

Sammlung Göschen

Die Hebezeuge

Einführung in die Berechnung
und Konstruktion

Von

Professor Hermann Wilda



Z BIBLIOTEKI

Inż. **BYSZEWSKIEGO**

DEJANSKI

Nr.

Tom Sygn.

Dzial

Metallographie. Kurze, gemeinfaßliche Darstellung der Lehre von den Metallen und ihren Legierungen unter besonderer Berücksichtigung der Metallmikroskopie von Prof. E. Heyn und Prof. O. Bauer am Kgl. Materialprüfungsamt (Groß-Lichterfelde) der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin. **I:** Allgemeiner Teil. Mit 45 Abbildungen im Text und 5 Lichtbildern auf 3 Tafeln. Nr. 432.

— — **II:** Spezieller Teil. Mit 49 Abbildungen im Text und 37 Lichtbildern auf 19 Tafeln. Nr. 433.

Statik. I: Die Grundlehren der Statik starrer Körper von Professor W. Hauber, Diplom-Ingenieur in Stuttgart. Mit 82 Figuren. Nr. 178.

— — **II:** Angewandte Statik. Mit 61 Figuren. Nr. 179.

Graphische Statik mit besonderer Berücksichtigung der Einflußlinien von Dipl.-Ing. Otto Henkel, Oberlehrer an der Kgl. Tiefbauschule in Rendsburg. 2 Teile. Mit 207 Figuren. Nr. 603 u. 695.

Festigkeitslehre von Prof. W. Hauber, Diplom-Ingenieur in Stuttgart. Mit 56 Figuren. Nr. 288.

Aufgabensammlung zur Festigkeitslehre m. Lösungen von R. Haren, Dipl.-Ing. in Mannheim. Mit 42 Figuren. Nr. 491.

Hydraulik von Prof. W. Hauber, Diplom-Ingenieur in Stuttgart. Mit 44 Figuren. Nr. 397.

Kinematik von Dipl.-Ing. Hans Polster, Assistent an der Kgl. Techn. Hochschule in Dresden. Mit 76 Abbildungen. Nr. 584.

Elastizitätslehre für Ingenieure. I: Grundlagen und Allgemeines über Spannungszustände, Zylinder, Ebene Platten, Torsion, Gekrümmte Träger von Prof. Dr.-Ing. Max Enßlin an der Kgl. Baugewerkschule Stuttgart und Privatdozent an der Techn. Hochschule Stuttgart. Mit 60 Abbildungen. Nr. 519.

Dy 1 *Abteilung 8* *Plan*
Geometrisches Zeichnen von H. Becker, Architekt und Lehrer an der Baugewerkschule in Magdeburg, neubearbeitet von Professor J. Vonderlinn, Direktor der Kgl. Baugewerkschule in Münster. Mit 290 Figuren und 23 Tafeln im Text. Nr. 58.

Schattenkonstruktionen von Professor J. Vonderlinn in Münster. Mit 114 Figuren. Nr. 236.

Parallelperspektive. Rechtwinklige und schiefwinklige Axonometrie von Professor J. Vonderlinn in Münster. Mit 121 Figuren. Nr. 260.

Zentral-Perspektive von Architekt Hans Freyberger, neubearbeitet von Prof. J. Vonderlinn in Münster i. W. Mit 132 Fig. Nr. 57.

Darstellende Geometrie von Dr. Robert Haußner, Professor an der Universität Jena. **I.** Mit 110 Figuren. Nr. 142.

— — **II.** Mit 40 Figuren. Nr. 143.

Praktisches Maschinenzichnen von Ing. Rich. Schiffner in Warmbrunn. **I:** Grundbegriffe, Einfache Maschinenteile bis zu den Kuppelungen. Mit 60 Tafeln. Nr. 589.

— — **II:** Lager, Riem- und Seilscheiben, Zahnräder, Kolben-Pumpe. Mit 51 Tafeln. Nr. 590.

Die Maschinenelemente. Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Friedrich Barth, Oberingenieur in Nürnberg. Mit 86 Fig. Nr. 3.

Metallurgie von Dr. August Geitz in Kristianssand (Norwegen). **I. II.** Mit 21 Figuren. Nr. 313, 314.

Eisenhüttenkunde von A. Krauß, diplomierter Hütteningenieur. **I:** Das Roheisen. Mit 17 Figuren und 4 Tafeln. Nr. 152.

— — **II:** Das Schmiedeeisen. Mit 25 Figuren und 5 Tafeln. Nr. 153.

Lötrohrprobierkunde. Qualitative Analyse mit Hilfe des Lötrohrs von Dr. Martin Henglein in Freiberg. Mit 10 Figuren. Nr. 483.

Technische Wärmelehre (Thermodynamik) von K. Walther und M. Röttinger, Diplom-Ingenieuren. Mit 54 Figuren. Nr. 242.

Mechanische Technologie von Geh. Hofrat Prof. A. Lüdicke in Braunschweig. 2 Bände. Nr. 340, 341.

Die thermodynamischen Grundlagen der Wärmekraft- und Kältemaschinen von M. Röttinger. Diplom-Ingenieur in Mannheim. Mit 73 Figuren. Nr. 2.

Die Kalkulation im Maschinenbau von Ingenieur H. Bethmann, Dozent am Technikum Altenburg. Mit 61 Abbildungen. Nr. 486.

Die Geschwindigkeitsregler der Kraftmaschinen von Dr.-Ing. H. Kröner in Friedberg. Mit 33 Figuren. Nr. 604.

Die Dampfmaschinen. Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Friedrich Barth, Oberingenieur in Nürnberg. 2 Bdchn. **I:** Wärmetheoretische und dampftechnische Grundlagen. Mit 64 Figuren. Nr. 8.

— — **II:** Bau und Betrieb der Dampfmaschinen. Mit 109 Fig. Nr. 572.

Die Dampfkessel. Kurzgefaßtes Lehrbuch mit Beispielen für das Selbststudium und den praktischen Gebrauch von Friedrich Barth, Obering. in Nürnberg. **I:** Kesselsysteme und Feuerungen. Mit 43 Figuren. Nr. 9.

— — **II:** Bau und Betrieb der Dampfkessel. Mit 57 Fig. Nr. 521.

Die Gaskraftmaschinen. Kurzgefaßte Darstellung der wichtigsten Gasmaschinen-Bauarten von Ingenieur Alfred Kirschke. 2 Bändchen. Mit vielen Figuren. Nr. 316 u. 651.

- Die Dampfturbinen**, ihre Wirkungsweise und Konstruktion von Ingenieur Prof. Hermann Wilda in Bremen. 3 Bändchen. Mit zahlreichen Abbildungen. Nr. 274, 715, 716.
- Die Wasserturbinen** von Dipl.-Ing. P. Holl in Berlin. **I:** Allgemeines. Die Freistrahlturbinen. Mit 113 Abbildungen. Nr. 541.
 — — **II:** Die Überdruckturbinen. Die Wasserkraftanlagen. Mit 102 Abbildungen. Nr. 542.
- Die zweckmäßigste Betriebskraft** von Friedrich Barth, Oberingenieur in Nürnberg. **I:** Einleitung. Dampfkraftanlagen. Verschiedene Kraftmaschinen. Mit 27 Abbildungen. Nr. 224.
 — — **II:** Gas-, Wasser- und Windkraft-Anlagen. Mit 31 Abbild. Nr. 225.
 — — **III:** Elektromotoren. Betriebskostentabellen. Graphische Darstellungen. Wahl der Betriebskraft. Mit 27 Abbildungen. Nr. 474.
- Eisenbahnfahrzeuge** von H. Hinnenthal, Kgl. Regierungsbaumeister und Oberingenieur in Hannover. **I:** Die Lokomotiven. Mit 89 Abbildungen im Text und 2 Tafeln. Nr. 107.
 — — **II:** Die Eisenbahnwagen und Bremsen. Mit 56 Abbildungen im Text und 3 Tafeln. Nr. 108.
- Die Hebezeuge**, ihre Konstruktion und Berechnung von Ingenieur Hermann Wilda, Prof. am staatl. Technikum in Bremen. Mit 399 Abbildungen. Nr. 414.
- Pumpen, Druckwasser- und Druckluft-Anlagen.** Ein kurzer Überblick von Dipl.-Ing. Rudolf Vogdt, Regierungsbaumeister a. D. in Aachen. Mit 87 Abbildungen. Nr. 290.
- Die landwirtschaftlichen Maschinen** von Karl Walther, Dipl.-Ingenieur in Essen. 3 Bändchen. Mit vielen Abb. Nr. 407—409.
- Die Werkzeugmaschinen für Holzbearbeitung** von Ing. Prof. Herm. Wilda in Bremen. Mit 125 Abbildungen. Nr. 582.
- Die Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung** von Ing. Prof. Hermann Wilda in Bremen. **I:** Die Mechanismen der Werkzeugmaschinen. Die Drehbänke. Die Fräsmaschinen. Mit 319 Abbildungen. Nr. 561.
 — — **II:** Die Bohr- und Schleifmaschinen. Die Hobel-, Shaping- und Stoßmaschinen. Die Sägen und Scheren. Antrieb und Kraftbedarf. Mit 199 Abbildungen. Nr. 562.
- Gleisereimaschinen** von Dipl.-Ing. Emil Treiber in Heidenheim a. B. Mit 51 Figuren. Nr. 548.
- Die elektrisch betriebenen Fördermaschinen** von Diplom-Bergingenieur A. Balthaser. Mit vielen Fig. Nr. 678.
- Die Preßluftwerkzeuge** von Diplom-Ingenieur P. Iltis, Oberlehrer an der Kaiserl. Technischen Schule in Straßburg. Mit 82 Figuren. Nr. 493.
- Die Baumaschinen** von Ingenieur Johannes Körting in Düsseldorf. Mit 130 Abbildungen. Nr. 702.
- Technisches Wörterbuch**, enthaltend die wichtigsten Ausdrücke des Maschinenbaues, Schiffbaues und der Elektrotechnik von Erich Krebs in Berlin. **I:** Deutsch-Englisch. Nr. 395.
 — — **II:** Englisch-Deutsch. Nr. 396.
 — — **III:** Deutsch-Französisch. Nr. 453.
 — — **IV:** Französisch-Deutsch. Nr. 454.

Weitere Bände erscheinen in rascher Folge.

Sammlung Göschen

Die Hebezeuge

Einführung

in die Berechnung und Konstruktion

Von

Professor Hermann Wilda

Ingenieur

Inhaber der Medaille des Vereins zur Beförderung des Gewerbleißes
in Preußen

Zweite Auflage

Mit 399 Abbildungen

*W. Krieger
Ryszarda Lukowskiego*



H. J. Göschen
H. J. Göschen

Berlin und Leipzig
G. J. Göschen'sche Verlagshandlung G. m. b. H.
1916



130420

Alle Rechte, namentlich das Übersetzungsrecht,
von der Verlagshandlung vorbehalten.

Handwritten signature or scribble, possibly reading 'E. Spamer'.



Druck
der Spamerschen
Buchdruckerei in Leipzig

D1318120

Inhaltsverzeichnis.

Erster Abschnitt.

Die Elemente der Hebezeuge.

	Seite
Einleitung	7
A. Die Zugorgane	7
I. Hanfseile	7
II. Drahtseile	9
III. Ketten	18
1. Gliederketten	16
2. Gelenkketten	18
3. Treibgelenkketten	18
IV. Die Seil- und Kettenrollen	20
1. Hanfseilrollen	20
2. Drahtseilrollen	20
3. Kettenrollen	20
4. Tragrollen	22
5. Führungen für Seile und Ketten	22
6. Achsen und Bolzen der Rollen	22
V. Seil- und Kettentrommeln	24
1. Hanfseiltrommeln	24
2. Drahtseiltrommeln	25
3. Spilltrommeln	25
4. Kettentrommeln	26
5. Verbindung von Trommeln und Zahnrädern	26
B. Greiforgane	28
I. Die Haken	28
1. Einfache Haken	28
2. Doppelhaken	32
3. Lastbügel	33
4. Aufhängung der Haken	33
5. Schäkel	34
6. Kugellager für Haken	34
7. Hakengewichte und Federung	36
II. Greifer	36
C. Übertragende Bauteile	37
I. Handkurbeln	37
II. Haspelräder	38
D. Sperrwerke	38
I. Zahngesperre	40
II. Klemmgesperre	41
E. Bremsen	42
I. Zweck der Bremsen	42
II. Backenbremsen	42

III.	Kegelbremsen	44
IV.	Bandbremsen	44
V.	Verbindung von Backen- und Bandbremsen	48
VI.	Die Einzelteile der Bandbremsen	48
VII.	Sperrad- und Lösungsbremsen	49
VIII.	Lastdruckbremsen	50
	1. Lamellenbremsen	50
	2. Drucklagerbremsen	52
IX.	Selbsttätige Bremsen	53
	1. Schleuderbremsen	53
	2. Sicherheitskurbeln	54
X.	Elektromagnetische Bremsen	55
F.	Wendegeräte	56
G.	Zahnräder	57
H.	Schneckengetriebe	59
I.	Lager	60
K.	Nieten, Schrauben	62
L.	Laufräder	64

Zweiter Abschnitt.

Lasthebemaschinen.

A.	Rollen und Rollenverbindungen	65
	I. Feste Rolle	65
	II. Lose Rolle	66
III.	Rollen- und Flaschenzüge	66
	1. Rollenzüge	66
	a) Faktorenflaschenzug	67
	b) Treibrollenzug	68
	c) Potenzflaschenzug	68
	d) Differentialflaschenzug	68
	2. Schraubenflaschenzug	70
B.	Winden	72
	I. Mittelbar wirkende Winden	72
	1. Trommelwinden	72
	2. Berechnung von Räderwinden	75
	3. Wand- oder Konsolwinden	80
	4. Fahrbare Winden (Laufwinden, Laufkatzen)	81
	a) Berechnung des Hubwindwerks	82
	b) Laufwinden mit Handbetrieb	84
	α) Stirnradlaufwinden	84
	β) Schneckenradlaufwinden	86
	c) Laufwinden mit motorischem Antrieb	86
	α) Erforderliche Leistung	86
	β) Dampfwinden	87
	γ) Elektrische Laufwinden	92

II. Unmittelbar wirkende Winden	96
1. Schraubenwinden	96
2. Zahnstangenwinden	97
3. Druckwasser-Hebeböcke	98
C. Krane	100
I. Krane mit Ausleger	101
1. Krane mit beweglicher Säule	101
a) Wanddrehkrane	101
a) Wanddrehkrane mit unveränderlicher Ausladung	101
β) Wanddrehkrane mit Laufkatze (Gießereikrane)	105
b) Freistehende Drehkrane	110
α) Säulenschachtkrane	110
β) Fairbairnkrane	114
2. Drehkrane mit fester Säule	118
a) Nicht freistehende Krane	118
b) Freistehende Krane	118
3. Fahrbare Drehkrane	128
a) Zweispurige Krane	129
b) Einspurige Krane (Velozipedkrane).	132
4. Antrieb der Drehkrane	134
5. Derrickkrane	138
6. Scheren- oder Mastenkrane	139
7. Turmdrehkrane	139
8. Schwerlastkrane	140
II. Krane mit Bühne	144
1. Laufkrane	146
a) Fahrbahnträger	146
b) Kopfträger	150
c) Antrieb der Laufkrane.	152
a) Handantrieb	152
β) Wellenantrieb	154
γ) Elektrischer Antrieb	154
2. Bockkrane	156
3. Hochbahnkrane	160
4. Portalkrane	161
5. Schwimmkrane	164
Sachregister	166

Literatur.

- C. Bessel, Hebemaschinen.
H. Bethmann, Die Hebezeuge.
A. Böttcher, Krane.
P. Diederich, Hebemaschinen.
E. Ehrhardt, Hebemaschinen und Transporteinrichtungen für Fabrikbetriebe.
Ad. Ernst, Die Hebezeuge.
W. Heepke, Hebe- und Transportmaschinen.
S. Löffler, Mechanische Triebwerke und Bremsen.
C. Michenfelder, Grundzüge moderner Aufzugsanlagen.
— Kran- und Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstattsbetrieb.
— Neue Transport- und Hebevorrichtungen.
Pickersgill, Lasthebemaschinen.
A. Pohlhausen, Berechnung, Konstruktion und Ausführung der wichtigsten Flaschenzüge, Winden, Krane und Aufzüge.
R. Vater, Hebezeuge.
H. Wettich, Hebezeuge.
P. Zizmann, Antrieb der Krane.
— Berechnung und Konstruktion der Gestelle der Krane.
Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure.
Dinglers Polytechnisches Journal.
Uhland, Praktischer Maschinen-Konstrukteur.

Erster Abschnitt.

Die Elemente der Hebezeuge.

Einleitung.

Hebezeuge im eigentlichen Sinne, wie sie in diesem Bändchen behandelt werden, sollen eine Ortsveränderung von Körpern größeren Gewichts bewirken, während Transportvorrichtungen für Massengut (Kohlen, Erze, Getreide usw.), Elevatoren, Aufzüge und Fördermaschinen für Bergwerke nicht in den Rahmen der Darstellung gehören.

Die Hauptteile aller Hebezeugesind die Zugorgane, durch deren Verkürzung die Last gehoben wird, die Greiforgane, die die Last erfassen, Vorrichtungen, um die Last in jeder Lage festzuhalten oder mit möglichst gleichförmiger Geschwindigkeit zu senken, weitere Teile sind das Lasthebewerk (Windwerk) und, wenn das Hebezeug nicht ortsfest ist, das Fahrwerk.

A. Die **Zugorgane** bilden die Verbindung zwischen dem die Last tragenden Teil (Haken, Greifer usw.) und dem Windwerk.

I. **Hanfseile** nur selten noch für untergeordnete Hebezeuge, wie Flaschenzüge mit Handbetrieb und Winden für kleinere Lasten, bestehen aus drei oder vier Litzen, Abb. 1, 2, mit schraubenförmigen Windungen, deren Ganghöhe etwa dem fünffachen Litzendurchmesser gleich ist.

Material ist russischer Reinhanf, Manilahanf mit einer zulässigen Zugbeanspruchung von $k_z = 80—100$ kg/qcm, oder badischer Schleißhanf von etwa 10% höherer Festigkeit. Der Querschnitt ist rund oder flach, in letzterem Fall aus vier bis sechs zusammengenähten runden Seilen, meist für Förderzwecke in Bergwerken. Die maschinell oder von Hand versponnenen Garne werden für Flaschenzüge und Winden lose, für Bergwerkszwecke fest geschlagen und mit Teer oder Karbolineum getränkt.

Der Gesamtquerschnitt aller Litzen beträgt etwa 0,66 des Seilquerschnitts $0,785 d^2$.

Die Betriebsbelastung ist etwa gleich $\frac{1}{8}$ der Bruchbelastung zu setzen. Die üblichen Durchmesser d liegen zwischen 13 und 39 mm.

$$\text{Allgemein gilt: } Q = 0,66 d^2 \frac{\pi}{4} k_z.$$

Für neue, runde, geteerte, lose geschlagene Seile beträgt für eine Last von Q kg:

$$d = \sim 0,13 \sqrt{Q} \text{ cm,}$$

für Scheibendurchmesser von: $D \geq 7d$;

für neue, runde, ungeteerte, fest geschlagene Seile:

$$d = \sim 0,11 \sqrt{Q} \text{ cm,}$$

für Scheibendurchmesser von: $D \geq 10d$;

für Bergwerkszwecke: $d = 0,143$ bis $0,11 \sqrt{Q}$ cm,

mit Scheibendurchmessern von: $D \geq 50d$ bis $80d$;

für Aufzüge: $d = 0,10 \sqrt{Q}$ cm.

Durch Teeren nehmen Festigkeit und Biagsamkeit ab. Vor dem Bruch recken sich Hanfseile um 15—20%.

Hanfseile ohne Ende (Schling-, Anschlagseile) dienen häufig zur Befestigung der Last am Lasthaken.

Hanfgurte von flachem Querschnitt 4 bis 6 mm dick mit zulässigen Beanspruchungen $k_z = 60—80$ kg/qcm.

Für Aufzüge werden auch wohl Riemen aus gutem Kernleder mit einer zulässigen Beanspruchung von $k_z = 30—40 \text{ kg/qcm}$ verwendet.

II. Drahtseile, Abb. 3—7. Je nach der Verwendung werden sie unterschieden in Förder-, Kabel-, Aufzugs- und Kranseile für Hand- und maschinellen Betrieb. Gegenüber Ketten besitzen sie den Vorteil ruhigeren Ganges, geringeren Querschnitts und Preises bei gleicher Bruchfestigkeit, größerer Lebensdauer und Betriebssicherheit, dagegen den Nachteil geringerer Biegsamkeit.

Das Material ist bester Patent-Tiegelgußstahldraht, seltener Eisen- oder Bessemerstahldraht. Zum Schutze werden die Drähte blank verzinkt, wodurch die Bruchfestigkeit jedoch um etwa 10⁰/₀ vermindert, der Preis um 20—40⁰/₀ gesteigert wird. Außer verzinkten kommen verbleite Seile zur Verwendung. Als Rostschutz dient Tränken mit Leinöl, Abbürsten mit Petroleum.

Die Herstellung erfolgt durch das Schlagen zu Litzen von $i = 7—30$ Drähten von $\delta = 0,5—1,6 \text{ mm}$ Durchmesser und das Winden von sechs bis acht Litzen zum Seil, und zwar meist in derselben Drehrichtung wie die Einzeldrähte (Längs- oder Albertschlag), durch entgegengesetzte Drehung äußerer und innerer Litzen lassen sich fast völlig drallfreie Seile herstellen.

Um beim Be- und Entlasten Drehung des Seils zu vermeiden, ist auf gute Führung der Last zu sehen. Jede Litze erhält eine Seele aus Hanf oder 3 Formdrähten, die vor der Verwendung mit schwedischem Holzteer getränkt wird, ebenso werden die Litzen um eine Hanfseele gewunden, wodurch sich die Biegsamkeit erhöht. Für Hüttenbetriebe kommen oft Seile ohne Hanfseele zur Verwendung. Bei über Rollen oder Scheiben geführten Seilen darf man nur drei Drähte als tragend annehmen.

Der Seilquerschnitt ist rund oder flach, letzterer durch runde, nebeneinander vernähte Seile von 12 bis 22 mm Durchmesser hergestellt, meist bei großer Abnutzungsmöglichkeit (Dampfplügen, Bergbahnen usw.) verwendet.

Verschlossene Seile aus Formdraht, Abb. 7, mit glatter Oberfläche dienen meist als Tragseile, Hängebahnen und Führungsteile für Förderschächte.

Doppelt flache Seile haben Seelen aus Ovaldraht, sie sind biegsamer als runde, drallfrei, aber weniger dauerhaft.

Die Biegsamkeit der Drahtseile hängt von der Drahtstärke δ ab, je kleiner δ , desto größer ist die Biegsamkeit. Die Abnutzung wächst mit der Verkleinerung des Scheibendurchmessers D , Seile aus schwachen Drähten unterliegen schnellerer Zerstörung, als solche aus stärkeren. Im allgemeinen sind D und δ so groß zu wählen, als es die Umstände irgend erlauben.

Für die Berechnung des Seildurchmessers wählt man für Aufzüge mit Menschenförderung eine 10 fache, für Krane oder Lastaufzüge mit Handantrieb 5 bis 6 fache, mit motorischem Antrieb 6—8 fache Sicherheit. Man kann annehmen für Seile aus:

Eisendraht u. Bessemerstahldraht:	k_z	bis 1500 kg/qcm
Tiegelstahldr. b. Menschenförd.:	„	1200—1800 „
„ ohne „	„	2000—3000 „
Pflugstahldraht	„	bis 3450 „

Bei einer Nutzlast Q kg, einem Gewicht des Seils q kg/m, einer Seillänge l m ist die größte Zugbelastung:

$$S = Q + ql \text{ kg} = 0,75 \text{ bis } 0,85 i \delta^2 l \text{ kg.}$$

Da der Gesamtquerschnitt der Drähte etwa 42% des Seilquerschnitts beträgt, gilt die Beziehung:

$$i \delta^2 = 0,42 d^2.$$

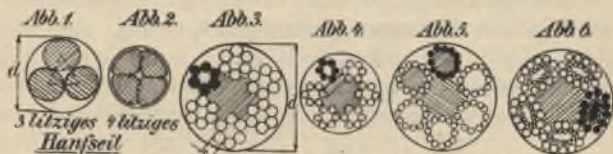


Abb. 7.

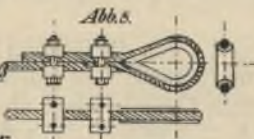
Patent-Verschluss
DrahtseilAbb. 3-7 Runde Drahtseile
Abb. 8-10 Seilgehänge

Abb. 9.

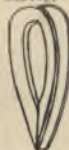


Abb. 10.

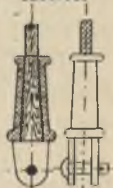
Abb. 11-20 Öliederketten

Abb. 11



Abb. 12

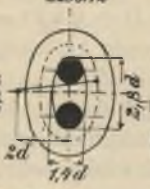


Abb. 13.

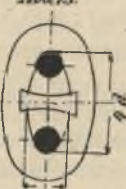


Abb. 14.

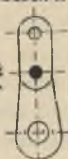


Abb. 15, Abb. 16

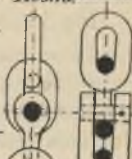
Abb. 21-26 Gelenkketten

Abb. 21.



Abb. 22.



Abb. 25, 26.

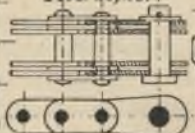


Abb. 23.

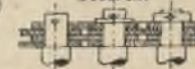
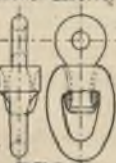


Abb. 17. Abb. 18.



Wirbel

Abb. 19. Abb. 20



Abb. 24.



Die zulässige Zugbeanspruchung k_z ist die Summe der Zug- und Biegungsanstressungen s_z und s_b :

$$k_z = s_z + s_b,$$

die Zuganstressung s_z ist aus:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\delta^2 i s_z}{1,25} = \sim 0,63 \delta^2 i s_z$$

zu ermitteln.

Die Biegungsanstressung s_b ergibt sich aus folgender Überlegung:

Die Verlängerung λ durch die Biegung bei einem unspannten Bogen ω der Scheibe vom Durchmesser D ist, wenn l die ursprüngliche Länge bedeutet, für einen Draht:

$$\lambda = \omega (0,5 D + \delta) - \omega (0,5 D + 0,5 \delta) = 0,5 \omega \delta,$$

demnach die Dehnung:

$$\varepsilon = \lambda : l = (0,5 \delta \omega) : \omega (0,5 D + 0,5 \delta) = \sim \delta : D.$$

Die durch die Biegung erzeugte Anstressung:

$$s_b = \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D},$$

worin $\alpha = 1 : 2150000$ für Stahldraht, wird nie in der Praxis erreicht und statt dessen wird gesetzt:

$s_b = 0,5$ bis $1 \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D}$, je nachdem die Seile stets nur nach derselben oder entgegengesetzten Seiten gebogen werden, so daß folgt:

$$k_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2 i} + 0,5 \text{ bis } 1 \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D}$$

oder

$$s_z = k_z - 0,5 \text{ bis } 1 \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D}.$$

Für die Ermittlung eines Drahtseils bestimmt man die

Bruchfestigkeit K_z kg/qcm aus dem Produkt der größten Zugkraft Q und dem angenommenen Sicherheitsgrad s . Hat man d , i und δ aus einer Fabrikationstabelle ermittelt und den Scheibendurchmesser D angenommen (vgl. S. 20), so kontrolliert man die Biegungsanstrengung s_b , ferner s_z und $k_z = s_z + s_b$.

Überschläglich kann man annehmen für:

Q bis 5000	5000—15000	15000—30000	30000—60000 kg
$d = 10—15$	15—20	20—25	25—30 mm.

Die Verbindung der Seilenden untereinander oder mit anderen Konstruktionsteilen erfolgt meist durch Seilkauschen, Abb. 8, 9, oder Seilbüchsen, Abb. 10.

III. **Ketten.** Sie zerfallen in Gliederketten aus zähem, weichem Rundeisen und Gelenkketten.

1. Die *Gliederketten*, für Lasten bis etwa 5000 kg, sind entweder solche ohne oder mit Steg (offene und Stegketten).

a) Die offenen Ketten sind nach der Gestalt der Glieder lang- oder kurzgliedrige Ketten (deutsche und englische Ketten). Unter Baulänge oder Teilung versteht man den Mittelabstand von zwei aufeinanderfolgenden Gliedern.

Kalibrierte Ketten, in Gesenken hergestellt und poliert, sind solche, die über gezahnte Räder laufen. Jedes Glied wird auf seine Form durch Schablonen nachgeprüft und die Teilung durch Strecken und Stauchen auf das richtige Maß gebracht. Sie sind teuer und werden für schnellaufende Hebezeuge, Dampfkrane und maschinell betriebene Aufzüge verwendet.

Das verwendete Material ist gutschweißbares, weiches Rundeisen von sehnigem Gefüge. Die Schweißung erfolgt durch Überlappung, bei dünnen Ketten am Kopf, bei stärkeren an einer oder beiden Seiten. Die Festigkeit der Schweißstelle beträgt etwa 90% des vollen Ketteneisens. Nach

besonderen Verfahren werden auch Ketten ohne Schweißung der Glieder hergestellt.

Nach der Güte unterscheidet man gewöhnliche Handelsketten, ungeprüfte Ketten, Best-Kranketten, Best-Best-Kranketten, adjustierte oder kalibrierte Ketten.

Die Anwendung der Ketten erstreckt sich für:

α) Langgliedrige Ketten, Abb. 11, auf die Befestigung von Tonnen, Bojen, Feuerschiffen und als Ankerketten. In diesem Falle müssen in der Kette mehrere Wirbel angeordnet sein, Abb. 17, 18.

β) Kurzgliedrige Ketten, im Hebezeugbau allein verwendet, Abb. 12, auf Flaschenzüge, Winden. Sie werden weniger auf Biegung beansprucht als langgliedrige Ketten, besitzen größere Beweglichkeit, sind aber teurer und schwerer.

γ) Stegketten, Abb. 13, besitzen einen eingeschweißten Steg, ihre Verwendung kommt hauptsächlich für Ankerketten in Frage.

b) Für die Berechnung der Ketten mögen folgende Angaben dienen: (siehe folgende Tabelle)

Die Berechnung der Ketteneisenstärke erfolgt nach der Gleichung:

$$2 d^2 \frac{\pi}{4} k_2 = Q .$$

Bei der Herstellung sind Abweichungen von 2⁰/₀ in den Breiten- und Längenabmessungen gestattet, in den Stärkenverhältnissen 5⁰/₀ für d bis 16 mm und 1 mm für d über 18 mm.

Gebrochene Glieder werden am besten durch Einschweißung neuer wiederhergestellt und vorläufig durch Kettenschlösser, Abb. 15, 16, wieder betriebsfähig gemacht.

Probebelastung erfolgt meist mit dem 1¹/₂ fachen der Nutzlast.

Festigkeitszahlen, Tragkraft, Gewicht von Ketten.

	Bruchfestigkeit K_2 kg/qcm	Probebelastung	Zulässige Beanspruchung k_2 kg/qcm			Tragkraft Q kg			Gewicht für 1 m Länge q kg
			a) wenig an-gestrengt	b) häufiger benutzt	c) maschi-neller Antrieb	a)	b)	c)	
			Langgliedrige Ketten	2400*)—3000	1350	600—700	500—600	300—350	—
Kurzgliedrige Ketten (neu)	2400*)—3000	1450	600—700	500—600	300—350	$1000 d^2$	$800 d^2$	$500 d^2$	$2,3 d^2$
Stegketten	2700*)—3000	1800*)	650—800	550—675	350—400	—	—	—	$2 d^2$
Kalibrierte Ketten . .	2000 —3000	—	400—500	350—425	225—250	$625 d^2$	$500 d^2$	$320 d^2$	—
Schäkelbolzen aus Tiegelstahl	4500 —5000	—	—	—	—	$625 d^2$	$500 d^2$	$300 d^2$	—

Für Hebezeuge kommen Gliederketten mit $d > 26$ mm sehr selten zur Anwendung.

*) Vorschrift des Reichs-Marineamts.

Ketten.

Abnutzung der Glieder durch Abrosten darf höchstens $0,15 d$ betragen.

c) Haspelketten erhalten $d = 6-8$ mm. Als Schlingketten benutzte Gliederketten werden oft mit einem Klauenhaken oder einem erweiterten, ringförmigen Glied eingehängt, Abb. 19, 20.

2. *Gelenkketten* (Gallsche oder Laschen-Ketten) zerfallen in Last- und Treibketten.

Lastketten werden verwendet für leichte und schwere Hebezeuge mit Lasten bis 200 000 kg und für schnellaufende Hebezeuge.

a) Material für die Laschen ist zähes, weiches Schweiß-eisen oder Siemens-Martin-Stahlblech mit

$$K_z = 3700-4200 \text{ kg/qcm},$$

für die Bolzen komprimierter Stahl mit angedrehten Zapfen. Zulässige Beanspruchung

$$k_z = 400-800 \text{ kg/qcm}.$$

Die Form der Laschen ist für Lasten bis 8000 kg meist geschweift, Abb. 40, für größere gerade, Abb. 41, die letzteren sind billiger. Bei einer Laschenbreite b , einer Laschenstärke s , einer Laschenzahl i für jeden Zapfen kann für die Last Q kg die Beziehung benutzt werden:

$$Q = \frac{bsik}{1 + \frac{k}{k_z}},$$

wenn die Bolzenpressung k kg/qcm innerhalb zulässiger Grenze bleiben soll.

b) Die Glieder werden mit den Bolzen durch Verschraubung, Vernietung oder Versplintung verbunden, Abb. 23, 24, die Anzahl der Glieder muß eine gerade sein.

Die Endglieder erhalten häufig eine um 10 mm größere Baulänge als die übrigen, ebenso wird der Schlußbolzen etwas

Abb. 27.



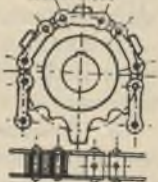
Revald'sche Zahnbreitkette

Abb. 29.



Amerikanische Treibkette

Abb. 28.



Blockkette

Abb. 30.



Hanfseilrolle

Abb. 31.



Abb. 31-33



Abb. 32.



Abb. 33.



Abb. 34.



Abb. 35.



Abb. 36-39 Kettenrollen

Abb. 36.



Abb. 37.



Abb. 38.



Abb. 39.



Abb. 67.



Abb. 67-79 Kettennüsse

Abb. 68.



Abb. 70.



Abb. 71.



Abb. 72.



Abb. 79.

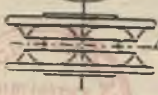


Abb. 69.

Abb. 73.



Abb. 75.

Leitrolle



stärker (etwa 1,2 mal) ausgeführt, Abb. 25, 26. Statt offener Schmierlöcher erhalten die Bolzen auch wohl eine Füllung mit konsistentem Fett.

c) Nachteile der Gelenkketten sind ihr großes Gewicht, teurer Preis, geringe Beweglichkeit in der Seitenrichtung und starke Abnutzung an den Bolzen.

3. *Treibgelenkketten* vermitteln die Kraftübertragung vom Elektromotor zum Windwerk, wie bei Rammen, Baggern, Elevatoren usw.

Sie zerfallen in Gallsche Ketten, Zahnketten und Blockketten.

Zahnketten lassen größere Geschwindigkeiten zu.

a) Gallsche Ketten dürfen nur mit $\frac{1}{8}$ der Nutzlast angestrengt werden, wobei 1 bis 1,25 m Geschwindigkeit nicht überschritten werden soll.

Für Elevatoren und Transporteure kommen außerdem verschiedene Formen von Zahnketten in Anwendung, Stotzketten, Bogenketten usw.

b) Die Renoldsche geräuschlose Zahntreibkette, Abb. 27, klemmt sich beim Umlaufen in die Radzähne fest und besteht aus gleichen Laschen *I* und *II* mit in ihnen befestigten Büchsen *a* und *b*, die sich in den größeren Ausschnitten der Laschenlöcher bewegen, während sie in den kleineren befestigt sind. Bei dem Arbeiten der Kette findet stetige Berührung der Kettenglieder und der Radzähne statt. Die Kettengeschwindigkeit soll 6—7 m/sek nicht übersteigen.

c) Blockketten, Abb. 28. Die inneren Blöcke nehmen in zwei Bohrungen die Bolzen für die Verbindung der die Radzähne umfassenden äußeren Laschen auf. Sie ermöglichen die Anwendung hoher Geschwindigkeiten, jedoch nicht großer Kräfte.

d) Rollentreibketten. Die Anordnung von Zobel,



Abb. 40-49

Rollen für Gelenkketten



Abb. 50-53 Hanfseil-trommeln



Trommeln an Achse

Abb. 54-59 Drahtseil-trommeln

Drahtseilbefestigung

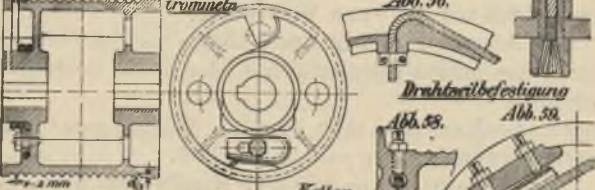
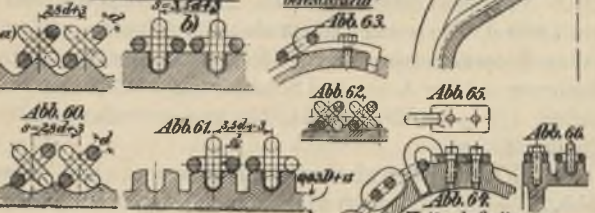


Abb. 60-66 Ketten-trommeln

Kettenbefestigung



Kettenbefestigung

Abb. 21, 22, zeigt auf dem hohlen Bolzen befestigte Außenlaschen, auf einer Hülse um den Bolzen sind die Innenlaschen befestigt.

e) Amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guß für Aufzüge oder Transporteure usw., Abb. 29, laufen mit der geschlossenen Hakenseite auf den Rollen, lassen nur kleine Geschwindigkeiten zu, sind leicht zerlegbar und bedürfen guter Schmierung mit Graphit oder Fett.

IV. Seil- und Kettenrollen.

1. *Hanfseilrollen*, Abb. 30, Material Gußeisen, auch Pockholz, mit glatt ausgedrehten Rillen.

