	880	1315	763	—	35	235	105	89	M 70·2	230	160	109	28				
303	940	1415	805	—	35	255	115	99	M 90·2	240	160	120	32				

Anmerkung: Die fett gedruckten Maße sind verbindlich.

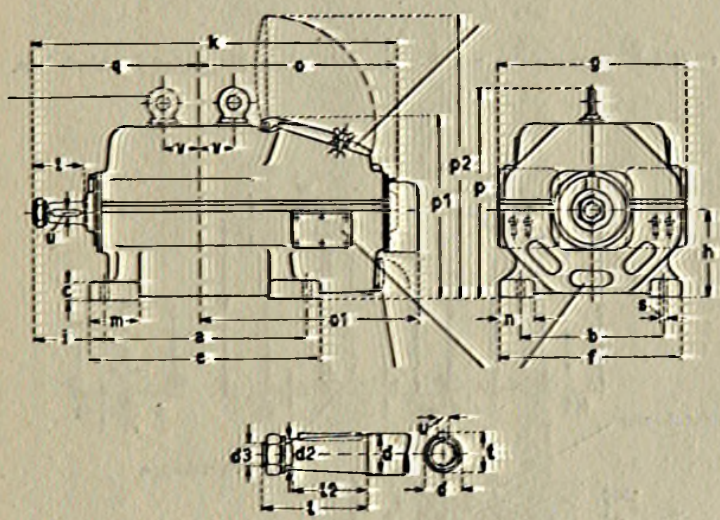


Abb. 232b. Modell 183 bis 303.

Steuerwalzen

Die Steuerwalzen (Abb. 233)[2]) dienen zum Anlassen und Regeln der Kranmotoren, sie bestehen aus der eigentlichen Schaltwalze, auf der

[1]) Die Wellenstümpfe haben Treibsitz.

[2]) Bauart der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin.

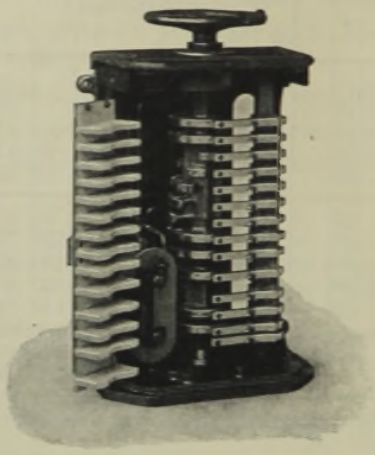


Abb. 233.
Geöffnete Steuerwalze mit herausgeklapptem Magnetrückschlußeisen.

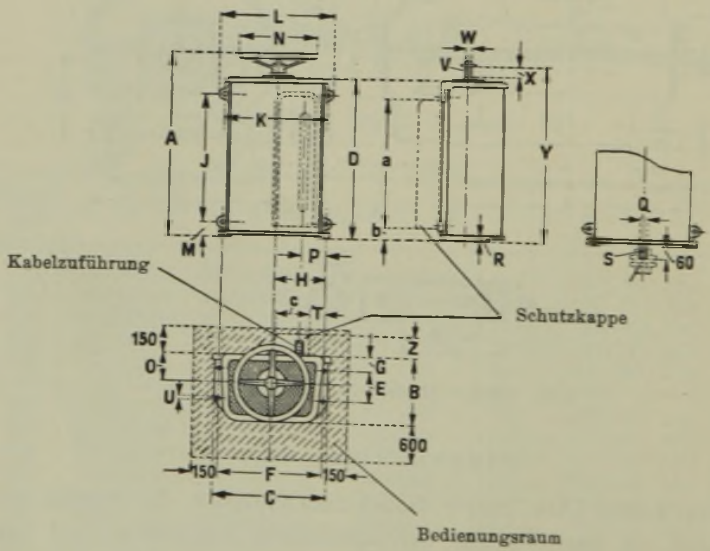


Abb. 234. Steuerwalze.

die einzelnen Kontaktringe isoliert befestigt sind, und den auf der feststehenden Hammerleiste federnd befestigten Kontakthämmern. Die letzteren liegen in einem von einem kräftigen „Blasmagneten“ erzeugten magnetischen Feld, so daß entstehendes Schaltfeuer ausgeblasen wird. Gedreht wird die Schaltwalze meistens durch ein Handrad, mitunter auch durch Handhebel oder Seilzug.

Gleichstrom-Steuerwalzen für 220 Volt

Schaltung	Als Bremslüfter kann angeschlossen werden	**Gewöhnlicher Betrieb:** Stoßfreies Anlassen, nur gelegentliche Drehzahlregelung		**Anlaufregelbetrieb:** Häufiges Benutzen der Schaltstellgn. besonders der ersten		**Beschleunigungsbetrieb:** Rasches Durchschalten zur Massenbeschleunigung	Zahl der Schaltstufen	Modell K	Gewicht kg
		Schalthäufigkeit je Stunde bis							
		30	120	120	240	240			
		Motorleistung in kW							
a	Nebenschlußbremslüfter	9,6	8,8	8	6,5	—	4	240 I	30
		18	16,5	15	12	9	5	250 II	50
		30	27,5	25	20	15	6	251 III	100
		40	33	30	30	20	7	252 IV	145
		60	55	50	50	30	8	253 VI	235
c	Hauptstrombremslüfter	6	5,5	5	4	—	3	240 I	30
		15	14	12,5	10	9	4	250 III	55
		26	25	22,5	18	15	5	251 IV	120
		36	33	30	24	20	6	252 V	165
		60	55	50	40	30	7	253 VII	285
h	Nebenschlußbremslüfter	15	14	12,5	10	9	6	250 III	55
		26	25	22,5	18	15	6	251 IV	120
		36	33	30	24	20	7	252 V	165
		60	55	50	40	30	8	253 VII	285
r		5	5	5	4	—	4	240 I	30
		15	14	12,5	10	9	6	250 III	55
		26	25	22,5	18	15	6	251 IV	120
		36	33	30	24	20	7	252 V	165
		60	55	50	40	30	8	253 VII	285

Anmerkung:

Schaltung **a**: Fahrschaltung ohne Bremsung.
c: Fahrbremsschaltung.
h: Senkbremsschaltung } mit starker bzw. schwacher Fremd-
r: Sicherheitssenkbremsschaltung } erregung.

Maße für die Steuerwalze

Modell	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P
K 240 I	540	160	270	465	70	245	35	115	360	262	287	50	200	65	52
K 250 II	645	210	310	572	100	280	40	143	440	295	330	65	255	78	60
K 250 III	745	210	310	672	100	280	40	143	540	295	330	65	255	78	60
K 251 III	785	270	450	672	120	420	55	205	540	435	470	65	355	105	80
K 251 IV	895	270	450	782	120	420	55	205	650	435	470	65	355	105	80
K 252 IV	895	295	475	782	140	445	55	214	650	460	496	65	355	118	80
K 252 V	1015	295	475	902	140	445	55	214	770	460	496	65	355	118	80
K 253 VI	1080	340	525	968	170	485	55	225	810	505	545	75	425	134	90
K 253 VII	1295	340	525	1183	170	485	55	225	1025	505	545	75	425	134	90

Modell	R	T	U	V Keil	W	X	Y	Z	a	b	c
K 240 I	15	25	8,5	3×6×28	14	30	500	50	400	25	60
K 250 II	18	25	10,5	3×6×28	15	30	608	100	480	40	165
K 250 III	18	25	10,5	3×6×28	15	30	708	100	580	40	165
K 251 III	23	45	13,5	4×8×42	20	45	725	100	500	85	165
K 251 IV	23	45	13,5	4×8×42	20	45	835	100	610	85	165
K 252 IV	23	45	13,5	4×8×42	20	45	835	100	610	85	165
K 252 V	23	45	13,5	4×8×42	20	45	955	100	725	85	165
K 253 VI	25	55	16,5	5×10×42	32	45	1021	125	795	85	175
K 253 VII	25	55	16,5	5×10×42	32	45	1236	125	1010	85	175

Es folgen noch einige Schaltpläne, Stromlaufbilder und Regelkurven der vorgenannten Schaltwalzen, es bedeuten dabei:

Zeiger z Hauptstromendschaltung,
Zeiger y Hilfsstromendschaltung,
M 3 Hauptstrommotor ohne Wendepole,
M 9 Hauptstrommotor mit Wendepolen,
P, N positive und negative Leitung,
A, B Ankerklemmen,
E, F Feldklemmen,
S Schütz,
bm Nebenschlußbremsmagnet,
fb Funkenbläserspule,
e_1, e_2 Endschalter,
w_1, w_2, w_3 ... Regelwiderstände
vw Vorschaltwiderstand,
wp und wf Schutzwiderstände.

