R. HÄNCHEN

WINDEN UND KRANE

POLITECHNIKA SLASKA
Wydział Budownictwa Przemysłowego
ZAKŁAD
BADANIA OBCIĄŻEŃ I STATYKI BUDOWLANEJ
Gliwice, ul. Stalinogrodzka 8
cz. I Sk. I-VIII, 1-138 III/156
85

Vorwort.

Das vorliegende Werk ist als Lehrbuch und als Handbuch gedacht. Als Lehrbuch soll es den Studierenden in das Berechnen und Entwerfen der Hebezeuge einführen und mit den wichtigsten Bauformen an Hand vorbildlicher Ausführungen bekannt machen. Als Handbuch soll es dem Konstrukteur einen Überblick über den gegenwärtigen Stand des deutschen Hebezeugbaues geben und ein Hilfsmittel für den Konstruktionstisch sein, das die Berechnungen vereinfacht und die geistige Umstellung bei Lösung neuer Aufgaben erleichtert.

Das Studium von Sonderfragen — deren Behandlung den Umfang des Werkes ja sehr vergrößert hätte — wird durch sorgfältigen Literaturnachweis ermöglicht.

Auch dem Betriebsingenieur kann das Werk als Ratgeber bei der Auswahl von Hebezeugen, die besondere Aufgaben zu erfüllen haben, nützlich sein.

Um dem Studierenden und angehenden Konstrukteur die Beschaffung des Buches zu erleichtern, gibt der Verlag das Buch zunächst in sechs Heften heraus, die in sich abgeschlossene Gebiete behandeln und einzeln käuflich sind.

In dem Abschnitt „Allgemeines" wird u. a. eine Zusammenstellung der genormten, für den Kranbau in Betracht kommenden wichtigsten Maschinenbau-Werkstoffe gegeben. Auch wird kurz über den neuesten Stand der in der Umstellung begriffenen und auf der neuesten Werkstoffforschung sich aufbauenden Festigkeitsrechnung berichtet. Daran schließt sich ein kurzer Abschnitt „Richtlinien für Gestaltung und Fertigung der Winden und Krane" an.

Die „Maschinenteile der Winden und Krane" wurden ihrer grundlegenden Bedeutung entsprechend ausführlich behandelt. Solche Abschnitte, die bereits in Heften der von C. Volk im gleichen Verlag herausgegebenen Sammlung „Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau" enthalten sind (z. B. Zahnräder, Wälzlager, Sperrwerke und Bremsen) wurden kürzer gehalten.

In dem Abschnitt „Lastaufnahmemittel" wurden auch die Gießgefäße (Gießpfannen und Gießtrommeln) mit aufgenommen. Bei der „Elektrischen Ausrüstung der Winden und Krane" wurde der immer mehr Verbreitung findende Drehstromantrieb eingehender behandelt. Im Abschnitt „Ortfeste Winden" sind auch die Greiferwinden und die Winden für Seilverschiebeanlagen dargestellt. Die „fahrbaren Winden" wurden in Laufkatzen für I-Trägerbahnen und Kranlaufwinden unterteilt.

Die „Krane" werden zunächst allgemein, nach Aufbau, Berechnung und Konstruktion, betrachtet. Einen größeren Raum nimmt die statische Berechnung der Stahlkonstruktionen der Krane ein, bei der die Ausführungen des DIN-Heftes E 120, „Grundlagen für die Berechnung und bauliche Durchbildung der Eisenkonstruktionen von Kranen" (Herausgeber: Deutscher Kranverband, E.V.) weitgehend berücksichtigt wurden. Von schwierigen, insbesondere statisch unbestimmten Aufgaben wurde Abstand genommen, da dem fortgeschrittenen Krankonstrukteur die beiden bekannten Andreeschen Statikwerke hierfür zur Verfügung stehen.

Das in neuerer Zeit schon zum Teil auch bei der Herstellung der Kranstahlkonstruktionen an Stelle des Nietens getretene Schweißen wurde seinem augenblicklichen Stande entsprechend gewürdigt.

In einem Abschnitt „Sonderkrane" werden die Hafen-, Werft-, Eisenbahn-, Hüttenwerks- und Werkstättenkrane vom Standpunkt ihrer Arbeitsbedingungen und Anwendung aus betrachtet. Von den Baukranen wurde nur eine Literaturübersicht gebracht, da in letzter Zeit ein Sonderwerk über Baukrane (von Cajar) erschienen ist. Im Abschnitt „Fahrbare Drehkrane" wurde die neuere Ausführung eines Hochbauturmdrehkranes als kennzeichnendes Beispiel gebracht.

Besonderen Dank schuldet der Verfasser: dem Deutschen Normenausschuß E.V. für die Genehmigung zum Abdruck der wichtigsten Hebezeugnormen, den Kranbaufirmen für die freundliche Überlassung der zahlreichen Abbildungsvorlagen, der Verlagsbuchhandlung Julius Springer für die sorgfältige Reproduktion und Drucklegung.

Berlin, im Dezember 1931.

R. Hänchen.

Abkürzungen.

1. Zeitschriften.

AEG-Mitt.	= AEG-Mitteilungen, Berlin.
Anz. Essen	= Anzeiger für das gesamte Berg-, Hütten- und Maschinenwesen, Essen.
Bull. Oerlikon	= Bulletin der Maschinenfabrik Oerlikon (Schweiz).
Dingler	= Dinglers Polytechnisches Journal, Berlin.
Elektroschweißung	= Die Elektroschweißung, Zeitschrift für die Gebiete der elektrischen Schweißverfahren und deren Anwendung. Braunschweig.
ETZ	= Elektrotechnische Zeitschrift, Berlin.
Engg.	= Engineering, London.
Fördertechn.	= Fördertechnik und Frachtverkehr, Wittenberg (Bez. Halle).
Glasers Ann.	= Glasers Annalen, Berlin.
Gas Wasserfach	= Das Gas- und Wasserfach, München.
Gießerei	= Die Gießerei verein. mit Giesserei-Zeitung, Düsseldorf.
Ind. Techn.	= Industrie und Technik (Auslandszeitschrift), Berlin.
Organ Fortschr. Eisenbahnw.	= Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Wiesbaden.
Prakt. Masch.-Konstr.	= Der praktische Maschinenkonstrukteur, Leipzig.
Stahleisen	= Stahl und Eisen, Zeitschrift für das deutsche Eisenhüttenwesen, Düsseldorf.
Z.V.d.I.	= Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin.
Z. Berg-, Hütten-, Sal-Wes.	= Zeitschrift für das gesamte Berg-, Hütten- und Salinenwesen.
Z. f. gewerbl. Unterricht	= Zeitschrift für gewerblichen Unterricht.
Z. Metallkunde	= Zeitschrift für Metallkunde, Berlin.
Zentralbl. Hütten- u. Walzw.	= Zentralblatt der Berg-, Hütten- und Walzwerke.

2. Firmen.

AEG	= Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft (Abt. Hebezeuge), Berlin.
Ago	= Arn. Georg A.-G., Neuwied a. Rhein.
Ardelt	= Ardeltwerke G. m. b. H., Eberswalde.
Bamag	= Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G., Berlin NW.
Becker	= E. Becker, Maschinenfabrik, Berlin-Reinickendorf Ost.
Beck & Henkel	= Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Beck & Henkel, Kassel.
Bolzani	= Gebr. Bolzani, Hebezeug-Fabrikation, Berlin N 20.
Bünger	= Baumaschinenfabrik Bünger, Aktiengesellschaft, Düsseldorf.
Burgdorf	= Gebr. Burgdorf, Maschinenfabrik, Altona.
Carlshütte	= Aktien-Gesellschaft für Eisengießerei und Maschinenbau, Waldenburg-Altwasser (Schlesien).
Demag	= Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg.
Elektrotechn. Ind.	= Elektrotechnische Industrie G. m. b. H., Duisburg-Wanheimerort.
Felten & Guilleaume	= Felten & Guilleaume, Carlswerk, Actien-Gesellschaft, Köln-Mülheim.
Fischer	= Kugelfabrik Fischer A.-G., Schweinfurt.
Flohr	= Carl Flohr A.-G., Berlin N.
Geist	= Geist-Greifer-Werkstätten, Kraiburg a. Inn.
Jordan	= Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Berlin-Neukölln.

Abkürzungen.

Kampnagel	= Eisenwerk (vorm. Nagel & Kämp), Hamburg.
Kirchbach	= Kirchbachsche Werke, Kirchbach & Co., Coswig, Bez. Dresden.
Klöckner	= F. Klöckner, Spezialfabrik elektrischer Starkstromapparate, Köln-Bayenthal.
Krupp-Grusonwerk	= Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.
Lauchhammer (Rheinmetall)	= A.G. Lauchhammer, Lauchhammer (Prov. Sachsen).
Laudi	= Carl Laudi, Maschinenfabrik, Einbeck (Prov. Hannover).
Losenhausenwerk	= Düsseldorfer Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vorm. I. Losenhausen, Düsseldorf-Grafenberg.
Magnetwerk	= Magnetwerk, G. m. b. H., Spezialfabrik für Elektromagnetapparate, Eisenach.
MAN	= Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg.
Maschinen- und Kranbau	= Maschinen- und Kranbau-A.-G., Düsseldorf.
Micke	= Joh's Micke, Fabrik für Bremsbeläge, Duisburg.
Mohr & Federhaff	= Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff, A.-G., Mannheim.
Motorenwerke Mannheim	= Motoren-Werke Mannheim, A.-G., vorm. Benz, Abt. stationärer Motorenbau, Mannheim.
Petravič	= Kran- u. Hebezeug-Bau-Gesellschaft m. b. H., I. v. Petravič & Co., Wien.
Piechatzek	= F. Piechatzek, Hebezeugfabrik, Berlin N.
Pohlig	= I. Pohlig, Aktiengesellschaft, Köln-Zollstock.
Pützer-Defries	= Deutsche Hebezeugfabrik Pützer-Defries G. m. b. H., Düsseldorf.
Renk	= Zahnräderfabrik vorm. Joh. Renk (Act.-Ges.), Augsburg.
Schafstaedt	= Eisenwerk Schafstaedt, Friedrich Schimpff & Söhne, A.-G., Schafstaedt, Bez. Halle a. S.
Schenck & Liebe-Harkort	= Schenck & Liebe-Harkort, Aktiengesellschaft, Düsseldorf.
Schwarz	= Schwarz & Co, Maschinenfabrik, Dortmund.
Senssenbrenner	= C. Senssenbrenner, G. m. b. H., Düsseldorf-Oberkassel.
Simmering	= Maschinen und Waggonfabriks-A.-G., Wien-Simmering.
SKF	= SKF-Norma, G. m. b. H., Berlin.
Schlösser & Feibusch	= Schlösser & Feibusch, G. m. b. H., Maschinenfabrik, Düsseldorf-Hafen.
Schmidt-Tychsen	= Schmidt-Tychsen, Derrickkranbau, Kiel-Heikendorf.
Spezialbronze	= Spezialbronze, G. m. b. H., Berlin W.
SSW	= Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. (Abt. AI 7), Berlin-Siemensstadt.
Unruh & Liebig	= Unruh & Liebig, Abt. der Peniger Maschinenfabrik und Eisengiesserei, A.-G., Leipzig-Plagwitz.
Vögele	= Joseph Vögele, A.-G., Mannheim.
Weismüller	= Gebrüder Weismüller, Maschinenfabrik, Frankfurt a. M.-West.
Weyermann	= Paul Weyermann, Spezialfabrik für Hebezeuge, Berlin-Tempelhof
Wilhelmi	= Maschinenfabrik H. Wilhelmi, Aktiengesellschaft, Mülheim-Ruhr
Windhoff	= Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co., G. m. b. H., Rheine [illegible]
Wolff	= Jul. Wolff & Co. G. m. b. H., Maschinenfabrik und [illegible] Heilbronn a. N.
Zobel & Neubert	= Zobel, Neubert & Co., Maschinenfabrik und Eisengie[illegible] R. P. Dinglinger), Schmalkalden, Thüringen.

IV

Inhaltsverzeichnis.

Allgemeines.

Seite

I. Einteilung . . . 1
II. Antriebsarten . . . 2
a) Handantrieb . . . 2
b) Motorischer Antrieb . . . 2
III. Werkstoffe und Festigkeitsrechnung . . . 9
a) Werkstoffe . . . 9
b) Festigkeitsrechnung . . . 9
IV. Richtlinien für Gestaltung und Fertigung der Winden und Krane . . . 14

A. Maschinenteile der Winden und Krane.

I. Lasthaken und Schäkel . . . 16
a) Einfache Haken . . . 16
b) Doppelhaken . . . 19
c) Schäkel (Lastbügel) . . . 21
d) Hakenlager . . . 22
e) Hakenquerstück (Traverse) . . . 23
II. Ketten und Seile . . . 24
a) Rundeisenketten (Gliederketten) . . . 24
b) Gelenk- oder Laschenketten (Gallsche Ketten) . . . 26
c) Drahtseile . . . 27
III. Mechanik der Rollen und Rollenzüge . . . 32
a) Feste Rolle (Leit- oder Umlenkrolle) . . . 34
b) Lose Rolle (lose Lastrolle) . . . 34
c) Rollenzüge (Seilzüge) . . . 35
IV. Kettenrollen, Kettenräder und Seilrollen . . . 40
a) Unverzahnte Rollen für Rundeisenketten . . . 40
b) Kettennüsse (verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder) . . . 40
c) Kettenräder für Gelenkketten . . . 41
d) Seilrollen (Drahtseilrollen) . . . 42
V. Hakengeschirre und Kranflaschen . . . 46
a) Hakengeschirre . . . 46
b) Lose Rollen und Flaschen . . . 46
VI. Trommeln. . . . 49
a) Kettentrommeln . . . 49
b) Seiltrommeln (Drahtseiltrommeln) . . . 50
VII. Bolzen und Achsen. Achshalter und Schmierung . . . 56
a) Bolzen . . . 56
b) Achsen . . . 59
c) Achshalter . . . 61
d) Schmierung der Bolzen und Achsen . . . 62
VIII. Antriebmittel für Handbetrieb . . . 63
a) Handkurbeln . . . 63
b) Ratschen . . . 64
c) Haspelräder . . . 65
IX. Rädergetriebe . . . 67
a) Zahnräder . . . 67
b) Reibungsräder . . . 87
X. Wellen . . . 88
a) Kurze Wellen . . . 88
b) Lange Wellen . . . 91

Seite

XI. Kupplungen 92
a) Feste (starre) Kupplungen 92
b) Elastische Kupplungen 92
c) Ausrückbare Kupplungen 94
d) Überlastungs- (Rutsch-) Kupplungen 96
XII. Lager 99
a) Gleitlager 99
b) Wälzlager (Kugel- und Rollenlager) 102
XIII. Sperrwerke 107
a) Zahn- oder Klinkengesperre 107
b) Reibungs- oder Klemmgesperre 109
XIV. Bremsen 110
a) Backen- (Klotz-) Bremsen 110
b) Bandbremsen 120
c) Sonstige Bremsen 128
XV. Laufräder und Laufrollen 134
Fahrbahnschienen 134
a) Laufräder für I-Trägerbahnen 135
b) Laufräder für Flacheisen-, Laufkran- und Eisenbahnschienen 135
c) Laufrollen (Laufräder ohne Spurkranz) 138

B. Lastaufnahmemittel.

(Vorrichtungen zum Aufnehmen des Fördergutes.)

I. Lastaufnahmemittel für Einzellasten und Stückgüter 139
a) Anschlagketten und -seile 139
b) Tragbalken (Traversen) 141
c) Gehänge 142
d) Ladepritschen und Plattformen 143
e) Zangen und zangenartige Greifzeuge 143
II. Lasthebemagnete 145
a) Anwendungsgebiete 145
b) Arbeitsweise und Schaltung 145
c) Bauarten und Leistung 146
III. Fördergefäße für Schüttgüter 148
a) Kippkübel 148
b) Fördergefäße mit Boden- oder Seitenentleerung 149
c) Klappkübel (Klappmulden) 150
d) Selbstgreifer 150
IV. Gießgefäße (Fördergefäße für flüssiges Eisen, flüssigen Stahl und andere flüssige Metalle) 157
a) Schmelztiegel 157
b) Gießpfannen 157
c) Gießtrommeln 158

C. Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane.