Durchmesser für Handbetrieb: $D = 7 d$ bis $10 d$, für maschinellen Betrieb: $30 d$ bis $50 d$. Sie werden auf die Achsen hydraulisch aufgepreßt oder aufgekeilt, Randhöhe etwa d .

Laufen sie auf festen Achsen, so erhalten sie Büchsen aus Rotguß von 6—8 mm Wandstärke.

Die Schmierung erfolgt durch Längs- und Querböhrung der Achse mittels Staufferbüchse oder durch Böhrungen der Nabe.

2. *Drahtseilrollen*, Abb. 31—35. Material meist Gußeisen, Wirkungsgrad $\eta = 0,95$ bis $0,96$.

Durchmesser: $D = 400 \delta$ für Handbetrieb, 500δ bis 1000δ für maschinellen Betrieb. Man findet D von 300δ bis 1200δ . Sie werden meist als volle Scheiben mit seitlichen Rippen gegossen, große Rollen erhalten Arme, Befestigung auf der Achse und Schmierung, wie bei Hanfseilrollen, $\sphericalangle \beta = \infty 75^\circ$, Abb. 34, 35. Auslegerrollen erhalten weitere Rillen.

3. *Kettenrollen*: a) für Gliederketten, ohne Zähne, Abb. 36—39, Profil nach Abb. 36, demjenigen von Abb. 38 vorzuziehen, für unruhigen Gang zweckmäßig Profile nach Abb. 37, 39.

Material: Gußeisen, die Profile meist unbearbeitet.

Durchmesser: $D = 20 d$ für Handbetrieb, $30 d$ für maschinellen Betrieb, Wirkungsgrad $\eta = \approx 0,93$.

b) Zur Vermeidung zu großer Trommellänge, Verminderung des Lastarms und um gerades Auflaufen der Kette zu ermöglichen, verwendet man verzahnte Kettenrollen (Kettennüsse), deren Durchmesser nur etwa die Hälfte der entsprechenden Kettentrommeln wird. Ihre Zähnezahl z beträgt mindestens vier, ihr Material ist Gußeisen, Hartguß, Stahlguß, Abb. 68—74, S. 17.

Zur Ermittlung des Teilkreisdurchmessers D hat man für große Zähnezapfen und schwache Ketten nach Abb. 67 und 71 die Gleichung:

$$D = \frac{ab}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} = \frac{t}{\sin\left(\frac{90}{z}\right)}$$

für $z < 6$ würde sein:

$$\sqrt{1 + \left(\frac{d}{t}\right)^2 \operatorname{tg}^2\left(\frac{90}{z}\right)}$$

wenn z die Anzahl der Zähne der Nuß bezeichnet. Man erhält für:

$z = 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$ Zähne,
 $D:d = 7,4, 8,7, 10,82, 12,1, 13,68, 15,32, 16,96, 18,64, 20,20$

Fällt die Nabenstärke von Kettennüssen zu gering aus, so erfolgt die Befestigung oft durch an der Nuß angegossene Knaggen. Abb. 74.

Daumenräder von größerem Durchmesser für Ketten von $d = 5—10$ mm dienen dazu, um hochliegende Windwerke von unten anzutreiben, und heißen dann Haspelräder (vgl. S. 38), Leitrollen erhalten 15—30 Zähne.

Als Beziehung zwischen Zähnezahl z und D bei verschiedener Last Q ergibt sich:

für Q bis 3000 kg	$z = 8$	$D = 2,62 t$,
$Q = 3000—20\,000$ kg	$z = 9$	$D = 2,93 t$,
Q über 20 000 kg	$z = 10$	$D = 3,24 t$.

c) Rollen für Gelenkketten, Kettenräder, Material meist Hartguß, Stahlguß, oder Phosphorbronze. Sie werden entweder als zylindrische Scheiben mit glattem vorspringenden Rand in der Mitte ausgeführt, Abb. 47, der von den Laschen seitlich umfaßt wird, oder sie erhalten gefräste Zähne, deren Breite 2—3 mm kleiner ist als der lichte Laschenabstand, Abb. 42—46. Durchmesser, Abb. 43.

$$D = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} = \frac{t}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

Leitrollen werden mit glatten Kränzen für die Bolzenauflage ausgeführt.

Rollen für Treibketten werden mit Durchmessern bis 1600 mm und z bis 150 ausgeführt.

4. *Tragrollen* für die Unterstützung durchhängender Seile oder Ketten werden oft durch auf Bolzen gesteckte Abschnitte von Gasrohren gebildet oder nach Abb. 75, S. 17, hergestellt.

5. *Führungen* für Seile und Ketten in der Form von Bügeln, Leitrollen und geteilten Gehäusen mit Abstreifern zeigen die Abb. 92—100, S. 23, 27, wobei Abb. 92 und 99 solche für schräg auf- oder ablaufende Ketten zeigen, um $\frac{1}{2}$ oder $\frac{2}{3}$ des Umfanges der Nuß von der Kette umspannt zu halten.

Das von einem Daumenrad ablaufende Ende von Gelenkketten wird häufig nach Abb. 98 aufgefangen, bei der in Abständen von 1,5 bis 2 m die verlängerten Kettenbolzen der Kette sich auf etwas geneigten □-Eisen auflagern.

6. Die *Achsen* und *Bolzen* der Rollen bestehen aus

Abb. 82

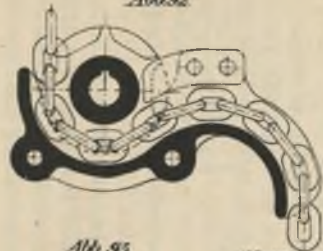


Abb. 83

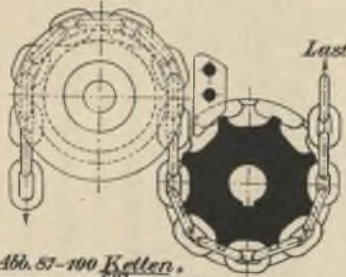


Abb. 84

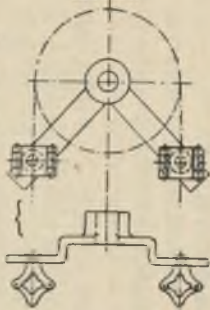


Abb. 85

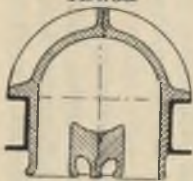


Abb. 87

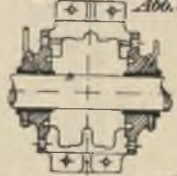


Abb. 87-100 Kettenführungen

Abb. 88



Abb. 89

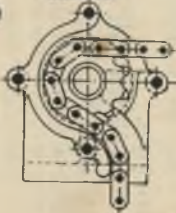


Abb. 100

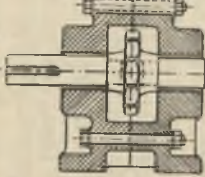
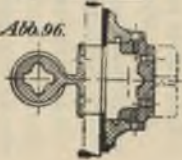


Abb. 96



Flußeisen oder Flußstahl. Ist die Rolle auf die Achse auf-gekeilt, so ergibt sich nach Abb. 76, S. 27:

$$0,25 Ql = 0,1 d_2^3 k_b \quad \text{und} \quad 0,5 R_1 l_1 = 0,1 d_1^3 k_b .$$

Für eine ausgesparte Nabe, Abb. 77, hat man in diesem Falle:

$$R_1 l = 0,1 d_2^3 k_b \text{ (Achse) und } 0,5 R_1 l_1 = 0,1 d_1^3 k_b \text{ (Zapfen).}$$

Dreht sich die Rolle um den befestigten Bolzen, so ist: $R(0,5 l - 0,25 b) = 0,1 d^3 k_b = \infty 0,125 Ql$, Abb. 78.

Aus den vorstehenden Gleichungen sind d , d_1 , d_2 zu ermitteln.

Außerdem darf der zulässige Flächendruck k kg/qcm zwischen Nabe und Achse nicht überschritten werden, indem zu kontrollieren ist, daß

$$k \leq \frac{P}{ld} .$$

Für Zapfen, die hohe Umdrehungszahlen n besitzen, muß die Länge mindestens:

$$l \text{ cm} \geq \frac{Pn}{w} \text{ mit } w = 35000 \text{ bis } 40000$$

sein.

Für k_b und k kann gewählt werden:

	für sich drehende Bolzen	für feste Bolzen
Flußeisen:	$k_b = 300-400$ kg/qcm	$k_b = 600-800$ kg/qcm,
Flußstahl:	$k_b = 400-500$ kg/qcm	$k_b = 800-1000$ kg/qcm.
Ungehärteter Tiegelstahl auf Bronze:		$k = 50-70$ kg/qcm,
Schmiedeeisen auf Bronze:		$k = 40-60$ kg/qcm,
Schmiedeeisen auf Gußeisen:		$k = 25$ kg/qcm.

Die Abb. 77—87 stellen verschiedenartige Lagerungen von Rollen dar.

V. Seil- und Kettentrommeln, Abb. S. 19.

1. *Hanfseiltrommeln*. Material Gußeisen oder Gußeisen mit Hartholz-mantel, Abb. 50, 51, Durchmesser D wie bei Hanfseilrollen. Der Trommelumfang glatt mit vor-

stehenden Endflanschen. Die Mantelstärke s der Trommel etwa $s = 0,02 D + 10$ bis 12 mm.

Befestigung des Seils auf der Trommel meist am Trommelflansch mittels Bügel, Abb. 52, 53. Ausführung mit zwei oder einer Nabe, Abb. 51, 52. Befestigung der Trommel auf der Welle durch zwei Keile oder einen Keil und eine Nut und Feder. Keilneigung 1 : 100 bis 1 : 150.

Bei Aufwicklung von 2 Seilsträngen erhält der Trommelmantel Rechts- und Linksgewinde.

Wirkungsgrad: $\eta = \approx 0,95$.

Die Stirnseiten sind entweder voll mit Aufspannlöchern oder bei größeren Ausführungen mit Armen versehen.

Die Trommellänge l folgt aus der Hubhöhe; ist diese nicht gegeben, so ist $l = 3$ bis 3,5 mal Trommeldurchmesser zu wählen; es sind zwei Vorratswindungen vorzusehen.

2. *Drahtseiltrommeln*. Abb. 54—59. Material Gußeisen, Durchmesser wie bei Rollen.

Möglichst auszuführen $D = \approx 1000 \delta \geq 100 d$.

Trommelumfang glatt oder mit schraubenförmigen Rillen von $d + 2$ bis 3 mm Steigung und $\frac{d}{3}$ mm Tiefe.

Befestigung der Trommel auf der Welle wie bei Hanfseiltrommeln. Wirkungsgrad: $\eta = \approx 0,95$.

Die Abb. 56—59 zeigen die üblichen Befestigungsarten des Drahtseils an der Trommel.

3. Zum Verholen von Schiffen, Verschiebung von Eisenbahnwagen, wozu lange Seile erforderlich sind, verwendet man stehende oder liegende *Spilltrommeln*, Abb. 101—106, S. 29, auf denen das Seil einige Male herumgeschlungen, aber nicht befestigt ist. Die Begrenzung erfolgt nach Parabeln oder Kreisbogen, um das Seil stets auf dem kleinsten Durchmesser zu halten. Spille werden mit vertikaler und horizontaler Achse gebaut und von Hand,

durch Dampf oder elektrisch angetrieben. Im letzteren Fall steht der Spillkopf auf einem gußeisernen Spillkasten, in dem der Motor, das Triebwerk, Widerstand und Anlasser liegen. Abb. 106 zeigt eine Spilltrommel mit zwei verschiedenen Durchmessern, also eigentlich zwei übereinanderliegende Trommeln. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt 0,2 bis 0,6 m/sek.

Der auszuübende Seilzug S_1 beträgt 300 bis 5000 kg, der bei i facher Umschlingung des Seils durch den Handzug:

$$S_2 = \frac{S_1}{e^{2\pi i \mu}} \text{ kg} = \approx \frac{S_1}{535^{\mu i}}$$

überwunden wird, wenn $\mu = 0,1$ bis $0,40$ die Reibungszahl, $e = 2,718$ die Basis der natürlichen Logarithmen bedeutet.

Für $\mu = 0,1 \quad 0,17 \quad 0,22 \quad 0,26 \quad 0,31 \quad 0,37 \quad 0,43 \quad 0,48$
wird $535^{\mu} = 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \quad 7 \quad 10 \quad 15 \quad 20$

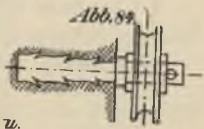
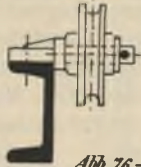
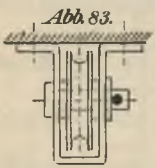
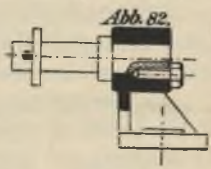
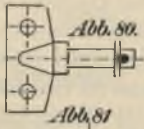
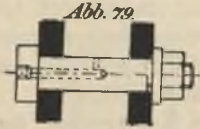
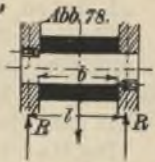
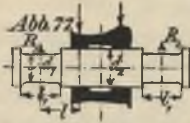
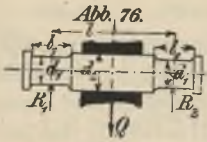
4. *Kettentrommeln*, mit Profilen nach Abb. 60—66, S. 19, Durchmesser und Profile wie bei Kettenrollen.

Die Steigung s der schraubenförmigen Nuten beträgt $3,5 d + 3$ mm bzw. $2,8 d + 3$ mm, Abb. 60 und 61. Demnach bei i Windungen die nutzbare Trommellänge l für eine Förderhöhe H , $l = (H : D \pi) (3,5 d + 3 \text{ mm})$ bzw. $l = (H : D \pi) (2,8 d + 3 \text{ mm})$, Mantelstärke 12—25 mm.

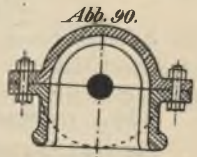
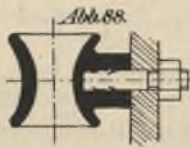
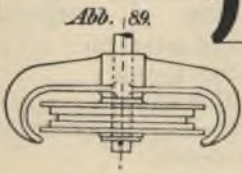
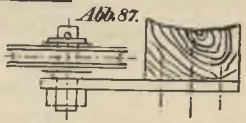
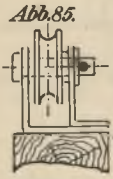
Übliche Arten der Befestigung der Kette zeigen die Abb. 63—66.

Der Innenmantel der Trommel wird zweckmäßig zylindrisch hergestellt. Um ein richtiges Auflaufen der Kette auf die Trommel zu sichern, muß der Abstand der Kettenleitrolle mindestens das 25 fache der Trommellänge betragen.

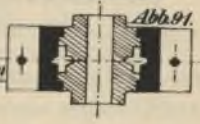
5. Um das Drehmoment von Zahnrädern, die neben Trommeln angeordnet sind, auf die Trommel mit zu übertragen, kommen sehr häufig **Verbindungen** beider Teile nach den Abb. 107—112, S. 29, vor, von denen die Anordnung nach 108, 109 nur noch selten ist.



*Abb. 76 - 87.
Rollenachsen u.
 Rollenbefestiguna*



*Abb. 87 - 100
Ketten- und
 Seilführungen*



B. Greiforgane.

I. Haken, Abb. S. 31.

Die zur Aufhängung der Last dienenden Haken zerfallen je nach dem Zugorgan in *Ketten-*, Abb. 113, 114, und *Seilhaken*, Abb. 115, 116, nach ihrer Form in *einfache* und *Doppelhaken*, und offene und geschlossene (Lastbügel) Haken.

Das Material ist bei kleinen Haken oft Stahlguß, bei größeren zähes Schweißeisen, Feinkorneisen oder geschmiedeter Siemens-Martin-Stahl. Die Haken werden von Hand vorgeschmiedet und im Gesenk nachgepreßt.

Als Bedingungen für die richtige Konstruktion der Haken haben zu gelten eine genügende Seitenbeweglichkeit, Drehbarkeit und möglichste Beschränkung der Länge.

1. *Einfache offene Haken*, Abb. 113, 114. Die Mittellinie des Schafts muß durch Mitte Maul gehen.

Berechnung. Der Kerndurchmesser d_1 des Gewindes ergibt sich aus: $Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z$ und der äußere Gewinde-

durchmesser d aus den entsprechenden Werten der Schraubentabelle nach Withworth, $d = \infty 1,19 d_1$.

Der Durchmesser d_3 des Hakenschafts mit Spielraum in der Bohrung des Querstücks:

$$d_3 = \infty 1,25 d \text{ bis } 1,4 d$$

für k_z ist anzunehmen für Schweißeisen bei fest eingespanntem Haken:

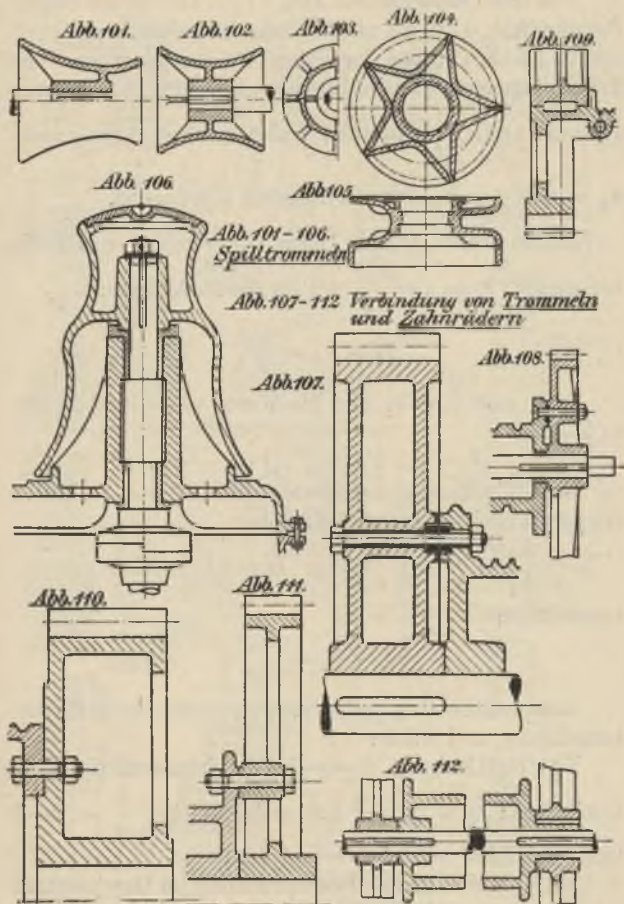
wenn: Q = 500—1000	1000—3000	3000—15000	25000 kg,
$k_z = 150—180$	250	280	800 kg/qcm.

Bei frei beweglichen Haken ist zu setzen für:

Schweißeisen: $k_z = 500—700$ kg/qcm,

Stahl: $k_z = 900—1100$ kg/qcm.

Für 0,25 m/sek übersteigende Hubgeschwindigkeiten sind Ausführungen nach Abb. 115 vorzuziehen.



Von den Querschnitten Abb. 117—120 ist der trapezförmige, Abb. 120, am günstigsten. Im gefährlichen Querschnitt I Abb. 113 von der Fläche F hat man, wenn J das Trägheitsmoment des Querschnitts bedeutet, die Zuganstrengung: $s_z = Q(a + e_2) \frac{e_2}{J}$ als Druckanstrengung:

$s_d = Q(a + e_2) \frac{e_1}{J}$ von der Biegung herrührend.

Mithin ergibt sich als Gesamtanstrengung s_1 für die Innenseite: $s_1 = s_z + \frac{Q}{F}$ und für die Außenseite:

$$s_2 = s_d - \frac{Q}{F}.$$

Setzt man $s_1 = s_2$ und die Werte von s_z und s_d ein, so folgt:

$$J = 0,5 F \cdot (a + e_2) (e_1 - e_2).$$

Nach Einführung der Werte von J , e_2 und e_1 für den trapezförmigen Querschnitt folgt:

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{h}{a} + 1 \quad \text{oder:} \quad h = a \left(\frac{b_2}{b_1} - 1 \right),$$

ferner folgt:

$$b_2 - b_1 = \frac{6Q}{hk_z}.$$

Diese letzten Gleichungen verwendet man für die Hakenberechnung, und wählt:

Für Seilhaken: $a = \infty$ Seildurchmesser, für Kettenhaken: $a = 1,5 \times$ Ketteneisenstärke: $\frac{h}{a} = 2-3$ und $b_2 = 2,5b_1$ bis $3,5b_1 = \infty 1,2a$.

Als größte zulässige Beanspruchung im Gewindekern sind zuzulassen für $Q < 5000$ kg, $k_z = 600$ kg/qcm, für

$Q > 5000$ kg, k_z bis 900 kg/qcm, wobei zu beachten ist, daß höchstens $s_1 = k_z$ werden darf.

Berücksichtigt man, daß der Haken ein Körper mit gekrümmter Mittellinie ist, so ergibt die genauere Nachrechnung der auftretenden Spannungen für die Innenseite, nach Bach:

$$s_1' = \frac{CQ}{b_2 a},$$

worin zu setzen ist für:

	$h : a =$	2	2,5	3	
bei rechteckigem Querschnitt:	C	5,07	3,92	3,22	Abb. 118,
bei trapezförmigem Querschnitt:	C	6,42	5,06	4,18	Abb. 120,
bei elliptischem Querschnitt:	C	8,89	6,92	5,73	{ h große, b_2 kleine Achse.

Mit diesen Werten ergibt sich für:

$Q = 1000, 2000, 5000, 10\ 000, 25\ 000$ kg,
 $k_z = 850, 940, 1050, 1125, 1250$ kg/qcm.

Die Werte von s_1' ergeben sich um 40% bis 50% größer als die von s_1 . Für die Aufzeichnung von einfachen Haken können die Verhältniszahlen der Abb. 113 benutzt werden.

2. *Doppelhaken*, für Werkstätten und Gießereikrane. Abb. 121, 122, werden verwendet für $Q > 12\ 000$ bis 15 000 kg. Die Maulkonstruktion und Schaftberechnung erfolgt wie für einfache Haken.

Bei vertikal angreifender Last ist der gefährliche Querschnitt, Abb. 121, für $0,5 Q$ zu berechnen. Nach Zerlegung in die Normalkraft N und die zu vernachlässigende Schubkraft A , Abb. 121, nachdem im Schwerpunkt S des Querschnitts F die Kraft $0,5 Q$ nach oben und unten angetragen ist, hat man:

$$s_1 = \frac{N}{F} + \frac{(0,5 Q x_0) e_2}{J} \frac{1}{1}$$

Greift die Kraft K unter einem Winkel φ_1 bzw. φ_2 zur Lotrechten an, so ergibt sich für die angedeuteten Querschnitte F_1 und F_2 mit den Schwerpunkten S_1 und S_2 , Abb. 121:

$$s_1 = \frac{K \sin \varphi_1}{F_1} + \frac{K y e_2'}{J_1}$$

und:

$$s_1 = \frac{K \sin \varphi_2}{F_2} + \frac{K z e_2''}{J_2}$$

Man berechnet Doppelhaken zweckmäßig mit $0,6 Q$ unter einem Winkel von $\approx 45^\circ$ zur Lotrechten angreifend.

3. *Lastbügel* oder *Ösen* für freie Seilenden von Fördermaschinen, Aufzügen, Abb. 125, werden statt durch Traversen auch mittels Augen wie in Abb. 115, 116, am oberen Teil aufgehängt. Die Ösen sind entsprechend den Schäkeln zu berechnen, S. 34. Lastbügel für große Lasten werden zweckmäßig aus 3 durch Gelenke verbundenen Teilen hergestellt.

4. Die *Aufhängung* und *Lagerung* der Haken erfolgt durch einfache Augen, Abb. 115, 128, oder, falls der Haken mit einer Rollenflasche verbunden ist, durch Traversen, Abb. 113, 125, 126, in denen er durch Unterlegung einer auf der Unterseite kugelförmig abgedrehten Scheibe, Abb. 126, oder durch Kugellager, Abb. 125, drehbar ist. Die Zapfen der Traverse werden durch Hängeschienen oder Seitenbleche mit dem Bolzen der Rolle verbunden, Abb. 143, 146, S. 35.

Bezeichnet w die Augenlänge, d_a den Bolzendurchmesser des Auges, $k = 250—350 \text{ kg/qcm}$ den Flächendruck zwischen Bolzen und Auge, so ergibt sich w aus: $w d_a k = Q$, die freitragende Bolzenlänge $l = \approx 2w$ aus: $0,125 Q l = 0,1 d_a^3 k_b$. d_a ist zweckmäßig zunächst anzunehmen.

Die Höhe h der Traverse, Abb. 126, folgt, wenn w ihre Breite ist, aus:

$$0,25 Q c = 0,167 (w - d) h^2 k_b ,$$

der Zapfendurchmesser d_1 , wenn l_1 die Zapfenlänge ist, aus:

$$0,5 Q l_1 = 0,1 d_1^3 k_b$$

und der Flächendruck k auf den Zapfen aus:

$$Q = k d_1 l_1 ,$$

$k_b = 600 \text{ kg/qcm}$, k bis 300 kg/qcm .

Die Bohrung der Traverse für den Hakenschaft ist etwa 5—10 mm größer als dessen Durchmesser.

5. *Schäkel* zur Lagerung des Hakens, Abb. 123, 124, lassen sich in bezug auf Festigkeit nachrechnen nach folgenden Festigkeitsgleichungen:

Durchmesser d des Schäkeleisens aus:

$$0,5 Q = 0,785 d^2 k_z .$$

Obere Stärke h_1 , elliptischer Querschnitt vorausgesetzt, aus:

$$0,125 Q a = 0,1 d h_1^2 k_b .$$

Untere Stärke h_2 aus:

$$0,5 Q \cdot 0,125 c = 0,167 (b - d_0) h_2^2 k_b ,$$

mit $k_z = k_b = 600 \text{ kg/qcm}$.

6. Bei Verwendung von *Kugellagern* für den Hakenschaft, Abb. 129—132, ist für x Stahlkugeln vom Durchmesser d , in Stahlrinnen laufend:

$$Q \leq 300 x d^2 ,$$

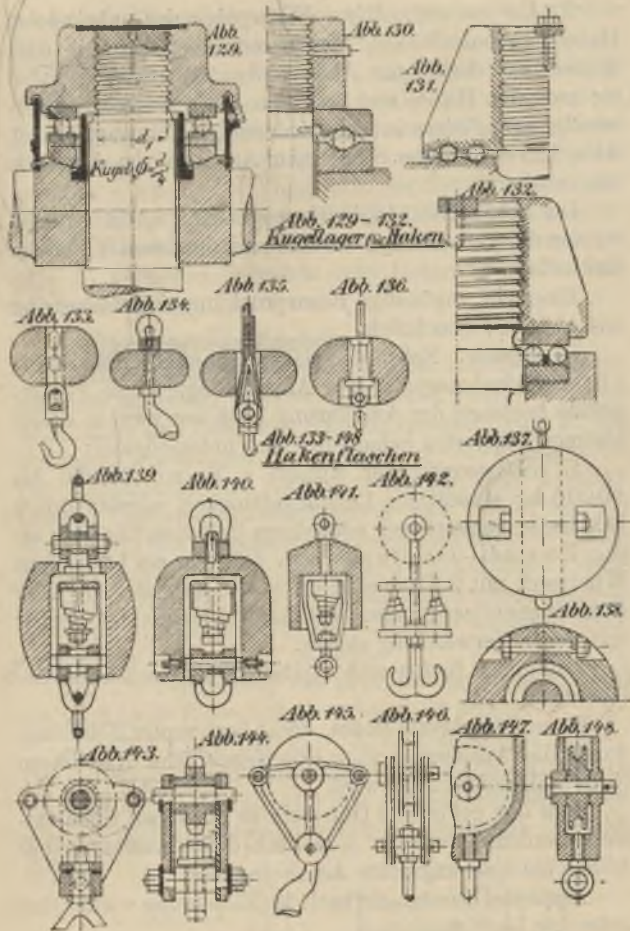
d in cm. Man wähle d etwa 0,25 vom Kerndurchmesser des Hakens.

Der Laufkreisdurchmesser D der Kugeln aus $D \pi = dx$.

Verwendet man statt Kugeln x Stahlkegel vom mittleren Durchmesser d , der tragenden Kegellänge l , so ist:

$$Q \leq 60 x d l$$

zu setzen.



7. Um ein *selbsttätiges Niedergchen* des unbelasteten Hakens herbeizuführen, schiebt man über das Seil- oder Kettenende Gewichte, Abb. 133—138, oder schaltet sie zwischen Haken und Seil oder Kette ein; ebenso verwendet man Federn in verschiedenen Ausführungsformen, Abb. 139—142, um Stöße beim Anheben von der Kette fernzuhalten.

Die Abb. 143—148, S. 35, zeigen einige Ausführungsformen der Verbindung von Haken mit den losen Rollen der Hakenflasche.

Eine sehr ungünstige Beanspruchung eines Hakens ist aus Abb. 127 ersichtlich.

II. **Greifer.** Neben den Haken kommen für Massengüter Aufnahmegefäße zur Anwendung. Diese Fördergefäße bestehen der Ausführung nach aus zwei in einem Rahmen gelagerten Schaufeln. Man unterscheidet:

1. *Selbstgreifer* für Kohlen z. B. mit 40 000 bis 80 000 kg stündlicher Leistungsfähigkeit werden durch Drahtseile betätigt und neuerdings fast ausschließlich als sog. *Zweiseil-Greifer* gebaut, die zwar ein besonderes Windwerk mit 2 Trommeln erfordern, aber sich in jeder Höhenlage entleeren lassen, während sog. *Einseil-Greifer* seltener in Verwendung stehen.

Außerdem finden sich vielfach halbzyllindrische Gefäße mit

2. *aufklappbarem Boden*, der in bestimmter Höhenlage durch die Auslösung eines Sperriegels oder Nachlassen eines Seils aufgeklappt wird.

Muß das geförderte Gut stets in derselben Höhe entleert werden, so werden 3. vielfach durch Auslösen einer Klinke um eine wagrechte Achse drehbare

Kippkübel benutzt, die nach der Entleerung wieder eine aufrechte Lage annehmen.

Für den Transport von Blöcken in Hüttenwerken werden Zangen, die in das Hebezeug gehängt sind, benutzt.

III. **Lasthebemagnete** für magnetisierbare Körper (Bleche, Träger, Roheisen usw.) wirken in der Weise, daß die zu hebenden Körper durch stromumflossene weiche Eisenkerne, die also magnetisiert werden, zum Anhaften gebracht werden. Die Magnetpole der Hebemagnete werden für Körper mit unregelmäßiger Oberfläche in senkrechter Richtung beweglich ausgeführt. Um Unglücksfälle zu vermeiden, versieht man Hebemagnete vielfach mit Sicherheitsgreifern.

C. Übertragende Bauteile.

I. **Handkurbeln** für den Antrieb von Hebezeugen, aus Arm und Griff bestehend, letzterer zweckmäßig mit einer Hülse aus Holz oder Gasrohr versehen, sind in den üblichen Abmessungen in den Abb. 149—154 dargestellt. Die eingeklammerten Zahlen gelten für zwei Arbeiter. Übliche Umfangsgeschwindigkeiten sind 0,5—1 m. Die in der Mitte des Kurbelarms angreifende Kraft ist für einen Arbeiter mit $K = 12—15$ kg, für zwei Arbeiter an derselben Kurbel mit $K = 30$ kg, an getrennten Kurbeln $K = 40$ kg anzunehmen. Zwei Kurbeln an einer Welle werden um $120^\circ—135^\circ$ versetzt.

Für die Berechnung des Griffdorndurchmessers d ist um genügende Sicherheit zu erzielen, zu setzen:

$$1,5 Kl = 0,1 d^3 k_b ; \quad k_b = 600 \text{ kg/qcm} .$$

Der auf Biegung und Verdrehung beanspruchte Kurbelarm aus Flußeisen Abb. 149, 150 läßt sich auf die in ihm herrschende größte Anstrengung prüfen, vermittels der Gleichung:

$$k_b \geq 2,1 \frac{K}{bh} \left(\frac{r}{h} + \sqrt{r^2 + \frac{9l^2}{4b^2}} \right) ,$$

worin h die Armbreite, $K = \infty 70$ kg ist. Mitte Kurbelwelle liege etwa 0,9—1,2 m über Fußboden.

Befestigung des Griffs im Arm durch Vernietung oder Verschraubung, oder beide aus einem Stück, Abb. 151 bis 154. Manchmal findet sich der Griff auf dem Arm verschiebbar und durch Schraube feststellbar. Auch Kurbelräder und Kurbelscheiben werden verwendet.

Bei Kurbeln für Handwinden rechnet man 25—40 Umdrehungen minutlich, bei kleinen Kurbeln bis 60.

II. **Haspelräder** ersetzen die Handkurbeln, wenn ein hochgelegenes Windwerk von unten zu betreiben ist. Antrieb durch Seile von 23—26 mm Durchmesser und Ketten mit 6—8 mm Ketteneisenstärke, Zug an der Haspelkette 10—30 kg, vorübergehend bis 40 kg, je nach größerer oder kleinerer Hubhöhe. Material, für Raddurchmesser bis 500 mm, Gußeisen, darüber für 500—2000 mm Durchmesser meist gußeiserner Nabe und Flacheisenarme, die über den Kranz vorstehend das Huborgan führen, Abb. 32, S. 17, letzteres oft durch Bügel gesichert. Die Haspelkette reicht bis etwa 30 cm über den Fußboden. Als Größe des Haspelzuges läßt sich annehmen für:

	$Q = 3000-4000$	5000	7500	8000—10000 kg	
Anzahl der Arbeiter } Zug für 2 Arbeiter }	2	2	4	4	kg
	40—50	70—80	100	110	

Der Durchmesser folgt aus: $D = \frac{t}{\sin\left(\frac{90}{\alpha}\right)}$.

D. **Sperrwerke** bezwecken, die schwebende Last in jeder Höhe festzuhalten und müssen selbsttätig zur Wirkung kommen, um beim Loslassen der Kurbel oder Versagen des

Abb. 140. Abb. 150.

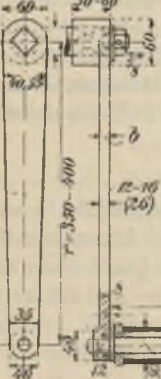


Abb. 151.

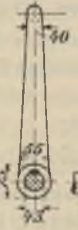


Abb. 152.

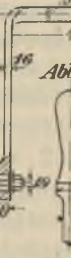


Abb. 153. Abb. 154.

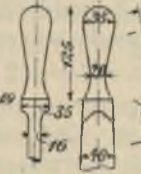


Abb. 149-154 Handkurbeln p. Abb. 155.



Abb. 156.



Abb. 158.



$L = 250 - 300 (400 - 500)$

Abb. 165-163 Zahnwelle

Innerer zahnung

Abb. 157.



Abb. 158.

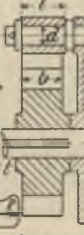


Abb. 160.



Abb. 161.



Abb. 162.

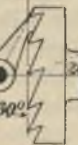
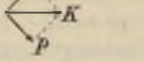


Abb. 162.



Außenverzahnung

Seitenverzahnung

Abb. 164.



Abb. 165.

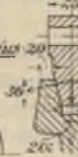


Abb. 166.



Abb. 167.

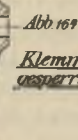


Abb. 164-167

Kleinwelle

Motors den Absturz der Last zu hindern. Sie zerfallen in Zahngesperre und Klemmgesperre. Abb. S. 39.

I. **Zahn- oder Klinkengesperre**, Abb. 155—163, aus Sperrad und Sperrklinke bestehend. Die Sperräder oft aus Gußeisen oder Stahl werden auch aus Schweißeisenscheiben ausgeschnitten. Anzahl der Zähne $x = 8—20$. Vorzuziehen sind kleine Sperraddurchmesser für

$$x = 10—12, \text{ selten bis } 20.$$

Je nach der Anordnung der Zähne unterscheidet man Außen-, Innen- und Seiteneingriff. Inneneingriff wird vielfach für Sperradbremser benutzt. Die Konstruktion der Zähne, Abb. 155, 156, Zahnbreite $b = t$ bis $2t$, Abb. 158, Zahnhöhe 10—20 mm.

Zur Ermittlung der Teilung t für Außenverzahnung hat man, Abb. 155—157:

$$0,35 t P = 0,167 b \cdot 0,25 t^2 k_b,$$

$k_b = 200—300$ kg/qcm für Gußeisen, je nach der Ruhe des Ganges, $k_b = 400—500$ kg/qcm Flußeisen.

Für die zweckmäßigste Lage des Eingriffspunktes b der Sperrklinke vergleiche die Abb. 157—160. Um ein Herausspringen der Klinke aus den Zähnen des Sperrades zu verhindern, sollten die geraden Zahnflanken ab mit der Senkrechten zur Druckrichtung einen Winkel von $\approx 15—18^\circ$ bilden, der jedenfalls größer sei als der Reibungswinkel.

Die Sperräder werden in der Regel auf der Welle des ersten Vorgeleges befestigt.

Für Innen- und Seitenverzahnung, deren Anordnung aus Abb. 161, 163 ersichtlich, ist auf der rechten Seite obiger Gleichung $0,25 t^2$ durch t^2 zu ersetzen. Ist das Drehmoment M_t der Welle bekannt, auf der sich das Sperrad befindet, so besteht die Gleichung $M_t = Pr$. Die Zähne

sind so wenig als möglich zu unterschneiden, zweckmäßige Richtung der geraden Zahnflanken sind Tangenten an dem Kreis vom Radius $0,33 r$, Abb. 157.

Auf den Klinkenbolzen aus Stahl wirkt für Außenverzahnung der Druck P , Abb. 157, für Innenverzahnung Druck K , Abb. 162; der Bolzendurchmesser d folgt aus:

$$0,5 Pl \text{ bzw. } 0,5 Kl = 0,1 d^3 k_b ,$$

$$k_b = 500—800 \text{ kg/qcm.}$$

II. **Klemmgesperre**, Abb. 164—167, wirken durch Festklemmen des Sperrdaumens gegen das Sperrad, also durch Reibung und haben den Vorteil geräuschlosen Ganges, kommen aber seltener zur Anwendung, weil teurer und unsicher. Das Sperrad kann zylindrischen Mantel, Abb. 164, oder keilförmige Nuten besitzen, Abb. 165—167.