Fahrschaltung

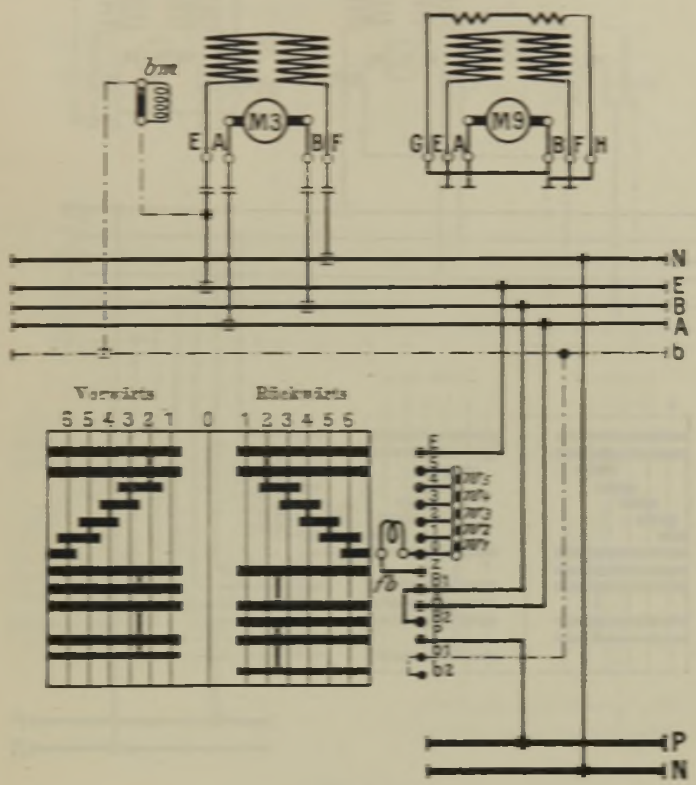


Abb. 235.
Fahrschaltung a (K 251 III) ohne Endschaltung.

Die Steuerwalzen sind für Nebenschluß-Bremsmagnetanschluß vorgesehen.

Ist ein Nebenschluß-Bremsmagnet nicht vorhanden, so bleiben Hammer b_1 und b_2 ohne Anschluß.

Ist ein Hauptstrom-Bremsmagnet vorhanden, so liegt er zwischen F und N.

Die Steuerwalzen können an Ort und Stelle für Schaltung az oder ay umgeschaltet werden (s. Abb. 236 u. 237).

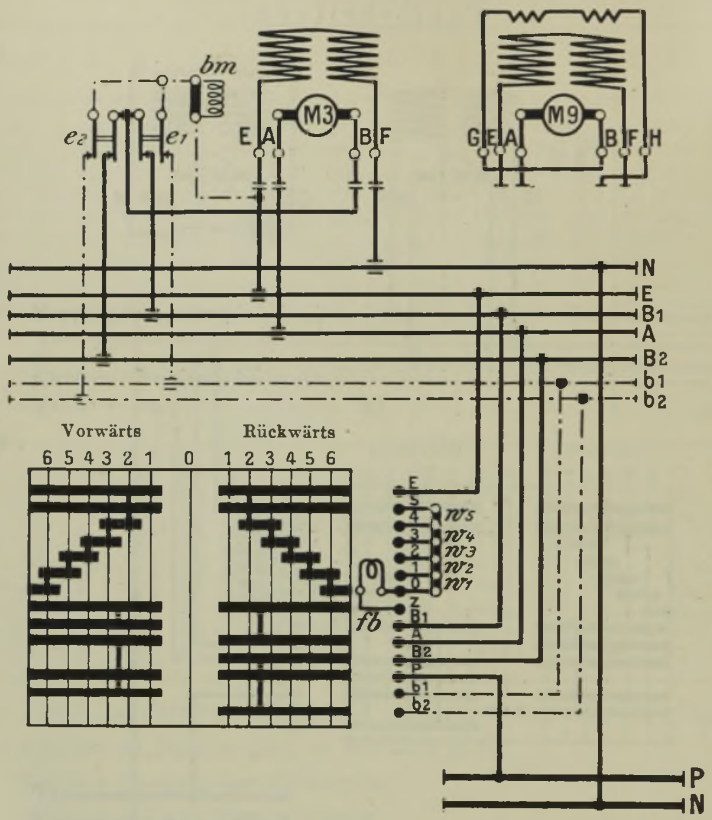


Abb. 236.
Fahrschaltung az (K 251 III) mit Hauptstromendschaltung.

Ist ein Nebenschluß-Bremsmagnet nicht vorhanden, so bleiben Hammer b_1 und b_2 ohne Anschluß und die Endschalter sind einpolig.

Ist ein Hauptstrom-Bremsmagnet vorhanden, so liegt er zwischen F und N.

Bei Endschaltung nur nach einer Fahrrichtung ist nur ein Endschalter nötig.

Die durch den herausfallenden Endschalter geöffneten Leitungen sind zu überbrücken.

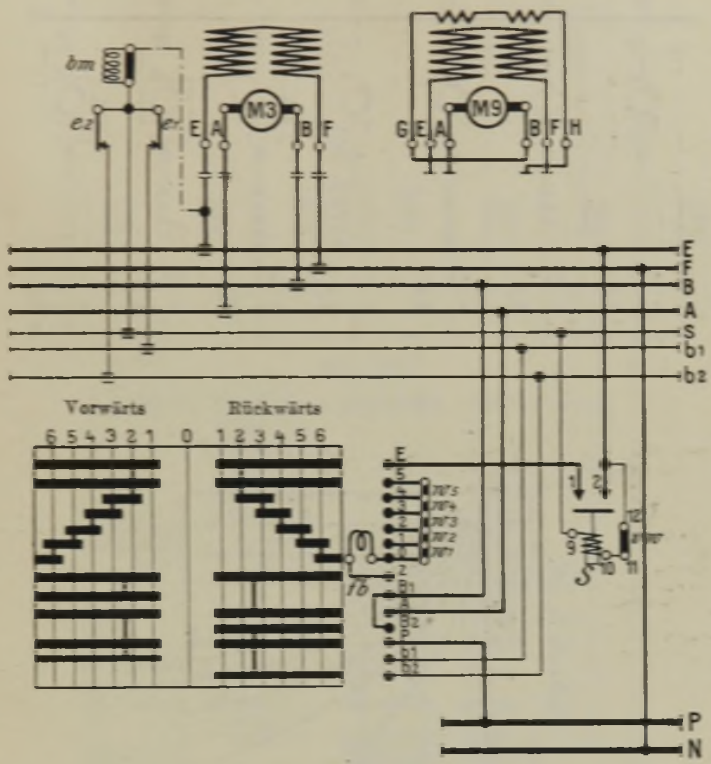


Abb. 237.
Fahrschaltung ay (K 251 III) mit Hilfsstromendschaltung.

Ist ein Nebenschluß-Bremsmagnet nicht vorhanden, so fällt die Verbindung von dem Endschalter nach E fort.

Ist ein Hauptstrom-Bremsmagnet vorhanden, so liegt er zwischen F und N.

Bei Endschaltung nur nach einer Fahrrichtung ist nur ein Endschalter nötig.

Die durch den herausfallenden Endschalter geöffnete Leitung ist zu überbrücken.

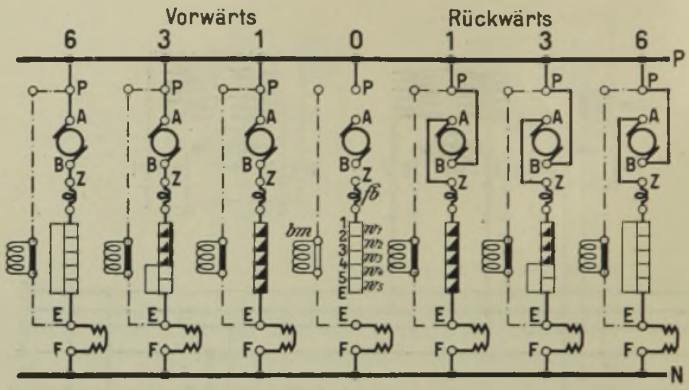


Abb. 238.

Stromlaufbild. Schaltung a, az, ay (K 251 III).

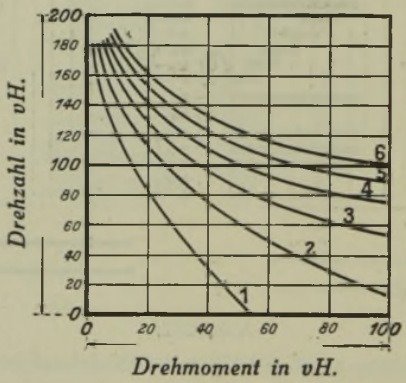


Abb. 239.

Regelkurven. Schaltung a, az, ay (K 251 III).

Aus der Abb. 238 ersieht man, daß zur Fahrt nach rückwärts der Ankerstrom umgekehrt wird, während das Feld immer im Sinne EF durchflossen wird. Die stromdurchflossenen Widerstände sind schwarz gekennzeichnet. Aus der Abb. 239 kann man ablesen, daß z. B. bei einem Drehmoment von 40 vH. der Motor seine normale Drehzahl schon auf Stufe 3 erreicht; auf Stufe 6 würde er 30 vH. über der normalen besitzen.