Arbeitsbedingungen des aussetzenden Betriebes 160
I. Motoren 162
a) Betriebseigenschaften der Motoren 162
b) Bauarten der Motoren 164
c) Leistung, Drehzahl und Normung der Motoren 165
d) Planung der Motoren 167
II. Steuergeräte 167
a) Bauarten 167
b) Schaltungen 170
III. Bremslüfter 179
a) Magnetbremslüfter 180
b) Motorbremslüfter 182
IV. Sicherheitsvorrichtungen 182
a) Endschalter 182
b) Überstromauslöser 184
V. Schaltanlage 186

D. Winden.

Seite

I. Ortsfeste und tragbare Winden . . . 187
a) Zahnstangenwinden . . . 187
b) Schraubenwinden . . . 189
c) Lokomotivhebeböcke . . . 192
d) Druckwasserhebezeuge . . . 195
e) Flaschenzüge . . . 197
f) Räderwinden . . . 202
1. Handwinden . . . 202
Berechnung . . . 202
Ausführung (Wandwinden — Handkabelwinden — Grubenkabelwinden) . . . 204
2. Motorische Winden . . . 207
Berechnung . . . 207
Ausführung (Ortsfeste elektrische Winden — Greiferwinden [Greiferhubwerke] — Winden für Seilverschiebeanlagen) . . . 209
g) Winden für Seilverschiebeanlagen . . . 215
II. Fahrbare Winden (Laufkatzen) . . . 221
Berechnung des Fahrwerks . . . 221
1. Handfahrwerke . . . 222
2. Motorische (elektrische) Fahrwerke . . . 222
a) Trägerlaufkatzen . . . 223
1. Handlaufkatzen . . . 224
2. Elektrische Laufkatzen . . . 225
b) Kranlaufwinden . . . 229
1. Von Hand betriebene Laufwinden (Handlaufkatzen) . . . 229
2. Elektrisch betriebene Laufwinden . . . 233

E. Krane.

Allgemeine Kranbauarten . . . 249
I. Laufkrane . . . 249
a) Gewöhnliche Laufkrane . . . 249
1. Handlaufkrane . . . 249
2. Elektrische Laufkrane . . . 252
α) Kranlaufwinde (Laufkatze) . . . 256
β) Kranfahrwerk . . . 257
γ) Kranbrücke . . . 263
a) Hauptträger . . . 263
1. Vollwandträger . . . 264
2. Fachwerkträger . . . 274
b) Seitenträger (Bühnenträger) . . . 289
c) Querverband und Belag . . . 291
d) Kopfträger (Querträger) . . . 292
e) Führerkorb, Steuerung und Sicherheitsvorrichtungen . . . 296
Sonderausführungen . . . 298
α) Untergurtlaufkrane (Laufkrane mit innenfahrender Katze) . . . 298
β) Greiferlaufkrane . . . 300
b) Laufkrane mit erweitertem Arbeitsbereich . . . 300
1. Laufkrane mit verschiebbarem Ausleger (Auslegerlaufkrane) . . . 300
2. Laufkrane mit drehbarem Ausleger (Laufdrehkrane) . . . 302
3. Laufkrane mit Übergangsbrücken . . . 306
II. Torkrane (Bockkrane) . . . 307
a) Ortsfeste Torkrane und Verladegerüste . . . 307
b) Fahrbare Torkrane . . . 308
1. Laufwinde (Laufkatze) . . . 308
2. Kranfahrwerk . . . 309
3. Krangerüst . . . 310
4. Standfestigkeit . . . 312
5. Steuerung und Sicherheitsvorrichtungen . . . 313
6. Kranfahrbahn und Stromzuführung . . . 313
7. Sonderausführungen von Torkranen . . . 314
III. Verladebrücken . . . 315
a) Bauarten . . . 315
1. Verladebrücken mit Laufkatze . . . 315
2. Verladebrücken mit oben fahrendem Drehkran . . . 316

Seite

b) Kranfahrwerk . . . 318
c) Kranbrücke . . . 319
1. Auslegereinziehwerk . . . 319
2. Hauptträger (Längsträger) . . . 319
3. Windverband . . . 321
4. Stützen . . . 322
d) Sonderbauarten . . . 322

IV. Kabelkrane . . . 324
a) Ortsfeste Kabelkrane . . . 326
1. Tragseil (Kabel) . . . 326
2. Seilführung und Laufkatze . . . 326
3. Stützen (Türme) . . . 327
4. Steuerung und Stromzuführung . . . 328
b) Schwenkbare Kabelkrane . . . 328
c) Fahrbare Kabelkrane . . . 330

V. Konsolkrane . . . 331
a) Konsolkrane mit festem Ausleger . . . 331
1. Kranfahrwerk . . . 331
2. Krangerüst . . . 332
b) Konsolkrane mit drehbarem Ausleger . . . 334
1. Konsolschwenkkrane (Konsoldrehkrane mit 180° Drehbereich) . . . 341
2. Konsoldrehkrane mit vollem Drehbereich (180°) . . . 345

VI. Drehkrane . . . 346
a) Ortsfeste Drehkrane . . . 346
1. Drehkrane mit drehbarer Säule . . . 346
α) Wanddrehkrane . . . 347
β) Derrickkrane . . . 347
γ) Krane, deren Säule unterhalb des Auslegers gelagert ist . . . 356
2. Drehkrane mit fester Säule (freistehende Drehkrane) . . . 362
α) Hubwerk . . . 362
β) Auslegergegengewicht . . . 363
γ) Auslegerlagerung . . . 364
δ) Drehwerk . . . 365
ε) Ausleger . . . 369
ζ) Gründung . . . 372
3. Drehscheibenkrane . . . 377
α) Hubwerk . . . 379
β) Drehscheibe . . . 379
γ) Drehwerk . . . 381
δ) Ausleger . . . 383
a) Ausleger für Krane mit fester Ausladung . . . 387
b) Veränderung der Ausladung als Hilfsbewegung . . . 387
c) Betriebsmäßige Veränderung der Ausladung . . . 389
d) Ausleger mit Laufkatze . . . 394
b) Fahrbare Drehkrane . . . 398
1. Einschienendrehkrane (Velozipedkrane) . . . 401
2. Zweischienendrehkrane (Rollkrane) . . . 401
α) Standfestigkeit . . . 407
β) Kranfahrwerk . . . 407
γ) Unterwagen . . . 408
a) Handkrane . . . 411
b) Dampfkrane . . . 411
c) Krane mit Brennkraftantrieb (Motorkrane) . . . 411
d) Elektrisch betriebene fahrbare Drehkrane . . . 417
3. Fahrbare Turmdrehkrane . . . 419
4. Fahrbare Tordrehkrane (Portaldrehkrane) . . . 423
α) Volltordrehkrane . . . 424
β) Halbtordrehkrane . . . 425
c) Schwimmkrane . . . 431
1. Schwimmkrane für Schüttgüterumschlag . . . 433
2. Schwerlastschwimmkrane . . . 433

Seite

Sonderkrane 438
I. Hafenkrane 438
II. Schiffswerftkrane 445
a) Hellingkrane 445
b) Krane zur Schiffsausrüstung 450
III. Eisenbahnkrane 455
a) Eisenbahnwagendrehkrane 455
b) Krane für Lokomotivbekohlung und -Entaschung 457
c) Krane zum Heben und Befördern von Lokomotiven, Tendern und Wagen in den Werkstätten 458
IV. Hüttenwerkkrane 461
Allgemeines 461
a) Krane für Hochofenwerke 462
1. Krane zum Entladen der ankommenden Rohstoffe 462
2. Gießbettkrane 463
α) Schlagwerk- und Masselverladekrane 463
β) Gießbettaufbereitungs- und Masselformmaschinen 466
b) Krane für Stahl- und Walzwerke 469
1. Schrottlagerplatzkrane 469
2. Muldenbeschickkrane 470
3. Gießkrane 473
4. Abstreifkrane (Stripperkrane) 476
5. Tiefofenkrane 477
6. Blockbeschickkrane (Blockeinsetzkrane) 479
7. Lagerplatz- und Verladekrane 481
c) Krane für Hammer- und Preßwerke 484
d) Sonstige Hüttenwerkskrane 485
V. Werkstättenkrane 487
Innendienstkrane 487
1. Fahrbare Krane 487
2. Ortfeste Krane 489
VI. Baukrane 491

Sachverzeichnis 493

Allgemeines.

I. Einteilung.

In den „Grundsätzen für die Berechnung und bauliche Durchbildung der Eisenkonstruktionen von Kranen (BEK)", DIN 120 (Entwurf 2)[1] werden die Krane nach der Art ihres Betriebes in vier Gruppen eingeteilt.

Maßgebend für diese Gruppenteilung sind die relative Betriebsdauer, die relative Lastgröße und die Stärke der im Betrieb auftretenden Stöße.

Die relative Betriebsdauer eines Kranes ist das Verhältnis der Summe aller reinen Betriebszeiten des Kranes zur Summe aller Betriebszeiten und Ruhepausen innerhalb eines Tages mit lebhaftem Betrieb. Für die Berechnung der Eisenkonstruktionen unterscheidet man: normale und große relative Betriebsdauer.

Relative Lastgröße. Man unterscheidet: Krane, die vorzugsweise mit Vollast und Krane, die mit wechselnden Lasten arbeiten. Unter Kranen mit wechselnden Lasten sind schon alle die Krane zu verstehen, bei denen etwa die Hälfte aller Belastungen nur zwei Drittel der Vollast beträgt.

Tabelle 1.

Größe	Relative Betriebsdauer	Relative Lastgröße	Stöße	Größe	Relative Betriebsdauer	Relative Lastgröße	Stöße
I	normal	wechselnd	normal	III	groß	voll	normal
II	groß	wechselnd	normal		groß	wechselnd	stark
	normal	voll	normal		normal	voll	stark
	normal	wechselnd	stark	IV	groß	voll	stark

Tabelle 2.

Nr.	Art des Kranes	Gruppe	Nr.	Art des Kranes	Gruppe
	Allgemeine Krane.		13.	Kipperbrücken	III
1.	Kleinkrafthebezeuge u. Handkrane	I	14.	Turmdrehkrane für Hoch- und Tiefbau	I
2.	Maschinenhauskrane	I—II			
3.	Lokomotivhebekrane	II		Hüttenwerkskrane.	
4.	Werkstatt- u. Lagerplatzkrane kleiner Tragkraft[2]	II—III	15.	Leichter betriebene Krane, Montagekrane, Walzenwechselkrane	I—III[4]
5.	Desgl. großer Tragkraft	II	16.	Chargiermaschinen	III—IV
6.	Montagekrane	I—II	17.	Walzeisentransportkrane (Pratzenkrane)	II—IV
7.	Gießereikrane	II—III	18.	Mischer- und Gießkrane	II—III
8.	Nietkrane	II—III	19.	Kokillen- und Blockkrane	III
9.	Hellingkrane	II	20.	Tiefofenkrane	III—IV
10.	Schwerlastkrane	I—II	21.	Stripperkrane	IV
11.	Drehkrane, Torkrane, Schwimmkrane:		22.	Fallwerkskrane	II—IV[5]
	a) Stückgutbetrieb	II			
	b) Greifer- und Magnetbetrieb	III—IV[3]	23.	Kranbahnen für Laufkrane	—[6]
12.	Träger von Verladebrücken, Hängebahnen u. dgl.: a) Stückgutbetrieb	II			
	b) Greiferbetrieb	II—III			

[1] Berlin 1930. Deutscher Kranverband e. V., Berlin SW 61, Wartenburgstraße 17.

[2] Krane kleiner Tragkraft werden häufiger überanstrengt und stoßweise belastet.

[3] IV bei schwerem Greiferbetrieb, kurzem Ausleger und ungefederten Kopfrollen.

[4] Gruppe I, wenn der Kran nach dem schwersten Montagestück berechnet ist.

[5] Gruppe IV, wenn nur Fallwerkskran. Wenn Berechnung nach größeren zu transportierenden Stücken erfolgt ist, niedrigere Gruppe.

[6] Nächst kleinere Gruppe als der Kran, sofern nicht die Katze dauernd an einer Seite arbeitet.

Stöße. Ihre Größe ist davon abhängig, ob mit Lasthaken (Stückgutbetrieb usw.) bei normaler Hubgeschwindigkeit oder mit Greifer usw. bei hoher Hubgeschwindigkeit gearbeitet wird. Außerdem wird eine Eisenkonstruktion noch infolge der Fahrgeschwindigkeit von Katze und Kran stoßweise belastet, und zwar bis 90 m/min normal, über 90 m/min stark. Haben die Laufschienen keine oder geschweißte Schienenstöße, so erhöht sich diese Zahl um 50%. Es wird demnach unterschieden zwischen Kranen mit normalen und Kranen mit starken Stößen.

Maßgebend für die Gruppeneinteilung der Krane mit steigender Schwere der Arbeitsbedingungen ist Tabelle 1.

Tabelle 2 gibt die Eingruppierung der wichtigsten Kranarten nach vorstehendem Schema.

II. Antriebsarten.

a) Handantrieb.

Der Antrieb von Hand kommt nur dann in Frage, wenn es sich um kleine Tragkräfte, kurze Förderwege oder seltene Benutzung des Hebezeuges handelt. Daher Anwendung nur bei kurzhubigen Winden (Zahnstangen- und Schraubenwinden), Lokomotiv-Hebeböcken, Flaschenzügen, Wand- und Kabelwinden, Trägerlaufkatzen, sowie bei kleineren Lauf-, Bock- und Drehkranen.

Antriebmittel (s. S. 63): Handkurbel, Ratsche oder Handkette und Haspelrad.

Die Handkurbel wird angewendet, wenn die Antriebswelle des Hebezeuges in Handhöhe des bedienenden Arbeiters (etwa 1 m über Fußboden) liegt. Beispiele: Wand- und Kabelwinden, Lokomotiv-Hebeböcke und kleine Drehkrane.

Ratschen dienen zum Antrieb von Schraubenwinden und werden bei elektrischen Kranen auch als Notantriebsmittel bei ausbleibendem Strom benutzt.

Handkette und Haspelrad kommen für Hebezeuge mit hochliegender Antriebswelle, wie Flaschenzüge, Trägerlaufkatzen sowie Lauf- und Bockkrane, in Betracht.

Der Hauptnachteil des Handantriebes ist der, daß die damit ausgerüsteten Hebezeuge zu langsam arbeiten und in ihrer Leistung beschränkt sind.

Nimmt man für einen Arbeiter vorübergehend und äußerst einen Kurbeldruck von 20 kg und eine Kurbelgeschwindigkeit von 0,9 m/sek an, so ist dessen Höchstleistung: 18 kgm/sek $\approx$ $^1/_4$ PS. Für zwei Arbeiter ist daher die Höchstleistung $^1/_2$ PS und für vier Arbeiter 1 PS. Da mehr als vier Arbeiter zur Bedienung eines Hebezeuges nicht in Frage kommen, so stellt dieser Wert die Leistungsgrenze für den Kurbelantrieb dar.

Bei Haspelradantrieb ist die Leistung des Arbeiters etwas günstiger, da er beim Ziehen an der Handkette und infolge Geltendmachung seines Körpergewichtes eine größere Kraft ausüben kann.

Wegen der geringen Leistung der menschlichen Arbeitskraft ist die Tragkraft der von Hand betriebenen Hebezeuge auf etwa 15000 bis 20000 kg beschränkt.

b) Motorischer Antrieb.

Der motorische Antrieb kommt für öfter benutzte Winden und Krane, bei größeren Förderwegen und zur Förderung großer Gutmengen in Betracht. Zum Heben und Fördern von Lasten über 20000 kg ist seine Anwendung Bedingung.

Unter den motorischen Antriebsarten steht der elektrische Antrieb an erster Stelle. Man kann annehmen, daß etwa 80% aller neu hergestellten, motorisch betriebenen Winden und Krane elektrischen Antrieb erhalten. Die elektrischen Krane werden für die höchsten Leistungen und für Tragkräfte bis 480 t gebaut[1].

Die übrigen motorischen Antriebsarten sind dem elektrischen Antrieb gegenüber von mehr oder weniger geringer Bedeutung.

1. Druckwasserantrieb (hydraulischer Antrieb).

In neuerer Zeit wird er nur noch zum Heben schwerer Lasten (20 bis 300 t) auf kleine Hubhöhen (300 bis 155 mm) verwendet.

Die mit Druckwasser betriebenen kleinhubigen Hebezeuge (Druckwasser-Hebeböcke) sind unmittelbar wirkend und arbeiten nach Art der hydraulischen Presse. Betriebsdruck: 400 bis 500 at. Zur Druckerzeugung dient eine kleine, durch einen Handhebel bediente Plungerpumpe.

[1] ETZ 1928, S. 149.

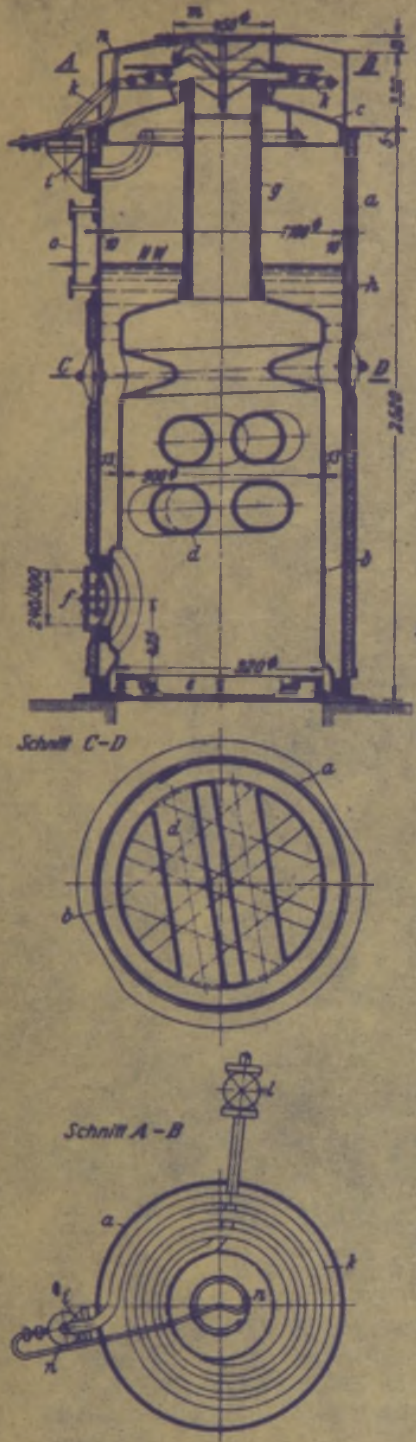


Abb. 1. Stehender Quersiederkessel mit Überhitzer. (Ardeltwerke.)
Betriebsdruck: 8 atü. — Heizfläche: 8 m². — Rostfläche: 0,35 m². — Heizfläche des Überhitzers: 1 m².
a Mantel, b Feuerbuchse, c Kesselboden, d Querrohre, e Rost, f Feuertüre, g Rauchrohr, h Wärmeschutzmantel, i Absperrventil (Dampfentnahme und Überhitzereintritt), k Überhitzer, l Sicherheitsventil mit Federbelastung, m Rauchgasabgang, n Bläser, o Wasserstandsglas. NW Niedrigster Wasserstand.

2. Druckluftantrieb (pneumatischer Antrieb).

Seine Anwendung ist nur dann gegeben, wenn bereits zu anderen Zwecken eine Druckerzeugungsstelle vorhanden ist. Die Druckluft-Hebezeuge werden in Amerika viel angewendet, haben jedoch in Deutschland, wo man die elektrischen Hebezeuge allgemein vorzieht, keine Verbreitung gefunden.

3. Riemenantrieb (Transmissionsantrieb).

Diese Antriebsart kommt nur dann in Frage, wenn eine für andere Zwecke dienende Transmissionsanlage zur Verfügung steht, was z. B. für Werkstätten, Mühlenbetriebe u. a. zutrifft.

Von dem Transmissionsantrieb wird nur noch gelegentlich bei Kabel- und Speicherwinden sowie bei Aufzügen Gebrauch gemacht.

4. Dampfantrieb.

Gegenüber den motorischen Antriebsarten unter 1. bis 3. kommt dem Dampfantrieb eine erhöhte Bedeutung zu. Er wird hauptsächlich bei den normalspurigen fahrbaren Drehkranen angewendet, die außer zu Verladezwecken noch zum Verschieben der Eisenbahnwagen in den Werkbetrieben dienen. Siehe Abschnitt „Dampfkrane".

Diese Krane zeichnen sich durch Unabhängigkeit und große Beweglichkeit aus. Ihr Hauptnachteil ist der, daß sie nicht sofort betriebsbereit sind, da das Anheizen des Kessels mindestens 40 bis 50 min erfordert. Ferner muß der Kessel, auch wenn der Kran längere Zeit nicht benutzt wird, unter Dampf gehalten werden, was einen entsprechenden Brennstoffverbrauch bedingt.

Dampfkessel. Er wird meist als stehender Kessel mit Quersiederohren (Abb. 1) hergestellt und in neuerer Zeit mit einem Überhitzer ausgerüstet. Die Ausführung mit senkrechten Heizrohren (Abb. 2) wird weniger angewendet, da die Quersiederkessel leistungsfähiger und sparsamer im Brennstoffverbrauch sind. Auch sind diese leichter zu reinigen. Undichtigkeiten, wie sie bei den Röhrenkesseln nach einigen Jahren bestimmt auftreten, sind bei den Quersiederkesseln fast ausgeschlossen.