Ist μ die Reibungszahl zwischen Klinke und Scheibe, so gilt:

$$\mu = \operatorname{tg} \gamma = P : D , \mu = \infty 0,15 .$$

Keilnuteneingriff bei Sperradbremzen, Abb. 165, bezweckt, nach eingetretener Abnutzung ein Durchdrücken des Sperrdaumens zu hindern. Die Seitenkräfte N des Drucks D erzeugen Reibung $N\mu$, deren vertikale Seitenkraft $N\mu \cos \alpha$ ist. Für die Umfangskraft P gilt demnach, da:

$$0,5 P = \mu N \quad \text{und} \quad P = D \operatorname{tg} \gamma ,$$

$$D = 2 N (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad \text{und} \quad \operatorname{tg} \gamma \leq \mu : (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) .$$

Abb. 166, 167 zeigen die Anordnung eines Innenangriffs. Der Druck auf den Klinkenbolzen ist:

$$K = P : \sin \gamma \quad \text{mit} \quad \gamma \leq 20^\circ .$$

Aus Sicherheitsgründen werden oft 2 gegenüberliegende Klinken benutzt, die bei schnellaufenden Hebezeugen, um ein Anlösen durch die Fliehkraft zu vermeiden, ausbalanciert und beim Aufwinden der Last selbsttätig ausgerückt werden.

E. Die Bremsen.

I. Der **Zweck** aller Bremsen besteht darin, beim Niedergang der Last eine durch den Arbeiter beliebig zu regelnde, gleichförmige und langsamere Bewegung zu erzielen oder die Bewegung völlig zu verhindern, indem ein genügend großer Reibungswiderstand erzeugt wird, oder umgekehrt darin, einen vorhandenen Reibungswiderstand so zu vermindern, daß eine gleichförmige Bewegung der Last ermöglicht wird. Der Lastniedergang darf nur durch Bremsen gesteuert werden. Nach der Beschaffenheit des die Reibung erzeugenden Organs unterscheidet man Backen- oder Klotzbremsen, Bandbremsen, Kegelbremsen, Fliehkraftbremsen, Lamellen- und Lastdruckbremsen. Nach der Art der Betätigung Handbremsen, selbsttätige und elektromagnetische Bremsen. Schließungsbremsen sind solche, die erst beim Lastsenken angezogen werden, Lösungsbremsen dagegen sind beim Lastheben angezogen und werden beim Senken gelöst. Nach dem Zweck der Verwendung unterscheidet man Hubwerks-, Fahrwerks- und Drehwerksbremsen. Die Bremsen werden möglichst auf einer sich schnell drehenden Welle, meist der ersten Vorgelegewelle, angeordnet, um die abzubremsende Umfangskraft zu vermindern.

II. **Die Backen- oder Klotzbremsen**, Abb. 168. Bei ihnen wird die Reibung durch ein oder zwei Holz- oder Eisenbacken, die sich gegen eine Scheibe legen, erzeugt. Das Anpressen erfolgt durch ein- oder zweiarmige Hebel, auf einem Weg von 0,5 bis 1 mm. Bei Anwendung von zwei Backen findet eine Entlastung der Achse der Bremsscheibe statt. Der im Sinne der Bewegung anzubringende erzeugte Reibungswiderstand muß mindestens gleich der auf den Umfang der Scheibe reduzierten Drehkraft P sein, also nach Abb. 168, S. 45:

$$\mu D \geq P. *)$$

*) In den Abb. steht f statt μ .

Je nachdem der Drehpunkt A des Bremshebels unterhalb, oberhalb oder in der Richtung des Reibungswiderstandes μD liegt, hat man die Gleichgewichtsbedingungen, aus denen K zu ermitteln ist, Abb. 168:

$$Kl = Da \mp \mu Dc, \quad Kl = Da \pm \mu Dc \quad \text{und} \quad Kl = Da.$$

Im ersten Falle entspricht — der Rechts-, + der Linksdrehung der Bremscheibe, im zweiten Fall gilt das Umgekehrte. Haben die Momente Kl und μDc gleichen Drehungssinn, so nennt man die Bremsen

Differentialbremsen, für $c = 0$ ist die Kraft für Links- und Rechtsdrehung gleich. Meist wird $\frac{a}{l} > \mu$ gewählt.

Läßt man den Bremsklotz oder drehbare Klinken in eine Keilnute der Bremscheibe vom Keilwinkel 2α eingreifen, Abb. 169, 170, so ist in obigen Gleichungen μ durch $\mu : (\sin\alpha + \mu \cos\alpha)$ zu ersetzen.

Der Druck R auf den Drehbolzen vom Durchmesser d und der Länge l ist nach Abb. 171 nach Größe und Richtung als Resultierende aus K , μD und D zu ermitteln, d ergibt sich dann aus:

$$Rl = 0,1 d^3 k_b.$$

Die Abmessungen h und b des rechteckigen Bremshebels Abb. 168, 172 in der Mitte des Bremsklotzes folgen aus:

$$K(l - a) = 0,167 b h^2 k_b.$$

Die Reibungssahl μ kann gesetzt werden, für:

	Trocken	Naß	Ölig
Asbest auf Eisen	0,37	—	0,20—25
Eisen „ „	0,15—0,24	0,31	0,20—0,06
Holz oder Leder „ „	0,29—0,47	0,24	0,20—0,06

Liegen die Bremsklötze durch ihr Gewicht an der Bremscheibe an, so müssen sie durch ein Gewicht ausgeglichen werden. Die Abb. 173—178 zeigen die An-

ordnung von Doppelbackenbremsen, deren Hebelanordnung sich auf die verschiedensten Weisen ausgleichen läßt.

Als Grenzfall für die Möglichkeit der Anwendung der Backenbremsen ist ein Wellendurchmesser von höchstens 40 mm und $kv = 20$ anzusehen. k kg/qcm Flächendruck, v m Umfangsgeschwindigkeit der Brems Scheibe.

III. **Kegelbremsen**, Abb. 179, meist nur in Verbindung mit Drucklagerbremsen angewendet, sind bestimmt durch die Gleichung:

$$D = 2 \frac{0,5 P}{\mu} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

und:

$$K = P \frac{a \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{l \mu}$$

worin $\alpha = \sim 10^{\circ} - 15^{\circ}$ $\mu = 0,18 - 0,20$.

IV. **Bandbremsen**, Abb. 178—196. Die Erzeugung des Reibungswiderstandes, welcher die Umfangskraft P am Umfang der Brems Scheibe vernichtet, erfolgt durch ein um den Umfang gespanntes Eisen- oder Stahlband, dessen Enden an einem Hebel befestigt sind. Bezeichnet S_1 die Spannung des auflaufenden Bandendes für den Drehsinn der Brems Scheibe, der für das Senken der Brems Scheibe in Frage kommt, S_2 das hierbei ablaufende Bandende, so bezeichnet man als einfache Bandbremsen solche, Abb. 178, bei denen das Ende mit der größeren Spannung S_1 am Drehbolzen des Bremshebels befestigt ist, und die kleinere Spannung S_2 an einem Hebelarm a angreift, während bei Differentialbremsen, Abb. 179, die Spannungen S_1 und S_2 an Hebelarmen a und b zu beiden Seiten des Drehbolzens angreifen; bei Summenbremsen, Abb. 180, greifen S_1 und S_2 an Hebelarmen a und b an derselben Seite des Hebels an.

1. *Einfache Bandbremsen*, Abb. 178.

Bei einem vom Bremsband umspannten Bogen φ der Brems Scheibe und der Reibungszahl μ zwischen Scheibe und Bremsband besteht die Beziehung:

$$S_1 = S_2 e^{\varphi \mu} \quad \text{und} \quad S_1 - S_2 = P,$$

da ferner nach Abb. 178: $Kl = S_2 a$, folgt als Kraft am Hebel:

$$K \geq P \frac{a}{l} \left[\frac{1}{e^{\varphi \mu} - 1} \right],$$

worin für Schmiedeeisen auf Gußeisen $\mu = \infty 0,18$, für Leder oder Holz auf Gußeisen $\mu = \infty 0,3$ zu setzen ist. Für praktische Ausführungen liegt $e^{\varphi \mu}$ zwischen 1,95 und 2,20.

$e = 2,718$ Basis der natürlichen Logarithmen, $\frac{a}{l}$ bis 0,1.

2. *Differentialbremsen*, Abb. 179, für diese gilt die Gleichgewichtsbedingung:

$$Kl = S_2 b - S_1 a,$$

so daß sich mit Beachtung der Beziehung zwischen S_1 und S_2 ergibt:

$$K = \frac{P}{l} \left[\frac{b - a e^{\varphi \mu}}{e^{\varphi \mu} - 1} \right],$$

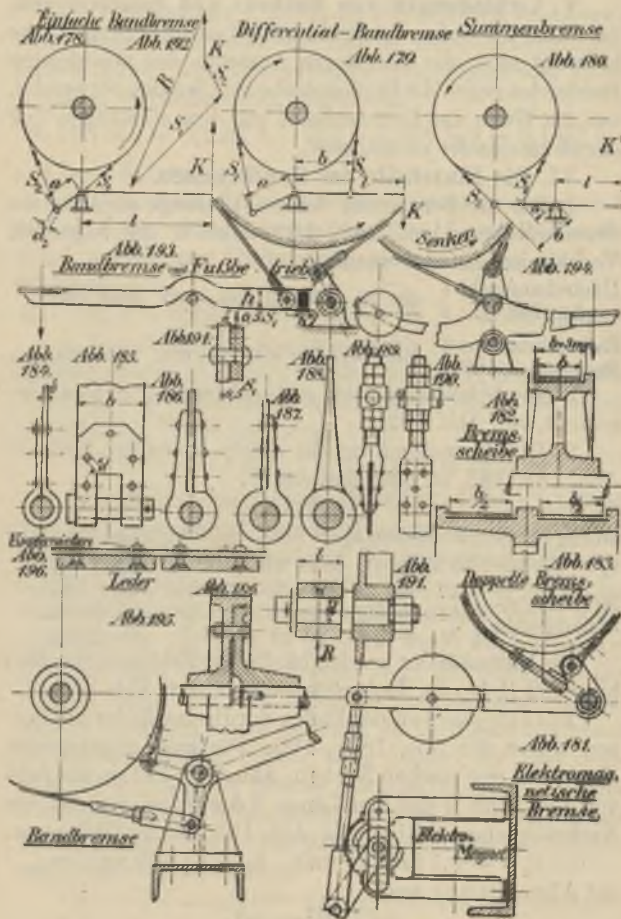
für $b \leq a e^{\varphi \mu}$ wird $K \leq 0$, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig.

In der Regel läßt man S_1 und S_2 möglichst unter 90° an ihren Hebelarmen angreifen, wobei man $b = 2,5 a$ bis $3 a$ und $a = 30-50$ mm ausführt.

3. *Summenbremsen*, für Fahrwerke, Abb. 180, werden in der Regel mit $b = a$ ausgeführt, so daß sich aus:

$$Kl = S_1 a + S_2 \quad \text{bergibt:} \quad K = \frac{a}{l} (S_1 + S_2),$$

wobei K größer ausfällt, als für die vorhergehenden Bandbremsen, Abb. 173, 176, 181, 193, 194, 195 zeigen einige übliche Anordnungen von Bremshebeln.



V. Verbindungen von Backen- und Bandbremsen, bei denen die Enden der Bremsbänder an einer Bremsbacke befestigt sind, die sich durch Anziehen des ablaufenden Bandendes gegen die Bremsscheibe legt, werden verwendet, um die Welle der Bremsscheibe von dem einseitigen Zug der Bremsbänder zu entlasten.

VI. Die Einzelteile der Bandbremsen.

1. Für die Bemessung der am Umfange abgedrehten *Bremsscheiben*, Abb. 182, 183, können die folgenden Verhältnisse benutzt werden:

Umdrehungszahl $\left. \begin{array}{l} \\ \text{minütlich } n: \end{array} \right\} \begin{array}{llll} \text{bis } 20 & 20-50 & 50-100 & \text{über } 100 \end{array}$

Durchmesser der $\left. \begin{array}{l} \\ \text{Bremsscheibe } D: \end{array} \right\} \begin{array}{llll} \text{bis } 1000 & \text{bis } 800 & \text{bis } 600 & 200-400 \text{ mm} \end{array}$

Kleine Scheiben werden voll, größere mit Armen hergestellt, vgl. Abb. 182.

2. Das *Bremmband* von der Stärke δ und der Breite b , Abb. 184, 185, ist bestimmt durch:

$$S_1 = b \delta k_z,$$

worin für Schweißisen $k_z = 300-500 \text{ kg/qcm}$, für Stahl $k_z = 600-850 \text{ kg/qcm}$. Man wählt in der Regel für:

Minutl. Um- $\left\{ \begin{array}{llll} n: & \text{bis } 20 & 20-50 & 50-100 & \text{über } 100 \\ b: & \text{bis } 100 & \text{bis } 80 & \text{bis } 70 & \text{bis } 60 \text{ mm} \\ d: & 8-13 & 5-10 & 4-7 & 3-5 \text{ mm.} \end{array} \right.$

Die Bremsbänder werden häufig zur Erhöhung der Reibung mit Holz oder Lederstücken gefüttert, Abb. 196.

Befestigungen der Enden der Bremsbänder am Bolzen zeigen die Abb. 184—190. Die kalt eingezogenen $d = 6-8 \text{ mm}$ starken Nieten, Abb. 185, 191, in der Zahl von $i = 3$ bis 6 und der Länge 2δ ergeben sich bei der Nachrechnung auf Biegung, Abb. 191, aus der Gleichung:

$0,5 S_1 \delta = 0,1 i d^3 k_b$ mit $k_b = \infty 600 \text{ kg/qcm}$, auf Abscherung aus:

$$0,62 i d^2 = b \delta.$$

Die Durchmesser d_1 und d_2 der Bolzen, von der Länge l , durch welche die Enden der Bänder mit dem Bremshebel mittels Kloben aus Schmiedeeisen, Temperguß oder Bandschleifen verbunden sind, folgen aus:

$$0,125 S_1 l = 0,1 d_1^3 k_b \quad \text{und} \quad 0,125 S_2 l = 0,1 d_2^3 k_b$$

mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$.

3. *Bremshebel*. Übliche Querschnittsabmessungen sind: Höhe $h = 50—75 \text{ mm}$, Breite $b = 10—15 \text{ mm}$. Die Bremshebel, auf Biegung beansprucht, sind bestimmt durch die Gleichung:

$$Kl - S_2 a = 0,167 b h^2 k_b \quad \text{mit} \quad k_b = \infty 600 \text{ kg/qcm}.$$

4. Der *Drehbolzen* des Hebels, Abb. 191, wird durch die Resultierenden R , Abb. 192, der am Hebel angreifenden Kräfte S_1 , S_2 und K auf Biegung beansprucht. Bei einem Durchmesser d und der Länge l gilt:

$$0,5 Rl = 0,1 d^3 k_b, \quad k_b = \infty 600 \text{ kg/qcm}.$$

VII. **Sperrad- und Lösungsbremsen**, Abb. 197, 198 bezwecken durch eine Verbindung der auf der Bremswelle w lose sitzenden Bremsscheibe s , die zugleich den Klinkenbolzen b trägt und durch ein Gewicht g unter Spannung steht, mit dem auf der Welle aufgekeilten Sperrad r das Herabstürzen der Last zu hindern, wenn die Kurbel losgelassen wird. Beim Lastheben steht die durch das Gewicht g unter Spannung stehende Bremsscheibe still, sie hindert beim Schweben der Last durch Rückwärtsdrehen der Bremswelle ihr Sinken, beim Senken der Last dreht sich durch Lösen der Bremse das Sperrad mit der Bremsscheibe unter dem Bremsband. Abb. 197, 198 zeigen eine Sperradbremse von Losenhausen nach der von Becker angegebenen Konstruktion.

Um das Hinweggleiten von Sperrklinken über das Sperrrad beim Lastheben geräuschloser zu machen, hat man viel-

fach Einrichtungen getroffen, wie in Abb. 199, 200, bei denen die an einem losen Klinkenhalter h befestigten Sperrklinken k mittels Gelenke g beim Aufwinden der Last durch den mittels der von Federn erzeugten Reibung angepreßten und dadurch zurückgehaltenen Schleifring r aus den Zähnen des Sperrades herausgehoben werden.

VIII. **Lastdruckbremsen** kommen für Hebezeuge von nicht mehr als 5 m Hub zur Anwendung, Abb. 199. Sie nutzen den Rückdruck der Last zur Erzeugung der Reibung aus, wobei diese mit der Größe der Last zunimmt. Der durch den Rücklauf der Last erzeugte Anpressungsdruck wird bei

1. *Lamellenbremsen*, die in Verbindung mit Sperrwerken als Senksperrbremsen benutzt werden, durch auf die Welle hintereinander aufgeschobene Scheiben l aufgenommen. Abb. 201, 202, zeigen die Anordnung einer Lamellenbremse, bei der die Druckscheibe s auf der Bremswelle w aufgekeilt ist. Der mit einer Druckfläche versehene Trieb t ist durch die Schraube auf der Welle verschiebbar und preßt die als Sperräder gestalteten auf der Welle befestigten Lamellen aus Stahl mit den Zwischenscheiben aus Phosphorbronze oder Stahl gegen die Druckscheibe s . Sinkt die Last, so findet Reibung zwischen den an der Drehung gehinderten Zwischenscheiben sowie der Druckscheiben gegen die Sperrradscheiben statt.

Bezeichnet M_t das von der Bremswelle aufzunehmende Drehmoment, r_m den mittleren Radius, b die Breite eines Reibungsringes, so sind $M_t : r_m = D \mu$ kg von dieser Fläche aufzunehmen, wenn D den axialen Druck auf die Scheiben und $\mu = \sim 1,05$ die Reibungszahl bedeuten, also ist

$$D = \frac{M_t}{\mu r}.$$

Ein Paar der Flächen kann bei einem zulässigen Flächen-
druck $k = 1,5—5$ kg/qcm aufnehmen:

$$2\pi br_m k \text{ kg,}$$

so daß sich die Anzahl der Flächenpaare z aus:

$$D = 2\pi br_m k z$$

ergibt.

Diese Bremsen dienen sowohl als Halte-, als auch als
Regelungsbremsen.

2. *Drucklagerbremsen* für Schraubenflaschenzüge, zu-
erst von Becker, Abb. 203, ausgeführt. Der von der
Schneckenradwelle w herrührende Druck D drückt beim
Aufwinden der Last den Kegel k in den mit Sperrradzähnen
 z versehenen Hohlkegel b aus glashartem Stahl, der sich
gegen den in der Hülse u angeordneten Stützzapfen s preßt,
 u ist fest mit dem Gestell des Hebezeuges verbunden.
Bezeichnet M_w das Drehmoment in der Schneckenradachse,
 P die Umfangskraft im mittleren Kegelradius r , so ist für
die Reibungszahl μ :

$$Pr = M_w = \frac{r\mu D}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}.$$

Hat die Schnecke den Teilkreisradius r_m und ist η der
Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, so wird:

$$r \geq \eta r_m \left(\frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu} \right),$$

worin etwa: $\mu = 0,08$, $r_m = 1,5—2,5$ cm, $\eta = 0,6—0,65$
zu setzen ist.

Der Steigungswinkel der Schnecke wird zu etwa
 $20—22^\circ$ ausgeführt.

Die Stärke s des Bremskegels ergibt sich aus der Be-
ziehung $2rsk = D$.

Lüders ersetzt Abb. 242, S. 71 die Kegel k und b durch
zwei Scheiben auf der Achse der Schnecke, zwischen denen

ein Sperrad aus Rotguß liegt, das vermittels einer Leder-
scheibe durch den Axialdruck D gegen die der Schnecke
zunächst liegende Scheibe gepreßt wird.

Andere derartige Ausführungen sind von Weiler,
Bolzani, Maxim, S. 71. Bei letzterem, Abb. 241, ist w die
Schneckenwelle, u eine Druckscheibe, d eine axial ver-
schiebbare Scheibe mit keilförmigen Ansätzen, gegen die
die Rotgußbremsbacken b pressen und sich bremsend gegen
die Innenseite der Hülse h legen, l ist eine Lederscheibe.

Der Axialdruck läßt sich auch durch die schräg-
gesetzten Zähne von Schraubenrädern als Ersatz für die
Schnecke erzeugen.

IX. Selbsttätige Bremsen.

1. *Die Schleuderbremse von Becker*, nur für Hand-
betrieb, und nicht als Haltebremse geeignet, Abb. 204
und 205, von einer großen Anzahl von Firmen mit ver-
schiedenen Abänderungen ausgeführt, wirkt dadurch, daß
zwei oder drei Bremsklötze um die an einer festen Scheibe c
befestigten Zapfen a drehbar sind und sich beim Sinken
der Last gegen den Innenrand einer festen Trommel t
legen. Auf der Nabe der Scheibe c sitzt lose eine Büchse u ,
die eine Feder f umschließt, deren Enden, mit c und u
verbunden, die Bremsklötze b von der Trommel t abziehen
sucht.

Mit Rücksicht auf die Hebellängen der Abb. 205 ist
für einen Bremsklotz vom Gewicht G , bei n minutlichen
Umläufen der Welle, die Fliehkraft:

$$C = \frac{G}{g} \left(\frac{4\pi^2 r^2 n^2}{60^2} \right).$$

Also auf den Drehpunkt a des Bremsklotzes bezogen,
wenn D der gegen die Trommel ausgeübte Druck, μD die
auftretende Reibung, Z der Federzug und P für einen

Bremsklotz der beim Senken der Last auftretende Rückdruck ist:

$$Cx = Dv + \mu Du + Zy,$$

worin x den Hebelarm des Schwerpunkts S des Bremsklotzes darstellt.

Durch Einsetzen des Wertes von C läßt sich das für die Umdrehungszahl n erforderliche Gewicht eines Bremsklotzes ermitteln.

$$G \cong \left[P \left(\frac{v}{\mu x} + \frac{u}{x} \right) + \frac{Zy}{x} \right] \frac{900}{rn^2},$$

da für jeden Bremsklotz

$$P = \mu D \text{ ist.}$$

Ausgeführt wird etwa: $v = u = 0,085x$ bis $0,125x$, $y = 1,5x$, $Z = 5 - 8$ kg für jeden Bremsklotz.

Für eine vorhandene Bremse ändert sich n mit der Größe der Last. Man läßt die Wirkung der Bremse bei $n = \infty 100$ beginnen, während z. B. das erforderliche Moment der Bremsung bei $n = \infty 150$ erreicht wird. Je nach der Tragfähigkeit von 200 kg bis 10 000 kg schwankt die Geschwindigkeit der sinkenden Last zwischen 500 und 20 mm.

Eine Ausschaltung der Bremse beim Heben der Last läßt sich durch Ausbildung der Scheibe c als Sperrrad erzielen. Für größere Leistungen kommen elektrisch gesteuerte Fliehkraftbremsen zur Verwendung.

2. *Sicherheitskurbeln*, wenig mehr verwendet, bezwecken, ein Rotieren der Kurbeln bei dem unter der Bremse stattfindenden Sinken der Last zu hindern. Zu diesem Zweck ordnet man den Trieb auf der Kurbelwelle lose an und verbindet ihn mit der Kurbel durch eine Lamellen- oder Kegelsbremse, oder Reibungsscheiben, die mit dem losen Trieb verbunden sind, wobei die Kurbelnabe häufig auf einem

Gewinde geführt wird. Beim Schweben der Last hält der Rückdruck der Last die durch eine Sperrklinke festgestellte Kupplung in Eingriff, daß sie als Bremse wirkt; beim Sinken ruht die Kurbel und dient ebenfalls als Bremsmittel für gleichförmigen Lastniedergang. Sicherheitskurbeln werden oft mit Schleuderbremsen versehen.

X. **Elektromagnetische Bremsen**, Abb. 181, für elektrisch betriebene Hebezeuge verwendet, arbeiten entweder mit kleinen Motoren, die durch geeignete Zahnrad- und Hebel-Übersetzungen auf den Gewichtshebel einwirken, oder durch sog. Bremslüftmagnete, Abb. 173, die als Eisenkerne in einer Spule ausgeführt, sobald die Spule von elektrischem Strom durchflossen wird, die stetig angezogenen Band- oder Backenbremsen bei Einleitung der Hakenbewegung lösen. Der die Spule durchfließende Strom, meist Gleichstrom, besitzt dieselbe Stärke wie derjenige für den Arbeitsmotor, mit dem zugleich auch der Stromdurchfluß aufhört. Für das Senken der Last ist außerdem eine besondere Senksperrbremse vorhanden.

Vorwiegend werden Gleichstrom-Hauptstrom-Lüftmagnete verwendet, die mit dem Motor in Reihe geschaltet sind. Die Stromstärke entspricht dabei stets dem Drehmoment, das der Arbeitsmotor braucht.

Für den Fall, daß bei stark entlastetem Motor unzeitige Bremswirkung eintreten könnte, ist dadurch vorgesorgt, daß die für den Motor noch zulässige kleinste Stromstärke noch durch diejenige, bei der das angezogene Bremsgewicht abreißt, unterschritten wird.

Die parallel zum Motor geschalteten Gleichstrom-Nebenschluß-Lüftmagnete kommen seltener vor. In die Nebenschluß-Magnetwicklung wird ein Schutzwiderstand eingeschaltet, der sich mit einem Vorschaltwiderstand

in einem Gehäuse befindet. Derartige Anordnungen zeigen die Abb. 173, S. 45, und Abb. 181, S. 47.

F. **Wendegertriebe** bezwecken, diejenigen Bewegungen von Hebezeugen, die umkehrbar sein müssen, bei maschinellen Antrieb von einer Welle abzuleiten, die stets denselben Drehsinn hat. Die Umkehr der Bewegung durch mit Stirn- oder Kegelräder verbundene Kegelreibungskuppelungen, Abb. 206, für geringere Belastungen brauchbar, ist heute verschwunden.

Moderner sind Wendegertriebe mit Schubkeilkuppelung, von denen Abb. 207 eine Anordnung zur Hälfte zeigt. In zwei lose auf der treibenden Welle w sitzenden Kegelrädern a und a_1 (symmetrisch zu a liegend, in Abbildung fortgelassen) liegen geschlitzte, meist gußeiserne Ringe c . In den Schlitz tritt durch Verschiebung einer zwei Keile k tragenden, auf Nut und Feder verschiebbaren Muffe m einer der Keile, spreizt den Ring auseinander und preßt ihn gegen das Kegelrad, so daß dieses mitgenommen wird und das größere Rad R auf der getriebenen Welle w_2 dreht.

Statt daß der Keil den Spreizring direkt auseinander treibt, wird die Anordnung auch so getroffen, daß der sich vorschiebende Keil zunächst einen kleinen Hebel dreht, der hinter eine Nase des Spreizrings faßt und diesen auseinander treibt.

Die Verschiebung der Muffe erfolgt durch einen gegabelten, doppelarmigen Handhebel, oder das freie Ende des Hebels ist zu einem gezahnten Segment ausgebildet, das durch eine Schnecke und Handrad gedreht wird.

Die den Keil einpressende Kraft muß gleich der erforderlichen Umfangskraft sein, und für den Anpressungsdruck zur Erzeugung der Reibung zwischen dem geschlitzten Ring und Kegelrad kann etwa das 1,6fache der übertragbaren Umfangskraft gerechnet werden.

G. Zahnräder. Über Berechnung der Zahnräder vgl. Barth, Maschinenelemente, Sammlung Göschen Bd. 3. Hier sollen nur einige für die Berechnung von Hebezeugen erforderliche Konstruktionsangaben gemacht werden.

Das Material ist im allgemeinen Gußeisen.

Für Dampfwinden kommen vielfach Pfeilräder aus Stahlguß zur Verwendung.

Für ein zu übertragendes Moment M_t oder NPS bei n minutlichen Umdrehungen für z Zähne des kleineren Rades und einer Zahnbreite $b = \psi t$ ist die Teilung t , für unbearbeitete Zähne:

$$t_{\text{cm}} = 1,47 \pi \sqrt[3]{\frac{M_t}{k_b \psi z}} > 8\pi \text{ und } < 25\pi ,$$

für bearbeitete Zähne:

$$t_{\text{cm}} = 1,22 \pi \sqrt[3]{\frac{M_t}{k_b \psi z}} > 8\pi \text{ und } < 25\pi .$$

t ist auf ein ganzes Vielfaches m von π abzurunden, also $m\pi = D\pi$, woraus sich der Teilkreisdurchmesser D ermitteln läßt.

Bei der meist verwendeten Evolventenverzahnung wird gewählt für den Abstand vom Grund- bis zum Kopfkreis: $h_k = m$, die Fußhöhe $h_f = 1,2 m$, die ganze Zahnhöhe: $h = 1,9 m$ bis $2 m$, für die Zahnstärke am Fuß: $x = 1,35 m$ und die Zahnbreite: $b = 6 m$ bis $12 m$, so daß sich die am Zahnkopf angreifende Umfangskraft P aus:

$$Ph = 2 m P = 0,167 bx^2 k_b$$

ermitteln läßt oder nach Einsetzung der Werte aus:

$$P = 0,15 m b k_b .$$

Für das kleinere von zwei zusammenarbeitenden Rädern ist zu wählen die Zahnstärke s im Teilkreis, wenn unbearbeitet: $s = 0,5 t$, für das größere $0,45 t$, für bearbeitete Räder $0,55 t$ bzw. $0,45 t$.

Ferner $\psi = 2$ für unbearbeitete Krafräder, $\psi = \infty 2-3$ für gewöhnliche Transmissionsräder, $\psi = 3-5$ für Dampf- oder elektrischen Antrieb, bei Übertragung größerer Arbeitsmengen.

Die kleinste Zähnezah sei $z = 10-12$ für Handbetrieb, $z = 15-20$ für maschinellen Antrieb.

Die Werte von k_b und k sind für verschiedene Materialien aus folgender Tabelle zu entnehmen:

	Material	Beanspruchung	k_b kg/qcm	k kg/qcm
1.	Gußeisen	bei auftretenden Stößen	200	12—14
		normal	300	18—21
		ausnahmsweise	400	24—28
2.	Stahlguß	normal	500	35—60
3.	Gußstahl		800—1200	48—72
4.	Schweiß- eisen	für Zahnstangenwinden	1800—3000	96—112
5.	Phosphor- bronze		450—600	180—210
6.	Rohhaut	für Elektromotoren	100—120	32—40
				8—12

Als größte zulässige Übersetzung φ zwischen zwei Zahnradern: $\varphi = 10$.

Für $\varphi = 1$ wähle man $z = 18$ für jedes Rad,

für $\varphi = 2$ wähle man $z = 19$ für das kleinere Rad,

für $\varphi = 3$ und mehr wähle man $z = 20$ für das kleinere Rad, wenn möglich.

Der Wirkungsgrad η eines Zahnradpaars einschl. Lagerreibung beträgt $\eta = 0,94-0,96$, für eine Vorlegewelle:

$$\eta_w = \infty 0,97,$$

also für Radpaar und Welle der gesamte Wirkungsgrad:

$$\eta_g = \eta \cdot \eta_w = \infty 0,91-0,93 \text{ für roh gegossene Zähne,}$$

$$\eta_g = 0,95 \text{ für genau bearbeitete Zähne.}$$

H. **Schneckengetriebe** für Hebezeuge werden verwendet, wenn große Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen vorhanden sind, und um eine gedrängte Bauart zu erreichen. Als Verzahnung wird fast ausschließlich die Evolvente verwendet. Für eine Kopfhöhe von $0,3 t$ sei die kleinste Zähnezahl $z = 30$, für größeres z geht man bis $0,25 t$ herunter. In bezug auf das zu verwendende Material ist zu bemerken, daß für die Schnecke gehärteter Stahl mit einem Rad aus harter Phosphorbronze am besten arbeitet, da die Reibungszahl nur $\mu = \approx 0,04$; nächst dem sind für die Schnecke Gußeisen oder Stahl, für das Rad Gußeisen anzuwenden, für kleinere Geschwindigkeiten Stahlguß auf Stahlguß; Gußeisen auf Gußeisen wird bei eingängigen Schnecken mit Handantrieb verwendet, Phosphorbronze auch wohl für kleine Schnecken. Die Oberfläche der Radzähne sollte weicher sein als die der Schnecke. Bei höheren Geschwindigkeiten ist die Schnecke aus dem Vollen zu schneiden, das Rad zu fräsen. Bei z Radzähnen gilt für die Übersetzung φ eines m gängigen Getriebes $\varphi z = m$.

Bezeichnet K die am Kurbelarm l drehende Kraft an der Schnecke, P die Umfangskraft im Teilkreise des Rades vom Halbmesser R , r den der Schnecke, α ihren Steigungswinkel, so kann mit Berücksichtigung der Reibung gesetzt werden, wenn $\operatorname{tg} \varrho = \mu =$ Reibungszahl ist:

$$Kl = 1,1 Pr \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

Die Zähnezahl ergibt sich aus:

Moment der Last : η · Moment der Kraft;

wobei für:

$$\alpha = 6^\circ \quad - \quad 18^\circ \quad 30^\circ$$

und

$$\varrho = 4^\circ \quad 6^\circ \quad 6^\circ$$

folgt:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = 0,39 \quad 0,73 \quad 0,79.$$

Die auf Zoll englisch abzurundende Teilung t ergibt sich aus den Gleichungen unter Zahnrädern, worin M_t das Lastmoment darstellt, wobei für schnellaufende Schnecken höchstens:

$$t = 2,5 \text{ bis } 2,7 \sqrt{\frac{N}{z}} = 1,47 \pi \text{ bzw. } 1,22 \pi \sqrt[3]{\frac{M_t}{k_b \psi z}}$$

Die Breite b der Radzähne wird bei kleinen Schnecken t , sonst $\approx 1,5 t$ gewählt. Der Radius r der Schnecke wird für aufgesetzte Schnecken $r \geq 1,25 t$, für aus dem Vollen gefräste $r = 0,75 t$ bis $1,25 t$ gewählt, derjenige des Rades ergibt sich aus $R = z t : 2 \pi$. Will man Selbsthemmung erzielen, d. h. soll die Schnecke die Last in jeder Lage festhalten, so muß $t g \alpha < \mu$ sein, was aber einen geringen Wirkungsgrad von höchstens 45 % bedingt, man ordnet daher lieber Bremsen an. Der in der Richtung der Schneckenradwelle auftretende, stets vorhandene axiale Druck wird meist mit der Größe P kg zur Berechnung des diesen Druck aufnehmenden Lagers zugrunde gelegt.

Die Ausführung der Schneckengetriebe für elektrischen Antrieb kann mit einer über dem Rade liegenden oder unter ihm angeordneten Schnecke erfolgen; in letzterem Falle ist gute Schmierung der Schnecke möglich, indem der untere, Schnecke und Rad umschließende Teil des Gehäuses als Ölbehälter dient. Die Lagerung der Schneckenwelle erfolgt durch im Gehäuse angeordnete Hals- oder Ringschmierlager. Dasjenige Lager, welches den axialen Druck der Schnecke aufzunehmen hat, wird als Stütz-, Kamm- oder Kugellager ausgebildet, wobei sich Kugel- und Stützlager manchmal vereinigt finden.

I. Über **Lager** vgl. Barth, Maschinenelemente, Sammlung Göschen Bd. 3, für Hebezeuge kommen in Frage:

1. *Gleitlager*. Die Lager für Windwerkswellen

bilden sehr oft gußeiserne Augen mit und ohne Rotgußbüchse. Für Zapfen, deren Umdrehungen 70—80 übersteigen, werden geteilte, ausgebuchste Traglager verwendet.

Wellenlager an gußeisernen Gestellen werden meist durch Augen am Gestell gebildet, bei Befestigung der Augen an Blechwänden läßt man sie mit einem Ansatz in die Wand eingreifen, gute Bearbeitung der aufeinanderliegenden Flächen.

Man wähle den Flächendruck k kg/qcm zur Kontrolle nach folgenden Daten:

	Lagerstellen für Seil- und Kettenscheiben			Lager für Räder und Achsen			Lager für schnelllaufende Achsen	Zapfen in Blechwänden gelagert
	Gleitgeschwindigkeit $v < 0,25$ m/sek			$v < 1$ m			$v > 1$ m	
\varnothing	bis 100	100—200	200—400	50	50—100	über 100	—	—
k kg/qcm	30—80	75—120	100—150	30—50	40—60	50—80	25—30	bis 1000

Für Ringschmierlager sei die Auflagerlänge das 1,6 fache, der innere Ringdurchmesser das 1,3 fache des Durchmessers.

2. *Kugellager*, die den Vorteil geringen Anlaufwiderstandes haben, Abb. 208—210, werden als Ersatz der Stützlager für Schneckenwellen, Kransäulen und für drehbare Haken verwendet: Ein aus z Stahlkugeln vom Durchmesser δ cm bestehendes Kugellager kann für eine Kugel eine Belastung: $Q_1 = 50—100 \delta^2$ aufnehmen, zylindrische, kegelförmige oder ebene Laufflächen aus Stahl vorausgesetzt. Sind letztere zylindrische Rinnen von $0,66 \delta$ Radius, so kann gewählt werden $Q_1 = 100—200 \delta^2$ je nach Güte der Ausführung. Für $z = 10—20$ kann als Gesamtbelastung $Q = 0,2 z Q_1$ angenommen werden.

Als größte Belastung für eine Kugel sind etwa 500 kg nicht zu überschreiten.

Der Laufkreisdurchmesser D ergibt sich aus: $D\pi = z\delta$.
Durchmesser δ von $1/8$ bis $4''$.

Als Reibungsziffer kann $\mu = 0,0015$ bis $0,002$ gesetzt werden.

Der innere Laufring soll aufgepreßt sein, der äußere seitliches Spiel besitzen.

Die Abb. 208—210 zeigen Anordnungen für Schneckengetriebe, Abb. 317, 324, S. 119, Abb. 344, S. 127, für die Säulen von Drehkränen.

3. *Wälzrollenlager*, Abb. 211—214, für Kransäulen, Laufräder usw. benutzt, können bei l cm tragender Länge, δ cm mittlerem Durchmesser für eine Rolle mit: $Q_1 = 25-60 \delta l$ belastet werden, die kleineren Werte für Gußeisen auf Gußeisen, die größeren für Stahl auf Stahl, wobei $l < 5 d$ zu wählen ist. Man kann bei zylindrischen Rollen den mittleren Durchmesser der Rollenbahn bis etwa dem 20fachen der tragenden Rollenlänge annehmen.