Fahrbremsschaltung

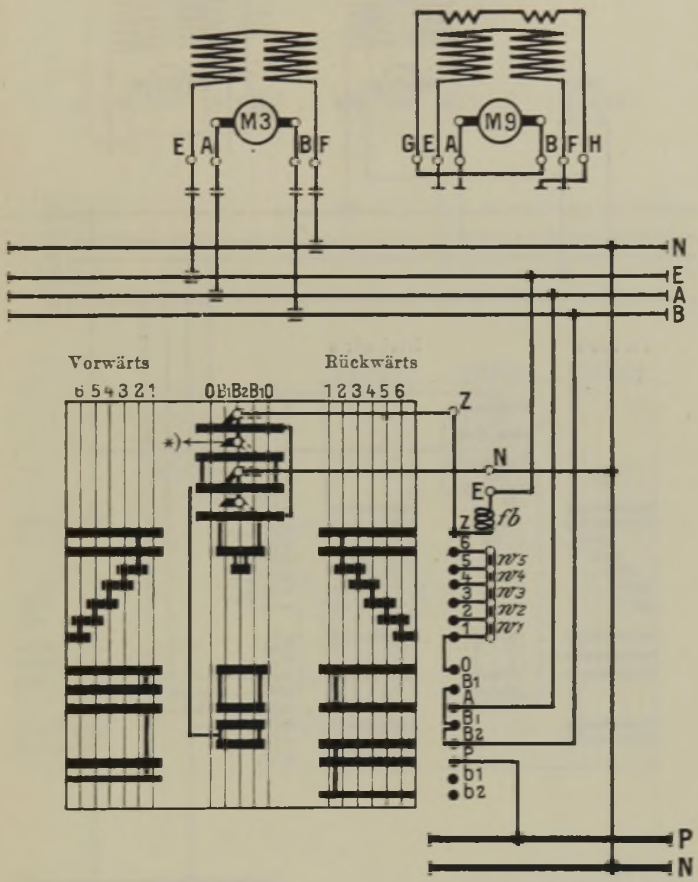


Abb. 240.
Fahrbremsschaltung c (K 252 V) ohne Endschaltung.

Die Steuerwalzen können an Ort und Stelle für Schaltung cz oder cy umgeschaltet werden (s. Abb. 241 u. 242).

---

*) Stellung der Kontakte:
ausgezogen: für Bremsung nach Vorwärtsfahrt,
punktiert: „ „ „ Rückwärtsfahrt.

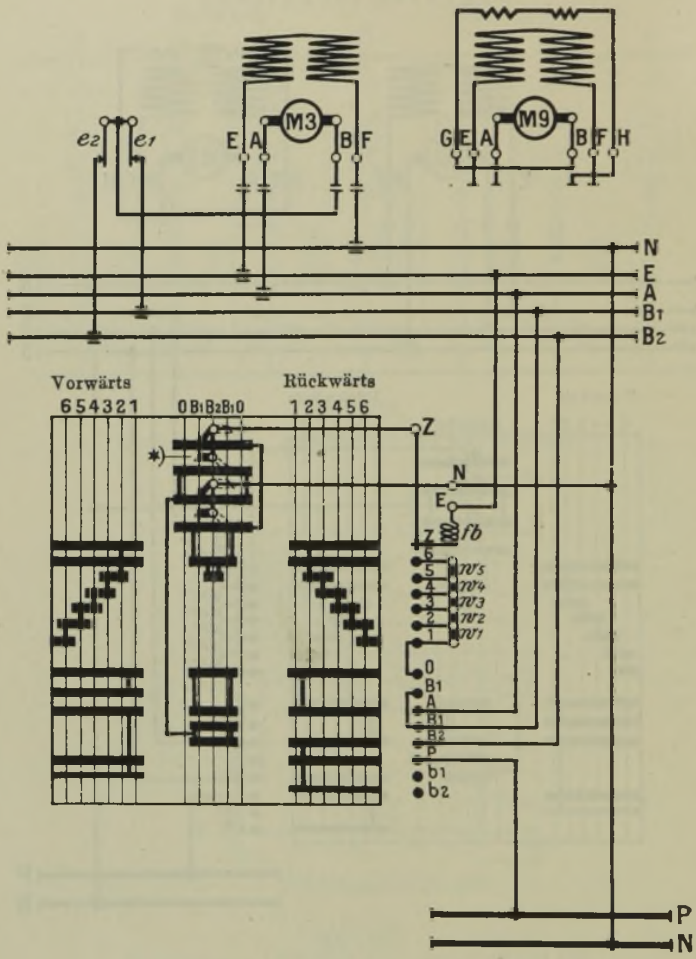


Abb. 241. Fahrbremsschaltung cz (K 252 V) mit Hauptstromendschaltung.

Bei Endschaltung nach einer Fahrrichtung ist nur ein Endschalter nötig. Die durch den herausfallenden Endschalter geöffnete Leitung ist zu überbrücken.

---

*) Schaltung der Kontakte:
ausgezogen: für Bremsung nach Vorwärtsfahrt.
punktiert: „ „ „ Rückwärtsfahrt.

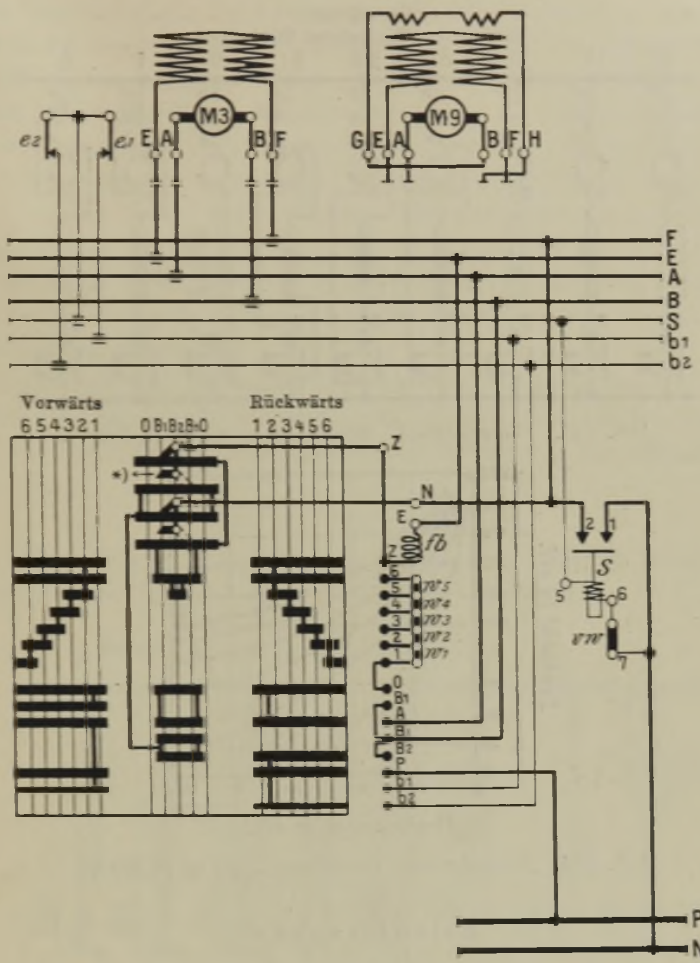


Abb. 242. Fahrbremsschaltung cy (K 252 V) mit Hilfsstromendschaltung.

Bei Endschaltung nach einer Fahrrichtung ist nur ein Endschalter nötig. Die durch den herausfallenden Endschalter geöffnete Leitung ist zu überbrücken.

*) Schaltung der Kontakte:
ausgezogen: für Bremsung nach Vorwärtsfahrt.
punktiert: „ „ „ Rückwärtsfahrt.

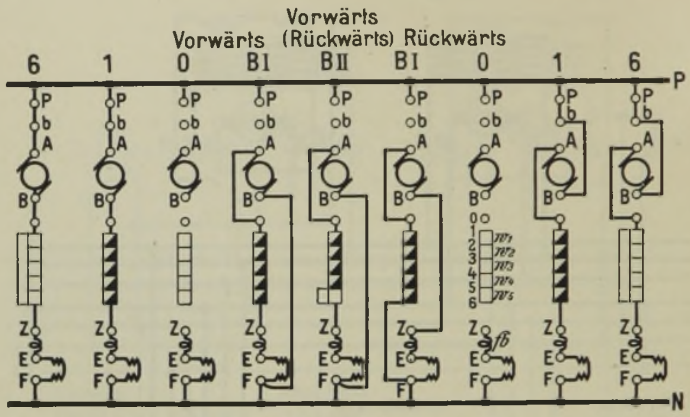


Abb. 243. Stromlaufbild. Schaltung c, cz, cy (K 252 V).

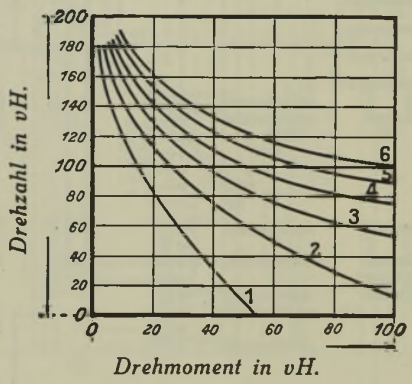


Abb. 244. Regelkurven. Schaltung c, cz, cy (K 252 V).

Erläuterungen

Die elektrische Bremsung bei der Schaltung c kommt dadurch zustande, daß der vom Netz abgeschaltete Motor infolge der Bewegungsenergie von Katze oder Kran als Generator läuft, dessen Strom in Widerständen vernichtet wird. Je kleiner dabei der Widerstand ist, um so stärker ist die Bremsung (Ankerkurzschlußbremsung). In den Stellungen Null kann der freie Nachlauf von Katze oder Kran ausgenutzt werden.