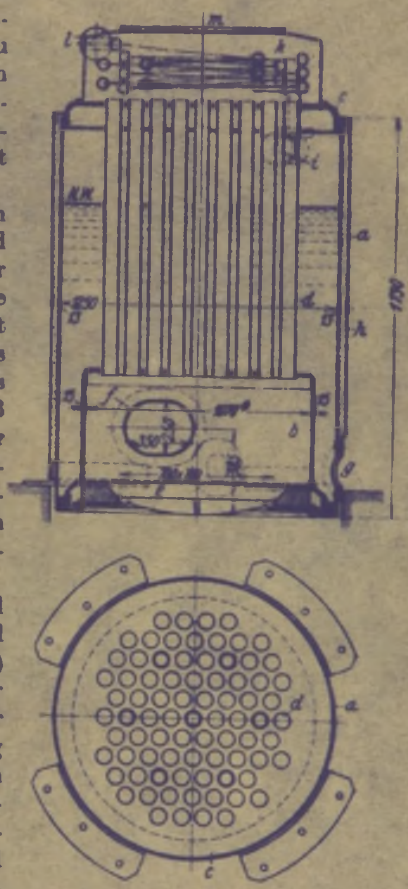


Abb. 2. Stehender Röhrenkessel mit Überhitzer. (Philipp Loos, Offenbach a. M.)
Betriebsdruck: 10 atü. — Heizfläche: 14 m². — Rostfläche: 0,49 m². — Heizfläche des Überhitzers: 3,0 m².
a Mantel, b Feuerbüchse, c Kesselboden, d Heizrohre, e Rost, f Feuertüre, g Schlammloch, h Wärmeschutzmantel, i Absperrventil (Dampfentnahme und Überhitzereintritt), k Überhitzer, l Überhitzeraustritt, m Rauchgasabgang. NW Niedrigster Wasserstand.

Die Röhrenkessel werden deshalb nur dort verwandt, wo auf geringem Raum eine größere Heizfläche untergebracht werden muß. Für die Röhrenkessel ist der Überhitzer besonders wichtig, da bei ihnen die Verdampfungsoberfläche klein ist und der Kessel ohne Überhitzer nassen Dampf liefert.

Kesseldruck: Meist 8 atü (mitunter auch 10 atü); Heizfläche der Quersiederkessel: 6 bis 25 m²; Rostfläche: 0,40 bis 1,75 m²; Überhitzerfläche: 1,5 bis 5,0 m²; Gewicht: 1950 bis 8300 kg [1].

Als Brennstoff kommen für gewöhnlich Steinkohlenbriketts in Frage, von denen bei achtstündigem Dauerbetrieb etwa 140 bis 160 kg verbraucht werden.

Um die Verluste durch Wärmestrahlung möglichst einzuschränken, versieht man die Kessel mit einem mehrteiligen, leicht abnehmbaren Wärmeschutzmantel. Während man bei großen

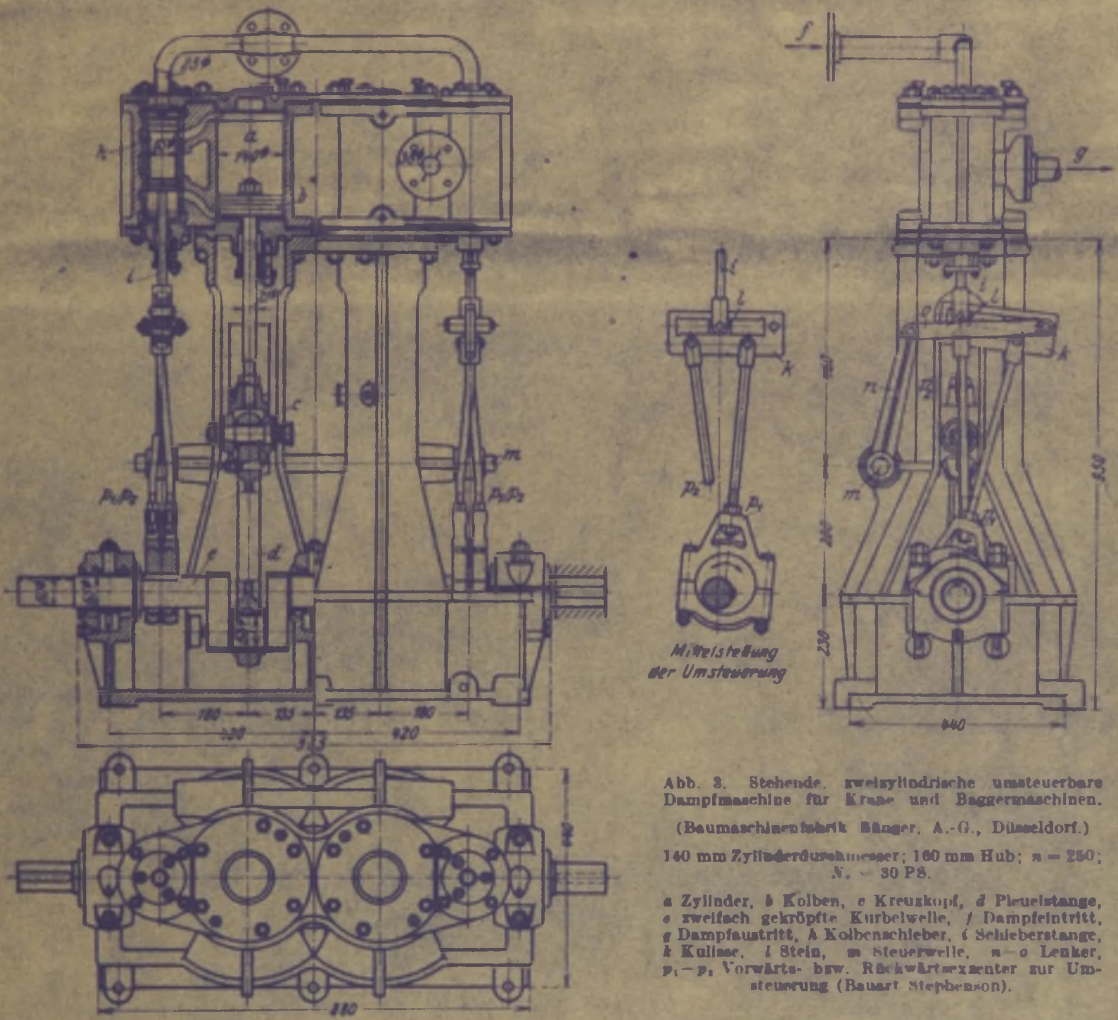


Abb. 3. Stehende, zweizylindrische umsteuerbare Dampfmaschine für Krane und Baggermaschinen.

(Baumaschinenfabrik Bünger, A.-G., Düsseldorf.)

140 mm Zylinderdurchmesser; 160 mm Hub; $n = 250$; $N_e = 30$ PS.

a Zylinder, *b* Kolben, *c* Kreuzkopf, *d* Pleuelstange, *e* zweifach gekröpfte Kurbelwelle, *f* Dampfeintritt, *g* Dampfaustritt, *h* Kolbenschieber, *i* Schieberstange, *k* Kulisse, *l* Stein, *m* Steuerwelle, *n—o* Lenker, $p_1—p_2$ Vorwärts- bzw. Rückwärtsexzenter zur Umsteuerung (Bauart Stephenson).

stationären Dampfkesseln mit einer achtfachen Verdampfung des Kohlengewichtes rechnen kann, ist diese bei den kleinen stehenden Kesseln nur eine etwa fünffache.

Der Speisewasserbehälter ist bei den Dampfkranen unterhalb der Plattform des drehbaren Oberteils angeordnet. Zum Speisen der Kessel wird ein Injektor und als Reserve eine Handpumpe vorgesehen.

Der Kranführer muß ein geprüfter Heizer sein.

Dampfmaschine. Sie ist eine kleine umsteuerbare Zwillingsmaschine mit Auspuff und um 90° versetzten Kurbeln.

Bauart entweder liegend oder stehend.

Abb. 3 zeigt eine stehende Dampfmaschine, wie sie von der Baumaschinenfabrik Bunger, Düsseldorf, für ihre Dampfkrane und Baggermaschinen verwendet wird.

[1] Philipp Loos, Offenbach a. Main.

Die in der Abb. 3 dargestellte Maschine hat einen Zylinderdurchmesser von 140 mm und 160 mm Hub. Drehzahl: 250/min. Effektive Leistung: 30 PS_e. Weitere Maschinengrößen der Firma (Zylinderdurchmesser × Hub):

$$180 \times 200 \text{ mm}; \quad 235 \times 260 \text{ mm} \quad \text{und} \quad 280 \times 310 \text{ mm}.$$

Damit die Maschine in jeder Kurbelstellung, unter Belastung und mit genügend großem Anzugsmoment anläuft, ist eine entsprechend große Füllung (0,60 bis 0,80) erforderlich. Kleinste Füllung nicht unter 0,50. Eintrittsdruck des Dampfes: ∾ 7,5 atü (bzw. 9,5 atü).

Abb. 4 zeigt das Dampfdiagramm und das Zeunersche Schieberdiagramm für eine Füllung von 50%.

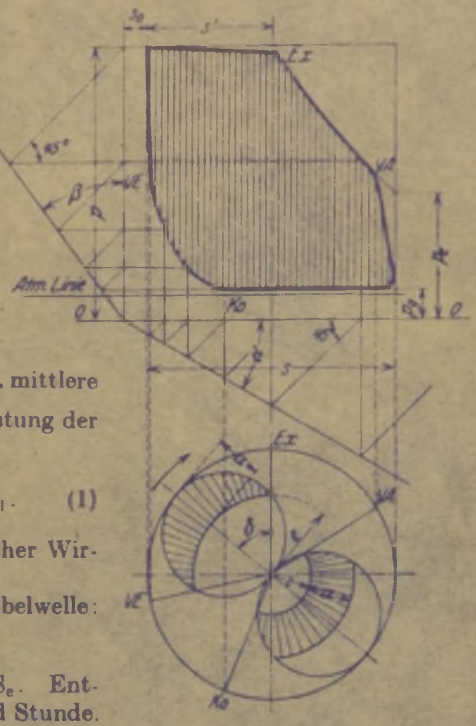


Abb. 4.

s_0 = schädlicher Raum = 8 bis 10%. VE = Voreinströmung = 8 bis 15°. $s' : s$ = Füllung. p_e = Expansionsenddruck. $p \cdot v^n$ = konst. Für schwach überhitzten Dampf ist $n \approx 1{,}1$. $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}20$; $\operatorname{tg} \beta = 0{,}222$. VA = Vorausströmung 10 bis 15%. Gegendruck: $p_g = 1{,}15$ bis 1,2 ata. Ko = Kompression. δ = Voreilwinkel. e = äußere, i = innere Überdeckung. a = Kanalöffnung.

Bezeichnen O die wirksame Kolbenfläche unter Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes in m², p_m den aus dem Diagramm für Vollast bestimmten mittleren Druck in kg/cm², s den Kolbenhub und $c = \frac{s \cdot n}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek, so ist die indizierte Leistung der Zweizylindermaschine:

$$N_i = \frac{2 \cdot 10000 \cdot O \cdot p_m \cdot c}{75} \approx 9{,}0 \cdot O \cdot p_m \cdot s \cdot n \ \ldots \ PS_i. \qquad (1)$$

Effektive Leistung (Nutzleistung) $N_e = \eta_m N_i$. Mechanischer Wirkungsgrad: $\eta_m \approx 0{,}75$ bis 0,80.

Zur Verfügung stehendes Drehmoment an der Kurbelwelle:

$$M_d = 716{,}2 \cdot \frac{N_e}{n} \ \ldots \text{ kgm}.$$

Stündlicher Dampfverbrauch: Etwa 15 bis 20 kg/PS_e. Entsprechender Kohlenverbrauch: etwa 2 bis 2,5 kg je PS_e und Stunde.

Die Maschine ist baulich möglichst einfach zu gestalten und wird durch einen Muschelschieber oder Kolbenschieber (Abb. 3) gesteuert. Das Umsteuern geschieht meist durch eine Kulissensteuerung nach Stephenson (Abb. 3), Allan oder Gooch.

Berechnung und Gestaltung der Dampfkessel siehe Tetzner-Heinrich: Die Dampfkessel; der Dampfmaschine: Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, und Dubbel: Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

5. Brennkraftantrieb (Antrieb durch Verbrennungsmotoren).

Diese Antriebsart ist im allgemeinen da angebracht, wo kein elektrischer Strom, wie z. B. auf Baustellen, zur Verfügung steht. In solchen Betrieben, in denen Kohle schwer zu beschaffen ist, Funkenbildung betriebsgefährlich oder Rauchentwicklung lästig ist, wird der Brennkraftantrieb ein vorteilhafter Ersatz für den Dampfantrieb sein. Fahrbare Drehkrane mit Brennkraftantrieb (Motorkrane) zeichnen sich gegenüber den Dampfkranen durch stete Betriebsbereitschaft aus, auch verbrauchen sie während der Betriebspausen keinen Brennstoff, da der Motor jederzeit stillgelegt oder angelassen werden kann. Da der Brennkraftmotor nicht unter Last anläuft, so wird er mit dem Triebwerk des Kranes durch eine Reibungskupplung verbunden.

α) Vergaser- (Benzin-Benzol-) Motoren.

Anwendung im allgemeinen für kleinere Leistungen, zum Antrieb von Baukranen (z. B. Duplexkranen), Ankerwinden, Ladewinden für Schiffe u. dgl.

Die Deutzer Motorenwerke, Köln-Deutz, stellen einen liegenden, im Viertakt arbeitenden Einzylindermotor (Bauart MA) her, der sich zum Betrieb mit allen leichten und mittelschweren flüssigen Brennstoffen, wie Benzin, Benzol, Rohbenzol, Tetralitbenzol und Spiritus eignet. Ausführung des Motors in fünf Größen von 2 bis 14 PS (Tabelle 3). Zur Kühlung ist am Lager-

bock ein reichlich bemessener Verdampferkasten angegossen, dessen Inhalt abdampft und erst nach längerer Zeit wieder aufgefüllt wird (Verdampfungskühlung). Der Motor läßt sich in einfacher Weise auch für Frischwasserkühlung oder Kühlung durch ein Kühlgefäß einrichten.

Tabelle 3. Deutzer MA-Motoren.

Größe	308	311	316 [1]	218	222
Dauerleistung	$1\frac{1}{2}$–2	3–4	6–8	7–10	9–14 PS
Drehzahl	900–1200	900–1200	700–850	600	500 min

Abb. 5 zeigt den Bau des 4 Zylinder-Windhoff-Motors, der für größere Leistungen (18 bis 60 PS_e) gebaut wird. Der im Viertakt arbeitende Motor eignet sich für alle Zwecke und

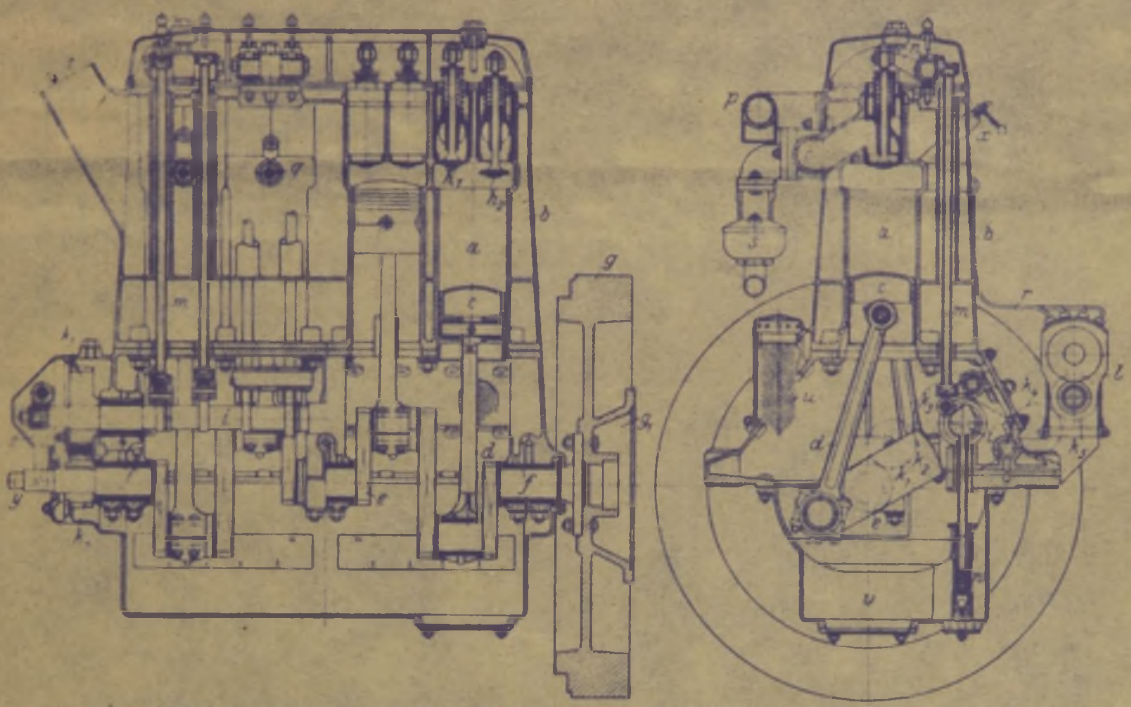


Abb. 5. Vierzylindrischer Vergaser-Viertaktmotor. (Rheiner Maschinenfabrik Windhoff A.-G., Rheine, Westfalen.)
a Zylinder, *b* Zylinderblock mit Kühlwassermantel, *c* Kolben, *d* Schubstange, *e* vierfach gekröpfte Welle, *f* mit Weißmetall ausgegossene Lager, *g* Schwungrad, *g*, Kupplungsansatz, h_1–h_4 Ventile für Ein- bzw. Auslaß, *i* Nockenwelle, k_1–k_5–k_8 Stirnräder zum Antrieb von *i*, k_1–k_2–k_3 Stirnräder den Magnetzünder *l* antreibend, *m* Stoßstange, *n* Schwinghebel mit Druckschraube (Steuerung), *o* Ansaugeleitung, *p* Auspuffleitung, *q* Zündkerze, *r* Zündkabel, *s* Vergaser (Bauart Pallas), *t* Kühlwasserablauf, *u* Ölsieb *v* Ölbehälter, *w* Ölpumpe mit Kugelventil, *x* Kompressionshahn, *y* Handkurbelansatz, *z* Nockenverstellung.

wird in ausgedehntem Maße zum Antrieb von Winden, Kranen, Bau- und Baggermaschinen sowie sonstigen Hebe- und Fördermitteln verwendet.

Arbeitsweise. 1. Takt (Ansaugen): Einlaßventil h_1 geöffnet. Kolben *c* geht abwärts und saugt Benzin-Luftgemisch aus dem Vergaser *s* an. Im unteren Totpunkt von *c* wird h_1 geschlossen.

2. Takt (Verdichten): Ventile h_1 und h_2 sind geschlossen. Kolben geht aufwärts und verdichtet das Gemisch auf etwa 8 atü, das kurz vor dem oberen Totpunkt entzündet wird.

3. Takt (Arbeitshub): Durch die starke Drucksteigerung (auf etwa 27 atü) wird der Kolben nach unten geschleudert und verrichtet Arbeit.