K. **Nieten, Schrauben, Kupplungen** vgl. Barth, Maschinenelemente, Sammlung Göschen Bd. 3.

1. In einem beliebigen durch i Nieten geschwächten Querschnitt (Breite b cm, Stärke δ cm) eines Zugliedes, der senkrecht zur Zugkraft K kg steht, herrscht eine Zuganstrengung σ_z kg/qcm, deren Größe, wenn n die Gesamtzahl der Anschlußnieten, z die Anzahl der hinter einem betrachteten Querschnitt liegenden Nieten vom Durchmesser d bedeutet:

$$\sigma_z = \frac{K(n-z)}{(b-id)\delta n} \text{ kg/qcm.}$$

2. Für flachgängige Schrauben mit quadratischem Gewinde kann gewählt werden, wenn d_1 den Kerndurchmesser bezeichnet, als äußerer Durchmesser $d = \infty 1,1 d_1 + 2,2$ mm, die Steigung $s = 0,09 d + 2$ mm, die Gangtiefe $t = 0,125 s$.

Abb. 208.

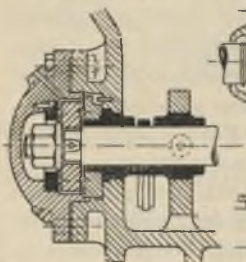


Abb. 209.

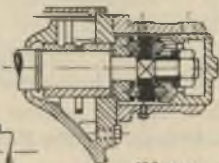


Abb. 211.

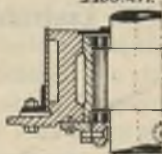


Abb. 210.

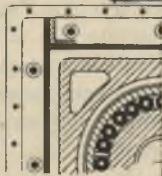
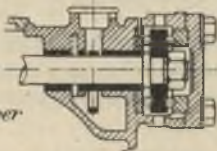


Abb. 208 - 210 Kugellager

Abb. 212.

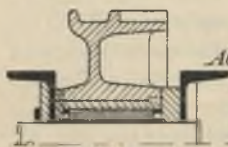


Abb. 214.

Abb. 211 - 214 Wälzrollenlager

Abb. 213.



Abb. 215.

Abb. 216.



Rippe

Abb. 213 - 220 Laufräder

Abb. 217.

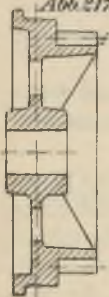


Abb. 218.

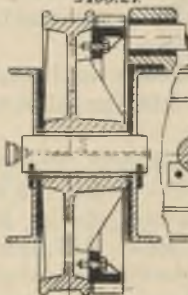
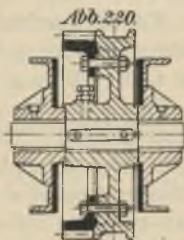


Abb. 219.



Abb. 220.



Für elektromotorischen Antrieb werden meist elastische Kupplungen verschiedener Bauart verwendet.

L. **Laufräder** aus Gußeisen, Hart- oder Stahlguß werden auf die Achsen aufgepreßt oder aufgekeilt oder drehen sich auf Lagerbüchsen aus Phosphorbronze auf der feststehenden Achse. Sie erhalten bei nur geradliniger Fahrbewegung zwei Spurkränze, müssen Kurven befahren werden, nur einen, mit schwach konischer Lauffläche von 1:20 Neigung, die auch durch auf die Radkörper aufgezugene Stahlbandagen gebildet werden. Alle angetriebenen Räder müssen auf gleichen Durchmesser geschliffen werden. Ausgeführt werden sie als Scheibenräder mit Rippen oder mit Armen.

Die Breite b cm der Lauffläche ergibt sich für D cm Durchmesser, k kg/cm Liniendruck, für einen Raddruck Q kg aus: $Q = k b D$, wobei für Gußeisen auf Stahlschienen $k \leq 20-30$ kg, für Stahlräder auf Stahlschienen $k \leq 40-70$ kg, Hartguß auf Flußstahlschienen $k = 30-60$ kg zulässig ist. Der Raddurchmesser D ist zu wählen für:

$Q =$	5000	7500	10000	12500	kg
$D =$	300 (350)	400 (450)	500 (550)	600 (650)	mm.

Die eingeklammerten Zahlen für maschinellen Antrieb.

Ausführungen von Laufrädern und ihrer Lagerung vgl. Abb. 213—220.

Für die Laufräder der Bühne von Laufkränen findet man für Lasten von 3000—10000 kg Laufraddurchmesser von 450—550 mm.

Die Laufschiene-, Flacheisen-, Sonder- oder Eisenbahnschiene-Profile, Abb. 381—384, S. 153, werden durch Niete oder versenkte Schrauben befestigt, häufig mittels seitlicher Ansätze an den Schienen, bei Trägern aus Profilleisen zunächst meist auf einer Gurtungslamelle, die dann mit den Schienen auf dem Träger befestigt wird. In manchen

Fällen, vgl. Abb. 311, wird die Schiene mit der Grundplatte in einem Stück gegossen. Durch Puffer, quer über die Träger gelegte Flacheisen an den Schienenenden oder durch Aufbiegen der Schienen mit einem Stützbock, vgl. Abb. 385, wird eine Begrenzung für die Laufkatze geschaffen.

Zweiter Abschnitt.

Lasthebemaschinen.

A. Rollen und Rollenverbindungen.

Die Rollenzüge. Je nachdem man eine Übersetzung der Kraft oder des Weges der Last beabsichtigt, unterscheidet man Lastrollen- und Treibrollenzüge.

Rollen werden verwendet bei fester Lagerung ihrer Achse als Leitrollen (feste Rollen), bei beweglicher Lagerung der Achse als Arbeits- (lose) Rollen, die bei Kraftübersetzung als Lastrollen, bei Hubübersetzung als Treibrollen bezeichnet werden, Abb. S. 69.

I. **Feste Rolle**, Abb. 221. Bezeichnet S_1 die größere Spannung im ablaufenden, S_2 die kleinere Spannung im auflaufenden Seilende, so berücksichtigt man den Einfluß der Bewegungswiderstände durch eine gedachte Vergrößerung a des Armes der Last. Demnach gilt:

$$S_1 R = S_2 (R + a).$$

Dazu kommt für den Zapfendruck D und den Zapfendurchmesser r das Zapfenreibungsmoment $D \mu r$, mithin wird:

$$S_1 R = S_2 (R + a) + D \mu r.$$

Allgemein ist $P = \frac{Q}{\eta} = S_1$. Der Zapfendruck ist:

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2 S_1 S_2 \cos \alpha} \\ &= \infty 2 S_2 \sin \frac{\alpha}{2} = \infty 2 S_2. \end{aligned}$$

Die Reibungszahl $\mu = 0,08$ bis $0,1$ und für Hanfseile beträgt $a = 0,06 - 0,016d^2$, für Ketten $0,2$ bis $0,3d$, d in cm Seil- bzw. Ketteneisenstärke. Für normale Verhältnisse ist für Hanfseile: $\eta = 0,973 - 0,0334d$, Drahtseile: $\eta = 0,94 - 0,96$, Kettenrollen: $0,94$ bis $0,96$, verzahnte Kettenrollen: $\eta = 0,94$. Der Lastweg ist gleich dem Kraftweg.

II. **Lose Rolle.** 1. *Lose Lastrolle*, Abb. 222. Hierfür gilt:

$$Q = S_1 + S_2 = S_1 + \frac{S_1}{\eta},$$

also da $P = S_1$, $P = \frac{Q}{1 + \eta}$. Für normale Verhältnisse ist allgemein für Hanfseile:

$$\eta = 1,019 - 0,0195d,$$

für Kettenrollen:

$$\eta = 0,97$$

und der Lastweg gleich dem halben Kraftweg.

2. *Lose Treibrolle*, Abb. 223. Hier wird

$$P = S_1 + S_2 = Q + S_2 = Q \frac{(1 + \eta)}{\eta}$$

und der Lastweg ist gleich dem doppelten Kraftweg.

III. **Rollen- und Flaschenzüge**, Abb. 224—230, S. 69.

1. *Rollenzüge*. Alle losen und festen Rollen sind von einem gemeinsamen Seil umschlungen, das von einer festen oder losen Rolle ablaufen kann. Die losen und festen Rollen, je in einem Gehäuse. Erstere besitzen dieselbe Hubbahn. Die festen Rollen auf einem ausgebuchsten, flußeisernen Bolzen sich lose drehend, durch Blechscheiben von 2—3 mm Dicke getrennt, das Gehäuse aus 3—6 mm starkem Blech, Abb. 233—237, für Schiffsbetrieb aus Holz. Die losen Rollen ebenfalls auf einem Bolzen drehbar in einem

Gehäuse, Kloben oder Flasche, gelagert. Auch hier sind Last- und Treibrollenzüge zu unterscheiden. Bei Flaschenzügen hängt die Last am freien Kettenende oder einer losen Lastrolle. Um das Sinken der Last zu hindern, finden sich manchmal besondere Klemmvorrichtungen.

a) Faktorenrollenzug, Lastrollenzug. Alle losen Rollen haben dieselbe Hubbahn.

α) Das Seil von fester Rolle ablaufend, Abb. 224, 225. Für die Summe n der festen und losen Rollen ist:

$$P = \frac{Q}{n\eta},$$

worin durchschnittlich für Hanfseilrollen:

$$\eta = 0,90 - 0,01 dn,$$

für Drahtseile:

$$\eta = 0,972 - 0,016n,$$

für Ketten:

$$\eta = 0,98 - 0,025n.$$

Die einzelnen Seilspannungen ergeben sich aus:

$$S_1 = P\eta, \quad S_2 = P\eta^2 \dots S_n = P\eta^n,$$

Q ist die Summe dieser Spannungen, woraus, da $P = Q : n\eta$, sich nach Einsetzung von Q die Größe von η ergibt. Lastweg = n mal Kraftweg.

β) Seil von loser Rolle ablaufend, Abb. 226, 227. Hier wird:

$$P = \frac{Q}{\eta(n+1)},$$

Lastweg = $n + 1$ mal Kraftweg.

Es ist wieder Q gleich der Summe der Spannungen:

$$P, \quad S_1 = P\eta, \quad S_2 = P\eta^2 \dots S_n = P\eta^n$$

und η folgt durch Einsetzen des Summenwertes in die Hauptgleichung.

b) Treibrollenzug. Die Last hängt am freien Seilende.

α) Seil von fester Rolle ablaufend, Abb. 228. Hier ist:

$$P = \frac{Qn}{\eta}.$$

Die einzelnen Seilspannungen sind:

$$S_1 = \frac{Q}{\eta}, \quad S_2 = \frac{Q}{\eta^2} \dots S_n = \frac{Q}{\eta^n},$$

ihre Summe ist P . Lastweg = Kraftweg dividiert durch n .

β) Seil von loser Rolle ablaufend, Abb. 229. Hier wird:

$$P = \frac{Q(n+1)}{\eta}.$$

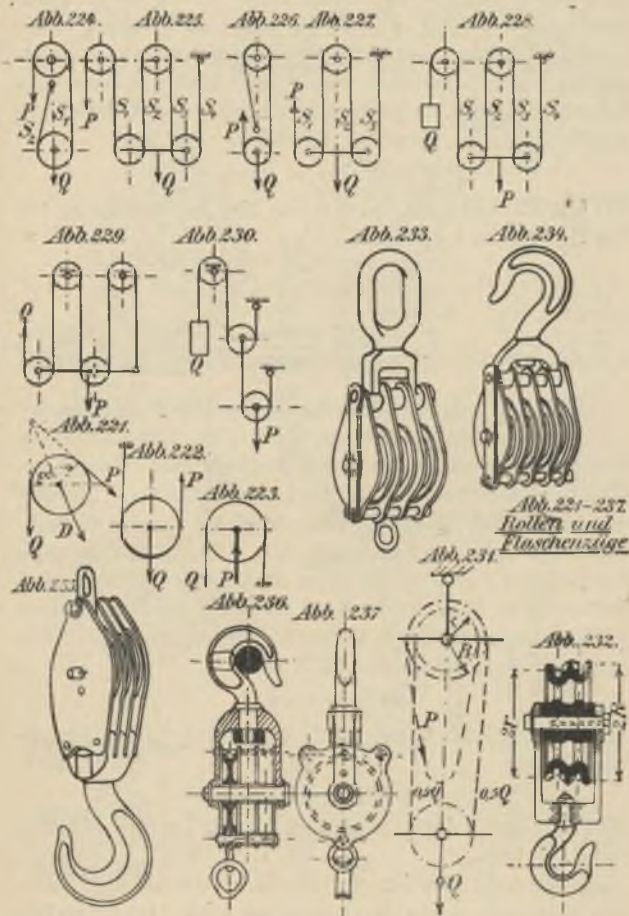
Lastweg = Kraftweg dividiert durch $n+1$. Die einzelnen Seilspannungen wie oben zu ermitteln.

c) Der Potenzflaschenzug, Abb. 230, wird als Treibrollenzug für hydraulische Hebezeuge in Verbindung mit loser Rolle verwendet. Hier gilt:

$$P = \frac{2^n Q}{\eta},$$

wo η das Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen losen Rollen. Der Lastweg = Kraftweg dividiert durch 2^n .

d) Differentialflaschenzug, Abb. 231, 232. Er besteht aus zwei sich sehr wenig im Halbmesser R und r unterscheidenden, zusammengewachsenen, lose auf einer Achse sitzenden Rollen, ist aber eine veraltete Ausführung. Selbsthemmung wird erreicht durch die Zapfen- und Seilreibung der beiden Rollen. Zugorgan meist kalibrierte Kette. Die Zähnezahzahl Z der größeren Rolle von 8—15, der



kleineren x von 7—14, wobei meist $Z = x + 1$. Über Belastungen von $Q = 2000$ kg meist Anwendung eines Haspelrades oder auch Zahnradvorgelege, wobei ein Trieb auf der Haspelradachse in das größere Rad mit Innenverzahnung eingreift. Ohne Berücksichtigung der Widerstände ergibt sich P aus Abb. 231, S. 69:

$$PR + 0,5 Qr = 0,5 QR.$$

Mit Berücksichtigung der Ketten- und Zapfenreibung für das Heben der Last:

$$P = Q \left[\left(\frac{1}{\eta} \right)^2 - \frac{r}{R} \right] : \left(1 + \frac{1}{\eta} \right),$$

worin sich η aus der Gleichung: $\eta = 2,97 - 2,82 \frac{x}{Z}$ ergibt.

Abb. 232 zeigt die Anordnung der Differentialflasche.

2. *Schraubenflaschenzüge*, Abb. 238, 239, mit meist zweigängigen Schnecken hoher Steigung und Drucklagerbremse, ohne Selbsthemmung für Lasten von 500—12000 kg und Höhen von 3—6 m. Über 5000 kg werden Gelenkketten benutzt. Die Kettenuß, Abb. 240, oft aus Hartguß, die Schnecke aus gehärtetem Stahl, das Schneckenrad Bronze. Das Moment der Last ist $Q\varrho\eta_1$ für das Senken, η_1 Wirkungsgrad der Kettenuß. Ferner Druck D in der Schneckenradachse in Abb. 238 aus:

$$DR = Q\varrho\eta_1,$$

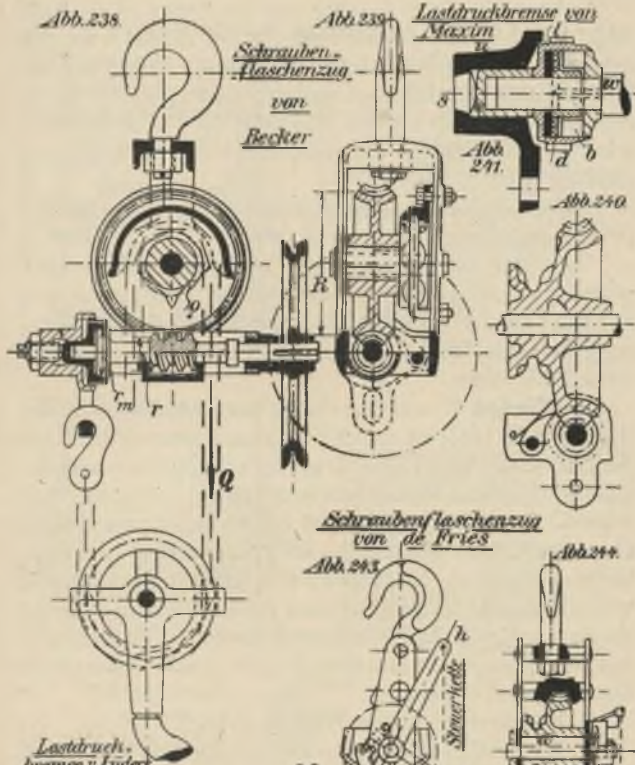
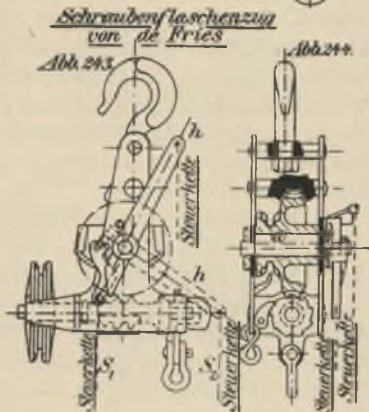
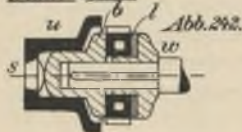
die Umfangskraft P am mittleren Radius r_m des Bremskegels aus:

$$Pr_m = Q\varrho\eta_1,$$

Berechnung der Schnecke vgl. S. 59, der Lastdruckbremse S. 50.

Verwendet werden verschiedene Systeme der Lastdruckbremsen, deren Wirkungsgrad 0,55—0,65 beträgt.

Abb. 238.

*Lastdruck-
bremse F. Luilers*

Schraubenflaschenzug von de Fries, Abb. 243, 244. Durch entsprechende Drehung des Hebels h auf der exzentrisch gelagerten Achse w können Schnecke und Schneckenrad durch Ziehen an den Steuerketten S_1 bzw. S_2 ein- und ausgerückt werden, wobei der Hebel h durch Sperrscheibe und Klinke in seiner höchsten oder tiefsten Lage gehalten wird.

Im Schraubenflaschenzug „System Mork“ enthält die Drucklagerbremse kein Sperrrad.

Statt des Schneckenantriebs kommen auch einfache oder doppelte Stirnradübersetzungen zur Ausführung, mit schräggestellten Zähnen der Stirnräder, zur Erzeugung des Axialdruckes ebenso für elektrischen Antrieb Lamellenbremsen.

B. Winden dienen zum Heben von Lasten in vertikaler Richtung. Mittelbar, durch Seile oder Ketten die Kraft auf die Last übertragend und für größere Hubhöhen bestimmt, arbeiten Räder- und Trommelwinden, unmittelbar wirkend für kleinere Hübe sind Schrauben- und Zahnstangenwinden. Sie werden entweder ortsfest oder fahrbar ausgeführt als Laufwinden und Laufkatzen, wenn sie, wie bei Kranen, die Verschiebung der Last unabhängig von der Bewegung des Krans selbst ausführen. Der Antrieb kann von Hand, durch Transmission, Dampf, durch Wasserdruck und elektrisch erfolgen.

I. Mittelbar wirkende Winden, Abb. S. 73.

1. *Trommelwinden* werden nach Art der Aufstellung und Verwendung in feststehende oder fahrbare Bockwinden, als Aufzugs-, Kabel-, Bauwinden, Wandwinden, Säulenwinden, Kranwinden usw. eingeteilt. Je nach der Art der die Übersetzung bewirkenden Organe unterscheidet man Räder- und Friktionswinden, Abb. 245—247 und Abb. 248—251.

Lasten von 400—1000 kg erfordern ein Vorgelege,

50
1000 kg
Vorgelege

Abb. 245-247 Trommelwinde mit doppeltem Vorgelege.

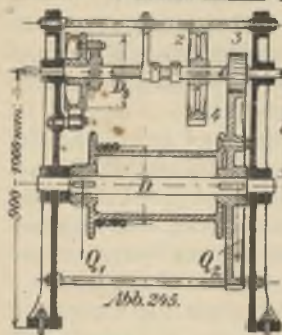


Abb. 245.

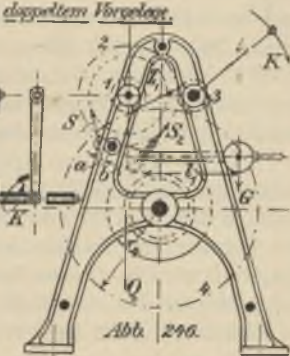


Abb. 246.

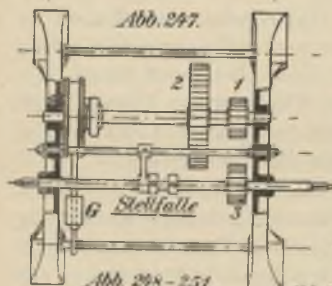


Abb. 247.

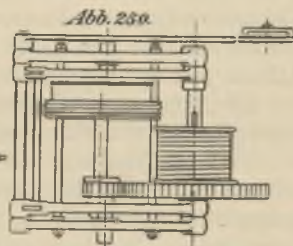


Abb. 248.

*Abb. 248-251
Frictionswinde*

Abb. 251

Abb. 249

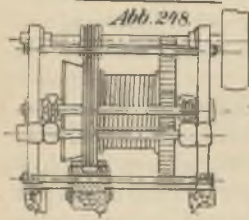
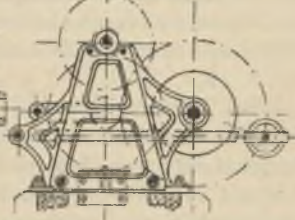


Abb. 248.



solche von 1000—3000 kg zwei Vorgelege, größere Lasten sind durch Einschaltung eines Flaschenzuges oder drei Vorgelege, über die man selten hinausgeht, zu heben.

Winden mit zwei Vorgelegen werden bei der Möglichkeit der Verschiebung der Kurbelwelle für kleinere Lasten auch mit kleinerer Übersetzung ausgerüstet.

Bei Anwendung von Sperradbremsten dreht sich beim Heben der Last mit ein oder zwei Vorgelegen die Bremswelle in der Nabe der Bremsscheibe, und diese bleibt unter der angezogenen Bremse stehen. Winden von kleinerer Tragkraft werden oft ohne Bremse, aber mit Sperrad, solche mit größerem Hub mit Fliehkraftbremsen ausgerüstet.

Winden, die für schwere Lasten mit drei Vorgelegen arbeiten, werden durch Verschieben der Kurbelwelle, die in ihrer Lage durch eine Stellfalle gehalten wird, auch für kleinere und mittlere Lasten verwendbar gemacht. Beim Senken der Last wird die Kurbelwelle so weit verschoben, daß alle auf ihr befindlichen Triebe außer Eingriff sind.

Für Aufzüge mit größeren Ladeflächen kommen statt einer oft zwei Windetrommeln zur Verwendung.

Statt der Trommeln werden Kettenräder mit Gallischen Ketten verwendet, wenn es auf gedrängte Anordnung ankommt, wobei die Kette mit einem Ende meist an einem Querstück des Windengestells aufgehängt ist, während das andere Ende frei herabhängt, die Kette eine lose Rolle trägt und über das Kettenrad hinweggeführt wird. Kettenrad und Welle sind dann oft aus einem Stück hergestellt, Abb. 48, 49, S. 19.

Bei *fahrbaren Winden*, deren Lasttriebwerk von den besprochenen nicht abweicht, erfolgt der Antrieb zum Verfahren meist durch die Kurbel, deren Welle durch Verschieben mit dem Windwerk außer Eingriff gebracht und mit dem Fahrtriebwerk gekuppelt wird. Dieses besteht entweder

aus einer Gallschen Kette, die die Bewegung von den Vorgelegewellen auf die Laufradachse überträgt, oder aus einer oft schrägliegenden Zwischenwelle mit Kegelrädern an beiden Enden, die mit Kegelrädern auf der Kurbelwelle und der Laufradachse in Eingriff stehen, wobei die Arbeiter sich oft auf einer an die Windenschilde angeschraubten Plattform befinden.

Bei Winden mit *Transmissionsantrieb* für Hubleistungen unter 10 PS, durch einen Riemen mit Riemenengeschwindigkeiten bis 10 m und Riemenbreiten bis 15 cm, kommen meist eine feste und eine lose Riemenscheibe zur Anwendung, wobei die Einrichtung oft so getroffen wird, daß, wenn der Riemen auf die lose Scheibe gebracht wird, die Bremse in Tätigkeit tritt.

Bei *Friktionswinden* für Speicher mit einer Hubgeschwindigkeit bis 2,5 m, einem Anpressungsdruck von ≈ 25 kg für eine Rolle, Abb. 248—251, wird das auf der Antriebswelle sitzende kleine Friktionsrad mit einem größeren, auf einer Vorgelegewelle befindlichen durch Anheben der Welle des letzteren mittels eines Steuerseils in Eingriff gebracht, wobei die Drehung der Trommel durch einen Trieb auf der Vorgelegewelle erreicht wird. Beim Senken der Welle des größeren Reibungsrades legt sich dieses gegen eine darunter befindliche Bremsbacke aus Holz. In der Regel besitzen derartige Winden noch Schleuderbremesen.

2. Im folgenden sind der *Gang der Berechnung* einer Trommelwinde und die dafür erforderlichen Daten zusammengestellt, nach Abb. 245—247, S. 73.

Als gegeben sei die Last Q kg angenommen, die von zwei Arbeitern, die mit je K kg an einer Handkurbel arbeiten, zu bedienen ist, wobei für kleinere Lasten eine kleinere Übersetzung mit einfachem Vorgelege verwendet werden soll, das durch Verschieben der Kurbelwelle eingerückt wird.

In diesem Falle ist die für das Arbeiten mit zwei Vorgelegen als Vorgelegewelle dienende Bremswelle ausgeschaltet und läuft leer mit. Als Zugorgan sei ein Drahtseil vom Durchmesser d cm angenommen.

Für einfaches Vorgelege stehen in Eingriff die Räder 3 und 4,

„ doppeltes „ „ „ „ „ „ „ 2 „ 3.

a) Ermittlung des Seildurchmessers d , vgl. S. 9.

b) Ermittlung des Trommeldurchmessers D , vgl. S. 24.

c) Gesamtübersetzung ohne Berücksichtigung der auftretenden Kraftverluste $\varphi_0 = \text{Lastmoment} : \text{Kraftmoment} = \frac{0,5 D Q}{2 K l}$.

$$\text{ment} = \frac{0,5 D Q}{2 K l}.$$

Zwischen je zwei Zahnrädern ist höchstens $\varphi_1 = 1 : 8$ bis $1 : 10$ zulässig, für Winden mit maschinellm Antrieb etwa $1 : 6$. Würde also φ_0 größer als $8-10$, so ist zunächst doppeltes Vorgelege zu wählen.

d) Gesamtübersetzung φ_g mit Berücksichtigung der Widerstände. Der Gesamtwirkungsgrad η_g ist das Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen Wellen, also:

$$\eta_g = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$$

Für die einzelnen Wirkungsgrade kann angenommen werden:

Zahnräder- Vorgelegewelle η_1	Trommelwelle η_2			
	Hanfseil	Drahtseil	Kette	Ketten- daumenrad
0,91—0,93	0,91—0,96	0,95	0,96	0,95

Als Gesamtwirkungsgrad ist als genügend genau für Stirn- und Kegelräder zu wählen für an der Trommel hängende Last:

	Hanfseil- trommel	Drahtseil- oder Kettentrommel	Daumenrad oder Kettennuß
1 Vorgelege	0,80—0,85	0,88	0,85
2 "	0,75—0,80	0,80	0,78
3 "	0,65—0,75	0,73	0,71

wenn die Last ohne lose Rolle aufgehängt ist.

Demnach wird:

$$\varphi_g = \frac{0,5 D Q}{2 K l \eta_g}.$$

Um φ_g in Einzelübersetzungen zu zerlegen, lasse man diese nach der Trommel hin abnehmen und wähle für die einzelnen Vorgelege möglichst einfache Übersetzungen, z. B. wenn:

$\varphi_g =$	1 : 15	1 : 30	1 : 32	1 : 90	1 : 100
$\varphi_1 =$	1 : 3	1 : 5	1 : 4	1 : 3	1 : 5
$\varphi_2 =$	1 : 5	1 : 6	1 : 8	1 : 4	1 : 5
$\varphi_3 =$	—	—	—	1 : 6	1 : 4

e) Ermittlung der Zahnraderteilung t_1 für den Eingriff der Räder 1 und 4, Durchmesser usw., S. 57.

α) Wahl der Zähnezah z_1 des Triebes 1 auf der Kurbelwelle, Berechnung der Teilung t_1 vgl. S. 58.

β) Ermittlung der Zahnraderteilung t_2 für den Eingriff der Zahnräder 2 und 3, Wahl der Zähnezah z_3 des Triebes 3.

f) Berechnung der Bremse.

α) Wahl des Durchmessers D_b der Bremsscheibe, nach S. 48.

β) Ermittlung der Umfangskraft P an der Bremsscheibe aus.

$$P \cdot 0,5 D_b = M.$$

γ) Moment an der Brems Scheibe:

$$M = 0,5 D_b Q \frac{r_1}{r_4} \eta_1 \cdot \eta_2 ,$$

δ) Wahl der Hebelarme des Bremshebels, S. 46.

ε) Ermittlung der Bandspannungen S_1 und S_2 , S. 46.

ζ) Ermittlung des Hebelgewichts G , S. 46, aus:

$$G l = S_2 b - S_1 a .$$

η) Drehbolzen für den Bremshebel, Scharnierbolzen für die Hebelarme a und b , vgl S. 49.

θ) Sperrrad und Sperrklinke, nach S. 40 für das Moment:

$$M = 0,5 D Q \frac{r_1}{r_2} \cdot \eta \cdot \eta_2$$

und eine Umfangskraft am Sperrradradius ρ :

$$P = \frac{M}{\rho} .$$

g) Berechnung der Windenwellen.

Als Material ist gutes feinkörniges Flußeisen oder zäher Stahl mit folgenden zulässigen Beanspruchungen anzunehmen.

	Vorgelegewelle			Trommelwelle		
	Nur auf Ver- drehung	Auf Verdrehung und Biegung		Nur auf Ver- drehung	Auf Verdrehung und Biegung	
	k_t kg/qcm	k_t kg/qcm	k_b kg/qcm	k_t kg/qcm	k_t kg/qcm	k_b kg/qcm
Schweißeisen	120	360	300	120	600	360
Flußeisen	200	600	400	200	600	600—800
Flußstahl	300	900	500	300	800	900—1000

Liegen die Zahnräder unmittelbar an den Lagerstellen, so genügt die Berechnung der Wellendurchmesser d_w auf Verdrehung allein, aus:

$$M_t = 0,2 d_w^3 k_t .$$

Ist das nicht der Fall, so sind die Wellen auf Biegung und Verdrehung zu ermitteln nach der Gleichung:

$$0,1 d_w^3 k_b = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{k_b}{1,3 k_t}\right)^2 M_t^2}$$

oder angenähert:

$$\text{wenn: } M_t < M_b \text{ aus } 0,1 d_w^3 k_b = 0,3 M_t + 0,96 M_b ,$$

$$,, \quad M_t > M_b \quad ,, \quad 0,1 d_w^3 k_b = 0,6 M_t + 0,62 M_b$$

oder auch angenähert aus:

$$0,1 d_w^3 k_b = M_b + 0,2 M_t .$$

Für die Kurbelwelle genügen meist Durchmesser von 30 und 40 mm für einen bzw. zwei Mann an der Kurbel, wenn die Welle nicht verschiebbar ist. Für verschiebbare Kurbelwellen sind die entsprechenden Durchmesser etwa 35 und 45 mm.

Die Berechnung der Biegungs- und Verdrehungsmomente ergibt sich folgendermaßen:

α) Trommelwellen. Der Zahndruck des Trommelrades 4 ist in eine vertikale und horizontale Komponente zu zerlegen. Für alle an der Welle angreifenden horizontalen Kräfte sind die horizontalen Auflagerdrücke zu ermitteln und die an den Belastungsstellen auftretenden Biegemomente. Dasselbe hat für die vertikalen Kräfte zu erfolgen und zwar für jede der beiden Endstellungen des Seils auf der Trommel. Dann sind die horizontalen und vertikalen Biegemomente zu einem resultierenden Biegemoment zusammzusetzen, und das größte derselben ist, mit dem Verdrehungsmoment vereinigt, für die Berechnung der Welle zu benutzen.

β) Vorgelegewelle. Hier ist entsprechend zu verfahren, indem die Belastungen (Zahndrücke) an den verschiedenen Stellen der Welle in horizontale und vertikale

Komponenten zu zerlegen sind, die auftretenden horizontalen und vertikalen Auflagerdrücke zur Ermittlung der horizontalen und vertikalen Biegemomente dienen, und letztere zu resultierenden Biegemomenten zu vereinigen sind, die, mit den auftretenden Verdrehungsmomenten vereinigt, das ideelle Biegemoment M_{bi} ergeben, aus dem der Durchmesser zu ermitteln ist.

γ) Die Zapfen der Wellen vom Durchmesser d_z und der Länge l_z sind für die resultierenden Auflagerdrücke auf Biegung zu berechnen und der Flächendruck k als der Quotient des Auflagerdrucks und $d_z l_z$ zu kontrollieren, wobei für ausgebuchste Lager $k = 40—80$ kg, für nicht ausgebuchste $k = 25—30$ kg anzunehmen ist.

h) Die Windenschilde aus Gußeisen, jetzt seltener, erhalten für schwere Winden \square -Querschnitt, sonst T- oder Γ -Querschnitt. Die Höhe von \square -förmigen Querschnitten kann angenommen werden für Kettenwinden $h = 6d + 15$ bis 20 mm, für Hanfseilwinden $h = 2d + 15$ bis 20 mm, wenn d die Ketteneisenstärke bzw. den Seildurchmesser bezeichnet. Die Schilder möglichst symmetrisch zu einer Mittellinie herzustellen und durch Querverbindungen aus Rundeisen von 20—35 mm Durchmesser zu versteifen. Statt gußeisener Windenschilde werden durch Winkeleisen versteifte Blechwände mit eingesetzten Gußlagern angeordnet, meist weil sie leichter und billiger sind.

Feststehende Winden werden auf ihrer Unterlage verschraubt. Bei fahrbaren Winden werden die Lager für die Laufachsen nach unten offen an die Windenschilde angegossen und mit Deckeln versehen oder seitlich angegossen oder Augenlager unter die Schilde geschraubt.

3. *Wand- oder Konsolwinden* werden bei beschränktem Platz und zum Heben kleinerer Lasten verwendet. Die Trommelachsen liegen entweder senkrecht zur Wand in

einem meist \perp -förmigen, an eine Wandplatte angegossenen Rahmen gelagert oder parallel zur Wand in zwei getrennten oder an eine Wandplatte angegossenen Konsolen. Sie werden als Speicherwinden, Lampenaufzüge usw. verwendet, vgl. Abb. 252—255, S. 83.

Kleinere Lasten werden ohne Vorgelege gehoben, Trommel oder Kettenuß und Sperrad auf der Kurbelwelle angeordnet. Größere Winden erhalten Stirnradvorgelege oder werden als Schneckenradwinden mit selbsthemmender Schnecke oder mit doppelgängigen Schnecken mit Drucklagerbremse ausgeführt. Für kleine Lasten werden einfache Bandbremsen, für größere Sicherheitskurbeln und Schleuderbremsen vielfach eingebaut. Riemenantrieb mit fester und loser Scheibe findet sich ebenfalls, wobei oft der Riemen bei höchster Stellung des Lasthakens selbsttätig ausgerückt wird.

4. Für *fahrbare Winden* ist bei einem Gewicht G kg der Winde, einem Zapfenradius r der Laufradachsen, einer Reibungszahl μ der gleitenden Reibung und einem Hebelarm $f = 0,08—0,1$ cm der rollenden Reibung das für das Fahren der Winde zu überwindende Moment M_f :

$$M_f = (Q + G) (\mu + fr),$$

mit einem Zuschlag von $\approx 50\%$. Die Übersetzung für das Fahrwerk ist:

$$\varphi = \frac{M_f}{\eta Ka}.$$

Laufwinden sind fahrbare Winden, die auf dem Ausleger eines Drehkrans oder der Laufbühne eines Laufkrans ein Heben und gleichzeitig ein Verschieben der Last ermöglichen. Als Betriebskraft kommt für Heben der Last und Fahren der Katze Hand- oder elektromotorischer Antrieb in Frage, jedoch finden sich auch Ausführungen etwa bis

$Q = 1000$ kg mit Handbetrieb zum Fahren, mit elektrischem Betrieb zum Lastheben. Die Anordnung kann derart erfolgen, daß die Laufkatze nur die Leitrollen für die Last enthält, während die Hub- und die Fahrwinde seitlich am Krangestell oder an einem Ende der Bühne liegen, oder beide Triebwerke für Heben und Fahren sind, besonders für größere Nutzlasten, in die Katze eingebaut oder auch nur eines von ihnen.

a) Die Berechnung des Hubwindwerks erfolgt wie für die früher besprochenen Winden, für die Berechnung des Fahrwerks ist der Fahrwiderstand W für das Verschieben der Katze zugrunde zu legen, der sich zusammensetzt aus dem Widerstand P_1 , den die beim Verschieben der Katze sich mitdrehenden Leitrollen und losen Rollen der Lastkette hervorrufen, außerdem aus dem Widerstand P_2 der rollenden Reibung der Laufräder, der Spurkranz- und Zapfenreibung, endlich aus dem Widerstand P_3 der Zugkette der Katze und ihrer Leitrollen. Es ist zu setzen:

$$P_1 = 0,062 Q, \quad P_2 = 2,5 (fD + 1,8 \mu r Q) : R,$$

worin D den gesamten Raddruck, r den Zapfenradius der Laufräder, R den Radius der Laufräder, $\mu = 0,08 - 0,1$ die Reibungszahl der gleitenden, $f = 0,05$ bis $0,08$ cm den Hebelarm der rollenden Reibung bedeuten. Endlich ist für eine Durchsenkung y des Zugseils der Katze, bei halber größter Länge x der freihängenden Zugkette und q kg Gewicht der Zugkette für 1 m:

$$P_3 = \frac{(0,59x^2)}{\mu}.$$

Demnach:

$$W = \frac{(P_1 + P_2 + P_3)}{\eta_1},$$

worin η_1 den Wirkungsgrad der Zugkettenrollen bedeutet.

Abb. 252

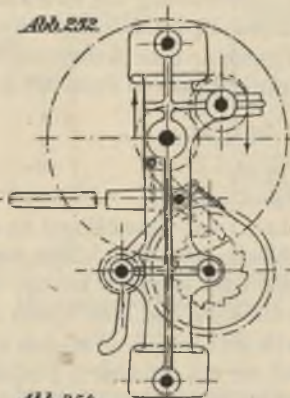


Abb. 253.