Zum Abbremsen des Nachlaufs dienen die mittleren Bremsstellungen $\underset{\rightarrow}{B_1}$ B_2 $\underset{\leftarrow}{B_1}$, und zwar B_1 für schwächere, B_2 für stärkere Bremsung. Bei

großer Geschwindigkeit des Fahrwerks ist Stellung B_1 zuerst zu benutzen, bis sich die Geschwindigkeit ermäßigt hat, dann erst soll Stellung B_2 geschaltet werden. *Als Nullstellung gilt die mittlere Bremsstellung B_2.*

Wird bei unvorsichtigem Schalten die Stellung B_2 übergangen und auf die zweite Stellung B_1 geschaltet, so ist noch die *schwache* Bremswirkung vorhanden, welche bei Bedarf durch Rückgang in Stellung B_2 wieder verstärkt werden kann. Würde dagegen über sämtliche Bremsstellungen hinweg auf die entgegengesetzte Nullstellung geschaltet werden, so wäre eine nachträgliche Rückkehr auf die Bremsstellungen *zwecklos.* In diesem Falle ist das Fahrwerk durch *Gegenstrom* stillzusetzen, was größere Kontaktabnutzung verursacht.

Allgemein gilt für Fahr-Schaltwalzen, daß sie ruckweise und in kleinen Pausen von Stufe zu Stufe eingeschaltet werden, auszuschalten sind sie dagegen schnell bis in die Nullstellung, die Abnutzung der Kontakte ist dann gering.

Senkbremsschaltung

Da die Schaltung h der Schaltung r unterlegen ist, so sollen von ersterer nur Stromlaufbild und Regelkurven gezeigt werden.

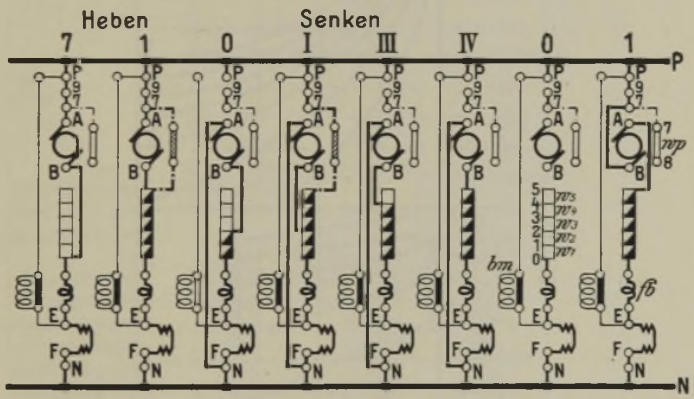


Abb. 245. Stromlaufbild. Schaltung h, hz, hy (K 252 V).

In Abb. 245 bedeutet die linke Nullstellung Ruhe, der Motor ist vom Netz getrennt, der Bremsmagnet stromlos, die Bremse also angezogen. Nach links zählen dann die Hubstellungen 1 bis 7, von denen nur die erste mit voll eingeschaltetem, und die letzte mit ganz abgeschaltetem Widerstand gezeichnet sind. Damit beim Heben des leeren Hakens die Drehzahl

des Motors nicht zu hoch ansteigen kann, wird auf Wunsch ein zum Anker parallel liegender Widerstand wp geliefert, der nur auf der ersten Stufe eingeschaltet ist. I—IV sind die Senkstellungen, bei denen der Motor als Generator geschaltet ist. Damit auf der Stufe I ein Durchsacken der Last vermieden wird in dem Falle, daß sich das Feld selbst erregen müßte, wird über den Bremsmagneten und gegebenenfalls über wp das Feld vom Netz aus stark erregt, die Bremsung setzt also mit dem ersten Augenblick ein. Die rechte Nullstellung ist die sog. Freifallstellung, bei der der Anker vollkommen abgeschaltet ist, der Bremsmagnet ist gelüftet. Wenn auf dieser Stellung kleine Lasten oder der leere Haken sich noch nicht senken, so kann der Motor auf den nächsten Stellungen 1 (u. 2) im Senksinne ans Netz gelegt werden.

War das Moment nahe an Null, so kann allerdings in diesem Falle die Drehzahl leicht gefährliche Werte annehmen (Schutz durch Fliehkraft-Ausschalter oder ∾ Klingel).

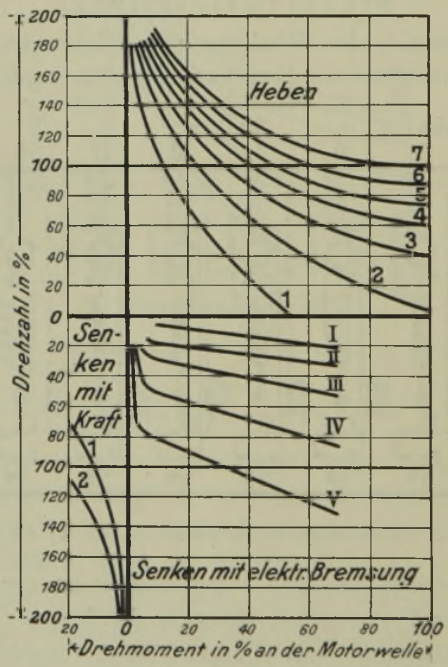


Abb. 246.
Regelkurven. Schaltung h, hz, hy (K 252 V).

Aus der Abb. 246 kann man wieder zu den einzelnen Drehmomenten die zugehörige Drehzahl für die verschiedenen Schaltstufen 1 bis 7 beim Heben ablesen, desgleichen die Senkdrehzahl bei den Bremsstufen I bis V. Man erkennt ferner, wie bei kleinen positiven oder negativen Momenten die Drehzahl auf Stufe V oder 1 und 2 außerordentlich rasch ansteigt. Dieser Nachteil ist bei der folgenden Schaltung r vermieden.

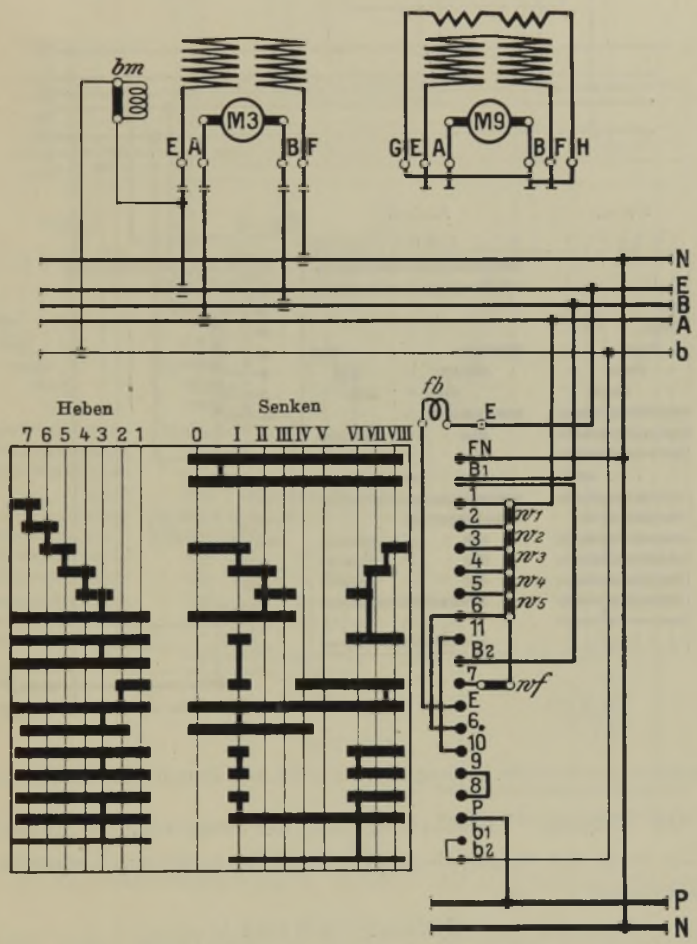


Abb. 247. Sicherheits-Senkbremsschaltung r (K 252 V) ohne Endschaltung.

Nebenschluß-Bremsmagnet ist erforderlich.

Die Anordnung eines Hauptstrom-Bremsmagneten ist nicht zulässig.