4. Takt (Auspuff): Kurz vor Erreichung des unteren Totpunktes wird das Auslaßventil h_3 geöffnet und die verbrannten Gase werden von dem nach oben gehenden Kolben hinausgeschoben. In der oberen Totstellung wird das Auslaßventil geschlossen, das Einlaßventil wird geöffnet und der Vorgang wiederholt sich.

Der Motor ist baulich einfach gestaltet und verbraucht etwa 240 g BV-Motorenbenzol je PS_e und Stunde. Er verarbeitet auch andere Brennstoffe und deren Gemische, z. B. Schwerbenzin, Autin, Spiritus, Petroleum u. dgl.

Ausführung mit Kühlwasserbehälter oder mit Automobilkühler.

[1] Bei Verwendung als 8 PS-Motor erfordert diese Größe eine rückschlagsichere Andrehkurbel.

Tabelle 4. Windhoff-Motoren.

Größe[1]	70	75	80	90	100	110	120	130
Dauerleistung . .	6—18	8—21	10—25	14,1—35	19,2—44	25,4—52	32,8—58	41,6—68 PS
Drehzahl	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900/min
Bohrung	70	75	80	90	100	110	120	130 mm
Hub	100	118	130	145	160	175	190	205 mm
Gewicht	200	240	300	340	390	440	500	570 kg

Abb. 6 gibt eine zeichnerische Darstellung der Leistungen und Drehmomente der Windhoff-Motoren in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Kurvenwerte gelten nur angenähert und bei Verwendung von BV-Motorenbenzol.

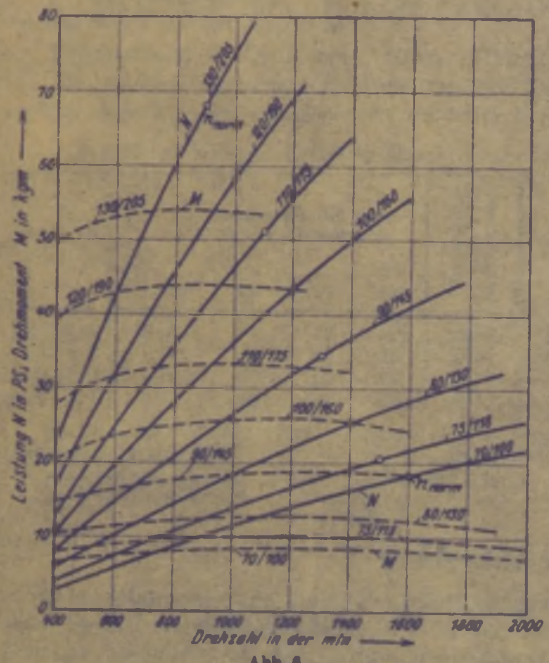


Abb. 6.

β) Kompressorlose Dieselmotoren.

Die Motoren arbeiten mit dem billigen Rohöl (Gasöl). Das Rohöl hat folgende Vorzüge: Es kostet nur einen kleinen Teil des BV-Motorenbenzols (Bezugspreis: 33 Pfg. je Liter).

Da das Rohöl — im Gegensatz zum Benzin — unter normalen Temperaturen keine brennbaren Dämpfe entwickelt, so kann es ohne besondere Vorsichtsmaßnahmen gelagert werden.

Das Rohöl bietet im Dieselverfahren eine hervorragend gute Wärmeausnutzung.

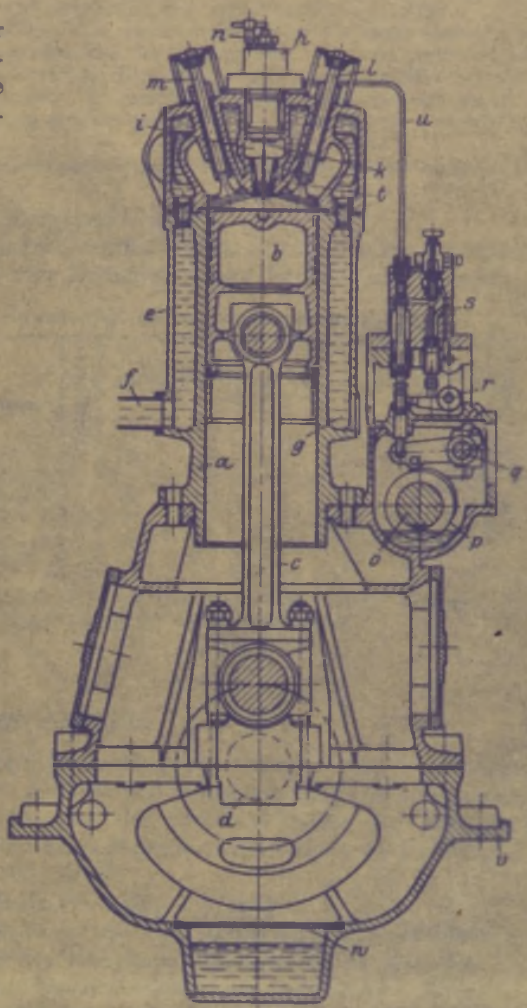


Abb. 7. Längsschnitt durch einen kompressorlosen, stehenden Dieselmotor, Patent Benz. (Motoren-Werke Mannheim A.-G.)

a Arbeitszylinder, b Kolben, c Schubstange, d Kurbelwelle, e Kühlmantel zum Zylinder und Zylinderkopf, f Kühlwassereintritt, g Blindflansch, h Brennstoffventil, i Vorkammer, k Einspritzdüse, l Einlaßventil, m Auslaßventil, n Entlüftungsschraube, o Steuerwelle, p Steuernocken, q Lenkerhebel, r Regulierventilhebel, s Brennstoffpumpe, t Brennkapsel, u Brennstoffleitung, v Grundplatte, w Ölsieb.

Der auf Abb. 7 im Längsschnitt dargestellte kompressorlose MWM-Dieselmotor ist eine Vorkammermaschine. Er arbeitet als Viertaktmotor und zeichnet sich durch eine hohe Wärmeausnützung ($\eta_w \approx 0{,}32$ bis $0{,}34$), rauchfreie Verbrennung, geringen Brennstoff- und Schmierölverbrauch aus.

Arbeitsweise. 1. Takt (Saughub): Arbeitskolben *b* geht abwärts und saugt durch das Einlaßventil *l* Luft in den Zylinder *a*.

2. Takt (Kompressionshub): Kolben *b* geht aufwärts und verdichtet bei geschlossenem Ein- und Auslaßventil *l* und *m* die angesaugte Luft auf eine Höhe, die eine für die Selbstentzündung des Brennstoffes an der Einspritzstelle erforderliche Temperatur von 550° bis 600° verursacht.

[1] Nach dem Zylinderdurchmesser bezeichnet.

Einspritzen des Brennstoffes. Kurz vor dem oberen Totpunkt wird der flüssige Brennstoff durch die Brennstoffpumpe *s* unter mäßigem Flüssigkeitsdruck (60 bis 80 atü) nach dem Brennstoffventil gedrückt und unter Anheben der Düsennadel, die die Einspritzdüse *k* unter Federdruck geschlossen hielt, in die Vorkammer *i* gespritzt, wo sich der Brennstoff an der, während des Kompressionshubes eingeströmten heißen Luft sofort teilweise entzündet und verbrennt, teilweise sich zersetzt, teilweise verdampft. Durch diese Umsetzung wird der Brennstoff auf seinem Wege durch die Kammer *k* in ein Gemisch aus Öldampf, verbrannten und unverbrannten Ölgasen verwandelt und in dieser Form infolge des Überdruckes, der sich in der Kammer durch die teilweise Verbrennung gegenüber dem Arbeitsraum gebildet hatte, in diesen hineingeblasen und dabei restlos zerstäubt, d. h. mit der Verbrennungsluft des Arbeitsraumes gemischt.

3. Takt (Expansionshub): Bei Eintritt des aufbereiteten Brennstoffes tritt die Hauptzündung an der heißen Luft des Kompressionsraumes ein, d. h. der größte Teil des Brennstoffes verbrennt jetzt erst mit der Hauptluftmenge des Arbeitsraumes, und zwar ohne erhebliche Drucksteigerung, weil der Kolben *b* bereits im Niedergang begriffen ist (Gleichdruckverbrennung Diesels). Es schließt sich der Expansionshub an, d. h. der Kolben wird unter dem Druck der verbrannten Ladung abwärts getrieben und leistet Arbeit, während die Ladung sich ausdehnt und an Spannung verliert.

4. Takt (Auspuffhub): Der Kolben *b* geht nach oben und schiebt bei geöffnetem Auslaßventil *m* die verbrannten Gase aus dem Zylinder *a*.

Überlastbarkeit des Motors: Etwa 10%, vorübergehend bis 20%.

Die kleineren Motoren mit einem und zwei Zylindern werden von Hand (durch eine rückschlagsichere Kurbel) und die größeren mit drei bzw. vier Zylindern durch Druckluft angelassen.

Tabelle 5. Kompressorlose Dieselmotoren Bauart RH (Motorenwerke Mannheim A.-G.).

Größe	Zylinderzahl	Leistung in PS$_e$ bei einer minutlichen Drehzahl von				Brennstoffverbrauch für die PS$_e$-Stunde	Größe	Zylinderzahl	Leistung in PS$_e$ bei einer minutlichen Drehzahl von					Brennstoffverbrauch für die PS$_e$-Stunde
		500	600	700	800				350	400	430	470	500	
RH 18 E	1	5,5	7	8	9	220 g	RH 24 E	1	10	12	13	14	15	205 g
RH 18 Z	2	11	14	16	18	220 g	RH 24 Z	2	20	24	26	28	30	205 g
RH 18 D	3	16,5	21	24	27	220 g	RH 24 D	3	30	36	39	42	45	200 g
RH 18 V	4	22	28	32	33 [1]	220 g	RH 24 V	4	40	48	52	56	60	200 g

Die Angaben für den Brennstoffverbrauch beziehen sich auf ein Rohöl mit einem unteren Heizwert von mindestens 10000 WE je 1 kg bei 760 mm Hg-Barometerstand und 15° Außentemperatur.

Schmierölverbrauch: Etwa 5 g für die PS$_e$h.

Kühlwasserverbrauch: „ 25 l „ „ „

6. Elektrischer Antrieb.

Seine Hauptvorzüge sind: Zentralisierung der Stromerzeugung, einfache Stromzuführung, stete Betriebsbereitschaft, hohe Betriebssicherheit, leichtes und bequemes Steuern, sowie weitgehende Regelbarkeit der Lastgeschwindigkeit. Da sich der Stromverbrauch der jeweiligen Arbeitsleistung anpaßt, so ist der elektrische Antrieb allen übrigen Antriebsarten weit überlegen.

Stromarten: Gleichstrom von 110, 220, 440 und 500 V.

Drehstrom: 380, 500 und 550 V mit meist 50 Hz (Perioden i. d. sek).

Beide Stromarten sind im Betriebe einander gleichwertig. Die Verwendung von Gleichstrom bietet folgende Vorteile: Anpassung der Drehzahl des Hauptschlußmotors an die jeweilige Belastung (Eigenregelung), günstigere Schaltungen der Steuervorrichtungen und bessere Geschwindigkeitsregelung, einfachere und billigere Stromzuführung, sowie die Möglichkeit, den Strom in Akkumulatoren aufzuspeichern.

Trotz dieser Vorzüge des Gleichstromes tritt der Drehstrom im Hebezeugbau mehr und mehr in den Vordergrund, und man kann annehmen, daß in neuerer Zeit etwa 60% aller elektrisch betriebenen Hebezeuge für Drehstrombetrieb eingerichtet werden.

Neben dem Gleich- und Drehstrom ist der einphasige Wechselstrom zu größerer Bedeutung gelangt. Sein Hauptvorteil im Hebezeugbau ist der, daß er die Möglichkeit bietet, die Motoren ohne Kontroller (durch Bürstenverstellung) zu steuern.

Arbeitsbedingungen des aussetzenden Betriebes der elektrischen Hebezeuge, Motoren, Steuergerate, Bremslüfter, Sicherheitsvorrichtungen usw. s. Abschnitt C, „Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane".

Literatur.

L'Orange: Kompressorlose Dieselmotoren. Schiffbau 26. Jg., Nr. 12.

Ritz: Die Vor- und Nachteile der Kranantriebsarten und deren bisherige Wirtschaftlichkeit. Fördertechn. Bd. 21. S. 204.

[1] Bei einer Drehzahl von $n = 730$/min.

III. Werkstoffe und Festigkeitsrechnung.

a) Werkstoffe.

Maßgebend für die Prüfung, Benennung und Markenbezeichnungen der Werkstoffe sind die DIN-Normen[1].

Zeichen für die Werkstoffprüfung: DIN 1350 S. 3. Die im Kranbau hauptsächlich angewendeten Werkstoffe sind auf Tabelle 6 zusammengestellt und hinsichtlich ihrer Festigkeitseigenschaften und ihrer Verwendung gekennzeichnet.

Die Kurzbezeichnungen (Spalte 3, Tabelle 6) enthalten den Werkstoff, dessen Mindestfestigkeit in kg/mm² und die beiden Endzahlen des DIN-Blattes, nach dem er genormt ist.

Wenn die unlegierten Maschinenbaustähle nach DIN 1611 (lfd. Nr. 10 bis 14, Tabelle 6) hinsichtlich der Anforderungen an Einsetzbarkeit und Vergütbarkeit nicht genügen, werden die Einsatz- und Vergütungsstähle (C-Stähle nach DIN 1661) angewendet, deren Gehalt an P und S möglichst klein sein soll.

Legierte Einsatzstähle (Ni-Stahl, Cr-Stahl, Cr-Ni-Stahl u. a.) erhalten durch das Einsetzen harte Oberfläche bei zähem Kern des Werkstückes. Legierte Vergütungsstähle (Cr-Ni-Stähle nach DIN KrG 601) haben eine höhere Festigkeit als die C-Stähle. Vorteile durch das Vergüten: Erhöhung der Streckgrenze, Dehnung und Kerbzähigkeit.

Unter lfd. Nr. 23, Rg 9, ist der bei Lagerbüchsen und Lagerschalen allgemein verwendete Rotguß (Rg), auch Maschinenbronze genannt, aufgeführt. Die Zahl 9 hinter der Kurzbezeichnung bedeutet, daß die Legierung etwa 9% Zinn (Sn) enthält.

Die bisher mit Phosphorbronze bezeichneten Legierungen, die für hoch beanspruchte Lagerbüchsen und -schalen sowie für Schneckenradkränze verwendet werden, haben die Gruppenbezeichnung Zinnbronze erhalten. Sie tragen die Benennung Gußbronze und hinter der Kurzbezeichnung den angeführten Zinngehalt, z. B. GBz 14 (Tabelle 6, lfd. Nr. 24).

An sonstigen Werkstoffen sind zu nennen: Kupfer E—Cu (für Stromleitungsdrähte), Kupfer B—Cu (Nieten für Bremsbelage), Gußmessing — GMs nach DIN 1709 (z. B. Ober- und Unterteile für Staufferbuchsen), Deltametall (für die Pumpenkörper der Druckwasserhebeböcke), Vulkanfibre (Ritzel für Motorvorgelege), Ferodofibre und -asbestos (Belag für Kupplungen und Bremsen), Leder (Bremsbelag), Filz (Dichtungsscheiben für Kugellager), Pappelholz und Weißbuche (für Bremsklötze), Kiefern- bzw. Eichenholz (Verschalungen von Maschinen- und Führerhäusern).

b) Festigkeitsrechnung.

Es bezeichnen:

$\sigma +$ eine gesuchte Zugspannung in kg/cm²,
$\sigma -$ eine gesuchte Druckspannung in kg/cm²,
$\sigma' \pm$ eine gesuchte Biegespannung in kg/cm²,
τ eine gesuchte Schubspannung in kg/cm²,
τ' eine gesuchte Drehungsspannung in kg/cm².

σ_{zul} die zulässige Zug-, Druck- oder Biegespannung in kg/cm²,
τ_{zul} die zulässige Schub- bzw. Drehungsspannung in kg/cm².

Für die zulässigen Spannungen wurde bisher die von Bach aufgestellte Tabelle[2] mit den Belastungsfällen I, II, III angewendet.

I ruhende Belastung,
II wechselnde Belastung zwischen Null und einem Höchstwert (schwellende Belastung),
III wechselnde Belastung zwischen einem positiven und negativen Höchstwert.

Die zulässigen Spannungen in der Bachschen Tabelle waren mit einem Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$ gegen die Bruchfestigkeit des Werkstoffes berechnet und verhielten sich nach den genannten Belastungsfällen wie 3 : 2 : 1.

Die seit Jahrzehnten allgemein angewendete Bachsche Tabelle entspricht nicht mehr den neueren Forschungen auf dem Gebiete der Werkstoffkunde und Festigkeitsrechnung, und es besteht daher das Bedürfnis nach einer neuen Tabelle der zulässigen Spannungen.

[1] DIN-Taschenbuch 4 „Werkstoffnormen" (Stahl-, Eisen-, Nichteisenmetalle), 3. Aufl. Beuth-Verlag, GmbH. 1930.
[2] Dubbel: Taschenbuch f. d. Maschinenbau, 5. Aufl., Bd. I, S. 410.