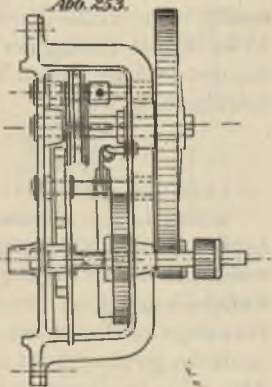


Abb. 254.



Abb. 255

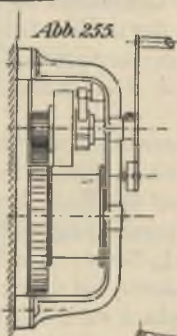
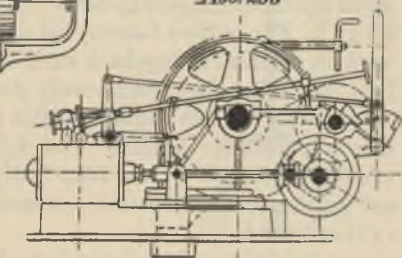
Abb. 252 - 255.
Wurdfwinden.

Abb. 256

Abb. 256.
Dampfwinde

Bezeichnet ferner φ die zur Überwindung des Fahrwiderstandes erforderliche Übersetzung, M_k das Moment der Kraft, $M_l = W$ mal Radius der Trommel- oder Kettenuß das Moment der Last, η_2 den Wirkungsgrad von Trommel- oder Kettenuß, so wird:

$$\varphi = \frac{M_l}{\eta_2 M_k}.$$

b) Laufwinden mit Handbetrieb.

Kleine Lasten werden direkt mit einem Bügel an die Achsen der Laufräder angehängt, Abb. 257—259, wenn wesentlich Fortbewegung der Last in Frage kommt, das Verschieben erfolgt durch direkten Zug oder durch ein Vorgelege mit Haspelrad, Abb. 261—263. Wird nur eine Laufrolle verwendet, so läuft sie auf der oberen Gurtung, Abb. 257, bei längeren Laufbahnen läßt man zwei Laufräder auf den Schenkeln der unteren Gurtung laufen.

Eine überall leicht anzubringende Untergurtlaufkatze der Firma Tourtellier & Fils, Mülhausen i. E., zeigt Abb. 260.

Bei außerhalb der Katze liegendem Fahr- und Hubwerk enthält die Katze außer den Laufrädern nur die beiden Leitrollen für die Lastkette auf den Laufradachsen in einem aus Blechen oder \square -Eisen zusammengesetzten Rahmen, die durch Knotenbleche oder \perp -Eisen verbunden sind, Abb. 264 bis 267. Für größere Lasten, bei denen Hub- und Triebwerk in die Katze eingebaut sind, erfolgt das Heben der Last und Fahren der Katze meist durch Haspelräder von unten, seltener durch Kurbeltrieb von oben, der eine größere Konstruktionshöhe bedingt. Die Ausführung des Windwerkes erfolgt als Stirnräderlaufwinde, oder wo es auf gedrängte Konstruktion ankommt, als Schneckenradlaufwinde.

α) Bei Stirnradlaufwinden, Abb. 268—273, wer-

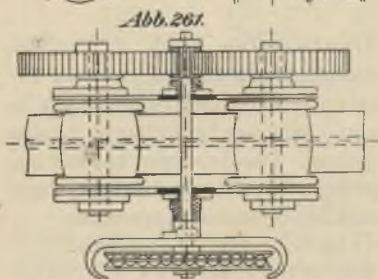
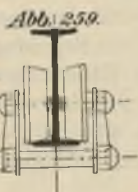
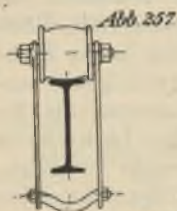
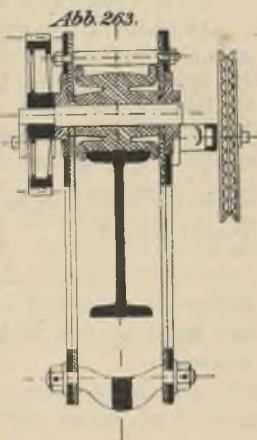
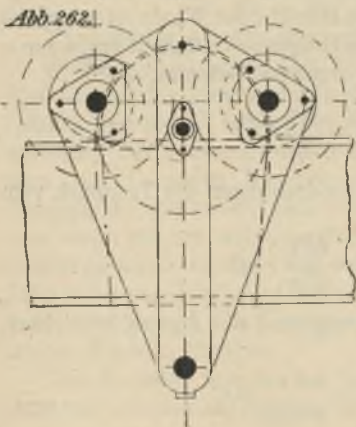


Abb. 257-263.
Laufkatzen



den Haspelräder für Heben und Fahren verwendet. Sie werden wie fahrbare Winden hergestellt, meist mit selbsttätiger, gewichtsbelasteter Haltebremse und häufig Fliehkraftbremsen zur Regelung der Senkgeschwindigkeit, auswechselbaren Rädervorgelegen. Als Zugorgan für die Last und für das Fahren dienen für größere Lasten meist Gelenkketten, Abb. 271—273. Das Gewicht von Stirnräderlaufwinden beträgt etwa 0,25 bis 0,5 der zu hebenden Nutzlast.

β) Schneckenradlaufwinden, Abb. 274—276, durch mehrgängige Schnecken angetrieben, werden für Lasten bis 5000 kg mit einem auf der Laufradachse sitzenden Haspelrad versehen und erhalten bei größeren Lasten außerdem Zahnrädervorgelege. Das Huborgan besteht aus kalibrierten Ketten, bei größerer Tragfähigkeit Gelenkketten, als Bremsen werden Drucklagerbremsen vorgesehen.

c) Laufwinden mit motorischem Antrieb.

α) Berechnung der erforderlichen Leistung.

1) *Hubwerk*. Die zum Betriebe der Winde erforderliche Anzahl *NPS* folgt für die Hubgeschwindigkeit *vm*, wenn η den Wirkungsgrad des Vorgeleges bedeutet, aus:

$$N = \frac{Qv}{\eta} PS,$$

worin für *n* minutliche Umdrehungen der Trommel, vom Durchmesser *D*:

$$n = \frac{60v}{D\pi} \text{ ist}$$

und wenn η_m den Wirkungsgrad des Motors bezeichnet, müssen:

$$N_m = \frac{Qv}{\eta \cdot \eta_m} PS$$

vom Motor geleistet werden, während bei n_m Umdrehungen des Motors, die Gesamtübersetzung:

$$\varphi_g = \frac{n_m}{n}$$

beträgt.

Man kann wählen:

für $Q =$	500	500—1000	1000—1500	1500—2000 kg
$v \geq$	0,25	0,15	0,1	0,05 m/sek.
$n_m =$	{ 80—100	100—200	400—1200	minutlich
	Transmis- sionsw.	Dampfw.	elektrische W.	

2) *Fahrwerk*. Machen die Laufräder der Winde n_1 minutliche Umdrehungen und ist v_1 die Fahrgeschwindigkeit, so muß der Motor bei dem Wirkungsgrad η_1 des Vorgeleges:

$$N_1 = \frac{Pv_1}{75\eta_1} PS$$

leisten, wenn P den am Umfang der Laufräder vom Radius r wirkenden Widerstand bezeichnet, wobei vgl. S. 84:

$$Pr = M_f \text{ ist.}$$

Transmissionswinden vgl. S. 75.

β) Dampfwinden, Abb. 256, für Schiffswinden und Fördermaschinen verwendet und meist mit Auspuff arbeitend, passen sich infolge der Eigenschaften der Dampfmaschine leicht verschiedenen Belastungen an, müssen aber, um zu große Verluste durch Kondensation des Dampfes zu vermeiden, nahe dem Kessel angeordnet sein oder einen solchen selbst besitzen. Sie werden meist als Zwillingsdampfmaschinen mit einfachem Muschelschieber, Stephensonscher oder Allan- Kulissensteuerung, und um ruhigeren Gang zu erzielen, mit unter 90° versetzten Kurbeln versehen.

Die Zylinder werden bei liegender Anordnung, die stoßfreier arbeitet als schräge, an den Seiten des Gestells

verschraubt, oder sie liegen hinter dem als Bajonettrahmen ausgebildeten Gestell. Schrägliegende Zylinder liegen meist nebst dem Kurbelgetriebe außerhalb des Gestells, die Steuerung innerhalb. Die Übersetzung ins Langsame von der Kurbelwelle zur Trommelwelle erfolgt meist durch doppeltes Stirnrädervorgelege, oft mit Pfeilzähnen. Durch Ausrücken des Vorgeleges erhält man direkte Übersetzung zwischen Trommel und Kurbelwelle. Senken der Last kann durch Abkuppeln der Trommelwelle erfolgen. Festhalten und Regeln der Senkgeschwindigkeit durch eine Sperrad- Bandbremse mit Fußbedienung. Die Gleitbahnen, einfache Schienen, werden am Dampfzylinder und am Gestell befestigt.

Für Förderzwecke kommen oft Winden mit zwei Trommeln zur Verwendung. Zwischen den mit Stirnrädern versehenen Trommelwellen liegt parallel eine dritte Welle, auf der sich ein Zahnrad in Eingriff mit den Trommelzahnradern befindet, und außerdem greift ein Schneckenrad auf derselben Achse in eine auf der Kurbelwelle angeordnete Schnecke, so daß sich für eine Übersetzung φ_1 zwischen den Stirnrädern und φ_2 zwischen Schnecke und Schneckenrad für eine mittlere Tangentialkraft T_m am Kurbelradius r und eine Nutzlast Q am Trommelradius $0,5 D$ eine Gesamtübersetzung

$$\varphi_g = \frac{\varphi_1 \varphi_2 r}{0,5 D} = \frac{Q}{T_m}$$

ergibt.

Berechnung der Dampfwinden.

Für den Wirkungsgrad der Winde $\eta_w = 0,75—0,8$, eine minutliche Umlaufszahl $n_m = 120—200$ der Maschine, n der Trommel ist die Gesamtübersetzung:

$$\varphi_g = \frac{n_m}{n}$$

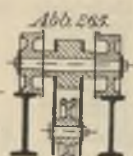
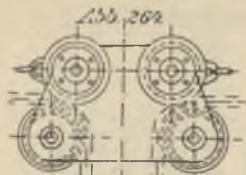


Abb. 268.



Abb. 269 - 270.
Laufkatzen.

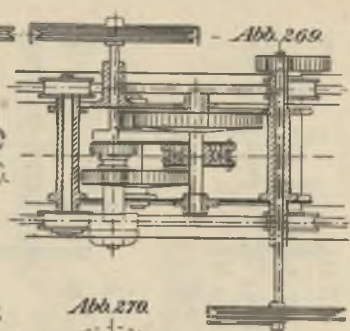


Abb. 270

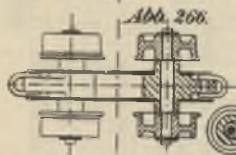
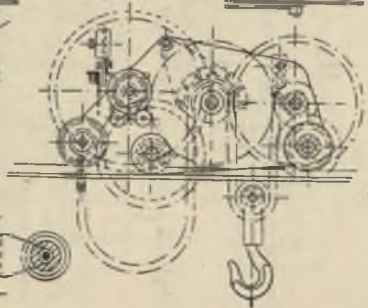


Abb. 266.

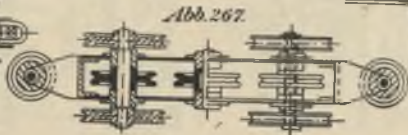


Abb. 267.

und das Moment M_k an der Kurbel:

$$M_k = \frac{0,5 D Q}{\varphi_a \eta_w},$$

ferner die effektive Leistung N_e für zwei Zylinder:

$$N_e = \frac{2 \pi M n}{60 \cdot 75}$$

und die indizierte Leistung:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m},$$

wenn $\eta_m = 0,60—0,75$ der Wirkungsgrad der Dampfmaschine ist.

Für die Berechnung der Größe des Zylinderdurchmessers d hat man als mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m für einen Hub von s m:

$$c_m = \frac{s n}{30} = \text{etwa } 1—1,5 \text{ m.}$$

Für einen mittleren, treibenden Druck p_i kg/qcm ergibt sich als Kolbenfläche F eines die gesamte Arbeit leistenden Zylinders:

$$F = \frac{75 N_e}{p_i c_m \eta_m},$$

wobei für einen absoluten Einströmungsdruck p_e kg/qcm bei 40 % Füllung: $p_e = 1,9 p_m$, für 50 %: $p_e = 1,75 p_m$ und für 60 %: $p_e = 1,66 p_m$ oder durchschnittlich $p_i = 0,75 p_e$ angenommen werden kann, durchschnittlich ist $p_e = p_k - 0,5$ bis 1 kg/qcm, wenn p_k kg/qcm den Kesseldruck bezeichnet.

Demnach ergibt sich als Kolbenfläche für einen Zylinder einer Zwillingsmaschine:

$$F_1 = 0,5 F$$

Abb. 271.

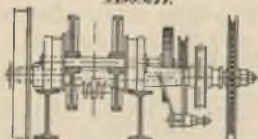


Abb. 273.

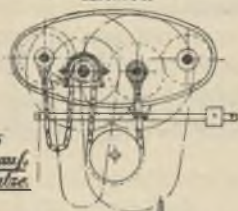


Abb. 272.

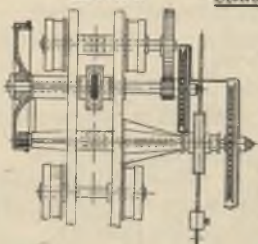
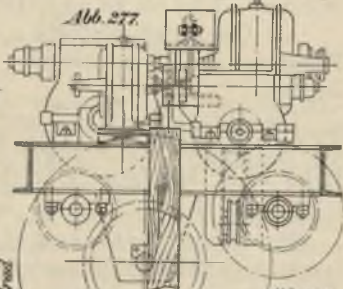
Abb. 271-276
Schneckenrad-Laufkatze

Abb. 277.

Abb. 279.

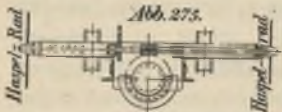


Abb. 275.

Abb. 278.

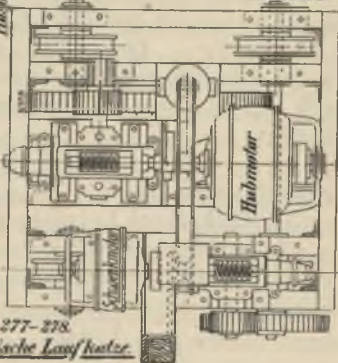


Abb. 276.

Abb. 277-278.
Elektrische Laufkatze

und mit Rücksichtnahme auf den Durchmesser der Kolbenstange:

$$F_1 = 0,5075 \text{ bis } 0,515 F = \frac{d^2 \pi}{4}.$$

Oder in anderer Form ausgedrückt für einen Zylinder einer Zwillingsmaschine:

$$d^3 = \frac{2 M_k}{\eta_m p_i} \cdot \frac{s}{d},$$

worin $s = 1,5d$ bis $2d$ zu setzen ist.

Als Geschwindigkeit v der Last kann bei halber Belastung, v bis 1 m, bei voller, v bis 0,5 m angenommen werden.

Die Querschnitte f_1 und f_2 der Dampfzu- und Abführungsrohre betragen für $v_1 = 30$ —40 m und v_2 bis 15 m Dampfgeschwindigkeit in den Rohren:

$$f_1 = 0,053 \text{ bis } 0,04 F_1 c_m \quad \text{bzw.} \quad f_2 = 0,10 F^1 c_m.$$

Der Dampfverbrauch Q kg der Dampfwinden ist beträchtlich und liegt durchschnittlich zwischen 20 bis 30 bis 60 kg für eine Pferdestärke und Stunde. Überschlägich ergibt er sich aus der Gleichung:

$$Q = 0,0001 F c_m \alpha \text{ kg},$$

worin F in qcm ausgedrückt ist und für eine Füllung von ε % und eine absolute Spannung p_e kg/qcm im Schieberkasten:

$$\alpha = 20,5 \text{ bis } 22,0 \varepsilon p_e$$

gewählt werden kann.

γ) Elektrisch betriebene Laufwinden.

1. Ist für einen *elektrischen Motor* der Wirkungsgrad η_m , der Leitung η_l , so beträgt der am Schaltbrett zu messende Stromverbrauch:

$$L = \frac{736 Q v}{\eta \eta_m \eta_l} = \frac{736 N_i}{\eta_e} \text{ Watt.}$$

Für die nicht durch mechanische Abnutzung leidenden Leitungsdrähte ist der Drahtquerschnitt mit Rücksicht auf das Anlaufen bei E Volt Stromspannung aus der Stromstärke $J = 2L : E$ Ampères zu berechnen, die, soweit sie besonderen Spannvorrichtungen mit S kg (120—180 kg) Spannung unterliegen, mit $k_z = 400$ kg/qcm für Kupferdraht zu kontrollieren sind.

Bei einer Hubhöhe von Hm mit c m Hubgeschwindigkeit ergibt sich der Arbeitsverbrauch für einen Hub:

$$L_1 = \frac{LH}{3600c} = \frac{JEH}{7200c} \text{ Wattstunden.}$$

Für Laufkatzen mit elektromotorischem Antrieb kommen zwei Anordnungen in Frage: Antrieb mit einem Motor, durch den Katzenfahren, Lastheben und Kranfahren bzw. Kranschwenken erfolgen, oder Antrieb durch drei Motoren, für jede Bewegung ein besonderer.

¶2. Die *Einmotorenanordnung* kommt heute seltener zur Anwendung. Die hierbei verwendeten Motoren laufen nach einer Drehrichtung, die Umsteuerung der einzelnen Bewegungen muß durch Wendegetriebe erfolgen. Die Fahrgeschwindigkeit wird durch Einschalten von Widerständen in den Nebenschluß der zur Verwendung gelangenden Gleichstrom-Nebenschlußmotoren (meist für Fördermaschinen, Spills, Aufzüge, Verladebrücken benutzt) geregelt, die unbelastet anlaufen müssen und nur ein geringes Anzugsmoment besitzen. Die Nebenschlußmotoren, deren Drehzahl bei allen Belastungen fast unveränderlich ist, geben beim Senken der Last Strom in das Netz zurück, arbeiten dann also als Generatoren.

Bei Verwendung von Gleichstrom lassen sich Akkumulatoren verwenden. Nebenschlußmotoren werden durch einen zweipoligen Umschalter gesteuert. Bei Gleichstrom

kommen Spannungen von 110, 220, 440 und 500 Volt zur Verwendung. Bei Anwendung von Hauptstrom- oder Reihenschlußmotoren mit gleichbleibendem Wirkungsgrad, die bei geringerer Belastung schneller laufen, kann man zwar den Motor unter Belastung angehen lassen, hat aber je nach der Belastung wechselnde Umlaufzahlen. Der Motor kann nach beiden Richtungen umlaufen und wegen seines großen Anzugsmoments während der Betriebspausen stillgesetzt werden. Da diese Motoren wegen der Eigenschaft der Eigenregelung kleinere Lasten schneller heben, wird die höchste Umlaufzahl durch eine Schleuder- oder Lastdruckbremse begrenzt.

Bei Verwendung von Drehstrom von meist 50 Perioden sekundlich muß die Größe des Motors nach dem erforderlichen Anzugsmoment bemessen werden, weil bei kleineren Abmessungen leicht Erwärmung eintritt, was bei Gleichstrom nicht der Fall ist.

In neuerer Zeit kommt der in Gleich- oder Drehstrom umformbare einphasige Wechselstrom vielfach in Aufnahme, der eine sehr einfache Steuerung zuläßt und bei dem kein Controller nötig ist.

Um kleinere Lasten schneller heben zu können, werden umschaltbare Rädervorgelege mit Klauenkupplungen eingebaut, größte Hubgeschwindigkeit etwa das 2,5fache der kleinsten.

3. Die *Mehrmotorenanordnung* ist teurer als die für einen Motor, hat aber den Vorteil daß man die einzelnen Motoren für jede Bewegung dem zu überwindenden Widerstand entsprechend wählen kann. Es kommen, da wechselnde Umlaufrichtung erforderlich ist, nur Gleichstromhauptschlußmotoren oder Drehstrommotoren in Frage, für letztere läßt sich jede Betriebsspannung verwenden. Bei Verwendung von Drehstrom, der Anlaufen unter der Last

ermöglicht, fährt die Katze bei jeder Belastung fast gleichschnell. Die Gleichstromhauptschlußmotoren werden durch Steuerwalzen, je eine für jede Bewegung des Hebezeugs angelassen und gesteuert, wobei in die Wicklung des Magneten ein regelbarer Widerstand eingeschaltet ist.

Bei der Mehrmotorenanordnung kann man jede Bewegung für sich und auch mehrere oder alle zugleich ausführen.

4. Die *Anordnung der Motoren* für Dreh- und Gleichstrom ist dieselbe, bei ersteren aber die Anordnung der Bremsen schwieriger.

In der Regel sind Hub- und Fahrmotor auf der Katze untergebracht, man findet bei schweren Kranen neben dem Hubmotor für die Maximallast häufig noch einen kleineren für geringere Lasten. Der Hubmotor treibt unter Einschaltung einer elastischen Kupplung und Schnecken- und Zahnradvorgeleges die Trommel oder das Kettenzahnrad an. Zwei langsamer laufende, ein Stirnrad treibende Hubmotoren finden sich für größere Lasten. Die Last kann in jeder Höhenlage durch elektromagnetische Bremsen festgehalten werden. Lamellenbremsen auf der Schneckenradwelle bewirken das Senken.

Der Fahrmotor, vorzugsweise mit Drehstrom arbeitend, treibt in der Regel ebenfalls durch elastische Kupplung, Schnecken- und Zahnradvorgelegen zwei gegenüberliegende Laufräder an. Als Bremsen kommen Bandbremsen zur Anwendung, oder die Bremsung erfolgt durch den Motor selbst. Abb. 277 und 278 zeigen die Anordnung einer Laufkatze mit elektrischem Antrieb.

Die Motoren selbst sind stets völlig eingekapselt. Für schwere, stark belastete Krane werden meist langsamlaufende Motoren verwendet, schnellaufende Motoren dürfen in diesem Falle nur mit etwa 80% ihrer normalen Belastung beansprucht werden. Für dauernd im Betrieb be-

findliche Hebezeuge sind schnellaufende Motoren vorzuziehen.

Im übrigen müssen bei der Auswahl der Motoren die Typenverzeichnisse der herstellenden Fabriken zu Rate gezogen werden.

II. Unmittelbar wirkende Winden.

1. *Schraubenwinden* für Lasten bis $Q = 2000$ bis $20\,000$ kg, Abb. 281—285, als Wagen-, Montage- oder Nietwinden benutzt, mit flachgängiger Schraube als Huborgan, werden durch Hebel oder Ratsche angetrieben. Am Kopfe der Spindel aus Stahl sitzt eine unter die Last fassende drehbare, für größere Lasten auf Kugellager gesetzte Krone. Bei Pratzwinden kann die Last auch durch das untere aus dem Mantel hervorragende Ende der Spindel angehoben werden. Die Mutter aus Phosphorbronze liegt festgelagert in einem Gestell, das einen Zylinder, Kegel oder Dreibein bildet. Eine seitliche Verschiebbarkeit der Winde wird erreicht, indem der untere als Mutter ausgebildete Teil des Gestells um eine in einem Rahmen gelagerte drehbare Schraube faßt (Schlittenwinde). Berechnung der Bewegungsschraube vgl. Barth, Maschinenelemente, Sammlung Göschen, Bd. 3. Die Spurzapfenreibung des Zapfens vom Radius r_z beträgt für eine Reibungszahl $\mu, 0,5 \mu Q r_z$, so daß der Wirkungsgrad beträgt:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \mu r_z + 0,5 r_m}$$

Steigungswinkel $\alpha = 4^\circ - 6^\circ$ für Selbsthemmung, Reibungswinkel φ aus $\operatorname{tg} \varphi = \mu = \approx 0,1$; $\varphi = \approx 6^\circ$. Bei der Kontrolle auf zusammengesetzte Festigkeit kann die Druckbeanspruchung für Flußeisen bzw. Flußstahl $k_d = 600$ und 900 kg/qcm, die Drehungsbeanspruchung $k_t = 400$ und 600 kg/qcm gewählt werden. Der Druck der Mutter

auf das Gewinde soll $k = 100 \text{ kg/qcm}$ nicht überschreiten. Bei Antrieb der Spindel ist der Wirkungsgrad besser als bei Antrieb der Mutter. Neben dem Antrieb durch Hebel und Ratsche findet sich noch Schnecken- und auch Kegelräderantrieb.

Zum Heben schwerer Lasten, bei Montagen, in Eisenbahnwerkstätten usw. bedient man sich der Hebeböcke, die sowohl mit Stirnrad- als auch mit Kegelradübersetzung, Abb. 286, 287, ausgeführt werden.

2. Zahnstangenwinden, Abb. 288, 289, als Wagenwinden für Montagezwecke usw. benutzt, für Lasten von 2000 bis 20 000 kg und Hubhöhen von 30—50 cm, werden mit 1—3 facher Übersetzung ausgeführt. Auf der Zahnstange sitzt ein drehbarer Kopf, die Gehäuse aus Holz mit Eisenbeschlag oder Stahlblechmäntel von 3—6 mm Stärke, die Kurbeln sind häufig Sicherheitskurbeln. Die auf der Zahnstange ruhende Last Q wird durch einen Trieb mit meist vier Zähnen auf die Kurbelwelle oder die Vorgelege übertragen. Alle kleinen Triebe sind aus der betreffenden Welle ausgefräst. Bei n vorhandenen Triebwellen ist der Wirkungsgrad des ganzen Getriebes η^n , für jede Welle $\eta = \approx 0,85$, die Gesamtübersetzung φ_g für eine am Kurbelarm $l = 25$ bis 30 cm wirkende Kraft K bis 35 kg also:

$$\varphi_g = \frac{Qr}{Kl\eta^n},$$

wenn r den Teilkreisdurchmesser des in die Zahnstange eingreifenden Triebes bedeutet. Für eine Übersetzung findet man $\varphi = 4—7$.

Die Berechnung der Zahnstange vom Querschnitt $F = bh$ hat auf Druck und Biegung zu erfolgen für eine Druckanstrengung $s_d = Q:F$ und die Biegungsanstrengung $s_b = Qx : 0,167 bh^2$, wobei die größte Beanspruchung

$k_{\max} \leq s_d + s_b = 2000-3400 \text{ kg/qcm}$ gewählt werden kann. Haben die Trieblinge, von der Kurbelwelle ausgehend, die Teilkreisradien, Zähnezahlen und Teilungen $r_1, z_1, t_1, \dots, r_n, z_n, t_n$, die in diese eingreifenden Zahnräder die Zähnezahlen Z_1 bis Z_{n-1} , so ist die Gesamtübersetzung auch:

$\varphi_g = (z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_{n-1} \cdot r_n) : (Z_1 \cdot Z_2 \cdot \dots \cdot Z_{n-1} \cdot l)$, folglich die Kraft an der Kurbel $K = Q : \varphi_g \cdot \eta^n$. Die Teilung der Zahnstange t folgt aus:

$$Q = 100 l^2 \text{ bis } 235 l^2$$

Für die auf die Prätze aufgesetzte Last am Hebelarm y folgt:

$$Qy = 0,167 b^2 h k_b .$$

Bis $Q = \infty 6000 \text{ kg}$ kommt man mit einfacher Übersetzung aus, die Höhen der Winden liegen meist zwischen 0,80 und 1 m.

Der Antrieb wird auch durch eine auf der Kurbelwelle angeordnete Schnecke ausgeführt, die in ein Schneckenrad angreift, auf deren Achse ein oder auch zwei Trieblinge von gleicher Größe die Lastwelle antreiben.

3. *Druckwasser-Hebeböcke*, sog. *Daumenkräfte*, werden zum Anheben sehr großer Lasten bis 300 000 kg benutzt. Ihre Wirkungsweise beruht auf derjenigen der hydraulischen Presse, wobei der meist aus Stahlguß hergestellte Druckzylinder und durch Ledermanschette abgedichtete Druckstempel mit der zur Erzeugung des Drucks dienenden, einfach wirkenden Tauchkolbenpumpe, deren Teile oft aus Deltametall hergestellt werden, in einem gußeisernen, gleichzeitig als Wasserbehälter dienenden Gehäuse liegen.

Erfolgt der Pumpenantrieb durch einen Handhebel von den Hebellängen a und b , $b > a$ und bedeuten d und D die

Durchmesser des Pumpen- und Arbeitskolbens, so läßt sich durch die Kraft K kg am Hebel eine Last:

$$Q = K \cdot \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \eta$$

heben, worin $\eta = \infty 0,70—0,75$ ist.

Der Druckwasserantrieb ist heute durch elektrischen Antrieb fast völlig verdrängt und nur da unter Umständen wirtschaftlich, wo Druckwasser für andere technische Zwecke schon zur Verfügung steht.

C. **Krane** bezwecken die Bewegung von Lasten in vertikaler und horizontaler Richtung und werden je nach der Gestalt des Krangerüstes in Krane mit Ausleger und Krane mit Bühne unterschieden.

Krane mit Ausleger heißen Drehkrane, wenn der Ausleger um eine lotrechte Achse drehbar, Wippkrane, wenn der Ausleger in einer vertikalen Ebene um eine horizontale Achse drehbar ist.

Die lotrechte Drehachse (Säule) kann fest in einem Fundament gelagert sein, so daß das eigentliche Krangerüst um sie schwingt, oder sie kann sich mit dem mit ihr fest verbundenen Krangerüst in Lagern oder auf Drehscheiben drehen, wobei Säule und Ausleger aus mehreren oder aus einem Stück bestehen können. Der Ausleger kann fest, drehbar oder senkbar sein, oder er kann wagerecht liegend als Laufbahn für eine Katze dienen, so daß sich veränderliche Ausladung ergibt, endlich kann der ganze Kran ortsfest oder fahrbar sein.

Krane mit fahrbarer Bühne, auf hochgelegenen Laufbahnen laufend (Laufkrane), besitzen zum Heben und Senken der Last eine auf der Bühne senkrecht zu ihrer Bewegung sich bewegende Laufkatze, bei Bockkranen bewegt sich die durch vertikale Stützen an den Enden

getragene Bühne ebenfalls parallel zu ihrer Längsrichtung auf Gleisen, die auf den Boden verlegt sind, oder die Bühne steht fest.

Verbindungen von festen und fahrbaren Drehkränen und Bühnenkränen kommen in den mannigfachsten Formen vor, Portal- und Halbportalkrane, Turmkrane, Hochbahnkrane usw.

I. Krane mit Ausleger.

1. Krane mit beweglicher Säule.

a) Wanddrehkrane, verwendet für Speicher, Laderampen, Werkstätten usw.

α) Wanddrehkrane mit unveränderlicher Ausladung.

Sie bestehen, Abb. 291—294, aus einer oben und unten in Stützzapfen gelagerten Säule s aus Quadrat- oder zwei \square -Eisen, mit der die Zapfen durch gußeiserne Traversen verbunden sind, der Strebe t aus \square -Eisen oder vernieteten \perp -Eisen, der Schließe i aus Flach- oder Rundeisen. Schließe und Strebe sind untereinander und mit der Säule durch 4—10 mm starke Knotenbleche verbunden. Die Stützlager sind entweder beide an der Gebäudemauer, Abb. 293, oder das untere auf besonderem Fundament angeordnet, Abb. 294. Das Windwerk, bei kleineren Lasten ein Schraubenflaschenzug, ist entweder an der Säule oder Strebe angeordnet oder liegt als Trommel- oder Konsolwinde im Gebäudeinneren. Im letzteren Fall wird das Zugorgan durch Leitrollen zur Windentrommel geführt. Das Schwenken wird von Hand bewerkstelligt. Als Grundlage für die Berechnung kann angenommen werden, Abb. 291, $h = \infty a$, Abstand b der Richtung des Krangewichts G von der Säulenachse:

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

$$G = 0,6 Q \text{ bis } 0,8 Q \text{ und } 0,8 Q \text{ bis } Q$$

ohne bzw. mit loser Rolle. Nietdurchmesser $d =$ doppelter Blechstärke, Nietteilung $t = 3 - 5 d$, zulässige Zugbeanspruchung $k_z = 500-600$ kg, Biegebeanspruchung $k_b = 600$ kg, Abscherungsbeanspruchung der Niete $k_s = 500-600$ kg/qcm, Tragfähigkeit W_g der Niete für 1 qcm Querschnitt:

$W_g = 600$ kg, $s = 5-6$ facher Sicherheitsgrad.

Die Ermittlung der Stabspannungen, Abb. 295, kann entweder mit einem von vornherein angenommenen Gewicht G des Kranes oder mit Zugrundelegung der Gewichte aller Einzelteile erfolgen. Im ersteren Falle ist Q um den in I angreifenden Teil $\frac{Gb}{a}$ zu vermehren.

Bezeichnen Q_1 das Gewicht der festen und losen Rolle, S die Seilspannung, Z , D und C die auftretenden Spannungen in einer Schließe, einer Strebe und der Säule, G das Gewicht des drehbaren Teils des Krans, H , H_0 , H_w , Abb. 296, die Horizontalkräfte in den Stützlagern bzw. den Knotenpunkten II und III , G_Z , G_D und G_S die Gewichte von Schließe, Strebe und Säule, so gilt, wenn:

$$Q + 0,5 Q_1 + 0,5(G_Z + G_D) = P$$

gesetzt wird, für die Ermittlung der Spannung D für den Momentendrehpunkt II , ohne Berücksichtigung des Einzelgewichts der Stäbe:

$$Dm = Qa + Gb + Sn$$

oder mit ihrer Beachtung:

$$Dm = Pa + Sn,$$

und das Trägheitsmoment J der auf Zerknicken beanspruchten Strebe von der Länge l folgt aus:

$$D = \frac{\pi^2 EJ}{sl^2},$$

aus J folgt dann die Größe des zu wählenden Profils.

Für die Zugkraft Z der SchlieÙe gilt: Momentendrehpunkt III :

$$Zg = Qa + Gb - Sc$$

oder auch:

$$Zg = Pa - Sc,$$

wobei das den Wert von Z verkleinernde Moment der Seilspannung S nicht berücksichtigt wird, und der Querschnitt f_z aus:

$$Z = f_z k_z, \quad k_z = 600-700 \text{ kg/qcm.}$$

Die Säule wird beansprucht durch H auf Biegung, wobei

$$Hh = Qa + Gb, \quad \text{Abb. 296,}$$

oder durch H_0 , zu berechnen aus $H_0 h_3 = Pa$, wobei die Beziehung gilt $Hh = H_0 h_3$. Der Anteil des in die Säulenrichtung entfallenden Teils von G beträgt:

$$G \frac{(a-b)}{a}.$$

Die in der Säule auftretende Spannung C findet man, Abb. 295 für den Momentendrehpunkt I , wobei die Seilspannung S an der Windetrommel in die Komponenten

$$S_1 = S \frac{h_4}{h_3} \quad \text{und} \quad S_2 = S \frac{h_3 - h_4}{h_3}$$

zerlegt gedacht ist aus:

$$(C + 0,5 G_2) a = H_0 t + S \frac{h_4}{h_3} u - Sw.$$

Um die in der Säule auftretenden Anstrengungen zu ermitteln, ergibt zunächst die im oberen Knotenpunkt herrschende Biegung ein Widerstandsmoment, Abb. 296:

$$W_0 = \frac{H h_0}{k_b},$$

und im unteren Knotenpunkt

$$W_u = \frac{H h_u}{k_b}.$$

Für diese Werte von W_0 und W_u ist das größere Profil z. B. für \square -Eisen zu wählen, dessen Widerstandsmoment W nach Tabelle dem Querschnitte f entsprechen möge, so daß die in diesem auftretenden Biegungsanstrengungen:

$$s_{bo} = \frac{Hh_0}{W} \quad \text{bzw.} \quad s_{bu} = \frac{Hh_u}{W}$$

seien. Sind die Vertikalkomponenten von Z in I und D in III V_0 und V_u , so beträgt die Zuganstrengung s_z zwischen den Knotenpunkten II und III :

$$s_z = \frac{(Q + G)}{f}.$$

Demnach ergibt sich als größte Anstrengung im oberen Knotenpunkt $s_{o\max} = s_z + s_{bo}$ und im unteren Knotenpunkt $s_{u\max} = s_z + s_{bu}$. Es dürfen $s_{o\max}$ und $s_{u\max}$ die größte zulässige Beanspruchung nicht überschreiten.

Die Konstruktion des Kraftecks zeigt Abb. 297, wobei S , Abb. 295, in den Knotenpunkt I verlegt gedacht ist und diedadurch erzeugten beiden Kräftepaare entgegengesetzten Drehsinn haben, sich also aufheben.

Der Kraftbedarf K für das Schwenken des Krans durch horizontalen Zug am Ausleger ergibt sich aus der Summe M_r der Reibungsmomente $\mu H r_1$ im oberen Halslager, dem Moment $\mu H r_2$ der Seitenreibung im unteren Halslager und der Reibung $\mu(Q + G) \cdot 0,5 r_2$ desselben Lagers aus $K a = M_r$.

β) Wanddrehkran mit Laufkatze (Gießereidrehkran), Abb. 298—303.

Die horizontalen Schließen sind über den Anschluß der Streben hinaus verlängert und als Katzenlaufbahn ausgebildet. Die Streben sind zur Vergrößerung des Hubraumes oft geknickt. Das Windwerk für die Last liegt meist zwischen den die Säule bildenden Profileisen oder am hinteren Teil

der Säule, dasjenige für das Verfahren der Laufkatze an der Strebe oder am Ende der Laufbahn oder endlich in der Laufkatze selbst. Die Verschiebung der Katze erfolgt durch horizontalen Kettenzug mittels Haspelrad mit oder ohne Vorlege. Das ganze Krangerüst besteht meist aus \square -Trägern, die durch horizontale oder geneigte Winkel- oder Flacheisen oder Stehbolzen versteift sind. Die Säule ist oben und unten mit Stützzapfen versehen, die oberen Lager können dabei direkt an Mauer- oder Deckenkonstruktionen befestigt oder durch Zugstangen mit entfernter liegenden Gebäudeteilen verbunden sein.

Die Berechnung gestaltet sich ähnlich wie bei Wanddrehkränen.