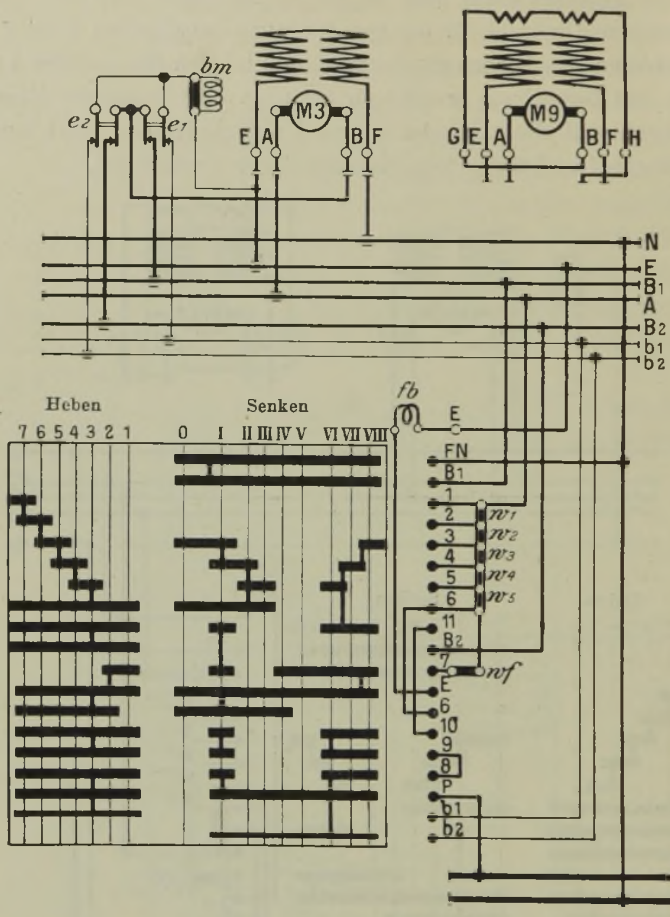


Abb. 248.
Sicherheits-Senkbremsschaltung rz (K 252 V) mit Hauptstromendschaltung.

Bei nur einseitiger Endschaltung fällt der entsprechende Endschalter fort. Die durch den herausfallenden Endschalter geöffneten Leitungen sind zu überbrücken.

Erläuterungen

Die Stellung 0 bedeutet wieder Ruhe, Bremse angezogen. Bei den Hubstellungen 1 bis 7 wird der Motor in der gewöhnlichen Weise unter stufenweiser Abschaltung von Widerständen ans Netz gelegt. Bei den Senk-

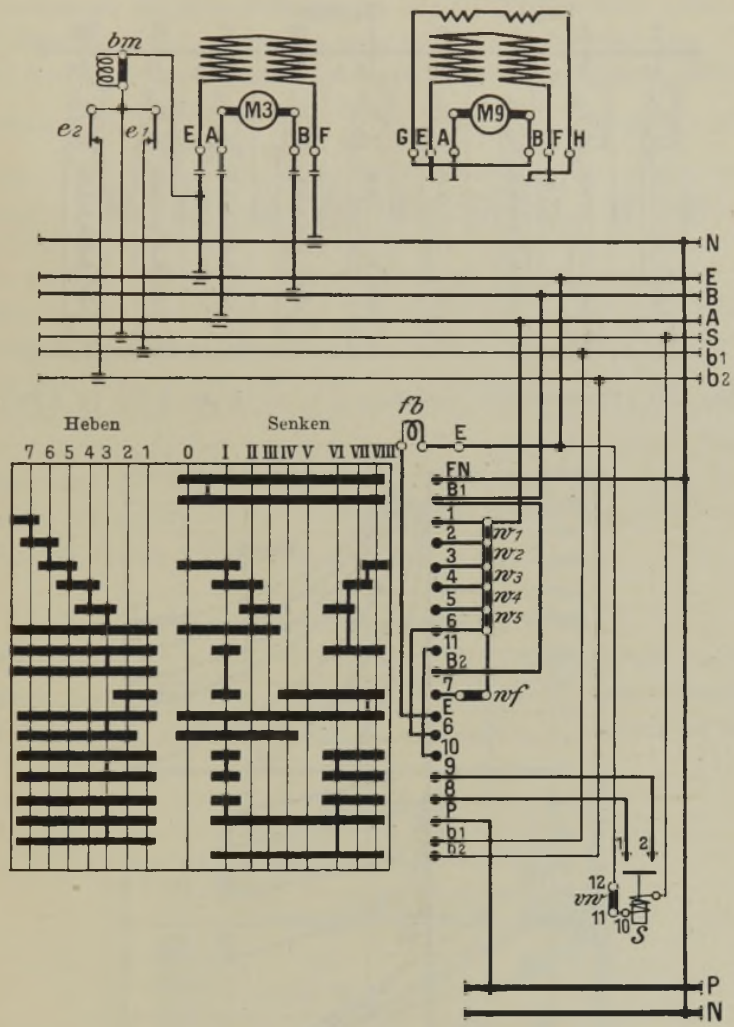


Abb. 249.
Sicherheits-Senkbremsschaltung ry (K 252 V) mit Hilfsstromendschaltung.

stellungen I bis V ist der Motor als Hauptstrom*generator* geschaltet, Stromlauf: A-Widerstand-E-F-B. Um ein Durchsacken der Last zu vermeiden, ist dabei auf der Stufe I das Feld wieder stark fremd erregt, auf den Stufen II bis V findet dagegen *keine* Stromentnahme aus dem Netz — mit

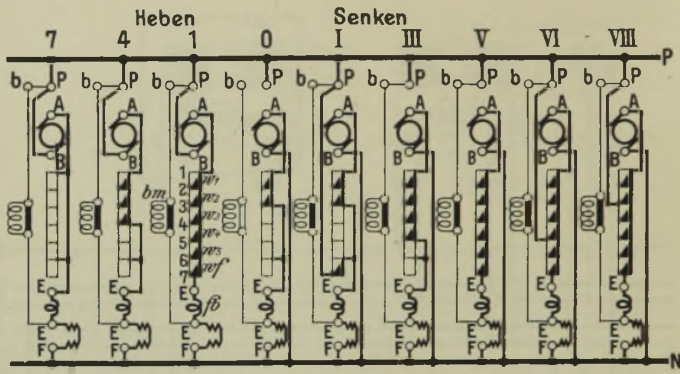


Abb. 250. Stromlaufbild. Schaltung r, rz, ry (K 240, K 250 bis K 253).

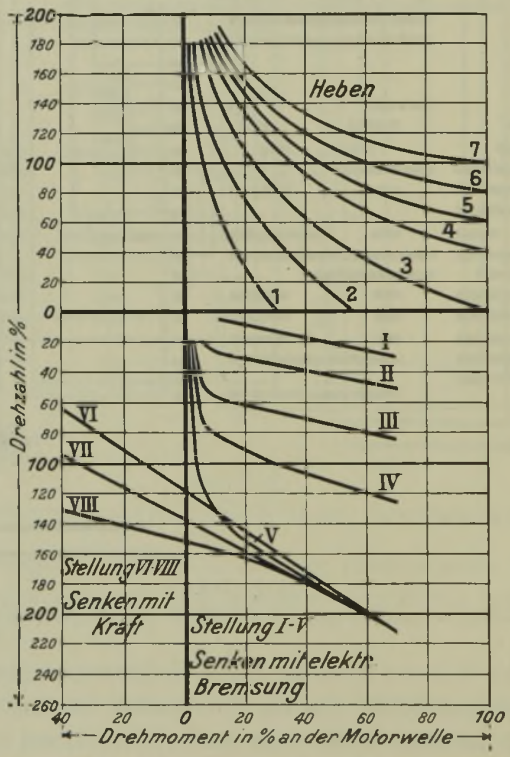


Abb. 251. Regelkurven. Schaltung r, rz, ry (K 252 V).

Ausnahme für den Bremslüftmagneten — statt. Können kleine Lasten das Windwerk nicht durchziehen, so kann auf die Senk*kraft*stellungen VI bis VIII geschaltet werden, der Motor läuft hierbei als Nebenschlußmotor, Stromlauf: P < Widerstand —A—B / Widerstand —E—F > N, der Hauptstromkreis A—Widerstand—E—F—B bleibt aber erhalten. Wird nun trotz einer großen, durchziehenden Last aus Versehen auf Senkkraft geschaltet, so wird durch den Hauptstromkreis das Feld so stark erregt, daß von selbst ein Bremsen eintritt, der Motor arbeitet also auf ein und derselben Stufe bei kleinen Lasten treibend als Nebenschlußmotor und bei großen Lasten bremsend als Generator, die Drehzahl kann nirgends, auch bei unvorsichtiger Bedienung, unzulässig hoch steigen, darin liegt die Sicherheit der Schaltung.

Zu beachten ist, daß bei Hub-Schaltwalzen das Einschalten ruckweise und in kleinen Pausen von Stufe zu Stufe erfolgt, das darauf folgende Ausschalten soll schnell bis in die Nullstellung erfolgen. Beim Senken dagegen soll sowohl das Einschalten wie das Ausschalten ruckweise und in kleinen Pausen erfolgen.

Anlasser für Lasthebemagnete[1])

Ähnlich wie die Motoren werden auch die Lasthebemagnete durch besondere Anlasser unter stufenweiser Abschaltung des Anlaßwiderstandes ans Netz gelegt. Beim Abschalten ist zu beachten, daß wegen der hohen

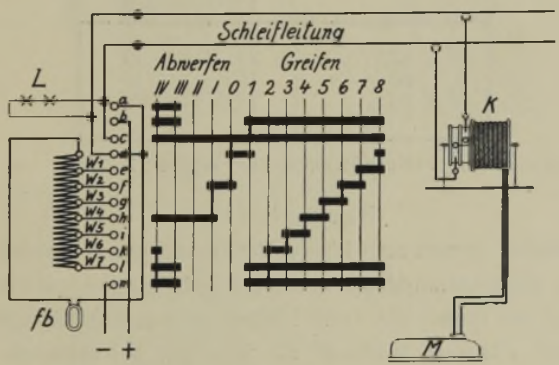


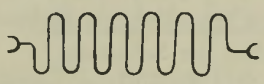
Abb. 252. Anlasser für Lasthebemagnete.
M Magnet. K Kabeltrommel. L Signallampen. w Widerstand. fb Funkenbläser.