Tabelle 6. Die wichtigsten

Lfd. Nr.	Werkstoff	Kurz- bzw. DIN-Bezeichnung	Zugfestigkeit σ_B kg/mm²	Bruchdehnung δ %	Streckgrenze σ_S kg/mm²
1	2	3	4	5	6
1	Gußeisen nach DIN 1691	Ge 12 · 91	min 12	—	—
2	Desgleichen	Ge 14 · 91	14 (28)[1]	(7)[2]	—
		Ge 18 · 91	18 (34)	(7)	—
		Ge 22 · 91	22 (40)	(8)	—
3	Desgleichen	Ge 26 · 91	26 (46)	(8)	—
4	Hartguß	Hartg	28—33	—	—
5	Temperguß (schmiedbarer Guß) nach DIN 1692	Te	32—38	2—4	18—21
6	Stahlguß (Stahlformguß) nach DIN 1681	Stg 38 · 81	min 38	20	min 18
7	Desgleichen	Stg 45 · 81	min 45	16	min 22
8	Desgleichen	Stg 52 · 81	min 52	12	min 25
9	Desgleichen	Stg 60 · 81	min 60	8	min 33
10	Flußstahl geschmiedet oder gewalzt, unlegiert, „Maschinenbaustahl" nach DIN 1611	St 34 · 11[3]	34—42	δ_5 = 30 δ_{10} = 25[4]	min 19
11	Desgleichen	St 42 · 11	42—50	δ_5 = 25 δ_{10} = 20	min 23
12	Desgleichen	St 50 · 11	50—60	δ_5 = 22 δ_{10} = 18	min 27
13	Desgleichen	St 60 · 11	60—70	δ_5 = 17 δ_{10} = 14	min 30
14	Desgleichen	St 70 · 11	70—85	δ_5 = 12 δ_{10} = 10	min 35
15	Flußstahl gewalzt, Formeisen, Stabeisen, Breiteisen (Universaleisen) nach DIN 1612	St 00 · 12	Handelsgüte		—
16	Desgleichen Normalgüte[5]	St 37 · 12	37—45	δ_5 = 26 δ_{10} = 20	—
17	Flußstahl gewalzt, Sondergüte der Reichsbahn	St 48	48—58	δ_{10} = 18	36
18	Flußstahl gewalzt, Schraubeneisen nach DIN 1613	St 38 · 13	38—45	δ_{10} = 20	—
19	Desgleichen, Nieteisen	St 34 · 13	34—42	δ_{10} = 25	—
20	Flußstahl gewalzt, Eisenbleche nach DIN 1621	St 00 · 21	Handelsgüte		—
21	Desgleichen, Baubleche I	St 37 · 21	37—45	δ_{10} = 18—20	—
22	Desgleichen Baubleche II	St 42 · 21	42—50	δ_{10} = 20	—
23	Rotguß 9 (Maschinenbronze) nach DIN 1705[6]	Rg 9	min 20	min δ_5 = 12	—
24	Gußbronze 14[7] nach DIN 1705	GBz 14	min 20	min δ_5 = 3	—
25	Gußbronze 20[7] nach DIN 1705	GBz 20	min 15	—	—

[1] Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die Mindestbiegefestigkeit (für den Biegestab mit 600 mm Stützweite).
[2] Desgleichen die Mindestdurchbiegung (für den gleichen Stab).
[3] Das DIN-Blatt 1611 führt noch St 00 · 11 (für untergeordnete Zwecke, z. B. Geländerstäbe) und St 37 · 11, übliche Thomas- oder SM-Güte (schweißt nicht immer gut und zuverlässig).

Werkstoffe für den Kranbau.

Eigenschaften und Vorschriften nach den DI-Normen	Einheitsgewicht kg/dm³	Verwendungszweck
7	8	9
Gut bearbeitbar. In der Regel keine Abnahmeprüfung	7,25	Flansch- und Augenlager, Lagerfüße, Lagerdeckel, Kupplungsscheiben, Räderkästen, Bremsgewichte, Gegengewichte u. dgl.
Gut bearbeitbar. Vorschriften s. Spalte 4 und 5	7,25	Ketten- und Seilrollen, Haspelräder, Seil- und Kettentrommeln, Bremsscheiben und Laufräder für Handhebezeuge, Schneckenradkörper (mit Bronzekranz) u. dgl.
Sondergüte. Wie unter lfd. Nr. 2	7,25	Kettennüsse, Stirn- und Kegelräder, Schneckenräder für Handhebezeuge, Sperräder u. dgl.
Weißstrahlige Schale mit allmählichem Übergang zum weichen Kern	7,3	Kettennüsse (sofern nicht unter 3 ausreichend), Spillköpfe, Umlenk-, Trag- und Kurvenrollen für Seilverschiebeanlagen, Laufräder u. dgl.
Weich, zäh und hämmerbar	7,5—7,6	Fittings (Formstücke für Gasleitungen), Spannschlösser und sonstige Teile von geringer Stärke.
Prüfung und Abnahme nach DIN 1681	7,85	Stirn- und Kegelräder (wenn unter 3 nicht ausreichend), Bremsscheiben und Laufräder für motorische Hebezeuge u. dgl.
Wie unter lfd. Nr. 6	7,85	Wie unter 6, jedoch bei höherer Beanspruchung.
—	7,85	Desgleichen.
—	7,85	Desgleichen.
Einsetzbar, feuerschweißbar	7,85	Rundeisenketten, Kurbelarme und Griffe für Handkurbeln, Blattschrauben (für Bandbremsen), Kranhaken, Traversen (für Haken und Drehkrane), Seilkauschen und sonstige Schmiedeteile.
Noch einsetzbar, wenn Kern bereits hart sein darf. Schwer feuerschweißbar	7,85	Bolzen, Achsen, Wellen, Kransäulen, Drehkranzapfen, kleine Stirnräder (Ritzel), kleine Sperrräder, Sperrklinken, Sperrhaken, Schneckenwellen für Handhebezeuge, Schraubenspindeln u. dgl.
Nicht für Einsatzhärtung bestimmt, kaum feuerschweißbar, wenig härtbar	7,85	Wie unter 9, jedoch bei höherer Beanspruchung.
Härtbar, vergütbar	7,85	Stifte, Paßschrauben, Scherringe, Einlege-, Feder- und Nasenkeile, Schneckenwellen, Ritzel (wenn unter 9 und 10 nicht ausreichend), Blatt- und Schraubenfedern u. dgl.
Hoch härtbar, vergütbar	7,85	Triebstöcke, Schneckenwellen (wenn unter 11 nicht ausreichend), Spurplatten, Scheiben für Lamellenbremsen u. dgl.
Vorschriften für Prüfung und Abnahme nach DIN 1612	7,85	Achshalter, Flacheisenhebel u. dgl.
Desgleichen	7,85	—-, L-, [-, I-Eisen und sonstige Profileisen für Eisenkonstruktionen.
Abnahme nach DIN 1612	7,85	Wie unter 16.
Vorschriften für Prüfung und Abnahme DIN 1613	7,85	Anker- und Steinschrauben, rohe und blanke Schrauben, Gewindepfropfen u. dgl.
Desgleichen	7,85	Nieten und weiche Schrauben.
Vorschriften für Prüfung und Abnahme DIN 1621	7,85	Blechverschalungen und sonstige untergeordnete Blecharbeiten.
Desgleichen	7,85	Stehbleche und Knotenbleche für Eisenkonstruktionen.
Desgleichen	7,85	Wie unter 21.
85% Cu, 9% Sn, 6% Zn	8,6	Allgemeine Verwendung im Maschinenbau, z. B. normal beanspruchte Lagerschalen und -büchsen.
86% Cu, 14% Sn	8,8	Hoch beanspruchte Lagerschalen und -büchsen, Schneckenradkränze.
80% Cu, 20% Sn	8,8	Teile mit starkem Reibungsdruck, z. B. Scheiben für Lamellenbremsen.

[4] Am kurzen bzw. langen Normal- oder Proportionalstab gemessen.
[5] Sondergüten: St 34 · 12, St 42 · 12 und St 44 · 12 nach DIN 1612.
[6] Weitere Rotgußmarken: Rg 10, Rg 8 und Rg 5 mit 10, 8 und 5% Sn-Gehalt.
[7] Zinnbronzen (früher Phosphorbronzen).

Um diesem Bedürfnis Rechnung zu tragen, veröffentlichte Bock in der Zeitschrift Maschinenbau[1] eine Tabelle der zulässigen Spannungen, die sich auf die Maschinenbaustähle nach DIN 1611, die Kohlenstoffstähle nach DIN 1661, verschiedene Qualitätsstähle (VCN-Stähle, Si-Stahl, gekupferten Stahl), Stahlguß nach DIN 1681, Gußeisen nach DIN 1691, sowie auf die wichtigsten Nichteisenmetalle erstreckt.

Diese Tabelle hat zu zahlreichen Zuschriften Veranlassung gegeben, die die Schriftleitung der Zeitschrift übersichtlich zusammengestellt hat[2]. Die meisten dieser Zuschriften sprechen sich gegen die Aufstellung einer allgemeingültigen Tabelle der zulässigen Spannungen aus und empfehlen die Aufstellung versuchsmäßiger Werkstoff-Festwerte unter Anlehnung an die Werkstoffnormung. Einflüsse, die die versuchsmäßig ermittelte Festigkeit schwächen, sollen durch Beiwerte[3] berücksichtigt werden. Diese Einflüsse sind vor allem:

1. Art und Richtung der Spannung (Zug, Druck, Biegung, Schub, Verdrehung und zusammengesetzte Beanspruchung).
2. Technologische Einflüsse, wie z. B. die Kerbwirkung.
3. Stoßwirkungen und Unsicherheit über die Größe der Kräfte.
4. Betriebsverhältnisse und Lebenswichtigkeit der Bauteile.
5. Unsicherheit der Rechnung.

An Stelle der zulässigen Spannungen der Werkstoffe wird es für besser erachtet, neben den versuchsmäßigen Werkstoff-Festwerten Sicherheitszahlen für die wichtigsten, teilweise verwickelten Beanspruchungen der Maschinenteile aufzustellen und diese, nach Maschinenteilen geordnet, herauszugeben (Maschinenbau 1931, S. 68).

Solange jedoch noch keine volle Klarheit über die Aufstellung derartiger Rechnungswerte herrscht, besteht nach wie vor (besonders für den Studierenden) das Bedürfnis nach einer Tabelle der zulässigen Beanspruchungen, die die neuen Werkstoffbezeichnungen enthält und nach den versuchsmäßigen Werkstoff-Festwerten aufgebaut ist.

Als Grundlage für die Durchführung von Festigkeitsrechnungen dienen folgende versuchsmäßig bestimmte Werkstoff-Festwerte:

1. Die Bruchfestigkeit (σ_B für Zug, σ_{dB} für Druck, τ_B für Schub und τ'_B für Drehung).
2. Die Elastizitätsgrenze (σ_E). Sie ist diejenige Spannung, bei der die bleibende Dehnung einen bestimmten Mindestwert nicht überschreitet. Mindestwerte: 0,01% bis 0,05% der Länge des Probestabes ($\sigma_{E\,0,1}$ bis $\sigma_{E\,0,05}$).
3. Die Streckgrenze (σ_S). Sie ist diejenige Spannung, bei der das Fließen des Werkstoffes beginnt. Geht die Kraftanzeige beim Zugversuch nach Erreichen der Streckgrenze zurück, so heißt der Größtwert von σ_S die obere und der Kleinstwert die untere Streckgrenze (σ_{S_o} bzw. σ_{S_u}). Bei Werkstoffen mit nicht scharf ausgeprägter Streckgrenze gilt die Spannung, bei der die bleibende Dehnung 0,2% der Meßlänge beträgt als Streckgrenze ($\sigma_{0,2}$).
4. Die Ursprungs- oder Schwellfestigkeit (σ_{II}). Sie wird für den Belastungsfall II (zwischen 0 und einem Höchstwert der wechselnden [schwellenden] Belastung) bestimmt.
5. Die Wechsel- oder Schwingfestigkeit (σ_W). Sie wird für den Belastungsfall III (zwischen einem positiven und negativen Größtwert der wechselnden Belastung) bestimmt. Man unterscheidet Biegungs- und Drehungswechselfestigkeit.

Die Bachsche Tabelle ist mit einer Sicherheit ($\mathfrak{S}$)[4] gegen die Bruchfestigkeit des Werkstoffes aufgestellt. Nach der neueren Festigkeitsrechnung wird der Sicherheitsgrad im Belastungsfalle I auf die untere Streckgrenze und im Belastungsfall III auf die Wechselfestigkeit bezogen. In beiden Fällen werde mit einer zweifachen Sicherheit gerechnet ($\mathfrak{S} = 2$). Für den Belastungsfall II wird dann die zulässige Spannung dadurch erhalten, daß man die zulässige Spannung für den Fall III mit 1,3 multipliziert. Im Falle I sind die berechneten Werte als Mindestwerte und im Falle III als Höchstwerte der zulässigen Spannung zu betrachten (Maschinenbau 1931, S. 71).

Für den Hebezeugbau macht Garlepp[5] praktische Vorschläge und gibt eine Tabelle der zulässigen Spannungen für die Maschinenbaustähle nach DIN 1611 sowie für Gußeisen nach DIN 1691. Hierbei unterteilt er die Maschinenteile der Winden und Krane in solche mit geringen Geschwindigkeiten und ruhigem Betrieb (nahe an Handbetrieb) und solche mit höheren Geschwindigkeiten und angestrengtem Betrieb, wobei erhebliche Stöße oder Schwingungen auftreten können.

Tabelle 7, S. 13, gibt die zulässigen Spannungen der wichtigsten Werkstoffe (Gußeisen, Stahlguß und Stahl). Sie soll bis zur endgültigen Klärung der Frage der zulässigen Spannungen als Ersatz für die Bachsche Tabelle dienen und dem Studierenden die Wahl dieser Spannungen erleichtern. Die Tabelle ist nach dem Vorgang von Garlepp (Fußnote 5) entwickelt und trägt den genannten Betriebsarten der Hebezeuge Rechnung.

---

[1] Bock: Zulässige Spannungen der im Maschinenbau verwendeten Werkstoffe. Maschinenbau (Der Betrieb) 1930, S. 637.

[2] Maschinenbau (Der Betrieb) 1931, S. 66 u. f. [3] Maschinenbau (Der Betrieb) 1931, S. 79.

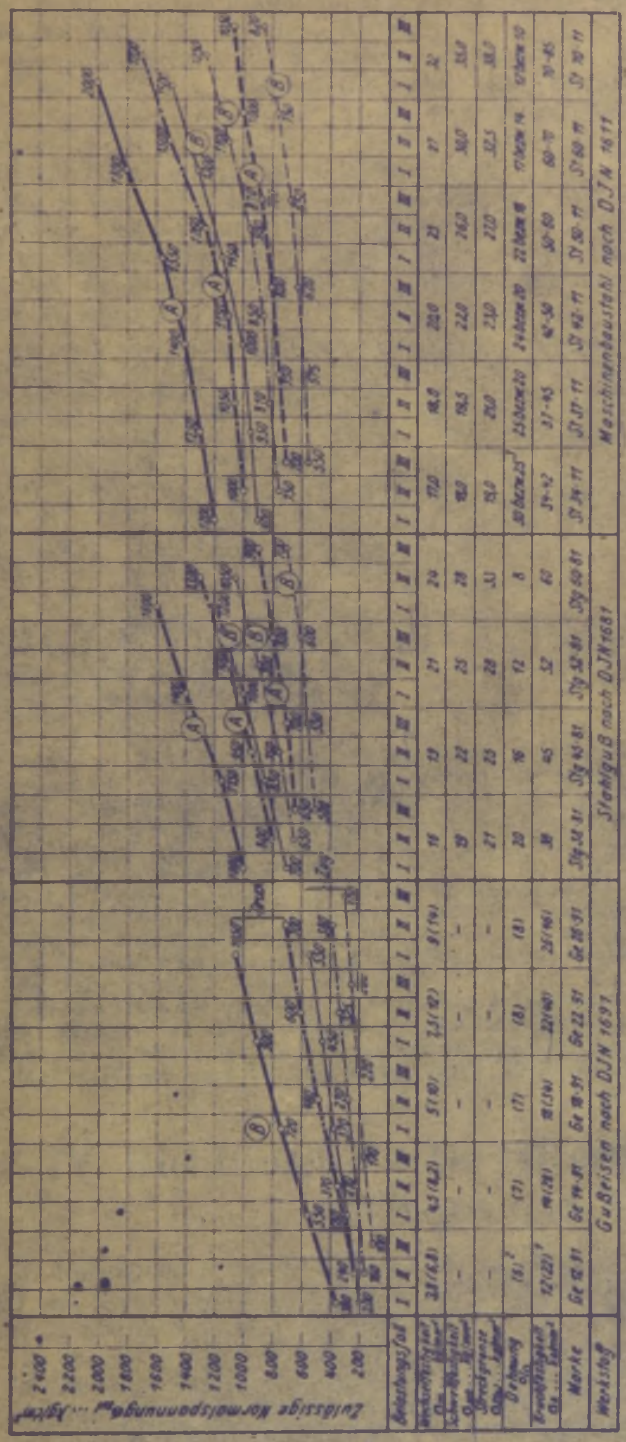
[4] Die Bezeichnung ν für den Sicherheitsgrad wird im folgenden nur bei der Berechnung auf Knickung angewendet.

[5] Garlepp: Zulässige Spannungen und Dauerfestigkeit im Kran- und Verladebrückenbau. Maschinenbau (Der Betrieb) 1931, S. 86.

Bei der Wahl der zulässigen Spannung beachte man noch folgendes:

1. Bei lebenswichtigen Teilen, deren Bruch Menschenleben oder das Fördergut gefährdet

Tabelle 7. Zulässige Spannungen der wichtigsten Kranbau-Werkstoffe.
(Werkstoffe für Stahlkonstruktionen siehe Abschnitt „Krane".)



Betriebsart: Ⓐ Ruhiger Betrieb (nahe an Handbetrieb), geringe Geschwindigkeiten.
Ⓑ Angestrengter Betrieb (erhebliche Stöße oder Schwingungen), höhere Geschwindigkeiten.

Zulässige Schubspannung: $\tau_{zul} = 0{,}8\sigma_{zul}$.
Zulässige Drehungsspannung: $\tau_{zul} = 0{,}56$ bis $0{,}70\sigma_{zul}$.

[1] Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die Biegefestigkeit (für den Biegestab mit 600 mm Stützweite).
[2] Desgleichen die Durchbiegung für den gleichen Stab.
[3] Am kurzen bzw. langen Proportionalstab gemessen.

(z. B. Lastaufnahmemittel, Haken, Hubseile und -ketten u. dgl.) wähle man eine verhältnismäßig niedrige Beanspruchung.

2. Das gleiche gilt auch bei nicht zuverlässiger Grundlage der Festigkeitsrechnung.

3. Etwaige Überlastungen und Nebenspannungen sind derart zu berücksichtigen, daß die Elastizitätsgrenze des Werkstoffes nicht überschritten wird.

4. Technologischen Einflüssen, z. B. der Kerb- und Kehlwirkung, ist durch Herabsetzen der zulässigen Spannung Rechnung zu tragen.

Spannungserhöhung durch Kerben und Kerbziffern siehe Maschinenbau 1931, S. 82.

5. Die Größe der Tragkraft des Hebezeuges. Bei kleinen Tragkräften sind niedrigere zulässige Spannungen angebracht, da die Abmessungen der Maschinenteile meist aus praktischen Rücksichten (Herstellung) größer werden als die mit den Belastungskräften und der durchgehenden Leistung berechneten Abmessungen.

Bei großen Tragkräften werden in Rücksicht auf Gewichtsersparnis höhere Belastungen zugelassen. Auch ist ein etwaiger gleicher Fehler im Werkstoffgefüge bei großem Querschnitt von geringerem prozentualen Einfluß als bei kleinem Querschnitt. Bei mittleren Tragkräften stimmen die rechnerisch ermittelten Abmessungen mit den praktisch erforderlichen im allgemeinen überein.

An Stelle des bisher üblichen Sicherheitsgrades $\mathfrak{S}$, mit dem die zulässigen Spannungen berechnet werden, empfiehlt Volk (Z. V. d. I. 1931, S. 1261) die Wahl eines „Sicherheitsabstandes" zwischen der vom Werkstoff abhängigen Werkstückfestigkeit und der aus den herrschenden Kräften und Abmessungen errechneten Spannung. Sind Schwankungen in der Werkstoffestigkeit oder in der Schätzung der wirkenden Kräfte zu erwarten, so vermittelt der Sicherheitsabstand ein besseres Gefühl für die tatsächliche Sicherheit als der bisher übliche Sicherheitsgrad.