Man ermittelt die Stabspannungen für verschiedene Stellungen der Laufkatze und wählt als Grundlage der Berechnung der Stababmessungen die größte der sich ergebenden Spannungen.

α) Für gerade Strebe, Abb. 302, Strebe punktiert, ergibt sich, wenn die Last Q zunächst in ihrer äußersten Lage im Abstand c vom Knotenpunkt I angenommen wird und nachdem das Krangewicht G nach dem Hebelgesetz in zwei Komponenten $\frac{Gb}{a-c}$ in I angreifend, und $G \frac{a-c-b}{a-c}$ zerlegt ist, die Kraft D in den Streben aus der Momentengleichung für den Momentendrehpunkt III :

$$Dg = Qa + \frac{Gb}{l}(a-c) - Sm.$$

Für die Kraft Z in der Schließe sind zwei Stellungen der Laufkatze zu berücksichtigen, einmal die in der äußersten Stellung rechts und die in der Mitte zwischen Knotenpunkt I und II . Für erstere Stellung ergibt sich Z für den Momentendrehpunkt IV aus:

Abb. 298

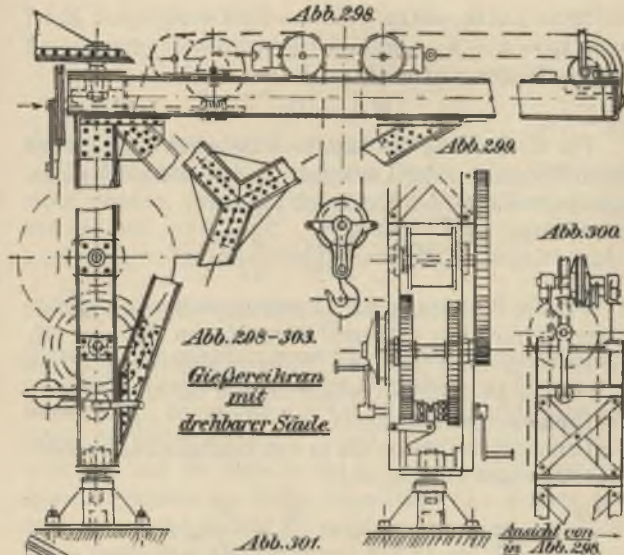


Abb. 302.

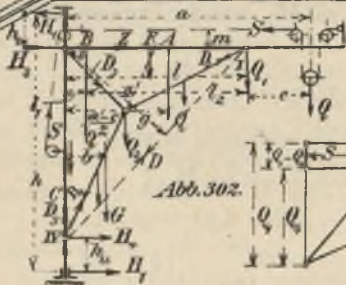
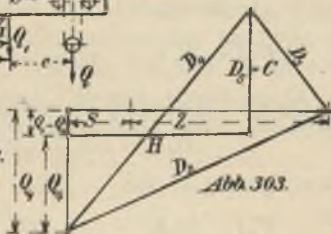


Abb. 303.



$$Zh_3 = Qa + Gb - S(m + h_3)$$

wenn $h_3 = h - h_o - h_u$

und das Biegemoment in I :

$$M_{b1} = Qc.$$

Für die Stellung der Last in A zwischen I und III und einem Radstand y der Laufkatze ist das größte Biegemoment, wenn Q_r den Raddruck bedeutet:

$$M_{b_2} = \frac{Q_r}{2l} \left(l - \frac{y}{2} \right)^2.$$

Für die Bemessung der Abmessungen der Laufkatzen-träger ist mit dem größeren Wert M_b von M_{b_1} oder M_{b_2} weiter zu rechnen und das Widerstandsmoment W aus $M_b = Wk_b$ zu ermitteln, wodurch auch der Querschnitt f aus Profileisentafeln bekannt ist.

Demnach ergibt sich die in den Laufbahnträgern herrschende größte Anstrengung:

$$s_{\max} = s_2 + s_b = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{f} \leq k_b.$$

Für die auf Biegung beanspruchte Säule, die außerdem auf Zug oder Druck beansprucht wird, hat man für die Lage B der Last nächst der Säule die biegende Kraft H_1 aus $H_1 h = Gb + Ql_1 = M_{b_1}$ und die Zug- oder Druckkraft V_1 , in der Säule:

$$V_1 l = H_1 h_0 - Sl - G \left(\frac{l-b}{l} \right) l - Ql_2,$$

und für die Lage von Q am weitesten rechts:

$$H_2 h = Gb + Qa = M_{b_2},$$

sowie V_2 aus:

$$V_2 l = H_2 h_0 - Sl - G \left(\frac{l-b}{l} \right) l + Qc.$$

Ist M_b der größere Wert von M_{b_1} bzw. M_{b_2} , so folgt als größte Anstrengung im Säulenfuß:

$$s_{\max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f_s},$$

wenn f_s den Querschnitt der Säule bedeutet.

β) Hat man eine geknickte Strebe, Abb. 302, statt einer geraden, so ist die rechnerische Durchführung ganz ähnlich wie vorstehend. Q einschließlich Gewicht der Laufkatze, in der äußersten Lage rechts, erzeugt Auflager-

drücke in Knotenpunkt I : $Q \frac{a}{l}$, abwärts und III : $Q \left(\frac{a-l}{l} \right)$,

aufwärts. Zu ersterem kommt hinzu ein Teil des Gewichts von Stab 1 und die Hälfte des Gewichts von Stab 2 , zusammen Q_1 , horizontal wirkt die Seilspannung S , daraus folgen die Stabspannungen Z und D_2 . Im Knotenpunkt II wirkt D_2 und die Summe der halben Gewichte der dort aneinanderstoßenden Stäbe, zusammen Q_2 , woraus sich die Spannungen D_3 und D_4 ergeben. Im Knotenpunkt III wirkt außer dem Auflagerdruck von Q_1 ein Teil des Stabgewichts von 1 und 3 und das Gewicht der etwa vorhandenen oberen Traverse, zusammen Q_3 , außerdem die Kräfte S , Z und D_3 , woraus sich die Kraft C in der Säulenrichtung und H ergeben. In Knotenpunkt IV wirkt das Gewicht aller Stäbe, ferner Gewicht von Flasche, Katze, Last, Traversen und Winden, wovon aber als nicht auf das Fachwerk entfallend, in Abzug kommen das Gewicht der Winde und der unteren Traverse, zusammen Q_4 , so daß sich $D_5 = C$ und $H_4 = H_3$ ermitteln lassen. Die Kräfte H_3 , Z , D_2 , D_3 , D_4 , C folgen aus:

$$H_3 h_3 = Q_1 l + Q_2 l_3 - S(h_3 + m),$$

ferner Z aus:

$$Zf = Q_1(l - l_3) - Q_3 l_3 - S(f + m),$$

D_2 aus:

$$D_2 g = Q_1 l + Q_2 l_3 - S m ,$$

sowie D_3 aus:

$$D_3 p = Q_1 l_4 - Q_2 (l - l_3 - l_4) - Q_3 (l - l_4) - S m ,$$

und D_4 aus:

$$D_4 n = Q_1 l + Q_2 l_3 - S m ,$$

endlich C aus:

$$C l = Q_2 (l - l_3) + Q_3 l - S l - H_1 h_0 .$$

Hierin bedeuten m und g die auf den Knotenpunkt III , p den auf Punkt F bezogenen Hebelarm, f ist der Abstand der Knotenpunkte II und III senkrecht gemessen, l_3 derselbe Abstand wagerecht gemessen, h_3 ist der Abstand von H_3 und H_4 , l_4 ist der wagerechte Abstand des Knotenpunkts I von F . Diese Hebelarme sind in 302, S. 107, nicht eingezeichnet.

Geht die Strebe D_4 , Abb. 302, bis zur Katzenlaufbahn durch, so ergibt sich die Kräftezerlegung, indem die Stabgewichte auf die einzelnen Knotenpunkte, sowie Gewicht der Last, der Katze und der Flasche auf die drei Stützpunkte der Laufbahn zu verteilen und die größten Stabspannungen bei den Katzenstellungen möglichst nahe diesen drei Stützpunkten zu bestimmen sind. Außerdem ist auch der Kettenzug in einem Kräfteplan zu berücksichtigen.

Über die Ermittlung des Fahrwiderstandes der Katze vgl. S. 82.

b) Freistehende Drehkrane mit beweglicher Säule. Abb. 304, S. 113.

Verwendet bei Nutzlasten über 10 000 kg.

α) Säulenschachtkrane. Die Schließen und Streben sind mit der Säule aus Flußeisen oder Stahl fest verbunden, entweder direkt oder durch Kranschilder, und drehen sich mit ihr. Die Säule ist an ihrem unteren Ende durch Spur-

zapfen und unterhalb der Strebe durch ein Rollenlager gestützt. Die Rollen sind um Bolzen drehbar, die in einem mit der Fundamentplatte befestigten gußeisernen Rollenkasten liegen. Das Windwerk liegt auf dem Ausleger oder an der Säule, das Schwenken erfolgt mittels eines durch Zwischenschaltung von Kegelrädern mit der Säule verbundenen Trieb, der mit einem an der Fundamentplatte angeordneten großen Zahnkranz zusammenarbeitet. Das Fundament ist teuer, der Spurzapfen schwer zugänglich. In der Regel ist $h = \infty 2 h_1 = \infty a$, Abb. 304, S. 113.

Für die Berechnung der einzelnen Teile geht die Kräftezerlegung aus Abb. 304 hervor. Im Hals- und Stützlager ergibt sich H_u aus:

$$H_u h_1 = Qa + Gb = M_b,$$

der Säulendurchmesser D_1 im Halslager aus:

$Wk_b = 0,1 D_1^3 k_b = M_b$ mit $k_b = 700-800$ kg/qcm und die größte Anstrengung in der Säule:

$$s_{\max} = \frac{M_b}{W} + \frac{(Q + G)}{\frac{\pi}{4} D_1^2}.$$

Die Schließe, meist zwei Flacheisen, wird durch Z auf Zug, die Streben, meist zwei \square -Eisen, durch D auf Zerknicken beansprucht. Der untere Stützzapfen von den Abmessungen $d_u = \infty l_u$ erhält den Durchmesser d_u aus:

$M_{b1} = 0,1 d_u^3 k_b = H_u f$ mit $k_b = 700-800$ kg/qcm.

Zur Kontrolle ergibt sich in ihm die größte Anstrengung

$$s_{\max} = s_b + s_z = \frac{M_{b1}}{0,1 d_u^3} + \frac{Q + G}{\frac{\pi}{4} d_u^2}$$

wobei als größte zulässige Beanspruchung für moto-

rischen Antrieb $s_{\max} \leq 1200 \text{ kg/qcm}$, für Handantrieb $s_{\max} \leq 800 \text{ kg/qcm}$ anzunehmen ist. Die gestützte Zapfenlänge l_u ergibt die durch H_u erzeugte Seitenpressung k aus:

$$H_u = k d_u l_u \quad \text{mit} \quad k = 125 \text{ bzw. } 100 \text{ kg/qcm}$$

für Hand- oder motorischen Betrieb. Ganz entsprechend wird der obere Zapfen von den Abmessungen d_0 und l_0 durch H_0 beansprucht und berechnet.

Das Rollenlager, Abb. 305, mit i (4—6) Rollen vom Durchmesser d_2 , sich um im Rollenkasten befestigte Bolzen vom Durchmesser δ drehend, nimmt die Kraft H_u mit zwei Rollen auf. Auf jede dieser Rollen kommt demnach die Kraft:

$$N = \frac{H_u}{2 \cos\left(\frac{360}{2i}\right)} = \frac{H_u}{2 \cos \frac{\alpha}{2}},$$

woraus für einen Flächendruck $k \leq 20—60 \text{ kg/qcm}$ für Gußeisen bzw. Stahl für eine Rolle sich deren Höhe l aus $N = k l d$ ergibt. Hat man statt des Rollenlagers ein einfaches Halslager, so hätte man l zu bestimmen aus $H_u = k l D_1$.

Die stählernen Drehbolzen der Rollen vom Durchmesser δ und der gelagerten Länge L werden auf Biegung und Flächendruck beansprucht. Auf Biegung berechnet folgt δ aus $0,5 N (0,5 L - 0,25 l) = 0,1 \delta^3 k_b$ mit k_b bis 1000 kg/qcm , wobei der höchstens $130—150 \text{ kg/qcm}$ anzunehmende Flächendruck aus $N = k l \delta$ zu kontrollieren ist. Man findet $\delta = \infty 0,35 d$ bis $0,5 d$. Die Rollen Abb. 306, werden meist etwas ballig gedreht.

Um den Kraftbedarf für das Schwenken zu ermitteln, ergibt sich zunächst die Beziehung: Kraftmoment M_k mal Übersetzung $\varphi =$ Reibungsmoment M_r dividiert durch

Wirkungsgrad η , worin M_r für ein Stützlager und ein Halslager mit der Reibungszahl μ folgt aus:

$M_r = \mu(Q + G)0,25 d_u + \mu H_u 0,5 d_u + \mu H_u 0,5 D_1$,
für ein Stützlager und ein Rollenlager dagegen wird das Gesamtreibungsmoment bezogen auf die Mitte Säule, bei Annahme eines vollen Spurzapfens.

$$M_r = \mu H_u \frac{d_u}{2} + \mu(Q + G) \frac{d_u}{4} + \frac{2fN}{\frac{1}{2}d} \left(\frac{d}{2} + \frac{D_1}{2} \right) + 2\mu N \frac{\delta}{d} \cdot \frac{D_1}{2},$$

hierin bedeutet f den Halbmesser der rollenden Reibung.

Die Umfangskraft P_u im Teilkreise des festen Zahnkranzes vom Radius R , ist dann:

$$P_u = \frac{M_r}{R}.$$

β) Fairbairnkrane, Abb. 310, sind Schachtkrane, bei denen Säule und Ausleger, mit aus Blechen und Winkel-eisen gebildetem kastenförmigen Querschnitt, aus einem Stück bestehen. Während der Auslegerkopf und das gekrümmte Stück zwischen Säule und Ausleger fast stets vollwandig hergestellt sind, werden die übrigen Teile bei schweren Kränen oft aus Fachwerk angeordnet. Der untere Stützzapfen wird oft durch eine Traverse mit der Säule verbunden. Das Windwerk liegt meist im Inneren. Zwischen einem mit dem Fundament verbundenen Widerlagerring und einem an die Säule durch Bleche und Winkeleisen angeschlossenen gußeisernen Ring, Abb. 311, 312, liegen Rollen innerhalb eines aus zwei kreisförmigen Blechen gebildeten Laufkranzes, mit diesem durch zwischengelegte Bleche oder \square -Eisen verbunden. Zwischen je zwei Rollen trägt der Lauf-

kranz Laufräder, die auf mit der Fundamentplatte verbundenen Schienen oder sonstigen Führungen laufen. Das Schwenken erfolgt durch einen Trieb mit vertikaler Achse, der in einem auf dem Fundament verschraubten Zahnkranz arbeitet. Das Wind- und Schwenkwerk wird entweder von Hand oder durch je einen Elektromotor betrieben. Bei Dampfbetrieb mit festem Kessel erfolgt die Dampfzuführung meist durch den unteren Stützapfen, was sich vermeiden läßt, wenn man den Kessel mit dem Kran drehbar anordnet.

Als Grundlagen für die Konstruktion können angenommen werden, Abb. 310:

$$a = \infty 2h_1, \quad x = 0,2a \text{ bis } 0,17a, \quad G = \infty 0,33Q,$$

am Hebelarm:

$$b = 0,17a \text{ bis } 0,2a, \quad h_1 = 0,625a \text{ bis } 0,51a,$$

die kleineren Werte für schwerere Krane. Blechstärken $\delta = 8-13$ mm, Winkeleisen $70 \times 70 \times 9$ mm bis $120 \times 120 \times 13$ mm, Anzahl der Rollen und Laufräder 6-8, zulässige Beanspruchung der Bleche 600 kg/qcm.

Berechnung. Für einen vollwandigen Kran aus Blechen und Winkeleisen sind mindestens drei Querschnitte *II I*, *II II*, *III III*, zu untersuchen, nachdem man sie nach Gefühl entworfen. Querschnitt *II I*: Zu ermitteln ist zunächst die Summe J_1 der Trägheitsmomente der Seiten- und Gurtbleche und der Winkeleisen, davon zu subtrahieren das Trägheitsmoment J_n der Nietlöcher, dann folgt das Widerstandsmoment W_I aus $W_I = (J_1 - J_n) : e$, Schwerpunktsabstand des Querschnitts = e . Als Querschnitt *F* hat man die Summe der Einzelquerschnitte der Seiten- und Gurtbleche, der Winkeleisen, vermindert um die der Nietlöcher. Als Gewichte kommen in Betracht die Summe Q_z der Nutzlast Q und des Gewichts von Flasche

und Kette am Kopf, ferner das Gewicht Q_T , bestehend aus dem der Kette oder Seils qa längs des Auslegers, wenn q das Gewicht für 1 m Ausladung bedeutet, und dem des Auslegers selbst. Nach Annahme des Abstandes b des Auslegergewichts ergibt sich das Biegemoment:

$$M_{bI} = Q_k a + Q_T b,$$

mithin die Biegeanstrengung:

$$s_b = \frac{M_{bI}}{W_I}.$$

Die Gewichte Q_w der Lastwinde, Q_S des Schafts über II , ferner Q_k und Q_T erzeugen eine Druckanstrengung:

$$s_d = \frac{(Q_w + Q_S + Q_k + Q_T)}{l'}.$$

Mithin folgt für die Außenseite die Anstrengung: $s_b - s_d$, für die Innenseite: $s_b + s_d$ kg/qcm.

Für den Querschnitt $III III$ im Abstände a_2 vom Kopf ergibt sich, wenn das Gewicht G_{II} in der Entfernung b_2 von $III III$ angreift, nach Hinzufügung von $G_{II} + Q_k$ im Schwerpunkt von $III III$ nach oben und unten und Zerlegung in D_1 und N_1 als Biegemoment $M_{bII} = Q_k a_2 + G_{II} b_2$, mithin:

$$s_b = \frac{M_{bII}}{W_{II}}.$$

Als Druckanstrengung folgt für diesen Querschnitt von der Größe F'_I , $s_d = D_1 : F'_I$, als Abscherungsanstrengung $s_s = N_1 : F'_I$, folglich als Gesamtspannung:

$$s = 0,35 (s_b + s_d) + 0,65 \sqrt{(s_b + s_d)^2 + 4 \left(\frac{k_d}{1,3 k_s} \right)^2 s_s^2}.$$

Im Querschnitt $IV IV$ erzeugt die Kraft H , zu ermitteln aus:

$$H h_1 = Q a + G b,$$

ein Biegemoment $M_{bIV} = Hh_1$, außerdem eine Schubspannung $s_s = \frac{H}{F_4}$, sowie eine Druckanstrengung s_d , erzeugt durch alle über $IV IV$ liegenden Gewichte. Die durch M_{bIV} erzeugte Biegeanstrengung s_s und s_d sind wie in Querschnitt $III III$ zu vereinigen. Querschnitt $III III$ ist ganz entsprechend auf die dort herrschenden Anstrengungen zu kontrollieren, wie $III III$.

Für das Schwenken des Krans ist der Kraftbedarf wie auf S. 114 durch Ermittlung der auf die Achse des Krans bezogenen Reibungsmomente von zwei Rollen, also für vier Berührungsstellen, der Seiten- und Spurreibung des Stützapfens vom Durchmesser d_z zu ermitteln:

$$M_r = \mu H \frac{d_z}{2} + \mu(Q + G) \frac{d_z}{4} + \frac{4fN}{\frac{1}{2}d} \left(\frac{d_z}{2} + \frac{D_1}{2} \right),$$

worin D_1 der Durchmesser der Rollenreibungsbahn ist.

Bei Schwenken von Hand treibt die in einem Bock auf der Kranplattform gelagerte Kurbelwelle durch Einschaltung eines Kegelräder- oder Schneckenradvorgeleges einen kleinen Trieb. Ist auch außerdem elektrischer Antrieb für das Drehen vorgesehen, so kann durch ein Wendegetriebe die Welle des Motors entweder mit der Achse des Triebes oder diese mit der Achse des Schneckenrades gekuppelt werden. Soll auch Heben und Senken der Last durch Elektromotor erfolgen können, so läßt man den Motor eine Welle mit zwei Wendegetrieben treiben, von denen das eine mittels einer abgezwigten Welle die Lastwinde, das andere durch eine Welle das Schwenkwerk betätigt; beide Vorgelege werden für Handbetrieb ausgerückt.

Besteht der Ausleger aus Fachwerk, Abb. 314, mit einem vollwandigen Querschnitt am Kopf, so müssen zu-

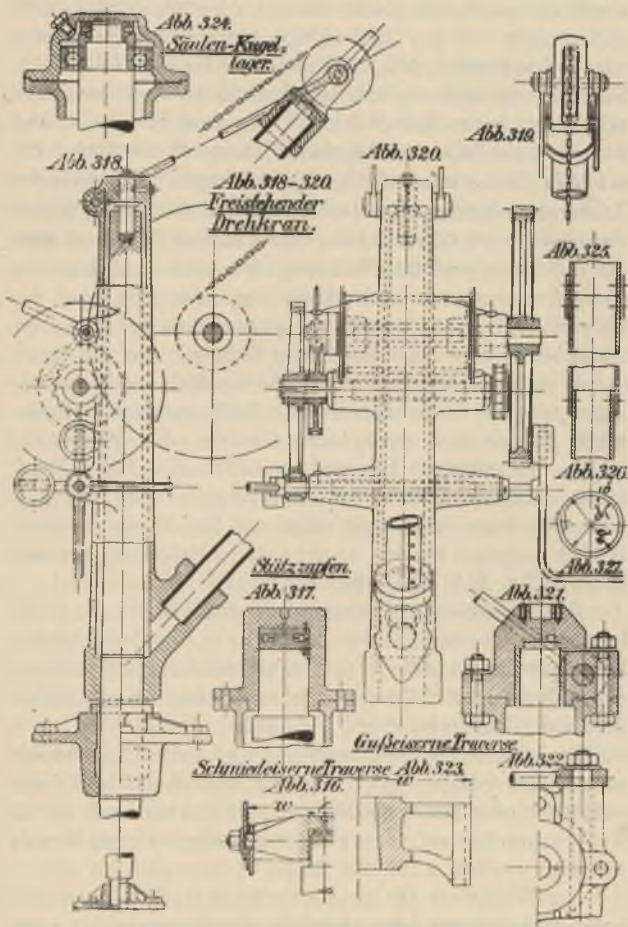
nächst die der Richtung nach bekannten Stabkräfte in 1, 2, 3 mit dem nach Richtung und Größe bekannten Q im Gleichgewicht sein. Die Richtung der einander gleichen Resultierenden aus 3 und Q , sowie 1 und 2 muß dieselbe sein, nämlich AB , im Kräfteplan om , so daß dadurch die Kräfte der Stäbe 1, 2, 3 ermittelt werden können, den weiteren Kräfteplan zeigt Abb. 315, in der die Spannungen der Stäbe 1, 5, 9, 13, 17 durch die von Punkt O ausgehenden Strecken Oa , Ob , Oc , Od dargestellt sind, während die Spannungen 3, 7, 11, 15, 19 als die Strecken O_1m , O_1n , O_1o , O_1p erscheinen.

2. Drehkrane mit fester Säule.

Sie werden mit nicht freistehender und freistehender Säule ausgeführt.

a) Im ersteren Falle kann die runde oder aus zwei \square -Eisen bestehende Säule zugleich als Deckenstütze dienen, wobei die oft als Katzenlaufbahn ausgebildeten Schließen und die Ausleger in Halslagern, Rollen- oder Kugellagern um die Säule schwingen und die nach hinten verlängerte Katzenlaufbahn zur Entlastung der Säule oft ein Gegengewicht trägt. Das Eigengewicht G_F des drehbaren Teils schwankt zwischen $0,6 Q$ und $0,8 Q$, die kleineren Werte bei Vorhandensein einer losen Rolle.

b) Bei freistehenden Kranen mit fester hohler Säule aus Gußeisen oder Stahl, Abb. 318—320 und Abb. 328, 329, trägt letztere oben einen Stützzapfen, um den sich eine Traverse aus Stahlguß- oder Schmiedeeisen dreht, an deren Zapfen die Schließen angreifen; oder die Säule ist oben als Stützlager Abb. 318 ausgebildet, in dem sich der mit der Traverse fest verbundene Stützzapfen dreht. Der Ausleger wird in verschiedenen Formen hergestellt. Gerade Ausleger, aus genietetem Blechrohr, Abb. 318, 325—327, oder aus zwei durch Winkeleisen oder Stehbolzen versteiften \square -Eisen hergestellt, Abb. 328, 329, werden in



eine Hülse geschoben oder an einem Auslegerfuß verschraubt und drehen sich um lappenartige Angüsse des Halslagers oder Rollenkastens, Abb. 333, der, drei bis vier Rollen enthaltend, um einen zylindrisch gestalteten Teil der Säule schwingen kann. Die Verbindung von Schließe und Strebe kann dabei durch einfache Hängeeisen, Abb. 329, erfolgen, die die untere Hülse des Halslagers mit Zapfen der Traverse verbinden, oder die Seiten des Rollenlagers tragen zwei parallele Kranschilder, die im oberen Teil durch eine auf die Säule gestützte Traverse verbunden sind, oder die ganze Auslegerkonstruktion besteht aus zwei parallelen, gekrümmten Blechträgern, die sich mittels der zwischen ihnen befestigten Traverse auf die Säule stützen und unten durch ein zwischen ihnen befindliches Hals- oder Rollenlager um die Säule schwingen. Statt paralleler Blechträger finden sich auch kastenförmige oder Fachwerkträger. Gekrümmte Blechträger mit horizontalem Ausleger erhalten in manchen Fällen Laufkatzen. Endlich kann die feste Säule mit einer auf ihr abgestützten Hülse umgeben werden, an die sich Schließen und Streben anschließen, Abb. 318, 320.

Die geschmiedeten oder gußeisernen Traversen erhalten im ersteren Falle durch Muttern in den Kranschilden befestigte Zapfen, Abb. 316, oder werden mittels Flanschen durch entlastete Schrauben zwischen den um die Säule drehbaren Teilen befestigt, Abb. 323.

Die oft sternförmig gestaltete Fundamentplatte mit ausgebohrter Nabe zur Aufnahme der Säule, auf Kies- schüttung oder Beton mit Kiesschüttung, kann auch durch Ankerschrauben auf einem gemauerten oder Steinfundament befestigt werden, Abb. 328, 337.

Das Windwerk für die Last wird, Abb. 328, entweder auf den Auslegern oder zwischen den Kranschilden oder

auf der Rückseite der um den Kran schwingenden Konstruktionsteile angeordnet, Abb. 318.

Das Schwenken erfolgt von Hand durch einen am Rollenkasten befestigten Bock, der die Kurbelwelle aufnimmt, von der aus durch Kegelräderübersetzung ein Trieb mit vertikaler Achse in einem auf der Fundamentplatte befestigten Zahnkranz arbeitet, oder indem ein zwischen den Kranschilden angeordnetes Vorgelege sich unter Einschaltung eines kleinen Kegelrades, das sich um ein größeres auf der Säule selbst befestigtes Kegelrad dreht, das Schwenken der Kranschilder ermöglicht.

α) Die Ermittlung der Spannungen in Säule, Schließe und Strebe kann rechnerisch oder zeichnerisch erfolgen, wobei die Lage der Zugkette oberhalb oder unterhalb der Schließen zu unterscheiden ist. Nach der Ritterschen Schnittmethode ergibt sich nach Abb. 330: Die Kraft Z in der Schließe aus: $Zc = Qa + Gb - Sd$, die Kraft D in der Strebe aus: $Dn = Qa + Gb \mp Sm$. — wenn die Kette oberhalb, $+$ wenn sie unterhalb der Schließe läuft.

Das Gewicht des Drehteils kann etwa $G = \infty 0,6 Q$ mit, $0,8 Q$ ohne lose Rolle im Abstand $b = \infty 0,6 a$ angreifend gesetzt werden.

Die zeichnerische Ermittlung der Stabspannungen läßt sich folgendermaßen durchführen, Abb. 331: Im Knotenpunkt I wirken die Summe A der halben Last $0,5 Q$, des halben Gewichts $0,5 Q_r$ der festen und losen Rolle, außerdem die Gewichte $0,5 G_D + 0,5 G_Z$ und der Anteil des halben Gewichts des Windwerks G_{wI} , so daß sich im Kräfteplan Z und D ergeben.

Im Knotenpunkt II wirkt:

$$0,5(Q + Q_r + G_{wI} + Q_l) = B,$$

wenn Q_l das Gewicht des Rollenlagers bedeutet, und außer-

dem $0,5 G_Z + G_D$, so daß sich hieraus und dem bekannten Z , C und H ergeben.

Im Knotenpunkt III endlich wirkt H , der Anteil G_{wIII} von G_w , außerdem $0,5 G_D + 0,5 Q_l$, aus der Summe dieser Kräfte sowie C und D muß sich dann ein geschlossener Kräfteplan ergeben.

β) Die Strebe von der Länge l ist mit $s = 6$ - bis 10 facher Sicherheit auf Knicken bzw. Druck zu berechnen, vgl. S. 102. Bei rundem Querschnitt, wählt man den äußeren Rohrdurchmesser, Abb. 327, $d_a = \infty \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{3} l$, womit sich der innere Durchmesser d_i aus dem Trägheitsmoment J in der Formel für Zerknicken ergibt $J = \infty 0,05 (d_a^4 - d_i^4)$. Der Durchmesser d der Niete für die Streben kann aus:

$$d = \infty \delta + 1 \text{ cm, oder } \sqrt{5 \Sigma(\delta)} - 0,4 \text{ cm,}$$

die Nietteilung t aus $t = 3 \delta$ bis 5δ ermittelt werden. Eine Verjüngung des Rohrs nach dem Kopf hin auf $\infty 0,75 d_a$ findet sich häufig. Bei Verwendung von \square -Eisen kann eine Normlänge von 8 m zugrunde gelegt werden.

γ) Den Bolzendurchmesser d , um den sich der Fuß der \square -Strebe drehen kann, findet man, Abb. 333 aus:

$$5 Dq = d^3 k_b \quad \text{mit} \quad k_b = 1000 - 1500 \text{ kg/qcm.}$$

δ) Für die mit $k_z = 500 - 600 \text{ kg/qcm}$ zu beanspruchenden Schließen erhält man den Querschnitt F beider Schließen aus: $Z = F k_z$ wobei die Abmessungen des meist etwas länglich gestalteten Auges der Schließe, Abb. 332, im gefährlichen Querschnitt II aus:

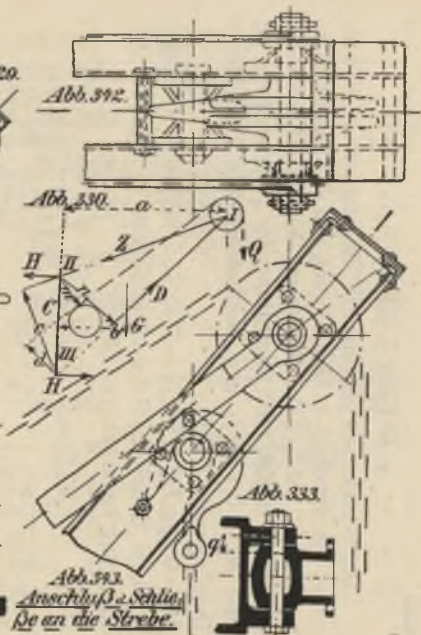
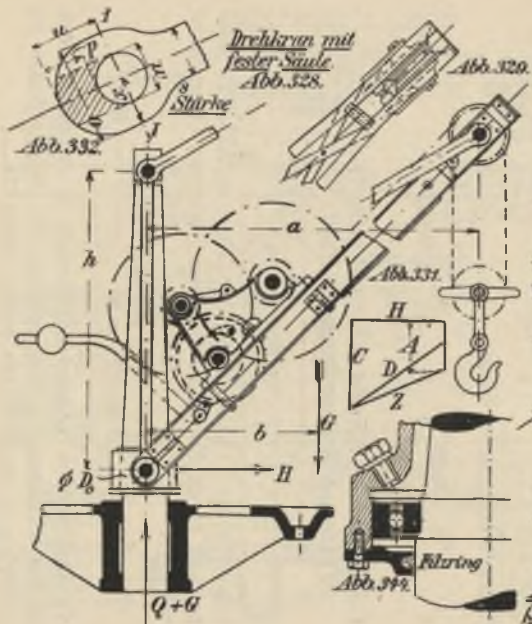
$$0,5 Z = (o - w) s k_z$$

und p aus:

$$s p^2 k_b = 0,375 w Z$$

zu bestimmen sind. Die Abmessungen u und x ergeben sich genügend stark aus:

$$u = 1,67 w + 0,5 s - p$$



und

$$x = 1,3w + 0,5s - 0,5o .$$

Die Berechnung gekrümmter Blechträger vgl. S. 115.

ε) Die durch $Q + G$ auf Druck und das Biegemoment $M_b = Qa + Gb$ auf Biegung beanspruchte Säule, Abb. 328, ergibt, nach Ermittlung des Durchmessers D_0 aus: $M_b = 0,1 D_0^3 k_b$ bzw. bei hohler Säule des äußeren Durchmessers D_a aus:

$M_b = 0,094 D_a^3 k_b$ mit $k_b = 300, 750, 900—1000$ kg/qcm für bzw. Gußeisen, Schweißeisen, Stahl eine größte Anstrengung bei massiver Säule:

$$s_{\max} = \frac{Q + G}{\frac{\pi}{4} D_0^2} + \frac{Qa + Gb}{0,1 D_0^3} ,$$

dagegen bei hohler Säule:

$$s_{\max} = \frac{Q + G}{\frac{\pi}{4} D_a^2} + \frac{Qa + Gb}{0,094 D_a^3} .$$

Die Säulenhöhe h findet sich meist nicht über 1,6 m.

ζ) Die auf Biegung durch die Kraft:

$$\sqrt{(Q + G)^2 + \left(\frac{Qa + Gb}{h}\right)^2}$$

beanspruchte Traverse von der Länge w , Abb. 316, muß in dem durch das Zapfenloch geschwächten Querschnitt ein aus:

$$0,25w \sqrt{(Q + G)^2 + \left(\frac{Qa + Gb}{h}\right)^2} = W k_b$$

zu ermittelndes Widerstandsmoment W besitzen, worin k_b für Gußeisen zu 250 kg/qcm, für Schweißeisen zu 550 kg/qcm angenommen werden kann.

Abb. 336.

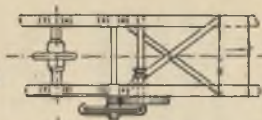
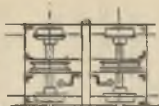


Abb. 337
Aufsicht auf
die Fahrbahn
und Laufkatze
Lastkette



Fahrhelle

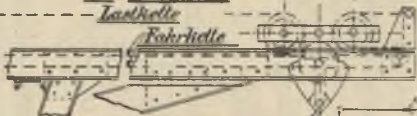


Abb. 336-341.

Freistehender
Gießereikran.

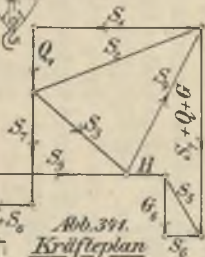


Abb. 341.
Kräfteplan

Abb. 340.

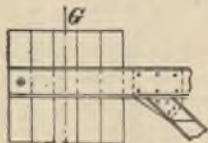
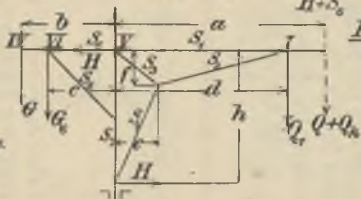
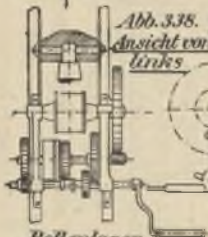


Abb. 338.
Ansicht von
links



Rollenlager.
Abb. 339



Fahrhelle

Über die Berechnung der Rollen- und Halslager und das zu überwindende Reibungsmoment S. 114.

η) Die Berechnung der Fundamentplatte von T-Querschnitt mit i -Armen, Abb. 334, 335, ist nur angenähert möglich. Setzt man das von $Qa + Gb$ herrührende Biegemoment als von zwei Armen aufgenommen voraus, so tritt in der Richtung eines Bolzen, der auf einem Kreise vom Radius R angeordnet ist, eine, den gefährlichen Querschnitt des Arms an der Nabe am Hebelarm t beanspruchende Kraft $\frac{2(Qa + Gb)}{Ri}$ auf. Das Gewicht $Q + G$ erzeugt in jedem Bolzen eine ebenfalls am Arm t biegende Kraft $\frac{(Q + G)}{i}$,

so daß das Widerstandsmoment W am gefährlichen Querschnitt folgt aus:

$$Wk_b = \frac{2t(Qa + Gb)}{Ri} + \frac{(Q + G)}{i} t,$$

wobei $k_b = \infty 200$ kg/qcm zu setzen ist. Für die Berechnung der Fundamentanker vom Durchmesser δ_0 , von denen zwei gegenüberliegende die ganze Zugkraft aufnehmen, ergibt sich für das Gewicht G_a des Auslegers und G_s der Säule einschließlich Fundament, für eine Fundamentschraube der in ihr herrschende Zug P aus:

$$2PR = Q(a - R) + G_a(b_a - R) - G_s R = \frac{\pi}{4} \delta_0^2 k_z,$$

mit $k_z = 550—650$ kg/qcm.