[1]) Bauart Demag-Duisburg.

Selbstinduktion der Stromkreis erst unterbrochen wird, nachdem der Magnet kurz geschlossen ist. Zum Abwerfen kleiner Stücke, die wegen des remanenten Magnetismus leicht hängen bleiben, muß man Gegenstrom geben, Kontakte III u. IV (Abb. 252). Sitzt der Führerkorb an der Katze, so fallen die Schleifleitungen fort.

Widerstände für Steuerwalzen

Die Widerstände werden bei kleinen Leistungen bis etwa 5 kW in Draht ausgeführt, bei größeren in Gußeisen (Abb. 253) [1]), wobei die einzelnen Elemente in dieser Form



gegossen sind.

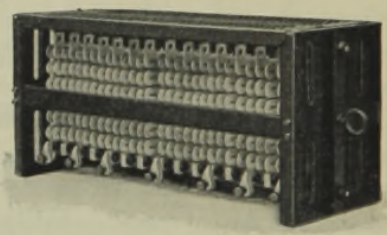


Abb. 253. Gußeisenwiderstand K 48 nach Abnahme der Abdeckung.

Die Belastung der Widerstände hängt von der Verwendung und der Einschaltdauer (ED) ab. Je geringer die Einschaltdauer ist, um so höher können sie natürlich belastet werden; z. B. kann der Widerstand K 48 VIII nach folgender Tafel belastet werden:

Einschaltdauer vH.	Schaltung a c h	Schaltung r
	kW	kW
12,5	25	15
20	18,5	10
40	13,5	6

Die extremen Werte verhalten sich also wie 4 : 1.

Bremslüfter

Die Bremslüfter dienen zum Lüften der Bremsen und werden als Nebenschluß- und Hauptstrom-Magnete ausgeführt; empfehlenswert sind die ersteren, weil sie immer die volle Netzspannung erhalten und somit die volle Zugkraft ausüben, während die letzteren bei schwach belastetem Motor unter Umständen nicht anspringen. Die Belastungsfähigkeit hängt von der Einschaltdauer ab.

[1]) Ausführung der SSW.

Nebenschluß-Magnetbremslüfter für aussetzenden Betrieb
Höchstzulässige Spieldauer 5 Minuten. 220 Volt

Modell[1])	Hub	Kerngewicht	Einschaltdauer in vH.						Gewicht
			15		25		40		
			Hubarbeit	Aufnahme	Hubarbeit	Aufnahme	Hubarbeit	Aufnahme	
K 2830	cm	kg	cmkg	kW	cmkg	kW	cmkg	kW	kg
0	4	1,6	75	0,30	40	0,19	35	0,13	15
I	5	2,7	100	0,34	75	0,20	45	0,14	21
II	5	5,4	230	0,47	150	0,33	115	0,19	36
III	5	8,9	400	0,57	300	0,41	220	0,26	59
IV	5	17,5	825	0,88	600	0,59	480	0,38	94
V	5	32,5	1670	1,42	1200	0,62	850	0,41	153

Das Kerngewicht wirkt mit als Bremsgewicht.

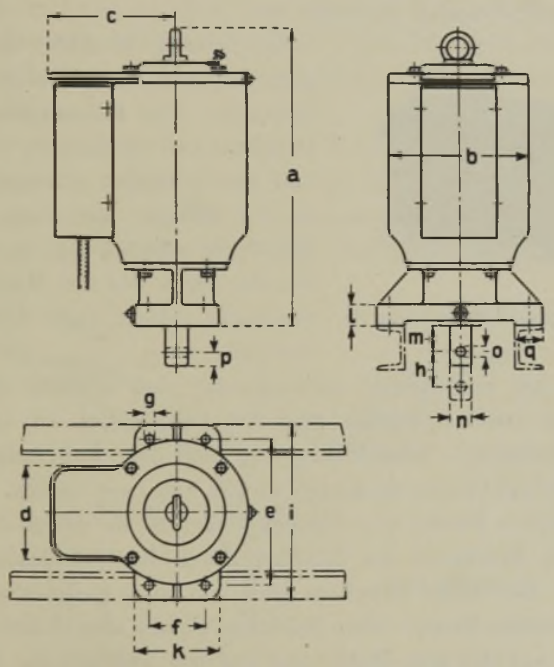


Abb. 254. Gleichstrom-Bremslüfter Modell K 2830.

[1]) Ausführung der SSW.

Politechnika Śląska
Katedra Dźwig
i Urządzeń Transportowych

Maße für K 2830

Größe	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
0	300	116	135	116	160	60	10,5	40	190	90	18	40	20	8	14	30
I	340	128	145	128	160	60	10,5	50	190	90	18	30	20	8	14	40
II	385	167	160	130	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	20	40
III	425	202	180	130	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	20	40
IV	470	230	200	130	310	110	17	50	370	170	40	50	45	20	30	50
V	500	290	235	130	310	110	17	50	370	170	40	50	45	20	30	50

Endausschalter

Man unterscheidet zwischen *Hauptstrom-* und *Hilfsstrom*endschaltern. Durch die Hauptstromendschalter geht der volle Motorstrom, sie sollen deshalb nicht öfter als 6 bis 8 mal in der Stunde benutzt werden. Die zum Schalter führenden Leitungen müssen entsprechend stark sein. Bis 25 Ampere genügen *Luftschalter*, darüber hinaus bis 350 Ampere wendet man ein-, zwei- und dreipolige *Ölschalter* an.

Abb. 255. Spindel-Endschalter[1]).

Bei beliebig häufigem (betriebsmäßigem) Schalten, ebenso bei großen Motorleistungen sind Hilfsstromschalter vorzuziehen, weil die Schalter selbst kleiner und die Leitungen schwächer werden, da der Schalter nur einen schwachen Hilfsstrom schaltet, der ein zweipoliges Schütz, durch das der Motorstrom hindurchgeht, erregt (vgl. Abb. 237, 242 und 249).

In bezug auf den Antrieb unterscheidet man *Kurbel-* und *Spindel*schalter; die ersteren wendet man bei Fahrwerken an und betätigt sie durch Anschläge. Zurückfahren ist nach dem Ausschalten möglich, eine Feder bringt hierbei die Kurbel in ihre alte Lage zurück.

Bei Hubwerken wendet man Spindelschalter an, da infolge des Pendelns der Last eine Betätigung des Schalters durch die Unterflasche sehr unsicher wäre. Bei diesen Schaltern wird von einer geeigneten Vorgelegewelle aus mittels Ketten- oder Zahnrädertriebes eine Schraubenspindel angetrieben, auf der eine Mutter hin und her wandert, die die Schalter betätigt, die Schaltung ist einstellbar für 1 bis 34 Spindelumdrehungen.

[1]) Ausführung der SSW.

Relaissicherungen[1])

Nach den Verbandsvorschriften ist bei aussetzendem Betrieb die vorübergehende Erhöhung der Belastung von Leitungen zulässig, wenn dadurch keine höhere *Erwärmung* eintritt, als bei Dauereinschaltung zulässig ist. Andererseits soll die Stärke der Sicherungen dem Dauerstrom entsprechen; diese beiden Forderungen widersprechen sich, denn es würde bei einer normal gesicherten Leitung beim schnellen Anfahren jedesmal die Sicherung durchgehen. Gewöhnliche Überstromausschalter sind hier nicht zu gebrauchen, sie müssen vielmehr eine Verzögerungseinrichtung besitzen, derart, daß der Schalter nicht augenblicklich in Tätigkeit tritt, sondern erst dann, wenn der Überstrom unzulässig lange fließt. Andererseits muß der Schalter bei starken kurzschlußartigen Stromstößen natürlich sofort wirken. Beiden Anforderungen genügt ein von den Siemens-Schuckert-Werken gebautes Relais mit vereinigter Verzögerungs- und Schnellauslösung. Die Auslösung des Relais beginnt bei dem 1,6 fachen Vollaststrom und die Verzögerungseinrichtung geht bei dem 1,1 fachen Vollaststrom zurück. Die Relais werden zweckmäßig zusammen mit Hauptschalter, Strom- und Spannungszeigern in einem Schutzkasten am Führerstand angebracht.

Stromabnahme[2])

Vom Gebäude aus wird dem Kran der Strom durch zwei bzw. drei Hauptstromabnehmer zugeführt, die entweder als Rollenkontakte (Straßenbahn) oder Schleifkontakte nach Abb. 256 ausgebildet sind.

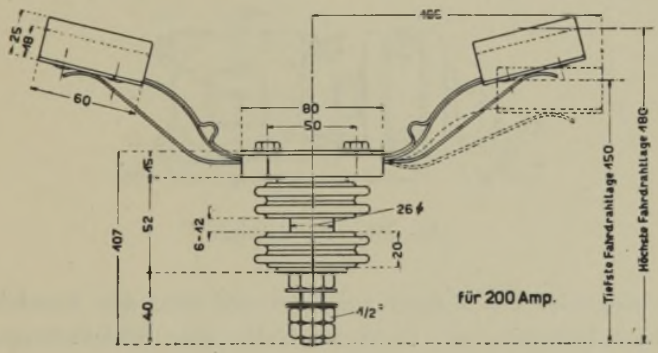


Abb. 256. Stromabnehmer für die Kranfahrt.