Um den Sicherheitsabstand einer, unter Berücksichtigung aller die Festigkeit herabsetzenden berechneten tatsächlichen Spannung besser zu erkennen, fertige man eine zeichnerische Darstellung der Werkstoff-Festwerte (σ_B, σ_S, σ_U und σ_W) ähnlich der Tabelle 7 an und trage in diese die gefundene Spannung ein. Spannungsmaßstab: z. B. 1 mm = 20 kg/cm².

Literatur.

Enßlin: Die Grundlagen der theoretischen Festigkeitslehre. Z. V. d. I. 1928, S. 1634. — Weg zu einer Konstruktionslehre für Maschinenteile (von Rötscher). Maschinenbau (Der Betrieb) 1931, S. 79.

Föppl, Becker u. v. Heydekampf: Die Dauerprüfung der Werkstoffe. Berlin: Julius Springer 1929.

Graf: Die Dauerfestigkeit der Werkstoffe und der Konstruktionselemente. Berlin: Julius Springer 1929. — Einige Bemerkungen über die Wahl der zulässigen Anstrengung der Werkstoffe. Maschinenbau (Der Betrieb) 1931, S. 84.

Heidebrock: Maschinenteile und Werkstoffkunde. Z. V. d. I. 1930, S. 1259.

Houdremont u. Mailänder: Dauerbiegeversuche mit Stählen. Stahleisen 1929, S. 833.

Müller: Werkstoffermüdung und Biegungsbeanspruchung von Transmissionswellen. Maschinenbau 1930, S. 640.

Pomp: Alterungsversuche von Stahlguß. Stahleisen 1930, S. 440. — Statische Dauerfestigkeit von Metallen und Legierungen. Z. Metallkunde 1926, S. 75 und 117. — Ermüdung durch kritische statische Dauerbelastung. Z. Metallkunde 1928, S. 51.

Rötscher: Sicherheit und Beanspruchung von Maschinenteilen. Maschinenbau (Der Betrieb) 1930, S. 225.

Schwinning: Beurteilung der Werkstoffe nach Kerbversuchen. Z. V. d. I. 1929, S. 231. — Schwingungsfestigkeit und Gleitwiderstand. Z. Metallkunde 1930, S. 374.

Stribeck: Dauerfestigkeit von Eisen und Stahl bei wechselnder Biegung, verglichen mit den Ergebnissen des Zugversuchs. Z. V. d. I. 1923, S. 631.

Thum: Zur Frage der Sicherheit in der Konstruktionslehre. Z. V. d. I. 1931, S. 705.

Volk: Maschinenbau und Festigkeitslehre. Monatsbl. Berlin. Bez.-V. d. I. 1929, S. 33.

Zander u. Günter: Der Einfluß von Oberflächenbeschädigungen auf die Biegungsschwingungsfestigkeit. Mitt. d. Wöhler-Instituts (NEM-Verlag, Berlin) 1928, H. 1, bzw. 1929, H. 2.

IV. Richtlinien für Gestaltung und Fertigung der Winden und Krane.

1. Herstellung normaler Bauarten, die allgemeinen Verwendungszwecken Rechnung tragen und sich leicht besonderen örtlichen und Betriebsverhältnissen anpassen.

2. Einfachheit in Bau und Bedienung.

3. Geringster Arbeitsverbrauch.

4. Richtige Wahl und weitgehende Ausnutzung der Werkstoffe (s. S. 9).

5. Herstellung der Maschinenteile nach den DI-Normen.

6. Bearbeitung der Maschinenteile nur, wo unbedingt erforderlich.

7. Herstellung runder Paßteile nach dem Grenzlehrsystem, das spätere Austauschbarkeit der Teile ermöglicht.

8. Rücksichtnahme auf die vorhandenen Lagergrößen der Halbfertigerzeugnisse sowie auf die verschiedenen Werkzeuge und Werkzeugmaschinen.

9. Leichte Zugänglichkeit aller nachstellbaren Teile.

10. Bequeme Anordnung der Schmierstellen. Schmierbüchsen und -gefäße sind durch rote Farbe oder Ausführung in Messing kenntlich zu machen.

11. Gefällige Formgebung, insbesondere der Krangerüste.

12. Die Motoren sind in möglichst wenigen Größen zu verwenden. Sie können dann in größerer Zahl eingekauft werden und sind dann billiger.

Geschlossene (gekapselte) Motoren sind teurer als offene und sind daher nur für Winden und Krane zu verwenden, die in staubigen Räumen oder im Freien arbeiten.

13. Die Steuervorrichtungen für die Motoren sollen in Rücksicht auf Verschleiß und Betriebssicherheit reichlich bemessen werden.

14. Anordnung der dem jeweiligen Betrieb des Kranes Rechnung tragenden Sicherheitsvorrichtungen gegen Überschreiten der Grenzstellungen der Last sowie zum Schutze der Motoren und der übrigen elektrischen Ausrüstung gegen unzulässig hohe Stromaufnahme.

15. Sicherung gegen Arbeiterunfälle durch Einhalten der Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaften[1].

16. Die Krangerüste sind, soweit es das Gewicht und der Versand bzw. die Lademaße der Reichsbahn zulassen, zusammenzunieten.

Sog. Montagenieten, die am Aufstellungsort des Kranes von Hand geschlagen werden müssen und daher entsprechend teuer sind, sollen nach Möglichkeit vermieden werden. Sie werden am besten durch Paßschrauben ersetzt.

17. Weitgehender Ersatz der Nietverbindungen durch Schweißverbindungen[2]. Dies gilt in neuerer Zeit auch für die Stahlkonstruktionen der Krane.

18. Zum Schutze gegen Rosten ist ein guter Anstrich aller rohen Teile erforderlich. Die Eisenkonstruktionsteile erhalten einen Anstrich mit Mennige und einen Deckanstrich in Eisenfarbe.

[1] Zusammenstellung der berufsgenossenschaftlichen Unfallverhütungsvorschriften über Bau und Ausstattung von Fördermitteln ausschließlich Aufzüge (Abschnitt E: Winden und Krane). Berlin: Arbeitsgemeinschaft für Unfallverhütung 1294. Zu beziehen von der Zentralstelle für Unfallverhütung Berlin W 9, Köthener Straße 17.

[2] Literatur über Schweißen:

AEG: Elektrisches Schweißen. 2. Ausgabe. Berlin 1929.
Arcos-Gesellschaft für Schweißtechnik m. b. H.: Handbuch für die Ausführung geschweißter Stahlbauten. Aachen 1930.
Bardtke: Die Anwendungsgebiete der elektrischen Lichtbogenschweißung. AEG.-Mitt. 1926, H. 10 u. 11.
Bondy: Ausgewählte Schweißkonstruktionen aus dem Stahlbau. Berlin: V. d. I.-Verlag 1930.
Faehsel: Ziele und Grenzen des Schweißens. Z. V. d. I. 1929, S. 1725.
Haas: Ausgewählte Schweißkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Berlin: V. d. I.-Verlag 1931.
Haas: Wege zur Berechnung der Festigkeit von lichtbogengeschweißten Verbindungen auf Grund der Erfahrungen der Praxis und der Ergebnisse von Versuchen. Diss. (Braunschweig).
Jurasyk: Neuere Erfahrungen mit der elektrischen Lichtbogenschweißung. Stahleisen 1930, S. 834.
Klosse: Lichtbogen-Schweißen. Berlin: Julius Springer 1931.
Meller: Elektrische Lichtbogen-Schweißung. Leipzig: S. Hirzel 1925.
Neumann: Elektrische Widerstandsschweißung und -erwärmung. Berlin: Julius Springer 1927.
Ritz: Zeitgemäße Anwendung der Lichtbogenschweißung im Betriebe. Maschinenbau 1930, S 152.
Sauer: Die elektrischen Schweißverfahren in der modernen Werkstatt. AEG-Mitt. 1927.
Schimpke: Die neueren Schweißverfahren. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1927.
Schmuckler: Die Dresdener Versuche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und des Deutschen Stahlbau-Verbandes mit geschweißten Stahlkonstruktionsverbindungen. Der Stahlbau 1931, S. 133.
Schulze: Geschweißte Drehlaufkatzen. Z. V. d. I. 1929, S. 1755.
Wundram: Die Elektroschweißung im Hebezeugbau. Elektroschweißung 1931, S. 153.

A. Maschinenteile der Winden und Krane.

I. Lasthaken und Schäkel.

Anwendung s. Abschnitt B, „Lastaufnahmemittel". Werkstoff: Stahl (St 34 · 11 oder St 42 · 11).

a) Einfache Haken.

Die Maulweite a (Abb. 8) und die übrigen wichtigsten Baumaße sind nach DIN 687 bis 689 genormt.

DIN 687 (Tabelle 8, Abb. 8): Lasthaken für Krafthubwerke von 1 bis 100 t Tragkraft. Unter Zugrundelegen der genormten Maße und unter vorläufiger Annahme der trapezförmigen Querschnitte I—II und III—IV (Abb. 9) wird der Haken aufgezeichnet. Hierbei ist ein allmählicher Übergang aus dem zylindrischen Schaft in das gekrümmte Hakenteil wesentlich. Der Haken wird dann auf Festigkeit nachgeprüft, und seine Abmessungen werden endgültig festgelegt.

Tabelle 8. Lasthaken für Krafthubwerke, DIN 687 (Abb. 8).

Tragkraft Q in t	Abmessungen in mm						Tragkraft Q in t	Abmessungen in mm					
	a	L^*	e	f^*	g	d		a	L^*	e	f^*	g	d
1	50	245	50	151	94	28	25	180	675	140	410	265	98
2,5	70	274	60	170	104	38	30	200	713	150	427	286	105
5	90	332	70	200	132	48	40	220	837	160	500	337	120
7,5	100	421	80	246	175	60	50	240	887	185	525	362	130
10	120	451	90	261	190	67	60	260	981	200	590	391	145
15	140	522	100	315	207	73	75	290	1050	220	600	450	170
20	160	613	120	370	243	86	100	320	1200	240	700	500	195

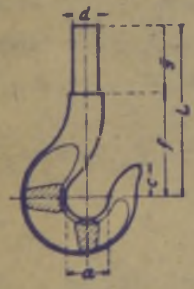


Abb. 8.

Berechnung (Abb. 9). Nach den DI-Normen (DIN 687 bis 689) sind Werkstoff und Hakenquerschnitte so zu wählen, daß eine mindestens fünffache Sicherheit gegen Bruch gewährleistet ist. Die gleiche Sicherheit muß der Kernquerschnitt des Zapfens nach der Bearbeitung verbürgen. Die Haken sind sorgfältig ausgeglüht zu liefern.

Der Hakenschaft wird im Kernquerschnitt des Gewindes (Durchmesser d_0) auf Zug berechnet.

Zulässige Zugbeanspruchung für Haken kleinerer Tragkraft $\sigma_{zul} = 300$ bis 600 kg/cm², für Haken größerer Tragkraft 600 bis 1000 kg/cm².

Die Höhe der Hakenmutter (Abb. 29, S. 22) ist durch den zulässigen Flächendruck im Gewinde bestimmt.

Zulässiger Flächendruck (Stahl auf Stahl): $\sigma_{zul} = 100$ bis 200, im Mittel 150 kg/cm².

Die Querschnitte im gekrümmten Hakenteil sind auf Zug und Biegung beansprucht und daher auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen. Gefährlicher Querschnitt bei I—II. Als

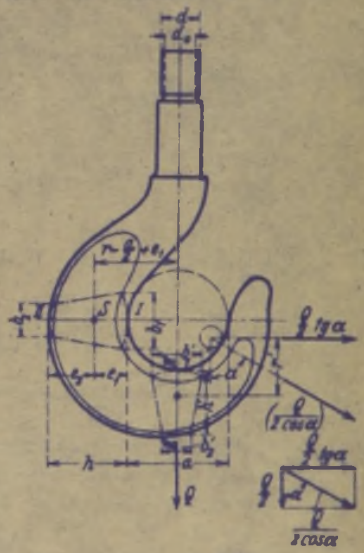


Abb. 9. Einfacher Haken (Berechnungsskizze).

* Richtmaße für Fertigung in Reihen. In Einzelfällen abhängig von der Höhe der Traverse, in die der Haken eingesetzt wird.

Querschnittsform wird in Rücksicht auf günstige Werkstoffausnutzung dem abgerundeten Trapezquerschnitt (Abb. 9) allgemein der Vorzug gegeben.

Bei der einfachen Hakenberechnung wird die Krümmung nicht berücksichtigt und der Haken wird als gerader exzentrisch belasteter Stab betrachtet (Abb. 10).

Für den gefährlichen Querschnitt $I-II$ (Abb. 9) ist das Biegemoment:

$$M = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1\right) \dots \text{kgcm}. \tag{2}$$

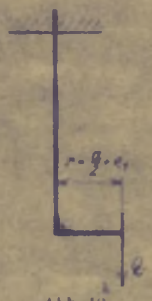


Abb. 10.

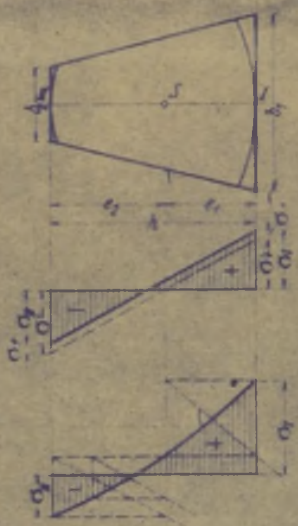
Bezeichnen W_1 und W_2 die Widerstandsmomente in cm³ und F die Querschnittsfläche in cm², so sind die Gesamtspannungen bei I und II:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_I\,(\text{Zug}) &= +\sigma' + \sigma = +\frac{M}{W_1} + \frac{Q}{F} \quad \sigma_{zul} \dots \text{kg/cm}^2, \\ \sigma_{II}\,(\text{Druck}) &= -\sigma' + \sigma = -\frac{M}{W_2} + \frac{Q}{F} \quad \sigma_{zul} \dots \text{kg/cm}^2. \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Zeichnerische Darstellung der Spannungen s. Abb. 12.

Für den Trapezquerschnitt (Abb. 11) gelten, unter Vernachlässigung der zur Schonung der Anschlagseile erforderlichen Abrundungen, folgende Querschnittsgrößen:

$$\left.\begin{aligned} &\text{Querschnittsfläche:} && F = h \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \dots \text{cm}^2, \\ &\text{Trägheitsmoment:} && J = \frac{h^3}{36} \cdot \frac{(b_1 + b_2)^2 + 2b_1 \cdot b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}^4, \\ &\text{Faserabstände:} && e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}, \\ & && e_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}. \\ &\text{Widerstandsmomente:} && W_1 = \frac{J}{e_1}; \quad W_2 = \frac{J}{e_2} \dots \text{cm}^3. \end{aligned}\right\} \tag{4}$$



Um den Werkstoff möglichst auszunutzen, sucht man, was jedoch nicht unbedingt erforderlich, $\sigma_I = \sigma_{II}$ zu machen.

Zulässige Beanspruchung je nach Größe der Tragkraft: $\sigma_{zul} \approx 600$ bis 800 kg/cm².

Die Hakenberechnung nach Bach betrachtet den Haken als gekrümmten Stab[1]. Die allgemeine Gleichung für den gekrümmten Stab ergibt alsdann unter Einführung von $P = Q$; $r = \frac{a}{2} + e_1$; $M = -Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1\right)$ die Randspannungen bei I und II:

Abb. 11 bis 13.

$$\left.\begin{aligned} \sigma_I &= +\frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{2e_1}{a} \quad \sigma_{zul} \dots \text{kg/cm}^2, \\ \sigma_{II} &= -\frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + e_1 + e_2} \quad \sigma_{zul} \dots \text{kg/cm}^2. \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

Die Größe $\varkappa$ wird für den Trapezquerschnitt:

$$\varkappa = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2) \cdot h} \cdot \left[\left\{b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} \cdot (e_2 + r)\right\} \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2)\right] \tag{6}$$

Statt der umständlichen Berechnung des Wertes $\varkappa$ bedient man sich am besten der zeichnerischen Ermittlung nach Tolle[2].

Für den Trapezquerschnitt mit den Werten $a/2 : h$ und b_2/b_1 nach Tabelle 9, S. 19 kann ohne Berücksichtigung der Abrundungen $\varkappa \approx 0{,}080$ bis $0{,}090$ gesetzt werden. Die Spannung verläuft bei Berücksichtigung der Hakenkrümmung nach einer Hyperbel (Abb. 13) und ergibt auf der Zugseite (bei I) größere und auf der Druckseite (bei II) kleinere Werte als die einfache Hakenberechnung. Je nach Größe der Tragkraft kann bei Berechnung der Randspannungen nach Gleichung (5) $\sigma_{zul} \approx 800$ bis 1200 kg/cm² gesetzt werden.

[1] Bach: Theorie der Elastizität und Festigkeit. 9. Aufl. Berlin: Julius Springer 1924.
[2] Z. V. d. I. 1903, S. 886.

In gleicher Weise wie der Querschnitt *I—II* (Abb. 9) ist auch der Querschnitt *III—IV* auf Festigkeit nachzuprüfen. Für diesen kommt jedoch nur die halbe Last bei dem größtzulässigen Anschlagwinkel $2\alpha = 120°$ in Frage. Unter Vernachlässigung der Schubkraft $Q/2$ rechne man mit der Kraft $Q/2 \cdot \operatorname{tg}\alpha$ ebenso wie vorher.

Abb. 14. Abb. 15.

Bei Haken für Handhubwerke können höhere Beanspruchungen als bei Haken für Krafthubwerke zugelassen werden.

Ausführung. DIN 688: Lasthaken mit Zapfen für Handhubwerke (Abbildung 14). Tragkraft: 50 bis 7500 kg. Maulweite: 25 bis 85 mm.

DIN 689: Lasthaken mit Ring für Handhubwerke (Abb. 15). Tragkraft: 50 bis 5000 kg. Maulweite: 25 bis 70 mm.

Die sonst übliche Hakenausführung ist die mit Gewinde und Mutter (Abb. 9), die für Krafthubwerke und für Tragkräfte bis 100 t angewendet wird (DIN 687, Tabelle 8, S. 16).

Das Gewinde ist bei Haken kleinerer Tragkraft normales Whithworth- oder metrisches Gewinde mit Sechskantmutter. Größere Haken (von 3 t aufwärts) erhalten genormtes Trapezgewinde (Abb. 16) oder Sägengewinde (Abb. 17). Dieses ist das theoretisch gegebene Gewinde, da das Hakengewinde nur in einer Richtung beansprucht ist.

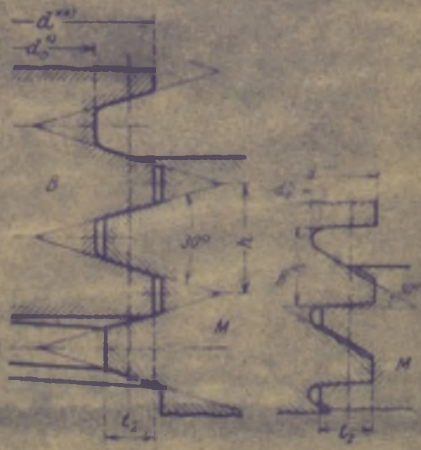


Abb. 16. Trapezgewinde.