θ) Das Fundament erhält ein Gewicht G_f , das sich, wenn es um die Kante M kippend gedacht wird, ergibt aus:

$$(G_s + G_f)z = G_a(b_a - z) + Q(a - z).$$

Das wirklich auszuführende Fundamentgewicht ist 2 bis 2,5 mal größer zu wählen. Aus diesem Gewicht läßt sich die Höhe des Fundaments bestimmen, wenn, wie üblich, das

Abb. 334

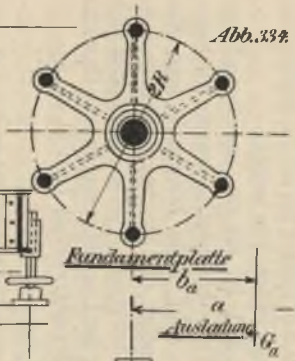


Abb. 344
Fahrbarer Kran
auf 2 Schienen

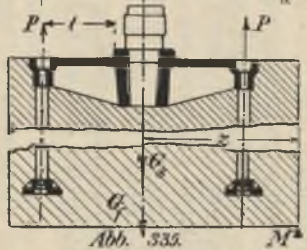
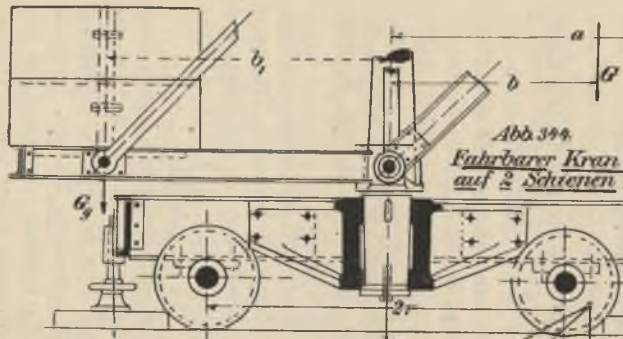
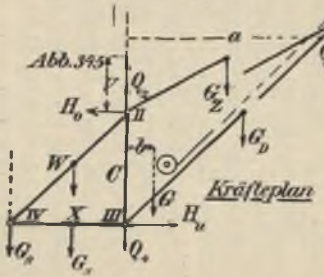


Abb. 333

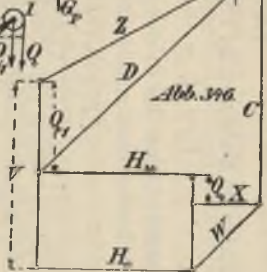
M²

Abb. 345



Kräfteplan

Abb. 346



Fundament etwa 0,6—0,8 m breiter ist, als die Entfernung zweier gegenüberliegender Schrauben beträgt.

In den Abb. 336—341 ist ein um eine feste Säule schwenkbarer Gießereikran dargestellt, dessen Ausleger, Streben und Säule aus zwei \square -Eisen hergestellt sind. Ein Gegengewicht G vermindert die Biegungsanstrengungen der Säule. Für den Knotenpunkt I , Abb. 340, ergibt sich für die äußerste Stellung der Laufkatze rechts vom Gewicht Q_k mit der Nutzlast Q die angreifende Last Q_1 aus:

$$(Q + Q_k) a = Q_1 d .$$

Im Knotenpunkt VI folgt die Belastung G_6 aus:

$$G_6 c = G b ,$$

mithin im Knotenpunkt V eine nach oben gerichtete Kraft:

$$V = Q_1 + G_6 - (Q + Q_k) - G .$$

Ferner folgen die in den Knotenpunkten III und V angreifenden horizontalen Kräfte H aus:

$$H h = (Q + Q_k) a - G b ,$$

Abb. 341 zeigt den sich aus diesen äußeren Kräften ergebenden Kräfteplan, wenn die Strebe S_5 von Knotenpunkt VI bis zum Säulenfuß verläuft.

Einzelheiten solcher Krane mit feststehender Säule, wie Kugel- und Zapfenstützlager, Rollenlager, Traversen verschiedener Ausführung, Anschlüsse von Schließen und Streben, finden sich in den Abb. 316, 317, 318, 319 bis 324, sowie 339, 342, 343, 344 dargestellt.

3. *Fahrbare Krane* finden sehr verbreitete Anwendung als Baugerüstkrane, als Hafenkrane usw. Ihr Antrieb erfolgt durch Hand, Dampfkraft oder Elektrizität. Entweder laufen sie auf zwei oder auf nur einer Schiene, Velozi-pedkrane, letztere oft in Werkstätten verwendet, die üblichen Spurweiten liegen zwischen 1000 und 2500 mm.

a) Zweispurige Krane.

Bei auf zwei Schienen fahrbaren Kranen kann die Abstützung durch eine meist feststehende Säule oder, wie vielfach bei Hafenkranen, durch eine Drehscheibe erfolgen, bei Raddrücken bis 20 000 kg werden meist 4, darüber 8 Räder angeordnet, im letzteren Falle je 2 in einem gemeinsamen, drehbaren Radgestell.

α) Bei Abstützung durch eine auf dem Wagen feststehende Säule, Abb. 344, erfolgt die Ausführung wie bei entsprechenden freistehenden Kranen. Damit der Schwerpunkt der Konstruktion im belasteten und unbelasteten Zustand mit Sicherheit innerhalb der durch die Räder des Wagens begrenzten Fläche fällt, muß ein Gegenausleger aus \square -Eisen vorhanden sein, auf dem sich ein Gegengewicht befindet. Der Gegenausleger ist durch Streben mit dem oberen Teil der Säule oder Schilde versteift. Oft findet sich ein festes Gegengewicht am Ende des Gegenauslegers und ein auf Laufrollen verschiebbares Gegengewicht, das sich unter dem Einfluß der Last verschiebt. Das verschiebbare Gegengewicht besteht häufig aus einem mit Steinen oder Wasser gefüllten Blechkasten. Die die Säule tragende Platte aus Gußeisen wird meist zwischen die Seitenwände des Wagens verschraubt. Schienenstützen verhindern eine unerwünschte Bewegung des Wagens. Zum Einstellen in Eisenbahnzüge werden die Wagen abgefedert und mit Puffern versehen. Die Ausleger werden neuerdings vielfach geknickt ausgeführt.

Die Ermittlung der Stabspannungen, Abb. 345, läßt sich zeichnerisch einfach durchführen. Ist keine lose Rolle vorhanden, so geht die Richtung von Q nicht durch Knotenpunkt I , Abb. 345, sondern ergibt in I die Komponente Q_1 in II , Q_2 . Mit denselben Bezeichnungen wie bei freistehenden Drehkranen mit fester Säule hat man in I angreifend: $Q_1 + 0,5 Q_r + 0,5(G_Z + G_D) +$ dem Anteil von $G_w = Q_I$,

woraus sich Z und D im Kräfteplan, Abb. 346, ermitteln. In Knotenpunkt II wirkt $Q + G$, ferner Q_2 , und $0,5(G_Z + G_W + G_T)$, $G_T =$ Gewicht der Traverse $+ G_C$, sämtlich nach unten, so daß nach oben wirkend bleibt $Q + G + Q_2 - 0,5(G_Z + G_W + G_T) - G_C = V$. Unbekannt sind H_0 , C und W . H_0 und C lassen sich im Kräfteplan einfügen, zur Ermittlung von W ist zu beachten, daß in IV als bekannte Kräfte angreifen:

$$0,5 G_g + 0,5 G_W + 0,5 G_X,$$

deren Summe sich im Kräfteplan nach den Richtungen von W und X zerlegen läßt, womit auch W der Größe nach gegeben ist, mithin auch C und H_0 .

In Knotenpunkt III wirkt $H_u = H_0$, ferner:

$0,5(G_l + G_D + G_x) +$ dem Anteil des Windengewichts G'_w , so daß sich durch die Kräfte D , C und X das Kräftevieleck schließt.

Das Kippen des Wagens ist nicht zu befürchten, wenn für das Wagengewicht G_P und das Gewicht G des drehbaren Teils des Krans im unbelasteten Zustand der Momentengleichung, Abb. 344:

$$G(b + r) < G_g(b_1 - r) - G_P r$$

und im belasteten Zustand:

$$Q(a - r) + G(b - r) < G_P r + G_g(b_1 + r)$$

genügt wird. Aus diesen beiden Gleichungen folgt durch Summierung, daß:

$$G + G_P + G_g \geq Q \left(\frac{a - r}{2r} \right).$$

Für $2r$ ist, je nachdem Radstand oder Spurweite der kleinere Wert ist, dieser einzusetzen. Für die Berechnung wird ein 1,5- bis 2 facher Wert der größten Belastung Q zugrunde gelegt.

Der Fahrwiderstand läßt sich, wenn G_1 kg das ganze auf den Laufradachsen vom Durchmesser d ruhende Gewicht des Krans mit Wagen und R den Radius der Laufräder bedeutet, ermitteln aus:

$$W_r = \frac{G_1}{R} \left(\mu \frac{d}{2} + f \right)$$

β) Bei Abstützung fahrbarer Drehkrane durch Drehscheiben, mit meist 4 Laufrollen, Abb. 347, S. 133, wie sie für Hafenkrane, als Voll- oder Halbportalkrane, Krane für Baugerüste usw. verwendet wird, kann die eigentliche Kran-konstruktion auf der sich um einen Mittelzapfen drehbaren Drehscheibe, die meist aus Profileisen mit Belag aus Bohlen hergestellt wird, direkt befestigt werden, oder die Scheibe trägt eine Säule, um welche die Krankonstruktion schwingt. Die Drehscheibe läuft auf einer kreisförmigen Schienenbahn, innerhalb deren auf der Scheibe ein fester konzentrischer Zahnkranz liegt, mit dem ein Trieb mit senkrechter Welle zusammenarbeitet und das Schwenken des Krans ermöglicht. Der Ausleger wird meist in Fachwerk-konstruktion angeordnet. Die Ausführung der Drehscheiben kann in der Form von Säulen-, Walzen- und Rollendrehscheiben erfolgen, erstere beiden für leichtere Krane.

In Abb. 347 gilt für die Ermittlung der Entfernung x des Angriffspunktes der Resultierenden R aller wirkenden Gewichte: Q der Nutzlast, G_r der Flasche, G_a des Auslegers, G_w des Windwerks, G des Krans und Schwenkwerks, G_g des Gegengewichts, für den unbelasteten Zustand mit Bezug auf die Kippkante N :

$$\begin{aligned} Rx = & G_r(a + 2c) + G_a(b_a + 2c) + G_w(2c - b_w) \\ & + G(2c - k) - G_g(b_g - 2c). \end{aligned}$$

Im belasteten Zustand ergibt sich das entsprechende x aus:

$Rx = G_g b_g + Gd + G_w b_w - (Q + Q_r) a - G_a b_a$,
für die Untersuchung bei Probelastung ist Q durch 1,5 bis $2Q$ zu ersetzen.

Für das Drehen des Krans ergibt sich bei einem Gewicht G_F des drehbaren Teils, den Durchmesser $2R$ und $2r$ der schwachballig oder konisch ausgeführten Laufräder und Laufradzapfen und den Reibungszahlen μ und f der gleitenden und rollenden Reibung, der am Umfange der Laufräder auftretende Bewegungswiderstand W_R aus der Gleichung:

$$W_R R = (Q + G_F) f + (Q + G_F) r \mu$$

und der Raddruck D auf eines der dem Ausleger zunächst gelegenen Laufräder aus:

$$2D \cdot 2c = (Q + Q_r)(a + 2c) + G_a(b_a + 2c) + G_w(2c - b_w) + G(2c - k) - G_g \cdot (b_g - 2c).$$

Die Ausladung a kann durch Rollenzüge oder Stahlspindeln, die den ersten Stab der oberen Gurtung ersetzen, veränderlich ausgeführt werden.

b) Velozipedkrane, für beengte Werkstätten zweckmäßig, werden auf Wagen mit zwei hintereinanderliegenden Laufrädern mit zwei Spurkränzen auf einer Schiene geführt. Die Ausführung erfolgt derart, daß das eigentliche Krangestell nach Art der freistehenden Drehkrane mit fester Säule um eine auf dem Wagen montierte Säule oben in Stützlagern, oft mit Gegengewicht, unten in Hals- oder Kugellagern schwingt, der obere Teil des Krangestells trägt eine oder zwei horizontal liegende Rollen, Abb. 350, die sich gegen zwei oder eine aus \square -Eisen hergestellte horizontale Führungsschienen legen. Die Streben werden vielfach aus \square -Eisen, die Schließen aus Rund- oder Kanteisen hergestellt. Bei anderen Ausführungen findet sich ein aus Blechen und Winkeleisen oder Fachwerk hergestellter vertikaler säulen-

artiger Blechkörper, der durch eine obere Rolle in Führungsschienen geführt wird und um den das Krangestell schwingt, so daß ähnliche Krangestelle entstehen wie in Abb. 298. Der untere Drehpunkt des Auslegers liegt oft auf der Plattform des Wagens. Das Schwenken erfolgt stets von Hand.

4. *Antrieb der Drehkrane.* Über den Handbetrieb ist nichts Besonderes zu bemerken.

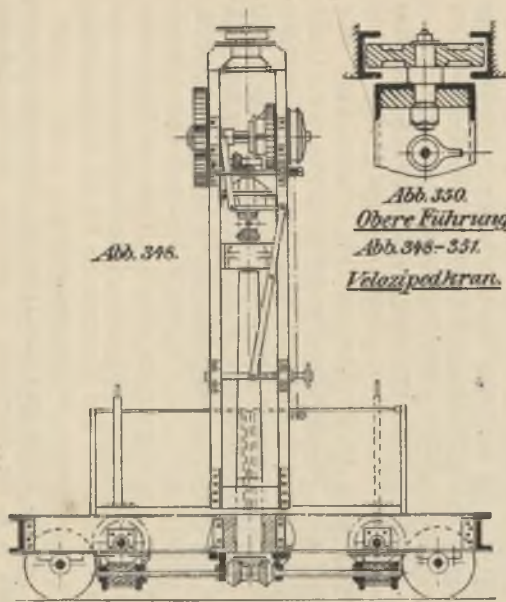
a) Wird Dampfkraft verwendet, was heute selten ist, so geschieht dies bei nicht zu langen Rohrleitungen von einer Zentralstation, anderenfalls erhält jeder Kran seinen besonderen Kessel, meist Quersiederkonstruktion, der zugleich als Gegengewicht dient.

Die Betriebsmaschinen, meist Zwillingmaschinen, liegend, stehend oder geneigt, können umsteuerbar für Heben und Senken der Last eingerichtet sein oder bewirken dies, wenn sie nur nach einer Richtung umlaufen, durch Klauen- oder Reibungskupplungen. Für Hafenkranen kommen auch zwei stehende Zylinder zur Anwendung, deren durch eine Traverse verbundene Kolbenstangen mit Einschaltung eines mehrrolligen Flaschenzugs das Heben bewirken.

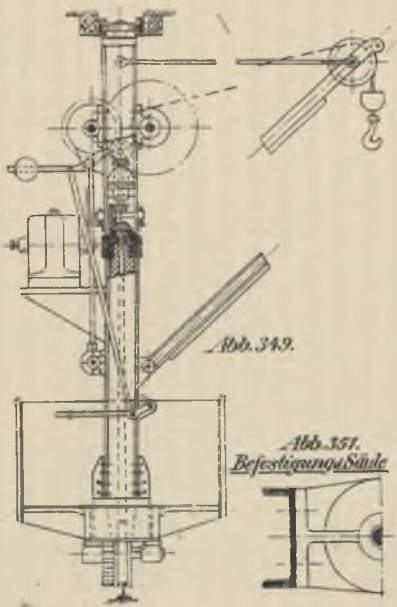
Fahrbare Dampfkranen, nach dem Drehscheiben- oder Säulensystem gebaut, für Spurweiten von 750, 900, 1000, 1250, 1325 mm (Schmalspur), 1435 Normalspur, 1525 bis 3100 mm Breitspur für Hafenkranen, mit Hilfswindwerk oder durch Zugschrauben senkbarem Ausleger, erhalten oft geknickte Ausleger.

Erforderliche Gegengewichte werden außer durch den Kessel selbst durch Balancegewichte am Unterwagen angebracht. Zur Wahrung der Stabilität kommen Schienenklammern, Seitenstützen oder Stützrollen zur Anwendung.

Das Schwenken erfolgt bei der Ausführung als Säulen- oder Drehscheibenkrane durch die Betriebsmaschinen,



Obere Führung.
Abb. 348-351.
Velozipedkran.



Befestigungssäule

seltener durch einen besonderen Schwenkdampfzylinder, der eine um die Säule gelegte Kette betätigt.

Das Fahren erfolgt entweder von Hand durch Ratsche, oder die Betriebsdampfmaschine treibt mittels eingeschalteter Wendegetriebe durch eine vertikale Welle mit Kegelhädern das Fahrwerk an, oder der Wagen erhält eine besondere zweizylindrige Fahrmaschine (Lokomotivkran), vielfach für Gießpfannenwagen in Hüttenwerken verwendet.

Dampfpladekrane für Schiffe sind meist mit drehbarer Fundamentplatte und Führerstand versehen, das Lastsenken erfolgt in der Regel durch eine Fußbremse nach Ausrückung der Getriebe.

Der Dampfdruck schwankt zwischen 6 und 10 Atm., die Antriebsmaschinen machen minutlich 100—200 Umdrehungen, die Hubgeschwindigkeit der Last beträgt 6—12 m minutlich, die Fahrgeschwindigkeit 0,6—1 m sekundlich, die Zahl der Umdrehungen des Krans 1,5—2,5 in der Minute, die kleineren Zahlen stets für schwere Krane.

b) Bei Antrieb der Krane durch Elektrizität kann die Stromzuführung von einer hochliegenden Leitung erfolgen, unter der der Kran sich frei bewegen kann, oder durch eine tiefliegende. Der Antrieb kann von einem Motor für alle Bewegungen oder durch Einzelantrieb erfolgen, der einfacher, aber teurer ist.

Die Motoren werden, je nach der Dauer der Leistung, die von ihnen ohne übermäßige Erwärmung verlangt wird, in solche von 30, 45, 60 und 90 Minutenleistung unterschieden. Im allgemeinen erfordern Fahr- und Drehwerke 30, Krane für Einzellasten 45, solche für Beförderung von Massengütern 60 und Kranmotoren für die Sonderzwecke von Hüttenwerken 90 Minutenleistung.

α) Bei Einmotorenantrieb mit Nebenschlußmotor kann z. B. die Anordnung so getroffen werden, daß auf

der stets nach einer Richtung umlaufenden Motorwelle durch ein Rohhautritzel und Kegelräder eine senkrechte Welle mit zwei Wendegetrieben und Reibungskupplungen angetrieben wird. Von dem einen Wendegetriebe wird durch Zahnradübersetzung die Trommel oder Kettenuß angetrieben, wobei auch bei Lastsenken der Motor treibend bleibt. Das zweite Wendegetriebe betätigt eine Welle, von der aus durch Zwischenwellen die Fahrbewegung erzielt wird.

Für Drehscheibenkrane findet sich oft die Anordnung, daß eine mit der Motorwelle gekuppelte Welle durch eine Klaue mit einer Schneckenwelle gekuppelt wird, die durch ein Schneckenrad eine senkrechte Welle mit Trieb bewegt, so daß durch Eingriff des letzteren in einen festen Radkranz das Drehen des Krans erreicht wird. Auf der Motorwelle sitzt lose ein Rohhautritzel, das in ein Stirnrad einer Vorgelegewelle eingreift, und eine auf dieser angeordnete zweite Schnecke treibt mittels Schneckenrads eine durch den Drehzapfen hindurchgehende Welle, von der aus durch Kegel- und Stirnräder und Hilfswellen die Laufräder angetrieben werden, vgl. Abb. 347, S. 133.

β) Werden getrennte Hub- und Drehmotoren verwendet, so werden diese häufig mit je einem besonderen Kontroller versehen, die aber so miteinander verbunden sind, daß alle Bewegungen durch einen um eine Mittellage drehbaren Hebel bewirkt werden, beim Anheben des Hebels wird die Last gehoben, in der Mittellage schwebt sie, beim Niederdrücken senkt sich die Last. Durch Rechts- und Linksbewegen des Hebels dreht sich der Kran rechts oder links, wobei sich Kran und Lastbewegung gleichzeitig ausführen lassen.

Ebenso finden sich Anordnungen, wo je ein Motor Fahren und Lastbewegung erzeugt und das Schwenken von Hand erfolgt.

Für Krananlagen, die mit häufigen Unterbrechungen arbeiten, empfiehlt sich elektrischer Betrieb, der sich dann auf die Hälfte und weniger der Betriebskosten für Dampfkranne stellt.

5. *Derrickkrane*, Abb. 353 und 354, ermöglichen durch Drehbarkeit des Auslegers bis etwa 250° und Veränderung ihrer Neigung die Bestreichung eines großen Arbeitsfeldes. Der Flaschenzug zur Veränderlichkeit der Auslegerneigung befindet sich am Kopf der drehbaren Säule, bei kleineren Kranen aus Holz, bei größeren aus Eisenkonstruktion. Die untere Abstützung der drehbaren Säule erfolgt durch Spurzapfen, seltener durch Drehscheibe, die obere entweder durch Seilverspannung oder durch ein Gerüst mit drei Streben meist aus Eisenfachwerk, von denen zwei lange parallel und nahezu senkrecht zur Kaimauer liegen, während die dritte und kürzere zwischen ihnen liegt. Der Antrieb geschieht durch Dampf oder Elektrizität. Man hat derartige Krane bis 150 t Tragfähigkeit hergestellt bis 10 t läßt sich noch Handantrieb anwenden. Für kleinere Lasten findet sich oft ein zweiter Flaschenzug angeordnet.

Bezeichnen Q , G und Z Nutzlast, Eigengewicht und Zug in der Lastkette, S und S_1 die Zugkräfte für die Veränderung der Auslegerneigung bei ganz ausgelegtem und ganz eingezogenem Ausleger, so gelten nach Abb. 353 für diese beiden Lagen die Momentengleichungen zur Bestimmung von S und S_1 :

$$Sl = 0,5(Qa + Gb - Zd)$$

bzw.

$$S_1 l_1 = 0,5(Qa_1 + Gb_1 - Zd_1).$$

Um gleiche Momente an der Windetrommel für die Veränderlichkeit der Neigung des Auslegers zu erhalten, muß sich der kleinste zum größten Durchmesser der konischen Windetrommel wie $S_1 : S$ verhalten.

6. *Scheren- oder Mastenkrane*, Abb. 352, zum Heben großer Lasten auf große Höhen, für Hafen- und Schiffbauzwecke. Heben und Senken der Last durch mehrrollige Flaschenzüge, Horizontalbewegung der Last durch Veränderung der Neigung der Ausleger, die aus zwei meist oben und unten verjüngten vernieteten Blechröhren bestehen, am Kopf verbunden und unten durch Gelenke am Fundament befestigt sind. Die Veränderlichkeit erfolgt durch Verstellung eines sogenannten Hinterbeins längs einer horizontalen, lang ausfallenden Schraubenspindel (veraltet), oder diese liegt in der Richtung des Beins und wird auf einer gekrümmten Gleitbahn geführt. Für kleinere Lasten findet sich oft ein zweiter Flaschenzug.

Die Momentengleichung für die im Ausleger am Fuß in nicht ausgelegtem Zustande herrschende Druckkraft D_1 lautet nach Abb. 352

$$D_1 l_1 = Qb + Gd_1 + G_1 r + Rq.$$

Ist der Kran ausgelegt, so hat man:

$$Zl = Qa + Gd + G_1 f - Rp,$$

für den größten Wert der Druckkraft D ergibt sich:

$$Dy = Q(a + w) + G(d + w) + G_1(w \pm f) + Rn.$$

Die Schraube wird durch Z auf Zug, durch D_1 auf Druck beansprucht, der eventuell durch ein Kammlager aufzunehmen ist.

Weichen die Streben um einen $\sphericalangle \beta$ seitlich von der Vertikalen ab, so folgt die in jeder Strebe vorhandene Druckkraft P aus:

$$P \cos \beta = 0,5 D.$$

7. *Turmdrehkrane*, mit drehbarer oder fester Säule. Für Spezialzwecke, wie sie Hafen- und Werftbetriebe erfordern, hat sich eine große Anzahl besonderer Krantypen herausgebildet, die vielfach Zusammensetzungen der be-

sprochenen Formen darstellen und von denen die wichtigsten erwähnt werden sollen.

a) Für Lösch- und Ladezwecke in Häfen kommen vielfach Drehscheibenkrane zur Anwendung, Abb. 355, 356, bei denen die Drehscheibe auf einem fahrbaren Portal angeordnet ist, das die Durchführung von Eisenbahngleisen oder die Durchfahrt von Kranen geringerer Höhe gestattet.

b) Kommt es, wie für Schiffswerften, auf ein möglichst großes Hubfeld an, so werden vielfach Krane ausgeführt, bei denen der mit Gegenarm und Gegengewichten versehene horizontale Ausleger, Abb. 357, 358, auf dem eine oder mehrere Laufkatzen verfahren werden können, durch Zugstangen nach dem höchsten Punkt des oft 25—30 m hohen Krangerüstes hin abgesteift ist, wobei der turmartig hochgeführte drehbare Teil unten durch ein Spurlager auf einem fahrbaren Portal unterstützt ist, Abb. 357, und sich oben in Rollen- oder Halslagern gegen das hochgeführte Portalgerüst abstützt, oder die Stützung erfolgt durch Drehscheibe auf einem fahrbaren Portal, Abb. 355, 356, oder bei nicht fahrbaren Kranen dreht sich das turmartige, den Ausleger tragende, aus Eisenfachwerk hergestellte Krangerüst um eine im Fundament zweimal abgestützte feste Säule mittels einer am Krangerüst angeordneten Traverse und einem unteren Rollen- oder Halslager, Abb. 358.

Derartige Turmkrane werden für Lasten bis zu 10 t und Ausladungen bis zu 10 m ausgeführt.

8. Mit den wachsenden Anforderungen an die im Schiffs- und Hafenverkehr zu bewältigenden Lasten, die bis zu 250 t gehen, haben die als *Schwerlastkrane* gebauten Krane mehr und mehr Eingang gefunden, Abb. 359—361.

Derartige Krane kommen in den verschiedensten Bauarten zur Verwendung mit aus Fachwerk hergestellter

Abb. 355-357. Turmkran.

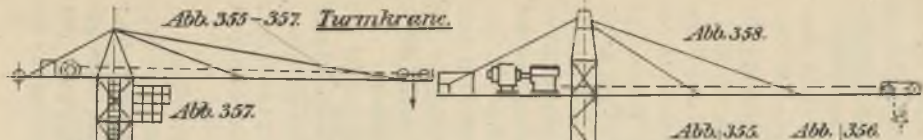
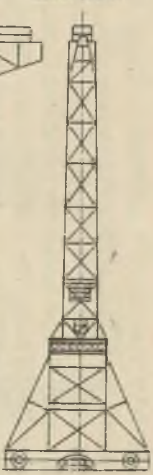
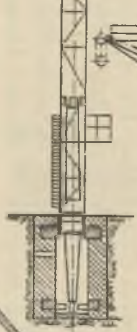
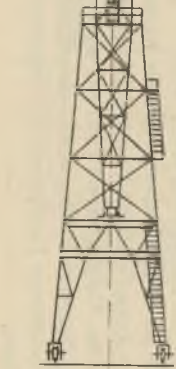
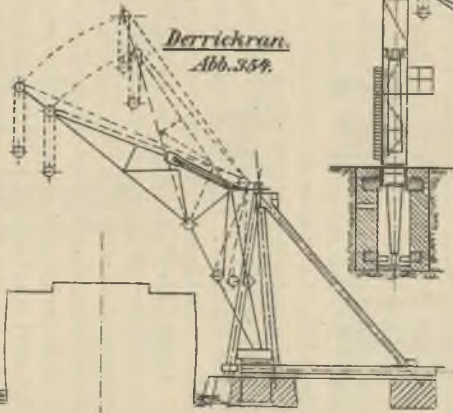


Abb. 357.

Abb. 358.

Abb. 355. Abb. 356.

*Derrickkran.
Abb. 359.*



drehbarer oder auch fester Säule. Wird die Säule wie in Abb. 359 von einem freistehenden Gerüst abgestützt, so spricht man von Hammerkränen. Bei manchen Anordnungen trägt die mit der Spitze nach unten angeordnete, in einem Gerüst gelagerte pyramidenförmige Säule oberhalb eine Drehscheibe für den mit einem Gegengewicht versehenen, aus Fachwerk hergestellten Ausleger mit veränderlicher Neigung.

Der erste dieser größten Ausführungen, im Kaiserhafen zu Bremerhaven, besitzt eine drehbare Kransäule in einem vierseitigen, festen Stützgerüst. Die auf dem Fundament durch eine Bolzenschneide abgestützte Säule ist am Kopfe des Gerüsts in Rollen gelagert. Lastarm und Gegengewichtsarm sind gleich lang, wobei das Gegengewicht so gewählt ist, daß bei größter Last und Ausladung und bei unbelasteter Laufkatze und kleinster Ausladung sich annähernd gleiche Momente ergeben. Die Laufkatze auf dem Obergurt des Lastarms von 50 t Eigengewicht trägt das gesamte Hubwerk. Für die Bewältigung kleinerer Lasten werden verschiedene Übersetzungen eingeschaltet.

Andere Ausführungen wie Abb. 359, 360 zeigen ein als dreifüßige, gleichseitige Pyramide ausgebildetes äußeres Stützgerüst, von dem zwei Füße parallel zur Kaimauer liegen, um die Drehsäule möglichst nahe an diese bringen zu können; die Drehvorrichtung befindet sich oben, und der Obergurt trägt zwei voneinander unabhängige Laufkatzen.

Man hat die Anordnung auch wohl so getroffen, daß beide Arme als Katzenlaufbahn benutzt werden, und zwar bei größter Ausladung für kleinere Lasten bis etwa 50 t der lange Arm, für Lasten bis 150 t der sonst als Gegengewichtsarm dienende kurze, wobei das Eigengewicht der zurzeit unbelasteten Laufkatzen als Gegengewicht für die Nutzlast dient.

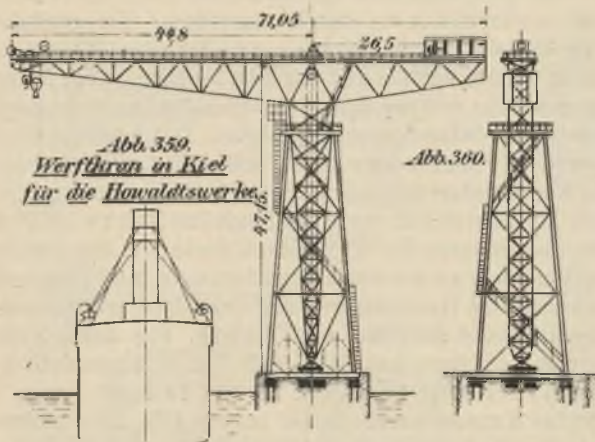
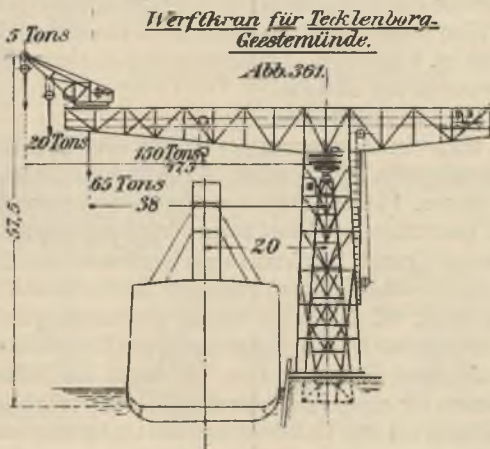


Abb. 359.
Werfkran in Kiel
für die Howaldtswerke.

Abb. 360.



Werfkran für Tecklenburg-
Geestemünde.

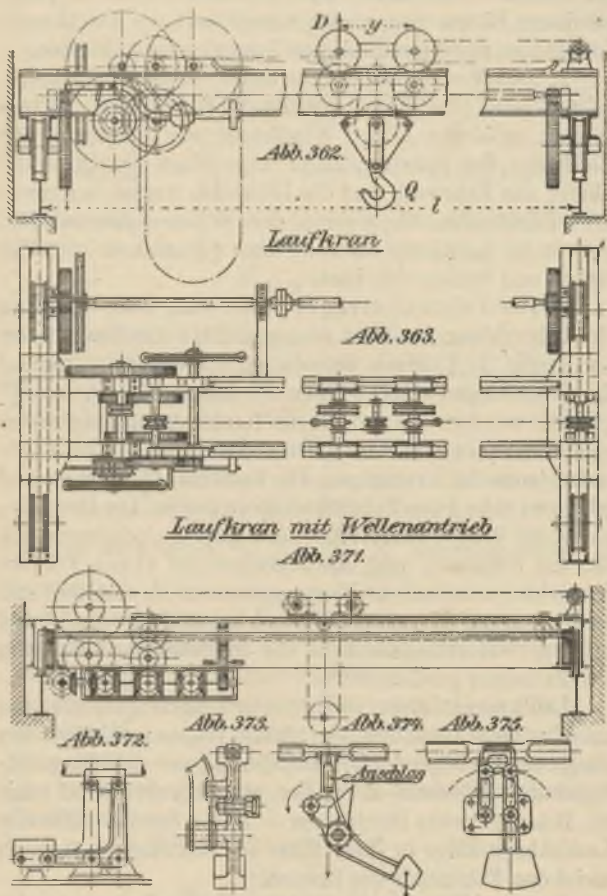
Abb. 361.

Abb. 361 zeigt eine Anordnung der Benrather Maschinenfabrik A.-G. Das Krangerüst ist hier glockenartig über ein freistehendes inneres Stützgerüst gehängt, das in seinem unteren Teil mit dem Fundament ein festes Ganzes bildet und den gesamten vertikalen Druck am Kopf durch eine Bolzenschneide aufnimmt. Das Drehwerk ist über der Pyramide angeordnet, während das Stützgerüst die Momente durch einen Druckrollenkranz unmittelbar über dem Fundament aufnimmt. Die Laufkatze läuft zwischen den Hauptträgern des wagerechten Auslegers, das Haupthubwerk liegt am äußersten Ende des Gegengewichtsarmes zwischen den Hauptträgern. Auf dem Obergurt des Auslegers arbeitet außerdem ein Drehkran. Für diesen Kran beträgt die Hubgeschwindigkeit für 150 t 1,5 m minutlich, für 75 t 2,9 m, für 20 t 7,8 m, für 10 t 10,4 m.

Die Katzensgeschwindigkeit beträgt 12—20 m minutlich für die Schwerlastlaufkatze und 30 m für den Hilfskran. Eine volle Umdrehung des mit 15 t belasteten Krans erfordert ca. 6 Minuten. Als Antrieb dienen sieben Gleichstrommotoren mit 230 PS.


II. Krane mit Bühne.

Je nach der Anordnung der Bühne oder Brücke sind zu unterscheiden Laufkrane, bei denen die Brücke auf durch Säulen, Pfeiler, Konsolen, Umfassungsmauern oder oft auf kastenförmigen Blechkonstruktionen, besonders bei schweren Kranen (Laufkrane brauchen keine Grundfläche) gestützten hochgelegenen Schienen läuft, Rollkrane, Bockkrane, bei denen die Bühne auf Schienen auf dem Erdboden fahrbar ist oder feststehen kann (Eisenbahnkrane, Überladekrane), Portalkrane, bei denen die Bühne als Fundament für einen Drehkran dient, Halbportalkrane, deren Bühne auf dem Erdboden und den Umfassungsmauern von Gebäuden durch Laufräder gestützt wird und ebenfalls



als Träger für Drehkrane dient, Hochbahnkrane, mit fahrbarer Bühne von großer Länge, auf der Drehkrane, Laufkatzen und fahrbare Krane bewegt werden können.

1. *Laufkrane*, mit Brücke aus zwei parallelen Fahrbahnträgern (Profileisen, genietetete Blechträger, Gitterträger), an deren Enden Kopfträger zur Aufnahme der Laufräder der Fahrbahnträger angeordnet sind und die häufig das Fahrwerk und die Leitrollen tragen, erfordern drei Triebwerke, für Fahren der Bühne (Längsfahren), Fahren der Laufkatze auf der Bühne (Querfahren) und für Heben und Senken der Last.

a) Die Fahrbahnträger, Abb. 362, 363, bestehen für Trägerhöhen bis etwa 45 cm und bis 8 m Spannweite aus Profil-, I-, □-Eisen, über die zur seitlichen Versteifung durch Überlegen von □-Eisen, Profile von der Gestalt  gebildet werden und auf die die Laufschiene aufgenietet sind. Die Spannweite l ist die Mittenentfernung der Laufschienen der Kranträger. Die Katzenfahrbahn kann auf oder zwischen den Fahrbahnträgern liegen. Die Berechnung der Walzprofilträger erfolgt einfach dadurch, daß für die Belastung und das Eigengewicht eines Trägers das größte erforderliche Biegemoment M_b ermittelt und zu diesem aus Normalprofilverzeichnissen für das nächstgrößere Widerstandsmoment die in Betracht kommende Profildimension gewählt wird.

Laufkrane mittlerer und größerer Tragfähigkeit erhalten an jeder Seite Laufbühnen, deren Träger parallel zu den Hauptträgern liegend mit diesen durch Quer- und Diagonalverbände verbunden sind. Der obere Querverband trägt als Belag gelochte Bleche von ≈ 5 mm Stärke. Eine der Laufbühnen trägt in ihrer Mitte bei elektrischem Antrieb meist den Fahrmotor der Brücke.

Für eine Trägerlänge l , Abb. 362, den Radstand y der

Laufkatze, und einen Raddruck D , hat man für eine Nutzlast Q mit dem Laufkatzen­gewicht Q_k (zu schätzen) und einem Eigengewicht q kg für 1 m Trägerlänge (zu schätzen) zunächst:

$$D = 0,25(Q + Q_k)$$

und

$$M_b \max = \frac{D}{2l} - \frac{y^2}{2} + q \cdot 0,1l \cdot 0,125l \text{ kg/cm,}$$

l in cm eingesetzt, wobei das zweite Glied bei kleinen Profilen vernachlässigt werden kann. Ferner ist

$$M_b \max = W k_b,$$

worin:

$k_b = 900\text{—}1200$ kg/qcm für Handantrieb,

$k_b = 700\text{—}900$ kg/qcm für elektrischen Antrieb

angenommen werden kann, so daß sich das Trägerprofil aus dem berechneten W ergibt.

Geht die Höhe über ≈ 45 cm hinaus, so sind Träger aus Stehblechen, Gurtungswinkeleisen und Gurtungsblechen (Lamellen) zusammengesetzt zu wählen. Es kommen \square , $\square\square$, $\square\square$ Querschnitte zur Anwendung.

Als Grundlagen der Berechnung können vorläufig für solche Blechträger die in Tabelle S. 149 gegebenen Verhältnisse angenommen werden.

Das zu ermittelnde größte erforderliche Biegemoment $M_{b \max}$ der Träger ist die Summe der größten Momente für das Eigengewicht Q_g , den Fahrmotor Q_f und die bewegliche Belastung $Q_k + Q$ durch die vollbelastete Laufkatze,


worin $M_g = 0,125 Q_g l$, $M_f = 0,250 Q_f$,

$$M_k = \left(\frac{Q + Q_k}{8l} \right) \left(l - \frac{y}{2} \right)^2.$$


Demnach ist genügend genau ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{M_b \max}{k_b}$$

erforderlich.