[1]) s. Ritz, E.T.Z. 1917, H. 46.

[2]) Ausführung von Bischoff & Hensel, Mannheim.

Der Strom gelangt über Schmelz- oder Relaissicherungen und einen Hauptschalter nach der Schalttafel im Führerkorb, die zweckmäßig mit Strom- und Spannungszeigern ausgerüstet ist. Von der Schalttafel wird der Strom

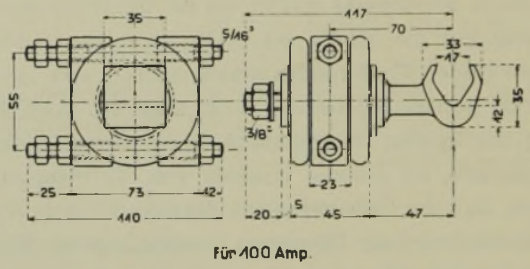


Abb. 257. Stromabnehmer für die Katzfahrt.

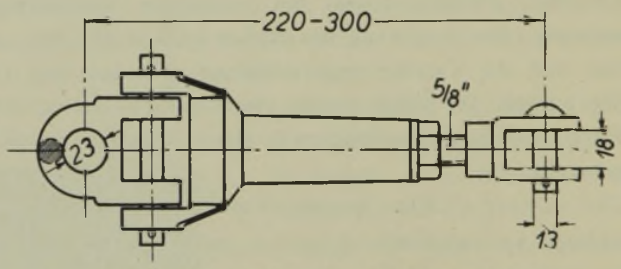


Abb. 258. Isolierender Drahtspanner.

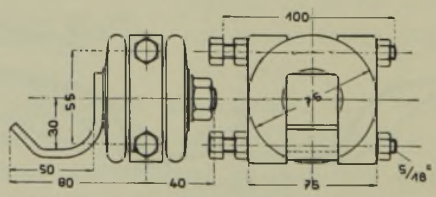


Abb. 259. Drahtstütze.

über die Kontroller den Motoren zugeleitet, und zwar dem Kranfahrmotor durch feste Leitungen, der fahrenden Katze über Schleifleitungen und Schleifkontakte nach Abb. 257.

Die Schleifleitungen sind mittels isolierender Spannschlösser nach Abbild. 258 parallel zum Hauptträger untereinander ausgespannt; bei großen

Spannweiten müssen die Schleifleitungen, um zu großen Durchhang zu vermeiden, in der Mitte durch Drahtstützen nochmals gestützt werden. Die Schleifleitungen dürfen nicht zu straff gespannt werden, damit einerseits der Draht im Stromabnehmer mit genügendem Druck aufliegt, andererseits der Stromabnehmer den Draht aus der Drahtstütze ausheben kann.

Die Drahtstützen (Abb. 259) sind an einem Pfosten des Kranträgers befestigt und durch Porzellankörper isoliert.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

8. Zusammenstellung der in den Rechnungen benutzten Bezeichnungen

a Kurbelradius, Strecke.
b Zahnbreite, Breite, Strecke.
c Koeffizient, Konstante, Strecke.
d Ketteneisenstärke, Seildurchmesser, Wellendurchmesser.
e Basis der natürlichen Logarithmen, Abstand.
f Hebelarm der rollenden Reibung, Durchbiegung eines Trägers, Strecke.
g Erdbeschleunigung, Gewicht der Längeneinheit.
h Hubhöhe, Ganghöhe, Bauhöhe, Trägerhöhe, Abstand.
i Drahtzahl, Zahl der Seilstränge.
k Beanspruchung, Koeffizient, Konstante.
l Trägerlänge, Spannweite, Strecke.
m Masse, Verhältniszahl, Strecke.
n Drehzahl, Biegungswechsel, Rollenzahl, Strecke, Flaschenzugübersetzung bei Greifern (unechter Bruch).
p Beschleunigung.
r Halbmesser.
s Weg, Spurweite, Strecke.
t Ketten-, Zahn-, Nietteilung, Kraft im ablaufenden Seil, Zeit.
v Geschwindigkeit.
x Beliebiger Abstand, Veränderliche.
y Abstand von der Schwerpunktsachse.
z Zähnezahl, Windungszahl.
A Auflagerdruck, Bewegungsenergie.
B Breite, Bremskraft.
C Centrifugalkraft, Konstante.
D Rollen-, Trommel-, Laufraddurchmesser, Anpressungsdruck, Druckkraft.
E Elastizitätsmodul.
F Federzug, Querschnitts-, Kolbenfläche.
G Eigengewicht, Bremsgewicht, Gleitmodul.
H Horizontalkraft.
I Trägheitsmoment.
K Bruchfestigkeit, Kraft.
M Biegungs-, Dreh-, Bremsmoment.
N Leistung in PS, Normaldruck, Nietkraft.
O Obergurtkraft.
P Kraft, Gegengewicht.
Q Last, Tragkraft, Querkraft, größter Raddruck.
R Radius, Reibungskraft, Resultante, Raddruck.
S Kraft, Seilzug, statisches Moment.
T Kraft im auflaufenden Seil, Schubkraft, Triebkraft.
U Untergurtkraft.
V Vertikalkraft.
W Widerstandsmoment, Reibungswiderstand.
α Winkel, umschlungener Bogen.
β Winkel. Verhältniszahl.
γ Winkel.
δ Drahtdicke, Stegstärke.
ε Übersetzung (echter Bruch), Winkelbeschleunigung.
η, H Wirkungsgrad.
ϑ Verhältnismäßiger Verdrehwinkel.
$\varkappa$ Konstante.
λ Feldteilung.
μ Reibungsziffer.
π 3,14
ϱ Reibungswinkel, Trägheitshalbmesser.
σ Normalspannung.
τ Schubspannung.
φ Winkel, Drehwinkel.
ψ Verhältniszahl, Koeffizient.
ω Winkelgeschwindigkeit.

Sachverzeichnis

(Die Zahlen bedeuten die Seiten)

A

Achshalter 52, 62.
Agricola 3.
Ägypter 1.
Akkumulator 85.
Albert 10.
Aluminiumspule 78.
Andernach 4.
Ankerkurzschlußbremse 29, 123.
Anlasser 219.
Anlaufzeit 118.
Anzugsmoment 120.
Arbeitsgeschwindigkeiten 140.
Arbeitsmotor 197.
Artemistempel 1.
Aufzug 5.
Augenlager 58.
Ausfuhr 5.
Ausgleichrolle 62.
Ausknicken 126.
Ausleger 144.
Außenhandel 5.

B

Baalbek 1.
Backenbremse 28, 30.
Backenzahn 16.
Bandbremse 28.
Bandfütterung 34.
Bandkräfte 32, 38.
Baukran 190.
Belastungsreihe 116.
Benoit 13.
Beschickkran 173.
Beschleunigung 118.
Beschleunigungsleistung 118.
Bewegungsenergie 29, 137.
Biegungswechsel 15, 19.
Blasmagnet 203.
Blechklemme 66.
Blechträger 109, 129.
Blocktransportkran 176.
Blockzange 65.
Bootswinde 106.
Bremen 178, 189.
Bremsbandabstützung 35.
Bremszylinder 47.
Bremse 28.
Bremsklotz 35.
Bremskraft 133.
Bremslüfter 32, 38, 220.
Bremsmoment 28.
Bremsscheiben 28.
Bremsweg 138.
Breslau 193.
Bruchlast 17.
Bühne 109.

C

Cremonaplan 132, 145.

D

Dampfdrehkran 161.
Dampfkessel 161.
Dampfmaschine 161.
Danzig 3.
Derrickkran 181.
Differentialbremse 33.
Differentialflaschenzug 88.
Differentialschraube 81.
Domenico Fontana 2.
Doppelhaken 59.

Drahtbruch 12.
Drahtseil 10.
Drahtseilrolle 23.
Drahtspanner 224.
Drahtstütze 224.
Drall 11.
Drehkrane 144.
Drehkran, fahrbar 159.
Drehkran, feststehend 158.
Drehlaufkatze 189.
Drehlaufkran 164.
Drehscheibenkran 147.
Drehstrommotor 196.
Dreikantlitze 11.
Durchbiegung 126.
Durchgangsprofil 141.
Durchhang 225.

E

Einbaumaße 141.
Einfuhr 5.
Einschaltdauer 116.
Einschienenkran 166.
Einseilgreifer 67, 72.
Einziehkran 179.
Elastische Kupplung 50.
Elektroflaschenzug 94, 98.
Endausschalter 96, 222.
Entleerungstrommel 162.
Erwärmung 116.