Abb. 17. Sägengewinde.

B Bolzen, *M* Mutter, *d* Außen-, d_0 Kerndurchmesser, *h* Gangtiefe, t_1 Tragtiefe.
* Nach den DJ-Normen *d*,
** Nach den DJ-Normen *D*.

Abb. 18 gibt eine zeichnerische Darstellung der Zugspannungen und der Flächendrucke der genormten Trapezgewinde (DIN 103—378 und 379) und der genormten Sägengewinde (DIN 513 bis 515) in Abhängigkeit von der Hakentragkraft. Die Außendurchmesser der Gewinde sind den Durchmessern *d* der Tabelle 9 angepaßt. Der Berechnung des Flächendruckes wurden die Gewindelängen l_g zugrunde gelegt.

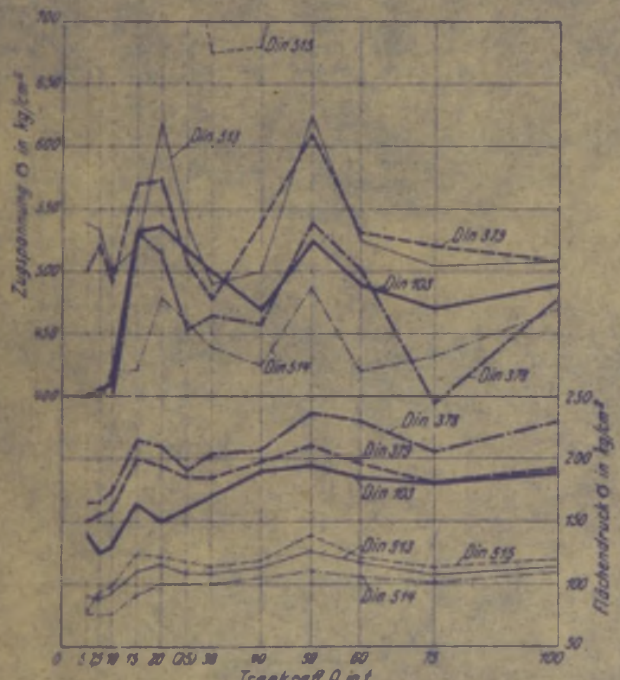


Abb. 18.

Bei größeren Haken werden statt der Sechskantmuttern Rundmuttern angewendet, die meist nach oben kegelig abgeschrägt werden. Sie erhalten Bohrungen für den Hakenschlüssel. Sicherungen s. Abbildung 30 und 31 (S. 22).

Tabelle 9 (Abb. 19) gibt die Abmessungen der Lasthaken von 5 bis 100 t Tragkraft. Die angegebenen Längen *l* entsprechen den normalen Haken bzw. den Haken mit langem Schaft. Diese werden bei Kranflaschen angewendet, bei denen die Seilrollen auf den seitlichen Zapfen der Hakentraverse gelagert sind (Abb. 117, S. 48).

Sonderausführungen. Ladehaken für den Stückgüterumschlag an Schiffen (Abb. 20) haben einen nasenartigen Abweiser, der beim Hochziehen der Last ein Festhängen des Hakens an Schiffsluken u. dgl. verhindert. Die Abmessungen der Ladehaken und zugehörigen Schäkel sind vom Handelsschiff-Normen-Ausschuß (HNA) für Tragkräfte von 2000, 3000 und 5000 kg genormt[1].

Sicherheitshaken (Abb. 21) werden hauptsächlich bei Verladekranen mit Kübelbetrieb angewendet und vermeiden ein Herausspringen der Last. Zum Einhängen der Last wird die Falle mittels des Handgriffes zurückgedreht und die Hakenöffnung freigegeben.

[1] Vereinigte Stahlwerke Akt.-Ges. „Anker und Ketten", Dortmund, Ausgabe 1929.

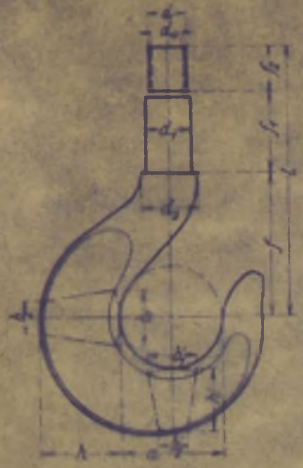


Abb. 19.

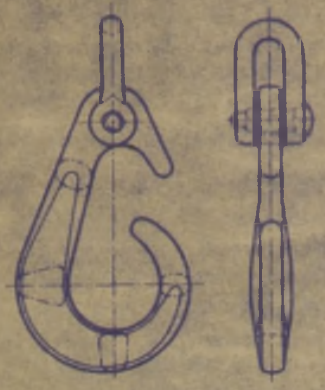


Abb. 20.

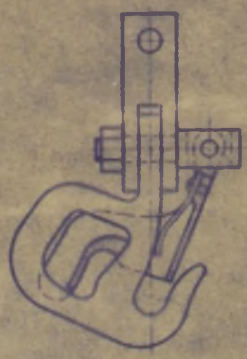


Abb. 21.

Tabelle 9. Einfache Haken für Tragkräfte von 5 bis 100 t (Abb. 19). (Demag A. G., Duisburg.) Abmessungen in mm.

Trag-kraft Q t	Schaftdurchmesser				Maul-weite	Querschnitte									
	d	d_0	d_1 *	d_2 *	a	h	b_1	b_2	h	b'_1	b'_2	l**	l_1	l_2	l
5	45	38	48	53	90	90	78	30	75	60	30	200/340	85	55	340/480
7.5	58	48	60	65	100	110	95	40	95	75	45	245/405	105	70	425/580
10	64	54	67	72	120	130	110	45	110	90	55	260/410	115	75	450/600
15	79	60	73	78	140	160	135	50	140	110	60	315/495	130	80	525/705
20	83	68	86	95	160	170	145	55	150	120	65	370/585	150	95	615/830
25	96	81	98	105	180	190	160	65	165	135	75	410/635	155	110	675/900
30	103	88	106	116	200	205	170	70	180	145	80	430/700	170	115	715/985
40	118	103	120	130	220	230	200	75	205	170	85	500/710	210	130	840/1050
50	128	108	130	140	240	255	220	80	225	190	100	525/725	220	145	880/1080
60	143	123	145	155	260	280	240	90	250	210	110	590/800	230	160	980/1180
75	166	140	170	180	290	320	270	100	285	235	120	640/890	260	190	1090/1340
100	192	160	195	212	300	360	300	120	325	260	120	700/975	290	210	1200/1475

b) Doppelhaken.

Die Doppelhaken (Abb. 22) werden für Tragkräfte von 5 bis 100 t, gelegentlich auch bis 200 t hergestellt. Ihre Schaftabmessungen sind bis auf geringe Abweichungen die gleichen wie die der einfachen Haken.

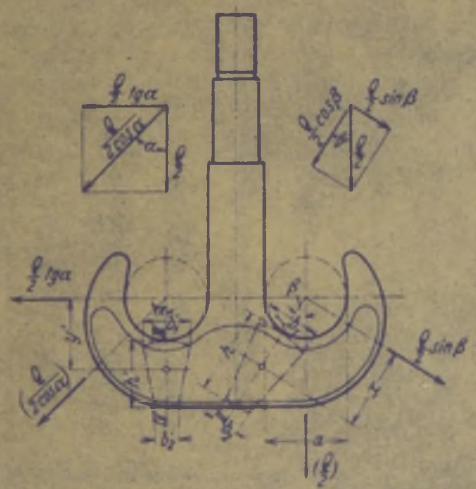


Abb. 22. Doppelhaken (Berechnungsskizze).

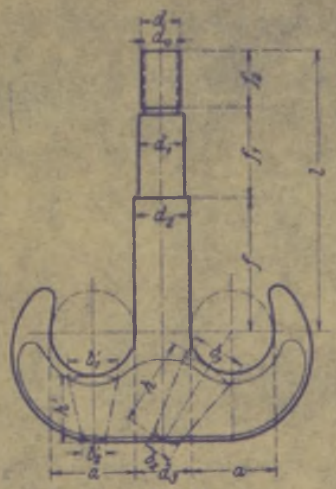


Abb. 23.

* Bei Anwendung der einstellbaren Längslager Tabelle 11 (Abb. 32) sind diese Durchmesser zu vergrößern.
** Zweites Maß für Haken mit langem Schaft.

Die Maulweite a der Doppelhaken ist kleiner als die der einfachen Haken mit gleicher Tragkraft.

Berechnung. Gewindeschaft wie beim einfachen Haken. Die Beanspruchung des Doppelhakens ist wegen der symmetrischen Lastaufhängung günstiger als die des einfachen Hakens.

Für den gekrümmten Teil kann angenommen werden, daß jedes Hakenmaul die Hälfte der Last aufnimmt. Gefährlicher Querschnitt bei $I - II$ (Abb. 22). Die Zerlegung von $Q/2$ ergibt eine Normalkraft $\frac{Q}{2} \cdot \sin\beta$ und eine in der Querschnittsebene wirkende Schubkraft $\frac{Q}{2} \cdot \cos\beta$.

Biegemoment $M = \frac{Q}{2} \cdot \sin\beta \cdot x$ . . . kgcm.

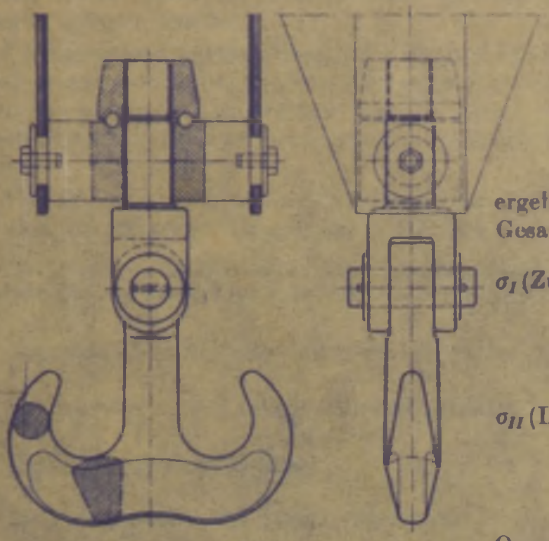


Abb. 24.

Der Querschnitt ist ebenso wie beim einfachen Haken ein abgerundetes Trapez mit der Höhe h und den Breiten b_1 und b_2.

Bezeichnen W_1 und W_2 die Widerstandsmomente und F die Fläche des Querschnittes, so ergeben sich bei der einfachen Hakenberechnung die Gesamtspannungen bei I und II zu:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_I\,(\text{Zug}) &= +\sigma' + \sigma \\ &= +\frac{M}{W_1} + \frac{\frac{Q}{2}\cdot\sin\beta}{F} \quad \sigma_{zul} \cdots \text{kg/cm}^2, \\ \sigma_{II}\,(\text{Druck}) &= -\sigma' + \sigma \\ &= -\frac{M}{W_2} + \frac{\frac{Q}{2}\cdot\sin\beta}{F} \quad \sigma_{zul} \cdots \text{kg/cm}^2. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Querschnittswerte für den Trapezquerschnitt s. S. 17, Spannungsverlauf Abb. 12 bzw. 13.

Die genaue Hakenberechnung nach Bach ergibt ebenso wie beim einfachen Haken größere Beanspruchungen bei I und kleinere bei II.

Wegen der schräg angreifenden Anschlagseile ist noch der Querschnitt $III—IV$ unter der Annahme eines größten Anschlagwinkels $2\alpha = 120°$ nachzuprüfen. Ebenso wie beim einfachen Haken rechne man mit der Normalkraft $Q/2 \cdot \operatorname{tg}\alpha$ unter Vernachlässigung der Schubkraft $Q/2$. Zulässige Beanspruchungen wie beim einfachen Haken (S. 17).

Ausführung. Für die Doppelhaken liegen z. Z. noch keine DI-Normen vor. Ebenso wie die einfachen Haken werden die Doppelhaken mit normalem oder mit langem Schaft hergestellt (Tabelle 10).

Tabelle 10. Doppelhaken für Tragkräfte von 5 bis 100 t (Abb. 23). (Demag A.-G., Duisburg.)

Abmessungen in mm.

Tragkraft in t	Schaftdurchmesser					Maulweite a	Querschnitte						l**	l_1	l_2	l**
	d	d_0	d_1*	d_2*	d_3*		h	b_1	b_2	h'	b'_1	b'_2				
5	45	38	48	53	53	80	89	60	25	70	55	25	200/340	85	55	
7,5	58	48	60	65	65	95	103	70	30	80	65	30	245/405	105	70	
10	64	54	67	72	72	110	116	90	35	90	80	35	260/410	115	75	
15	70	60	73	78	78	130	143	100	40	115	95	40	315/500	130	80	
20	83	68	86	95	105	150	158	110	45	120	105	45	370/585	150	95	
25	96	81	98	105	115	160	180	130	50	140	115	50	410/635	155	110	
30	103	86	105	115	125	180	194	140	55	150	125	55	430/700	170	115	
40	118	103	120	130	140	200	218	150	60	170	135	60	500/710	210	135	
50	128	108	130	140	155	220	244	170	65	190	150	65	525/725	220	145	
60	143	123	145	155	170	240	268	185	75	210	165	75	590/800	230	160	
75	166	140	170	180	195	270	306	215	85	240	185	85	640/890	260	190	
100	192	160	195	205	225	300	345	240	100	270	210	100	700/975	300	210	

Siehe Tabelle 9

Sonderausführungen. Doppelhaken mit Schaftgelenk (Abb. 24) haben den gewöhnlichen Doppelhaken gegenüber den Vorzug einer größeren Beweglichkeit.

* Bei Anwendung der einstellbaren Längslager Tabelle 11 (Abb. 32) sind diese Durchmesser zu vergrößern.
** Zweites Maß für Haken mit langem Schaft.

c) Schäkel (Lastbügel).

Anwendung hauptsächlich bei Schwerlastkranen (über 100 t Tragkraft), mitunter auch für mittlere und kleine Tragkräfte bis herab auf 5 t (Abb. 25).

Infolge ihrer geschlossenen Form sind die Schäkel günstiger beansprucht als die offenen Haken, haben jedoch den Nachteil, daß die Anschlagseile durch die Schäkelöffnung hindurchgezogen werden müssen.

Für kleine und mittlere Tragkräfte werden die Schäkel aus einem Stück geschmiedet (Abb. 25). Das Stabgebilde ist äußerlich statisch bestimmt und innerlich dreifach statisch unbestimmt. Die Spannungsermittlung ist daher schwierig bzw. nur überschläglich durchführbar.

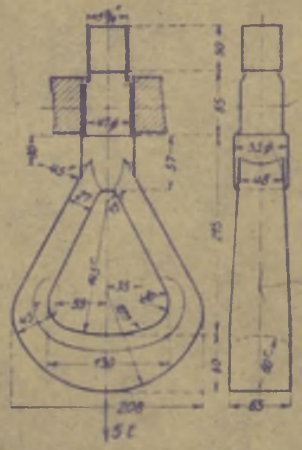


Abb. 25. Aus einem Stück geschmiedeter Schäkel. (Ardeltwerke.)

Abb. 26[1] zeigt den voraussichtlichen Verlauf des Biegemomentes bei dem aus einem Stück gefertigten Schäkel.

Unold gibt in der Zeitschrift „Der praktische Maschinenkonstrukteur“[2] eine Berechnung, deren Ergebnisse folgende Näherungsformeln sind:

Biegemoment in der Mitte des unteren Querbalkens: $M_1 \approx Q \cdot \frac{l}{6}$;

Biegemoment an den stark gekrümmten Seiten: $M_2 \approx Q \cdot \frac{l}{13}$;

Zug in den geraden Schenkeln: $\approx \frac{Q}{2}$;

Druck in der Mitte des unteren Querbalkens: $\approx \frac{Q}{10}$.

Die von Unold näherungsweise berechneten Biegemomente stimmen mit den auf Abb. 26 aufgetragenen Vergleichsgrößen ziemlich überein.

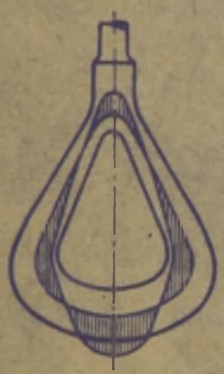


Abb. 26.

Die Übergänge zwischen Balken und Schenkeln bzw. Schaft und Schenkeln sind gut abzurunden.

Da dem Zusammenschweißen von Schaft und Schenkeln eine gewisse Unsicherheit anhaftet, so gibt man den gelenkigen Schäkeln bei schweren Lasten den Vorzug.

Abb. 27 zeigt einen Schäkel, dessen Schenkel durch ein Gelenk am Schaft angeschlossen sind. Der Schäkel gehört zu einem fahrbaren Turmdrehkran von 40 t Tragkraft und 16 m Ausladung.

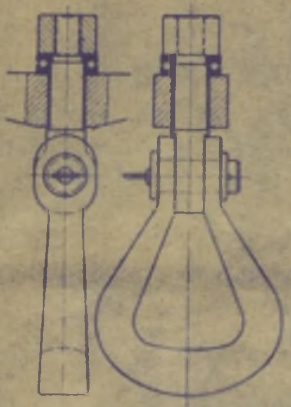


Abb. 27. Schäkel mit Schaftgelenk (MAN).

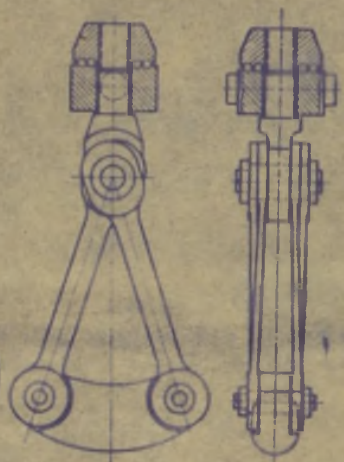


Abb. 28. Dreigelenkiger Schäkel (Demag).

Der dreigelenkige Schäkel (Abb. 28) kommt für Schwerlasten (über 100 t) in Betracht und ermöglicht genaue Berechnung seiner Teile. Der Balken wird als Träger auf zwei Stützen mit der Mittenlast Q gerechnet und erhält noch eine Druckbeanspruchung durch die waagerechte Komponente des Schenkelzuges.

Die Bolzen sind auf Biegung und Flächendruck nachzuprüfen.

[1] Krell: Entwerfen im Kranbau.
[2] Die Berechnung des geschlossenen Lastbügels. Prakt. Masch.-Konstr. 1926. S. 317.

d) Hakenlager.

Leichtes Drehen des belasteten Hakens erfordert die Anwendung eines Kugellagers, das nur bei billigen Handhebezeugen (Flaschenzügen u. dgl.) fortgelassen wird.