Zunächst werden die größte Stehblechhöhe in der Mitte $h_1 = \infty 0,143 l$ für Spannweiten bis 10 m und $h_1 = 0,066 l$ bis $0,1 l$ für Spannweiten über 10 m, sowie die Gurtungswinkelisen gewählt und das Widerstandsmoment W_0 für den -Querschnitt ohne Lamellen ermittelt. Nach Wahl von b_b , S. 145, ergibt sich δ_i aus der Gleichung:

$$\delta_i = (W - W_0) : b_i h_1,$$

worin W aus dem größten erforderlichen Biegemoment $M_b \max$, zu bestimmen ist. Für den jetzt sich ergebenden -Querschnitt ist dessen Widerstandsmoment W_1 zur Kontrolle zu bestimmen, wobei sich W_1 möglichst W nähern muß. Würde $\delta_i > 14$ mm ausfallen, so sind oben und unten je zwei Gurtungsplatten anzuordnen. Nach den Enden zu kann man die Trägerhöhe auf etwa $0,5 h$ abnehmen lassen.

Bei großen Spannweiten müssen die Träger der Brücke durch Querverbindungen oder außenliegende Eckenverbindungen versteift werden, oder man bildet den Träger, wenn auch seltener, als unten offenen Kasten aus, an dessen vertikalen Seitenwänden die Laufschiene innen auf angeordneten Winkelisen angeordnet werden. Durch Versteifungsbleche, die im Abstände des Radstandes der Laufkatze angeordnet sind, werden die Seitenwände verstärkt. Für die Ermittlung des Widerstandsmoments derartiger Kastenträger sind die horizontalen Schenkel der die Laufschiene tragenden Winkelisen nicht mit in Rechnung zu ziehen.

	Stehblech von der Höhe h_1 . Für $h < 80$ cm sind zweckmäßig Universaleisen zu verwenden	Gurtungs- winkel- eisen vom Querschnitt f_w . Für ungleich- schenklige L-Eisen ist der längere wagerecht zu legen	Gurtungsplatte. Die Stoßplatte meist zu beiden Seiten der Schienen	Vertikale Versteifungswinkel- eisen des Stehblechs im Abstand von 1 m bis 1,5 m
Stärke	$\delta = 6-13$ mm	$\delta_w = \delta$	$d_1 = 10-14$ mm	$\delta_v = \delta_w - 1$ bis 2 mm
Breite	—	—	$b_1 = \delta + 2l_w + 1$ bis 3 cm	—
Schenkellänge	—	$l_w \leq 8\delta$	—	$l_v = l_w - 10$ bis 15 mm
Laschenbreite	—	b_w	b_1	—
Laschendicke	$\delta_2 = 0,66\delta$ bis δ	$\delta_1 = f_w : b_w$	δ_1	—
Nietdurchmesser	$d = \sqrt{5 \Sigma(\delta)} - 0,2$ cm	d	d	2δ
Nietteilung	$5d$ bis $6d$	$5d$ bis $6d$	$5d$ bis $6d$	$6d$ bis $8d$
Anzahl der Niete auf einer Stoß- seite	$i = \frac{h_1 \delta}{0,8d^2}$	$i = \frac{f_w}{0,8d^2}$	$i = \frac{\delta_1 b_1}{0,8d^2}$	—
Entfernung der Niete vom Blech- rand	$3d$	—	$3d$	—
			Niete der Gurtplatte gegen die des Steh- blechs versetzen	

Gebräuchliche Nietdurchmesser $d = 20 \quad 22 \quad 24 \quad 26$ mm
für δ_w und $\delta_1 = 8-10 \quad 10-12 \quad 12-14 \quad 14-16$ „

Fachwerkträger, oft als Parabelträger ausgebildet, lassen sich nach den bekannten Regeln der Festigkeitslehre berechnen, Abb. 368.

b) Die zur Aufnahme der Laufräder dienenden Kopfträger, Abb. 362—368, für kleinere Spannweiten aus \square -Eisen, für größere aus genieteten Blechträgern hergestellt, an ihren Enden oft durch \square -Eisen abgeschlossen, können auf, neben und unterhalb der Bühnenträger angeschlossen werden. Der Radstand der Laufräder beträgt etwa $a = 0,116l$ bis $0,143l$ der Spannweite. In den Abb. 381—384 sind Befestigungen von Laufschiene und der Fahrbegrenzung der Katze dargestellt, S. 153.

Bezeichnet b den Mittelabstand der Brückenträger vom Gewicht Q_b und der Länge l , c den lichten Abstand der Kopfträger, der durch die zwischenliegenden Laufräder im Verhältnis $c_1 : c_2$, wobei $c_1 < c_2$ geteilt wird, a deren Radstand, ferner y den Radstand der Laufkatze vom Gewicht Q_k , e den kleinsten Abstand zwischen den Laufrädern der Katze und des Kopfträgers und Q_f das Gewicht des in der Brückenmitte angeordneten Fahrmotors, so hat der Raddruck D für ein Laufrad des Kopfträgers den Wert:

$$D = (Q + Q_k) \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{2l} - \frac{y}{4l} \right) + \frac{Q_b + Q_f}{4}.$$

Folglich ergibt sich das Profil des Kopfträgers aus;

$$D \frac{c_2}{c} \frac{(a - b)}{2} = W k_b,$$

und der Durchmesser d der Radachse folgt aus:

$$D \frac{c_1 c_2}{c} = 0,1 d^3 k_b.$$

Die unvermeidliche Durchbiegung f der Träger ist

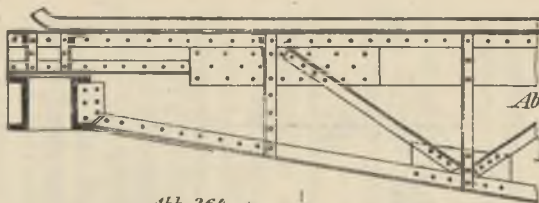


Abb. 368.

Fachwerk
träger

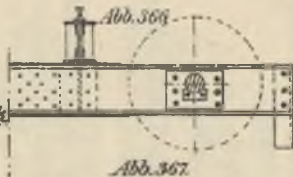


Abb. 367.



Anschluß des
Kopfträgers

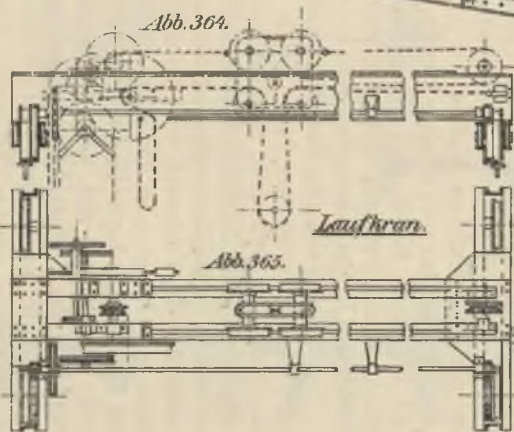


Abb. 364.

Laufkran

Abb. 365.

Abb. 369

Abb. 370.

Abb. 369, 370
372 - 375

Bewegliche
Stützlager.

Stützlager von Becker.

für jeden Träger für die auf ihn kommende Last $0,5 (Q + Q_k)$ und sein Eigengewicht ql , nach der Gleichung:

$$f = \frac{(0,023 (Q + Q_k) 0,625 ql)}{EJ}$$

zu ermitteln, worin $E = \infty 2\,000\,000$, J das Trägheitsmoment des Trägers bedeutet, und f höchstens $0,00165l$ bis $0,001l$ betragen soll.

Der Kraftbedarf für das Fahren der Bühne ist unter Zugrundelegung der zu bewegenden Gewichte $Q + Q_k + ql + Q_p$ nach S. 81 ermitteln. Für 1000 kg Fahrgewicht lassen sich überschläglich 20 bis 30 kg Fahrwiderstand annehmen.

c) Der Antrieb der Laufkrane kann etwa bis $Q = 5000\text{ kg}$ mit Handantrieb erfolgen, ferner mit Wellen- und Seilantrieb, beide heute fast verschwunden, und elektrischem Antrieb.

α) Bei dem nur noch seltenen Handantrieb für Bühne und Lastwinde finden sich für letztere Stirnrad- und Schneckenradlaufwinden, vgl. S. 86, letztere ermöglichen gedrängtere Laufkatzenanordnungen.

Das Triebwerk für die Bühne besteht entweder durch ein von unten aus durch Ketten zu betätigendes Haspelrad, Abb. 362, 365, auf einer parallel der Bühne gelagerten Welle, die durch Triebe an beiden Enden in Zahnrädern auf zwei entgegengesetzten Laufradachsen eingreift, oder das Triebwerk wird durch Kurbeln von der Bühne aus bewegt, oder das ganze Triebwerk für Bühne und Katze liegt, durch Haspelräder betätigt, am einen Ende der Bühne, Abb. 364. In diesem Falle muß der Durchhang der Zugketten für die Laufkatze durch an den Bühnenträgern angeordnete feste Kettenstützen vermindert werden, meist je zwei kurze \square -Eisenstücke über-

Abb. 376.
Fahrantrieb.



Abb. 377.

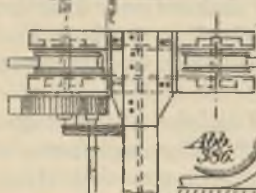


Abb. 355

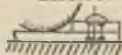
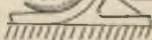


Abb. 356



Fahrbegrenzung

Abb. 378.

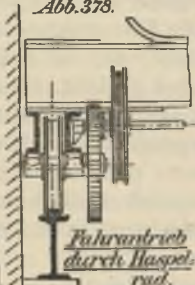


Abb. 379

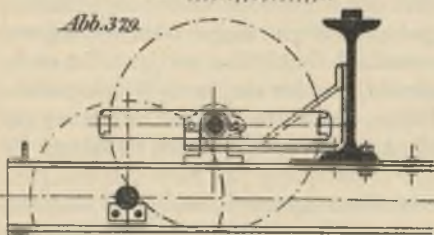


Abb. 380.
Anschluß der Kopfträger

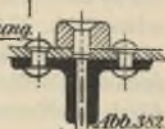
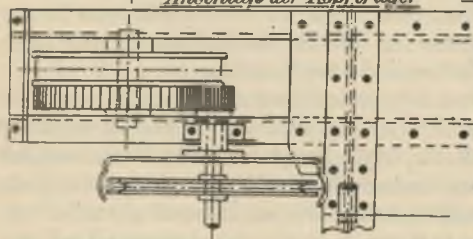


Abb. 382



Abb. 383



Befestigung der
Laufschienen
Abb. 384
Fahrbegrenzung



einander an jedem Träger, während für die Lastkette bewegliche Kettenstützen verwendet werden, ebenfalls \square -Eisenstücke, die auf einen an den Bühnenträgern drehbaren Hebel genietet, beim Durchgang der Katze durch einen an ihr befestigten Anschlag beiseite gedreht und durch Gegengewichte in ihre Stützlage gebracht werden. Zuweilen findet sich das ganze Triebwerk auch auf einer Plattform angeordnet, die unterhalb der Fahrbühne an einem Ende aufgehängt ist und vom Flur durch Leitern erreicht werden kann.

β) Bei Wellenantrieb der Brücke, jetzt nur noch selten, Abb. 371, liegt längs einer Umfassungsmauer eine runde oder vierkantige, genutete, durch ausweichbare Lager gestützte Welle, auf der ein mit der Bühne verbundenes, durch die Welle gedrehtes Stirn-, Kegel- oder Reibungsrad gleitet und eine unterhalb der Bühne und parallel zu ihr laufende Welle antreibt, von der aus durch Wendegetriebe das Fahren der Bühne, der Katze und die Bewegung der Last erreicht wird; Abb. 372—375 zeigen Stützlager für Wellen.

γ) Bei elektrischem Antrieb, meist mit langsamlaufenden Motoren, kann Gleichstrom oder Drehstrom verwendet, und alle Bewegungen können von einem Motor bewirkt werden, oder für jede Bewegung ist ein besonderer Motor vorhanden. Man findet bei kleineren Kranen für das Fahren der Katze und Bühne Handantrieb, für die Lastbewegung elektromotorischen Antrieb.

Bei kleinerer Geschwindigkeit oder nicht oft benutzten Kranen findet sich nur ein stets nach derselben Richtung umlaufender Motor, durch Hauptstrom oder Drehstrom betrieben, dessen Umlaufzahl durch Vorschaltwiderstände vermindert werden kann. Der am Bühnenende mit Drehstrom arbeitende Motor ist durch eine elastische Kupplung

mit einer Antriebswelle verbunden, von der aus vier Wendegetriebe, die vom Flur aus durch Haspelräder ein- und ausgerückt werden, und die Lastwinde, das Katzen- und Bühnenfahren und eine Sperradbremse der Lastwinde betätigen. Der Führerstand kann auch in der Mitte der Bühne oder einem mit der Bühne verbundenen besonderen Führerkorb angeordnet werden.

Mehrmotorenkrane fast ausschließlich benutzt, können ebenfalls mit Gleichstrom oder Drehstrom nach beiden Drehrichtungen arbeiten; erstere vermindern mit steigender Belastung ihre Umdrehungszahl, letztere besitzen für jede Belastung fast dieselbe.

Dreimotorenkrane besitzen für Katzenfahren, Bühnenfahren und die Hubbewegung je einen Motor, die sich durch sog. Umkehranlaßwiderstände umsteuern lassen. Für schwere Krane wird, um auch bei kleineren Lasten wirtschaftlich zu arbeiten, ein vierter Motor für eine Hilfswinde angeordnet.

Der Motor für die Lastbewegung und für die Bewegung der Laufkatze wird auf dieser angeordnet und treibt das Lastwindwerk durch Schneckenrad- und Stirnrädervorgelege, der Hilfsmotor arbeitet in derselben Weise wie eine Hilfstrommel.


Der oft in der Mitte der Kranbrücke eingebaute Fahrmotor der Bühne treibt durch Rädervorgelege die parallel zur Bühne liegende Welle für den Antrieb der Laufräder.

Bei Verwendung von Hauptstrom erhöht sich die Fahrgeschwindigkeit des unbelasteten Krans um etwa ein Siebentel gegenüber dem vollbelasteten, während die Katzenfahrgeschwindigkeit um etwa die Hälfte, die des Lasthakens um das Doppelte steigt. Bei Drehstrommotoren muß, damit der belastete Kran anläuft, ein Ankerwiderstand vorgeschaltet werden.

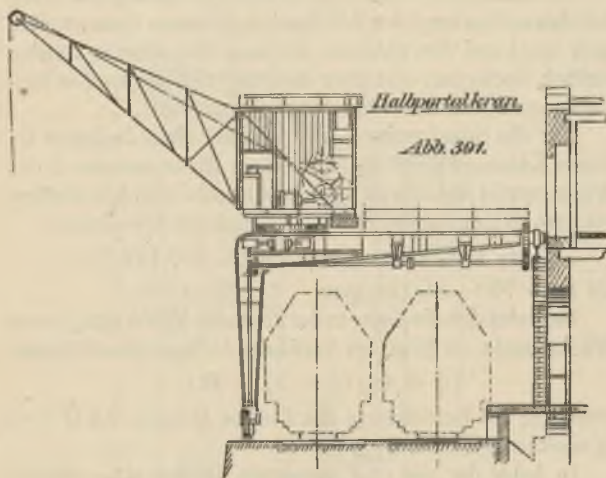
Ein zu schnelles Senken der Last wird durch Senksperrbremsen oder Schleuderbremsen am Motor verhindert, oder durch von Hand oder Fuß oder Seilzug vom Führerkorb aus betätigte Sperradbremsen. Bei Drehstrommotoren läßt sich eine langsame Senkgeschwindigkeit des Lasthakens durch Einschalten eines Ankerwiderstandes ermöglichen, nachdem der Motor in der Richtung des Lasthakens angelassen ist.

Alle nicht mit Selbsthemmung arbeitenden Getriebe können elektrisch gebremst werden, bei Drehstrom dadurch, daß der auf Senken arbeitende Motor Strom in das Leitungsnetz zurückliefert, oder bei Hauptstrom, indem man durch Schaltung von Anker und Magnet hintereinander den Motor als Dynamo arbeiten läßt (Ankerkurzschlußbremsen), oder indem man bei Hauptschlußmotoren eine besondere, durch Magnetschalter ausschaltbare Nebenschlußwicklung einschaltet.

Für raschlaufende Krane werden besondere mechanische Haltebremsen erforderlich, die von Hand, Fuß oder durch Bremsmagnete betätigt werden.

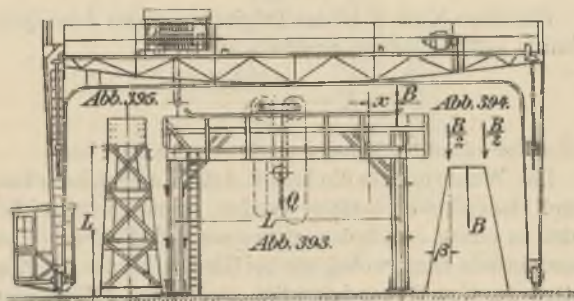
2. *Bockkrane*, Abb. 392 — 395, für Überladezwecke auf Eisenbahnstationen und in Fabriken da verwendet, wo eine Stützung der Fahrbahn auf Säulen, Mauern usw. nicht möglich, bestehen aus einer aus Profileisen oder bei größeren Spannweiten aus Eisenschwerk hergestellten Brücke, die durch Eckversteifungen an jedem Ende mit den meist  gestalteten Stützjochen, häufig aus Fachwerk, verbunden ist. Auf der Brücke wird die Laufkatze auf Schienen oder aufgenietetem Flacheisen verfahren.

Die Bockkrane werden entweder fest ausgeführt, in diesem Fall oft mit zwei Laufkatzen für verschiedene Lasten, oder verschiebbar durch Handbetrieb oder Elektromotoren, wobei je ein Laufrad jedes Joches durch Einschaltung von Gestängen mit Kegelrädern angetrieben wird.



Bockkrane.

Abb. 392.



Die Laufkatze, deren Antrieb meist unten liegt, läuft auf der oberen Gurtung der Brücke, bei größeren Spannweiten auch wohl auf der unteren. Je nach Erfordernis werden vielfach Bockkrane mit über die Ständer ausladenden freitragenden Brückenverlängerungen ausgeführt.

Für die Spannweite L der Brücke, einer Nutzlast Q , einem Katzensgewicht Q_k und einem Eigengewicht G der Brücke ergibt sich das zu wählende Profil der Brückenträger aus dem Widerstandsmoment W durch die Gleichung:

$$M_b = Wk_b = (Q + Q_k) 0,25 L + 0,125 G L ,$$

mit $k_b = 700 - 800 \text{ kg/qcm}$.

Befindet sich die Katze in der kleinsten Entfernung x vom Brückenende, so folgt der vertikale Auflagerdruck B aus:

$$(Q + Q_k) (L - x) = B L ,$$

wobei für die Berechnung des Bockes B durch $0,5 G + B$ zu ersetzen ist, Abb. 393.

In jeder der um α geneigten Stützen eines Bockes wirkt eine Kraft:

$$P = \frac{0,5(B + 0,5 G)}{\cos \beta} .$$

Für diese Kraft P ist das Trägheitsmoment J des Querschnitts jeder Stütze zu ermitteln aus:

$$P = \frac{\pi^2 E J}{s L_1^2} ,$$

wobei der Sicherheitsgrad $s = 6 - 7$ zu setzen ist.

Das Windwerk für die Last und das Katzenfahren kann durch Haspelketten betätigt werden, oder es wird seitlich unten an einem Joch befestigt, wo auch die Fahrwinde angeordnet sein kann, wobei, wie bei Gießereikranen, die Zugketten der Katze über Leitrollen nach unten geführt sind.

Für die Berechnung der Lastwinde kommt die größte

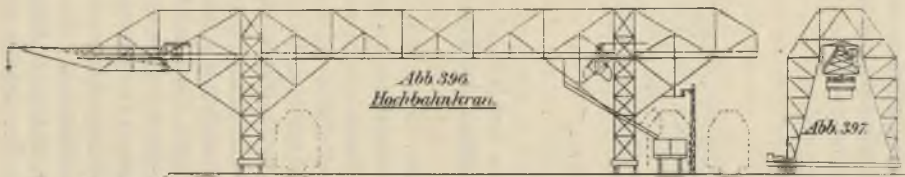
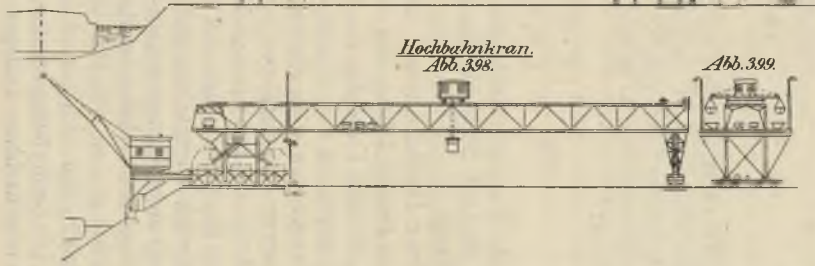


Abb. 396
Hochbahnkran.



Abb. 397



Hochbahnkran.
Abb. 398.



Abb. 399.

Seil- oder Kettenspannung S_{\max} in Frage, so daß sich für i Arbeiter, die mit je K kg an einem Kurbelarm a arbeiten, bei einem Durchmesser D der Windentrommel und einem Wirkungsgrad η die Gesamtübersetzung:

$$\varphi_g = \frac{(S_{\max} 0,5 D)}{i K a \eta}$$

ergibt.

Das Windwerk für das Katzenfahren ist nach S. 82 für einen Fahrwiderstand W zu ermitteln, der sich aus den Widerständen der Lastrollen, der Laufräder und der Zugketten zusammensetzt, so daß die Gesamtübersetzung hierfür folgt aus:

$$\varphi'_g = \frac{(W \cdot 0,5 D_1)}{i_1 K_1 a_1 \eta_1}$$

Übliche Hubgeschwindigkeiten sind 0,5 — 2 m minutlich für die Last, 20 m für das Fahren des Krans, ≈ 2 m für die Katze.

3. Unter *Hochbahnkranen*, Abb. 396 — 399, faßt man die in den letzten Jahren sehr entwickelten Anlagen zusammen, die dem Umschlag von Massengütern vom Schiff in Eisenbahnwagen und umgekehrt dienen oder auch den Überladeverkehr zwischen Eisenbahngleisen, die in größerer Entfernung voneinander liegen, bewerkstelligen. Sie ermöglichen häufig eine Aufstapelung der Massengüter unter und neben der Hochbahnanlage und bestehen aus langen, aus Eisenfachwerk hergestellten fahrbaren Verladebrücken bis 100 m und mehr Spannweite, auf denen je nach der Art des zu bewältigenden Verkehrs Laufkatzen, Drehkrane usw. bewegt werden können. Die Durchfahrtprofile werden oft so hoch gewählt, daß niedrigere Hochbahnkrane durchfahren können. Die Laufbrücken erhalten oft über die Stützen ausfahrbare oder drehbare Ausleger. Der Antrieb erfolgt fast

ausnahmslos elektrisch mit besonderem Lauf- und Hubmotor, ist jedoch so vielseitig entwickelt, daß an dieser Stelle auf die Spezialliteratur hingewiesen werden muß, wie auch in betreff der Verladevorrichtungen, die selbsttätiger Entleerung und selbsttätigem Rückgang von mit Massengütern beladenen Eisenbahnwagen dienen.

4. *Portalkrane*, Abb. 387 und 388, und *Winkelportalkrane*, Abb. 391, kommen zur Anwendung, wenn die Kai-mauer selbst keinen Platz für Hafenkrane bietet. Die Krane werden dann auf Untergestelle gesetzt, durch deren Öffnung die Eisenbahngleise durchgeführt werden. Ist das Untergestell ganz auf der Kai-krone abgestützt, so hat man Portale; ist die verlängerte Laufbrücke auf Schienen gestützt, die an Gebäuden entlang verlegt sind, so hat man Winkelportale, S. 157.

Derartige Krane werden für höchstens 4000 kg benutzt, wobei man Ausladungen bis 15 m, Hubgeschwindigkeiten bis 1,2 m, Schwenkgeschwindigkeiten bis 3 m/sek. findet.

Die aus Blech- oder Gitterträgern hergestellten Portale können fest oder fahrbar ausgeführt werden. Das Fahren erfolgt meist bei Hafenkranen von Hand durch ein Windwerk am unteren Ende des Portalständers, für Vollportale an jeder Seite der Ständer. In manchen Fällen findet sich ein besonderer Fahrmotor auf dem Portal.

Die Abstützung des Krans auf dem Portal erfolgt entweder durch einen Spurzapfen, der in dem Lager einer Säule läuft und vier Laufrollen, die möglichst dicht an der Mittelebene des Auslegers liegen, oder durch vier Laufrollen und einen Königszapfen, der oft hohl ausgeführt ist und durch den hindurchführend eine vertikale Welle durch eingeschaltete Hilfswellen und Räder die Laufräder antreibt, oder endlich durch eine größere Anzahl (25—30) loser,

zwischen \square -Eisenkränzen laufender Rollen, die die durch einen Mittelzapfen geführte Kranplattform tragen.

Der Kranausleger wird oft durch einen Rollenzug nachstellbar ausgeführt.

Der Antrieb des Hub- und Schwenkwerks geschieht entweder hydraulisch durch Preßwasser bis 50 Atm., oder neuerdings meist elektrisch nach dem Zweimotorenprinzip, wobei ein Motor das Windwerk betätigt, ein zweiter das Drehen allein oder Drehen und Fahren besorgt.

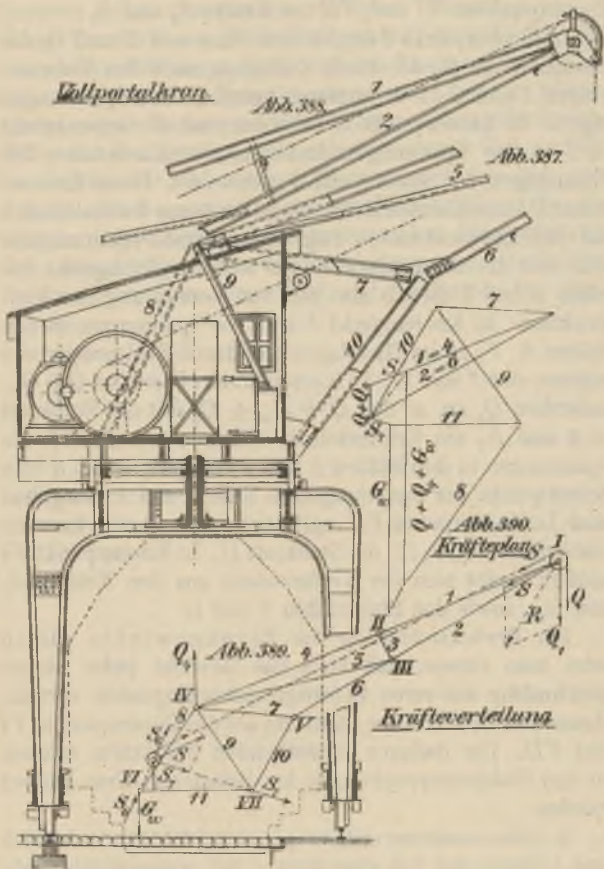
Der Motor für das Windwerk, bei Verwendung von Gleichstrom als langsam laufender Hauptstrommotor ausgebildet, dient oft zugleich als Gegengewicht.

Das Schwenken erfolgt durch eine vertikale Welle, die vom Drehmotor durch Schnecke und Schneckenrad angetrieben, einen Trieb dreht, der in einem festen Zahnkranz auf dem Portal arbeitet.

Beide Motoren werden meist durch einen Hebel gesteuert, doch kann auch jeder Motor für sich arbeiten.

Die erforderlichen mechanischen Bremsen werden vielfach elektromagnetisch betätigt, wobei eine besondere Bremseinrichtung vorhanden sein muß, um ein Drehen des Krans durch den Wind zu hindern.

Die zeichnerische Ermittlung der Stabkräfte eines im Knotenpunkt IV durch eine Säule gestützten Vollportalkrans zeigen die Abb. 389 und 390. Zur Entlastung der Säule von Biegung ist im Knotenpunkt VI im Gegengewicht G_w angeordnet, das der Nutzlast Q und dem Eigengewicht des Kranes das Gleichgewicht hält. Verlegt man die an der Auslegerrolle und die an der, mit Stab II der Plattform festverbundenen Winde wirkenden, äußeren Kräfte parallel mit sich selbst in den Rollenmittelpunkt, so entstehen zwei sich aufhebende Kräftepaare. Die Nutzlast Q erzeugt in Knotenpunkt I und IV die parallelen Kräfte Q_1 und Q_4 .



Die Seilspannung S , an Stab 11 angreifend, erzeugt in den Knotenpunkten VI und VII die Kräfte S_6 und S_7 .

In Knotenpunkt I ergibt sich dann aus S und Q_1 die Resultierende R , die durch Zerlegung nach den Stabrichtungen 1 und 2 die in letzteren herrschenden Spannungen ergibt. In Knotenpunkt II kann der Stab 3 , da senkrecht zu 1 , keine Spannung aufnehmen, deshalb müssen die Spannungen der Stäbe 1 und 4 gleich sein. Die in Knotenpunkt III unbekanntes Kräfte 5 und 6 müssen der Stabkraft 2 das Gleichgewicht halten, folglich muß Stab 5 spannungslos sein und die Stabkräfte 6 und 2 werden gleichgroß. Die Stäbe 3 und 5 dienen also nur zur Versteifung der Konstruktion. In Knotenpunkt V sind die Spannungen in den Stäben 6 , 7 , 10 im Gleichgewicht, durch Zerlegung von 6 ergeben sich 7 und 10 . In Knotenpunkt IV greifen $Q + G_w$, außerdem Q_4 an, so daß $Q + G_w + Q_4$ mit der Stabkraft in 4 und S_7 ein Kräfteviereck bilden, wodurch sich die Spannungen in den Stäben 8 und 9 ergeben, wobei 9 vom Schnittpunkt der Spannungen in Stab 7 und 10 ausgehen muß. In Knotenpunkt VII ergibt sich aus den nun bekannten Stabkräften S_7 , 9 , 10 , die Stabkraft 11 . In Knotenpunkt VI endlich ergibt sich ein Kräfteviereck aus den Kräften S_6 und G_w , sowie den Stabkräften 8 und 11 .

Bei Berücksichtigung des Eigengewichts allein setzt man voraus, daß sich das Gewicht jedes Stabes gleichmäßig auf seine Befestigungsknotenpunkte verteilt, ebenso das Gewicht der Plattform auf die Knotenpunkte VI und VII . Die dadurch entstehenden Stabkräfte müssen zu den Stabbeanspruchungen bei belastetem Kran addiert werden.

5. *Schwimmkrane* mit Dampf- oder elektrischem Antrieb sind vielfach auf Schwimmkörper mit wasserdichten Abteilungen gesetzte Mastenkrane oder besitzen aus Eisen-

fachwerk hergestellte Ausleger, deren Neigung durch freiliegende Schraubenspindeln verändert werden kann, in dieser Form oft als Drehscheibenkrane ausgebildet. Bei neueren Ausführungen dreht sich das Krangerüst mit Ausleger veränderlicher Neigung um eine auf dem Schwimmkasten angeordnete, pyramidenartig gestaltete Fachwerksäule, die der Ausleger mit seinem unteren Teil umfaßt. Sie werden für Hafengebäuden, Bergungsarbeiten usw. verwendet. Als Gegenwicht kann hier Wasserfüllung der Abteile des Schwimmkörpers benutzt werden. Sie werden mit der Auslegerrichtung in der Längsrichtung des tragenden Pontons oder quer angeordnet und für Lasten bis 250 t gebaut.

Sachregister.

- Achsen der Rollen 22
Albertschlag 9
Amerik. Treibkette 20
Anschlagseile 8
Antrieb der Drehkrane 134, 136
Antrieb der Laufkrane 152
- Backenbremse 42
Bandbremse 44
Blockkette 18
Bockkran 144, 156
Bolzen für Rollen 22
Bremsband 48
Bremsen 42
Bremshebel 49
Bremslüftmagnet 55
Bremsseibe 48
Bühnenkrane 144
- Dampfladekran 136
Dampfverbrauch 92
Dampfwinden 87
Daumenkraft 98
Derrickkran 138
Differentialbremse 43, 46
Differentialflaschenzug 68
- Doppelhaken 28, 32
Doppelfläche Drahtseile 10
Drahtseile 9
Drahtseilrolle 20
Drahtseiltrommeln 25
Drehkrane 100
Drehkran mit beweglicher Säule 101
Drehkran mit fester Säule 118
Drehscheibe 131
Drehscheibenkran 140
Dreimotorenkran 155
Drucklagerbremse 52
Druckwasser-Hebbock 98
Durchbiegung v. Trägern 152
- Einfache Bandbremse 46
Einfacher Haken 28
Einmotorenantrieb 93, 136
Einspurige Krane 132
Elektrischer Antrieb der Laufkrane 154
- Elektrische Laufwinde 92
Elektromagnetische Bremse 55
- Fachwerkträger 117, 150
Fahrbahnträger 146
Fahrbare Dampfkrane 134
Fahrbare Krane 128
Fahrbare Winden 74, 80, 81
Fahren von Kranbühnen, Kraftbedarf 152
Fahrmotor 95
Fahrwerk 82, 87
Fahrwiderstand 131, 132
Fairbairnkran 114
Faktorenflaschenzug 67
Feste Rolle 65
Festgeschlagene Hanfseile 8
Flachgängige Schraube 62
Flaschenzüge 66
Förderwinde 88

- Freistehende Drehkrane 110, 118
 Friktionswinde 72, 75
 Führung f. Seile u. Ketten 22
 Fundamentanker 126
 Fundamentgewicht 126
 Fundamentplatte 120, 126
 Gallsche Kette 15, 16
 Gelenkkette 15
 Gießereidrehkran 105
 Gleitlager 60
 Gliederkette 13
 Greifer 36
 Greiforgane 28
 Haken 28
 Hakenflasche 36
 Hakenraverse 33
 Halbportalkran 144
 Halslager 114
 Hammerkran 142
 Handkurbeln 37
 Hanfgurte 7
 Hanfseile 7
 Hanfseilrollen 20
 Hanfseiltrommeln 24
 Haspelkette 16
 Haspelräder 21, 38
 Hebebock 97, 98
 Hochbahnkran 146, 160
 Hubmotor 95
 Kalibrierte Kette 13
 Kegelbremse 44
 Kegelreibungskuppung 51
 Keilnuteneingriff 41
 Ketten 13
 Kettenführungen 22
 Kettenhaken 30
 Kettenuß 21
 Kettenrolle 20
 Kettenschloß 14
 Kettenstützen 154
 Kettentrommeln 26
 Kettenwirbel 14
 Kippkübel 36
 Klemmgesperre 40
 Klinkengesperre 40
 Klotzbremse 42
 Konsolwinde 80
 Kopfträger 150
 Kraftbedarf 105, 112
 Krane 100
 Kugellager 61
 Kupplungen 62
 Kurbelwelle 79
 Kurzgliedrige Kette 14
 Lager 60
 Lagerung v. Haken 33
 Lamellenbremse 50
 Langgliedrige Kette 14
 Laschenkette 16
 Lastbügel 28, 33
 Lastdruckbremse 50
 Lasthebemagnet 37
 Lastkette 13
 Lastrolle 65
 Lastrollenzug 67
 Laufkatze 81, 84, 92
 Laufkran 100, 144, 146
 Laufräder 64
 Laufschiene 64
 Laufwinde 81, 84, 92
 Leitrolle 21
 Lose Rolle 66
 Lösungsbremse 49
 Mastenkran 139
 Mehrmotorenantrieb 94, 137, 155
 Motorwinde 86
 Niete 62
 Offene Haken 28
 Offene Kette 13
 Ösen 33
 Portalkran 144, 161
 Potenzflaschenzug 68
 Prätze 98
 Prätzenwinde 96
 Räderwinde 72
 Renolds Zahntreibkette 18
 Riemen 9
 Ringschmierlager 61
 Rollen 65
 — für Gelenkketten 22
 Rollenbolzen 22
 Rollenlager 112
 Rollentreibkette 18
 Rollenverbindungen 65
 Rollenzüge 65, 66
 Rollkrane 144
 Säule 124
 Säulenschachtkran 110

- Schachtkran 110
 Schäkel 34
 Scherenkran 139
 Schleuderbremse 53
 Schließe 101, 122
 Schlingkette 16
 Schlingseil 8
 Schneckengetriebe 59
 Schneckenradwinde
 81, 86
 Schrauben 62
 Schraubenflaschen-
 zug 70
 Schraubenwinde 96
 Schubkeilkupplung
 56
 Schwenken, Kraftbe-
 darf zum 112, 121
 Schwerlastkran 140
 Schwimmkran 164
 Seele für Drahtseile 9
 Seilhaken 30
 Seilrolle 20
 Seiltrommel 24
 Selbstgreifer 36
 Selbsttätige Bremse
 53
 Sicherheitskurbel 54
 Sperradbremse 49
 Sperrwerke 38
 Spille 25
 Stabspannungen 102,
 121
 Stegkette 14
 Stirnradlaufwinde 84
 Strebe 122
 Stromverbrauch 92
 Summenbremse 46
 Tragrolle 22
 Transmissionswinde
 75
 Traverse 101
 Treibkette 16, 18
 Treibrolle 65
 Treibrollenzug 68
 Trommelwelle 79
 Trommelwinde 72
 Turmdrehkran 139
 Übersetzung 58
 Velozipedkran 132
 Verbindung von
 Drahtseilen 13
 Verbindung von
 Trommeln und
 Zahnrädern 26
 Verschlossene Draht-
 seile 10
 Verzahnte Ketten-
 räder 21
 Vollportalkran 161
 Vorgelegewelle 79
 Wälzrollenlager 62
 Wanddrehkran 101,
 105
 Wandwinde 80
 Wellenantrieb 154
 Wendegetriebe 56
 Werftkrane 140
 Winden 72
 Windenschild 80
 Windenwellen 78
 Wippkran 100
 Wirkungsgrad 58
 Zahngesperre 40
 Zahnkette 18
 Zahnräder 57
 Zahnstangenwinden
 97
 Zangen 37
 Zapfen 61
 Zugorgane 7





Sothymel

Shobur 17th

e 15

59,40

BG Politechniki Śląskiej

nr inw.: 102 - 130420



Dyr.1 130420