F

Fachwerk 110.
Fachwerkträger 130.
Fahrbremse 33.
Fahrgeschwindigkeit 122.
Fahrkontroller 29.
Fahrwerk 135.
Fahrwiderstand 122, 139, 156, 169.
Fallbirne 77.
Ferodofiber 34.
Feste Rolle 23.
Flächenpressung 53.
Flanschlager 58.
Flasche 60.
Flaschenzug 19, 62, 87.
Fliehkraft 214.
Förderseil 12.
Formänderung 136.
Freifallstellung 214.
Führerkorb 110.
Fundament 150.
Funkenbläser 219.

G

Gallsche Kette 8.
Ganghöhe 82.
Gefrierpunkt 85.
Gegenausleger 4, 146.
Gegengewicht 146.
Geschwindigkeitswechsel 102.
Gewicht 140, 160.
Gießbett 77.
Gießkran 114, 178.
Gleishebewinde 100.
Gleitende Reibung 122.
Gleitmodul 136.
Glyzerin 85.
Greifer 67.
Gurtniete 126.
Gurtwinkel 129.

H

Halbportalkran 178.
Hafenkran 178.
Haftfestigkeit 19.
Haken 58.
Hakenstellung, äußerste 141.
Haltebremse 28.
Hamburg 182, 188.
Hammerkran 182.
Hammerwippkran 183.
Handbetrieb 20.
Handkurbel 48.
Handsteuerventil 46.
Hanfseele 10.
Hauptstrommotor 196.
Hauptträger 109.
Hebebock 82.

Hellingkran 188.
Hilfsdrehkran 183.
Hilfskatze 114.
Hilfskurbel 105.
Hochofen 75.
Hubbremse 33.
Hubgeschwindigkeit 115.
Hubkontroller 29.
Hubleistung 115.
Hubwerk 109.
Hubzylinder 86.
Hulettgreifer 71.
Hunts Elevator 181.
Hydraulische Winde 83.

J

Jordanbremse 44.

K

Kabelkran 192.
Kabelschlag 11.
Kabeltrommel 219.
Kabelwinde 101.
Kaiser-Wilhelm-Hafen 178.
Kalibrierte Ketten 7.
Kammlager 56.
Katze 109.
Katzengewichte 140.
Katzenstellung 133.
Katzfahrwerk 122.
Kausche 16.
Kegelbremse 28, 31.
Keilnutenbremse 30.
Keilnutenreibung 28.
Kerngewicht 221.
Ketten 7.
Kettennuß 20.
Kettenrad 20.
Kettenschloß 7.
Kettentrommel 24.
Kippkante 148.
Klappkübel 76.
Klemmgesperre 27.
Knotenseil 195.
Kohleförderung 6.
Kokille 66.
Kölner Dom 5.
Kommutator 197.
Kompressor 45.
Königsäule 4, 145, 167, 173.
Königzapfen 147.
Kopfträger 109.
Kräftedreieck 145.
Kraftmoment 100.
Kranfahrbremse 137.
Kranfahrwelle 136.
Kranfahrwerk 109, 135.
Krangewichte 140.
Kranlokomotive 164.
Kranmoment 148, 163.
Kranmotor 198.
Kranschiene 127.
Kranseil 17.
Krantor 3.
Kranträger 124.
Kranverband 141.
Kreuzschlag 10.
Kritische Drehzahl 49.
Kübel 75.
Kugellager 2.
Kugelstützlager 56.
Kupplung 50.
Kurbelbruch 49.
Kurbeldrehzahl 48.
Kurbeldruck 48.
Kurzschluß 223.

L

Lager 57.
Lagerdrücke 151, 168.
Lagerplatz 181.
Lamelle 129.
Längsschlag 11.
Laschenkette 8.
Lastdruckbremse 28, 43, 89, 91.
Lasthebemagnet 77, 219.
Lastmoment 8, 28, 100.
Laufkran 108.

Laufrad 52, 53.
Laufrolle 153.
Lebensdauer 13.
Lehebflaschenzug 92.
Leibungsdruck 129.
Leonardschaltung 197.
Lokomotivdrehkran 164.
Lose Rolle 23.
Luftschalter 222.

M

Magnet 77.
Magnetgreifer 78.
Magnetkatze 115.
Mannheim 5.
Manövrierbremse 28.
Mastenkran 173, 190.
Modul 54.
Momentenverlauf 125.
Motor 116.
Mulde 76.

N

Nabenstirnreibung 153.
Nagelklaue 100.
Nebenschlußmotor 196.
Nebenträger 109.
Normaler Kran 141.
Nutzlast 115.

O

Obelisk 2.
Oberflasche 60.
Ölschalter 222.

P

Panzerkette 9.
Parabel 43, 118, 124.
Parabelträger 129.
Paralleltrager 130.
Pekrungetriebe 57.
Perpetuum 84.
Petersburg 2.
Planetenrad 94.
Ponton 187.
Pratze 66.
Preßwasser 85.
Pyramide 1.

Q

Quadratseil 11.
Querfahrwerk 109.
Querkraft 126, 129.
Querträger 133.

R

Raddruck 53, 127, 141, 153, 155.
Räderwinde 101.
Radstand 111.
Radträger 109, 134.
Raupenkette 164.
Ravenna 1.
Reibring 105.
Reibungskupplung 51.
Reibungsleistung 29.
Reibungswinkel 82.
Regelkurven 208, 214, 218.
Relaissicherung 223.
Resonanz 136.
Roheisenerzeugung 6.
Rohhaut 55.
Rolle 20.
Rollende Reibung 122.
Rollenlager 151.
Römerbauten 1.
Rückgewinnung 87.
Rundeisenketten 7.
Rutschkupplung 50.

S, Sch

Seile 10.
Seilablenkung 25.
Seilbefestigung 16, 25.
Seilführung 14.
Seilgeschwindigkeit 115.
Seiltabelle 17.
Seiltrommel 24.
Seitenstellung 53.

Selbstinduktion 78.
Senkbremsregler 47.
Senkbremsschaltung 29, 213.
Senkgeschwindigkeit 117.
Sicherheitskurbel 49.
Sonderkrane 173.
Sperrad 26.
Sperradbremse 28, 39.
Sperrwerk 26.
Spielzahl 44.
Spill 2, 105.
Spillgetriebe 26.
Spillwindwerk 183.
Spleißen 17.
Spurkranz 52.
Spurkranzreibung 123, 135, 167.
Spurkugellager 2.
Spurlager 151.
Spurweite 111.
Spurzapfen 169.
Stabilitätsrechnung 149.
Stabkraft 131, 144, 146.
Stahlguß 54.
Stahlwerk 173.
Statisches Moment 126.
Statistik 5.
Stehblech 129.
Stehblechstoß 130.
Steigungswinkel 82.
Steinwolf 65.
Steinzange 64.
Stennerdynamo 197.
Stennermotor 197.
Stennerwalze 201.
Stirnradflaschenzug 91.
Stripperkran 176.
Stripperzange 65.
Stromabnehmer 223.
Stromlaufbild 208, 213, 218.
Stufengetriebe 57.
Stützdruck 144.
Stützrollen 147.
Schäkel 58.
Schalenkupplung 50.
Schaufeleimer 76.
Scheibenkupplung 50.
Scherenkran 172, 185.
Schienenbefestigung 126.
Schienenbreite 127.
Schienenzange 148.
Schiffshebewerk 9.
Schlangenzug 93.
Schleifleitung 224.
Schleifring 40.
Schleuderbremse 28, 41.
Schleußentor 99.
Schlingbandbremse 35, 162.
Schneckengetriebe 55.
Schraubenflaschenzug 89.
Schraubenwinde 80.
Schrottverladung 77.
Schützenaufzug 98.
Schwengel 175.
Schwerspat 146.
Schwimmkran 186.
Schwungkörper 48.
Schwungmoment 122.

T

Tankkran 164.
Teilung 54.
Teleskopwinde 81.
Temperaturschutz 78.
Theoderich 1.
Tiefofen 177.
Torsionsschwingung 136.
Trägerhöhe 126, 129.
Trägheitskraft 149.
Trägheitsmoment 36, 118, 154.
Trägheitsmoment, polares 136.
Tragkabel 195.
Transmissionswelle 136.
Treibrolle 23.
Tretrad 4.
Triebkraft 79, 156, 170.
Trier 4.
Trommel 24.

Trommeldurchmesser 101, 115.
Turmdrehkran 184.

U

Überlast 148.
Übersetzung 117.
Umfangskraft 30.
Unterflasche 60, 62, 63.

V

Verdrehwinkel 136.
Versatzkran 189.
Verschlossenes Seil 11.
Vollportalkran 178.

W

Wagenkipper 3.
Wagenwinde 99.
Walzprofil 126.
Wandwinde 104.
Wellendurchmesser 58.
Werft 181.
Widerstand 220.
Winkelbeschleunigung 118, 154.
Winkelgeschwindigkeit 118.
Wippkran 179.
Würzburg 4.

Z

Zähldraht 12.
Zahnbreite 54.
Zahndruck 54.
Zahnkranz 53, 155.
Zahnrad 37, 54.
Zahnstangenwinde 98.
Zange 63, 64, 176.
Zapfenreibung 152.
Zobelsche Kette 9.
Zolltarif 6.
Zweiseilgreifer 67.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Druck von A. Th. Engelhardt, Leipzig.

BG Politechniki Śląskiej w Gliwicach
nr inw.: 102 - 121667
Dyr.1 121667