Bei der einfachsten Ausführung des Haken-Kugellagers (Abb. 29) werden in der Mutter und in der Traverse Rillen eingedreht, in denen die Kugeln ohne Käfig laufen.

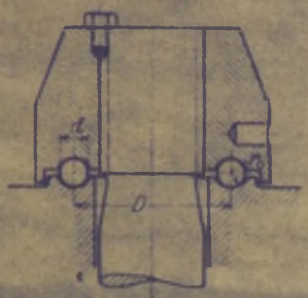


Abb. 29.

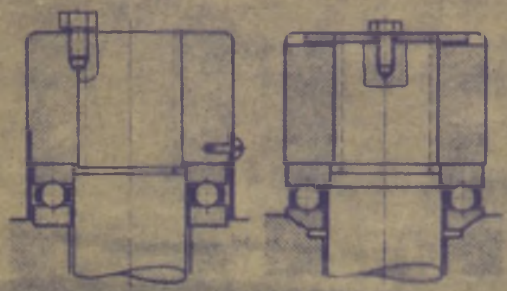


Abb. 30 und 31.

Bei dem Kugeldurchmesser d (Abb. 29) ist der Halbmesser des Rillenprofils $r_0 = 0{,}6\,d$ bis $0{,}7\,d$. Kugelzahl $z = \frac{D\pi}{d} - 1$.

Spezifische Belastung der Kugeln nach Stribeck[1]:

$$\sigma = \frac{Q}{z \cdot d^2} \cdots kg/cm^2 \tag{8}$$

Bei der geringen Drehzahl des Hakens ($n < 1$) kann $\sigma = 100$ bis 200, im Mittel = 150 zugelassen werden.

An Stelle dieses im eigenen Betriebe hergestellten, auch für größere Tragkräfte (bis etwa 50 t) geeigneten Lagers werden die normalen Längslager der Kugellagerfabriken angewendet.

Das Längslager mit flachen Scheiben (Abb. 30) hat ebenso wie das einfache Lager (Abb. 29) den Nachteil, daß es nicht einstellbar ist. Wird auf die Einstellbarkeit des Hakens verzichtet, so wird man das billigere, im eigenen Betrieb herstellbare Lager vorziehen.

Das einstellbare Längslager (Abb. 31) erfordert das Eindrehen einer hohlkugeligen Fläche in der Traverse. Dies wird durch die Anwendung eines Längslagers mit Einstellscheibe (Abb. 32) vermieden.

Bei Herstellung der für die Einstellscheibe nötigen, je nach der Lagergröße etwa 3 bis 10 mm tiefen zylindrischen Eindrehung ist zu beachten, daß der Abrundungshalbmesser der Eindrehung kleiner als der der Scheibe sein muß.

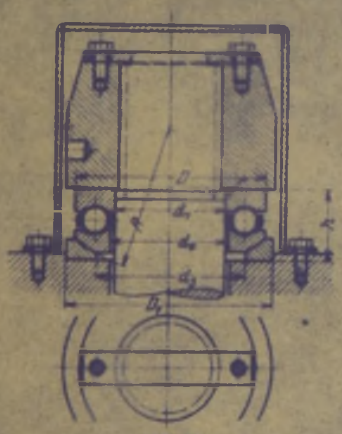


Abb. 32.

Zum Schutze gegen Staub und Feuchtigkeit werden die Lager mit einer Schutzkappe versehen (Abb. 32).

Tabelle 11. Längslager mit Einstellscheibe für Lasthaken von 5 bis 100 t Tragkraft (Abb. 32). (Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt a. M.)

Tragkraft Q in t	d_1 *	d_2	d_3	D	D_1	h	R	r	Höchstbelastung des Lagers t
5	50	52	75	92	100	36	75	1,5	7,5
7,5	60	62	85	106	115	41	85	2	9,0
10	70	72	95	120	130	44	95	2	11,6
15	80	82	110	136	145	50	110	2	15,8
20	90	93	125	155	165	57	125	2	20,6
25	100	103	140	172	185	64	140	2	26
30	115	120	160	200	215	74	160	3	35,5
40	130	140	175	220	220	79	175	3,5	41,5
50	130	135	185	240	250	101	185	3	58
60	150	155	205	260	270	106	205	4	67,4
75	170	175	230	285	300	111	230	4	77,5

[1] Z. V. d. I. 1901, S. 332.

* Die Schaftdurchmesser der Haken d_1 in Tabelle 9 und 10 sind den Bohrungen der Kugellager anzupassen.

Tabelle 11 gibt die Abmessungen und Höchstbelastungen der normalen Längslager mit Einstellscheibe. Die Lager von 5 bis 40 t Tragkraft gehören der mittelschweren, die von 50 bis 75 t der schweren Reihe an.

Für Haken hoher Tragkraft (über 100 t) reichen die normalen Längslager der Kugelfabriken hinsichtlich der Belastbarkeit nicht mehr aus. Man wendet dann Lager mit zwei Kugelreihen und unter Umständen auch Kegelrollenlager an, die man im eigenen Betrieb herstellt

e) Hakenquerstück (Traverse).

Das Hakenquerstück ist gelenkig in den Flaschenschilden gelagert (Abb. 33) und gibt dem Haken außer der Drehbarkeit um seine senkrechte Achse noch eine Beweglichkeit um eine waagerechte Achse.

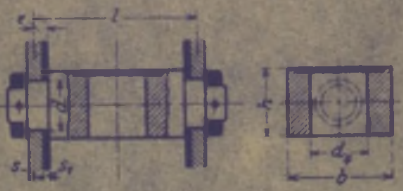


Abb. 33.

Das Hakenquerstück wird aus Stahl (St 42 · 11) geschmiedet und erhält seitlich angedrehte Zapfen. Seine Bohrung muß so groß sein, daß der Hakenschaft mit Rücksicht auf die Einstellbarkeit des Hakens genügend Spielraum hat.

Das Hakenquerstück ist auf Biegung beansprucht und wird als Träger auf zwei Stützen mit der Mittenlast Q berechnet (Abb. 34).

Größtes Biegemoment (Abb. 35):

$$M_{max} = Q \cdot \frac{l}{4} \ldots \text{kgcm}. \qquad (9)$$

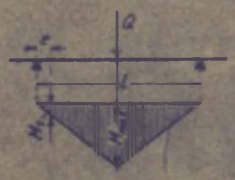


Abb. 34 und 35.

Widerstandsmoment des gefährlichen Querschnittes (unter Vernachlässigung der kleinen Schwächung durch die Eindrehung für das Kugellager):

$$W \approx \frac{1}{6} \cdot (b - d_4) \cdot h^2 \ldots \text{cm}^3. \qquad (10)$$

Zulässige Biegebeanspruchung (je nach Hakengröße): $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm².

Die Traversenzapfen sind ebenfalls auf Biegung zu berechnen.

Biegemoment: $M_1 = \frac{1}{2} Q \cdot e = \frac{1}{2} Q \cdot \frac{s + s_1}{2} \ldots \text{kgcm}.$ (11)

Flächendruck zwischen Zapfen und Zugschiene (Abb. 33)

$$\sigma = \frac{Q}{2d \cdot s} \ldots \text{kg/cm}^2. \qquad (12)$$

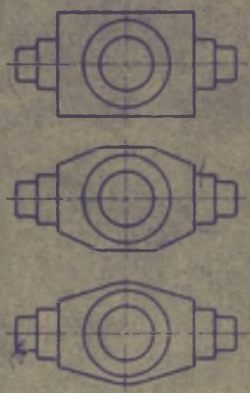


Abb. 36 bis 38.

Da Zugschiene und Schildblech meist miteinander vernietet oder verschweißt sind, so können beide als tragend angenommen werden, und in Gleichung (12) wird dann für s die Größe $s + s_1$ gesetzt.

Zulässiger Flächendruck (Stahl auf Stahl) je nach Größe der Tragkraft: $\sigma_{zul} = 800$ bis 1500 kg/cm².

Je nach Größe der Tragkraft wird die Traverse nach Abb. 36 bis 38 ausgeführt. Die Traversenzapfen sind unter Einhaltung der Gelenkigkeit der Traverse zu sichern. Dies geschieht nach

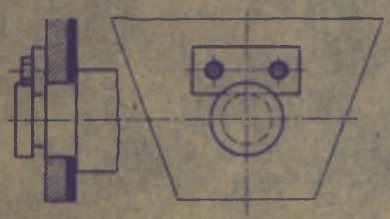


Abb. 39.

Abb. 40.

Abb. 33 durch einen Stellring mit kegeligem Stift, durch einen Achshalter, der in eine Eindrehung des Traversenzapfens paßt (Abb. 39) oder durch einen, in eine Eindrehung passenden zweiteiligen Ring, der durch Schrauben an den Windenschilden befestigt wird (Abb. 40).

Bei der zu einer 40t-Flasche (Abb. 118, S. 48) gehörigen Traverse (Abb. 41) dient eine Scheibe als Sicherung, die mittels dreier Schrauben am Zapfen befestigt ist.

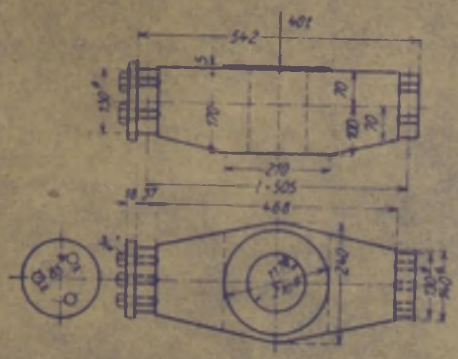


Abb. 41.

Abb. 42 zeigt die Ausführung einer Traverse mit seitlichen Zapfen zur Lagerung zweier Seilrollen.

Für die Berechnung der Traverse sind die Kräfte $Q = 4\,S$ und $Q/2 = 2\,S$ als Streckenlasten angenommen (Abb. 43). Verlauf des Biegemomentes nach Abb. 44.

Biegemoment in der Mitte der Traverse:

$$_{\max}M \approx \frac{Q}{2} \cdot \left(\frac{\lambda}{2} + s_0 + s + \frac{l_0}{2} - \frac{D}{4}\right) \ldots \text{kgcm}. \qquad (13)$$

Biegemoment des Zapfens:

$$M_1 = \frac{Q}{2} \cdot \left(\frac{\lambda}{2} + s_0 + s\right) \ldots \text{kgcm}. \qquad (14)$$

Zulässige Biegebeanspruchung wie S. 23.

Flächendruck zwischen Seilrolle und Zapfen s. S. 56.

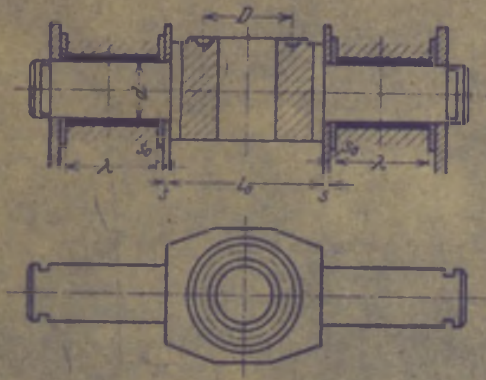


Abb. 42.

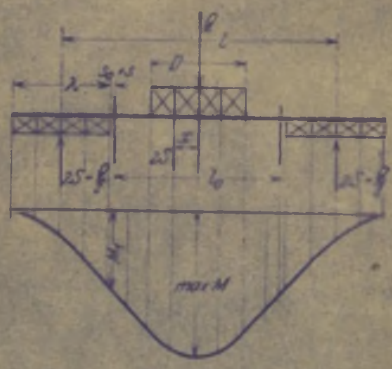


Abb. 43 und 44.

Literatur.

Bernhard: Berechnung von Kranhaken. Fördertechn. 1930, S. 153.

Griffel: Berechnung der Lasthaken und die sich daraus ergebenden Hakenformen. Dingler 1904, S. 129. — Hakenberechnung. Dingler 1906, S. 561.

Preuß: Versuche über Spannungsverteilung in Kranhaken. Z. V. d. I. 1911, S. 2173. — Ein praktischer Kranhaken. Z. prakt. Masch. 1911, S. 1520.

Unold: Die Berechnung des geschlossenen Lastbügels (Schäkels). Prakt. Masch.-Konstr. 1926, S. 317.

Weidemann: Lastschlaufen. Prakt. Masch.-Konstr. 1927, S. 114.

II. Ketten und Seile.

a) Rundeisenketten (Gliederketten).

Abb. 45 zeigt die Form der im Hebezeugbau allgemein verwendeten kurzgliedrigen Kette (Krankette). Ihre Baumaße sind:

d Durchmesser oder Ketteneisenstärke, l innere Länge oder Teilung und b innere Breite.

Werkstoff: Stahl (St 37 · 11). Puddelstahl nur auf besondere Bestellung. Die Festigkeitseigenschaften beider Werkstoffe hängen außer von der chemischen Zusammensetzung noch von der mechanischen und thermischen Vorbehandlung ab.

Ausgedehnte Versuche[1] haben gezeigt, daß Flußstahl (St 37 · 11) bei Ketten bis 30 mm Durchmesser in der Kettengüte dem Puddelstahl gleichwertig ist. Bei stärkeren Ketten zieht man den Puddelstahl vor, da er gegen Überhitzung und hinsichtlich des Kornwachstums unempfindlicher ist.

Nachteile der Ketten. Gegenüber den Drahtseilen haben die Ketten folgende Nachteile: Empfindlichkeit gegen Stöße und Überlastungen, geringe Elastizität und plötzliches Eintreten des Bruches.

[1] Vereinigte Stahlwerke Akt.-Ges., Dortmund.

Infolge der Kettenreibung sind die Glieder am Scheitel starkem Verschleiß ausgesetzt. Die Ketten sind wegen ihres großen Eigengewichts und der darauf zurückzuführenden starken Massenwirkung für Windwerke mit großen Hubgeschwindigkeiten ungeeignet.

Nutzzugkraft und Prüflast. Man unterscheidet:

1. Die Nutzzugkraft (Gebrauchslast oder zulässige Belastung), der die Kette ständig unterworfen werden kann.

2. Die Probe- (Reck- oder Prüf-)Last, der die ganze Kette bei der Prüfung unterworfen wird.

3. Die Bruchlast, die eine Dreigliederprobe aus jeder Länge aushalten muß.

Die Zugfestigkeit ist von der des verwendeten Werkstoffes abhängig und soll mindestens 35 kg/mm² betragen. Im geschweißten Querschnitt ist die Zugfestigkeit im allgemeinen 25 bis 30% niedriger.

Auf Grund dieser Werte betragen:

die Bruchlast	24 kg/mm²
„ Probelast	12 kg/mm²
„ Nutzzugkraft (Gebrauchslast)	6 kg/mm²

Sicherheitsgrad: $\mathfrak{S} = \frac{24}{6} = 4$.

1. Nichtlehrenhaltige (unkalibrierte) Ketten.

Anwendung. Nichtlehrenhaltige Ketten werden als Huborgan im Hebezeugbau kaum mehr angewendet, da man in neuerer Zeit dem Drahtseil allgemein den Vorzug gibt. Sie werden dagegen als Anschlagketten zum Aufnehmen von Einzellasten und Stückgütern allgemein benutzt. Siehe Abschnitt B. „Lastaufnahmemittel".

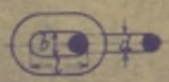


Abb. 45.

DIN 672: Hebezeugketten, nichtlehrenhaltig (Abb. 45). Durchmesser: $d = 7$ bis 44 mm. Nutzzugkraft: 350 bis 18500 kg. Gewicht: 1,1 bis 45 kg/lfd. m.

2. Lehrenhaltige (kalibrierte) Ketten.

Bei den lehrenhaltigen Ketten (DIN 671, Tabelle 12) wird jedes einzelne Glied auf genaues Maß gearbeitet, was für den Gang der Ketten auf verzahnten Kettenrollen oder Kettennüssen (s. S. 40) Bedingung ist.

Elektrogeschweißte Ketten sind gleichmäßiger und genauer gearbeitet als handgeschweißte. Die zulässige Abweichung in den Abmessungen ist bei den elektrogeschweißten Ketten vom NDI mit ± 0,25% festgelegt. Für handgeschweißte Ketten sind keine verbindlichen Regeln aufgestellt.

Anwendung. Lehrenhaltige Ketten werden bei den von Hand bedienten Flaschenzügen, Winden und Kranen als Hubketten und als Handketten für die Haspelantriebe (s. S. 65) verwendet.

Der Vorteil der lehrenhaltigen Ketten bei den vorgenannten Handhebezeugen ist der, daß sie die Anwendung verzahnter Kettenrollen (Kettennüsse) mit geringer Zähnezahl und kleinem Durchmesser zulassen. Hierdurch werden ein kleiner Lasthebelarm und damit eine gedrängte Bauart und ein geringes Gewicht für die Hebezeuge erreicht. Dieses ist besonders für tragbare Hebezeuge, wie die Flaschenzüge, von wesentlicher Bedeutung.

Tabelle 12. Lehrenhaltige Lastketten nach DIN 671 (Abb. 45).

Bezeichnung einer kalibrierten Kette mit d = 16 mm Durchmesser: Kette 16 DIN 671.

mm

Durchmesser d	Innere Breite b	Innere Länge[1] l	Nutzzugkraft nur für Handbetrieb kg	Gewicht[2] für 1 m kg	Durchmesser d	Innere Breite b	Innere Länge[1]	Nutzzugkraft nur für Handbetrieb kg	Gewicht[2] für 1 m kg
7	8	22	350	1	13	16	36	1500	3,75
8	9,5	24	500	1,3	16	19	45	2500	5,8
9,5	11	27	750	1,9	19	23	53	3500	8
11	13	31	1000	2,7	23	28	64	5000	12

[1] Für elektrisch geschweißte Ketten ist eine Abweichung von ± 0,25% für die innere Länge jedes einzelnen Gliedes zulässig. Die zulässige Abweichung der inneren Länge von handgeschweißten Kettengliedern ist mit dem Hersteller zu vereinbaren.

[2] Die angegebenen Gewichte sind unverbindlich. Die Ketten sind in ihrer ganzen Länge auf die zweifache Nutzzugkraft zu prüfen. Bei Abnahme ist den Ketten alle 50 m ein Probestück zur Prüfung der Bruchlast zu entnehmen. Bruchlast = 4 × Nutzzugkraft. Der beim Senken durch Verzögerung entstehende Massendruck darf einschließlich der durch das Gewicht der ruhenden Last erzeugten Zugkraft nicht die in der Tabelle angegebene Nutzzugkraft überschreiten. Bei Bestellung ist die Länge in Metern anzugeben, z. B. 50 m Kette 16 DIN 671, Werkstoff: Flußstahl.

Kettenbefestigung. Abb. 46 zeigt die Art der Befestigung des belasteten Hubkettenstranges am Fahrgestell einer Handlaufkatze.

Das auf dem Bolzen sitzende, aus Rundeisen geschweißte Endglied ist, ebenso wie das gewöhnliche Kettenglied, äußerlich statisch bestimmt und innerlich dreifach statisch unbestimmt.

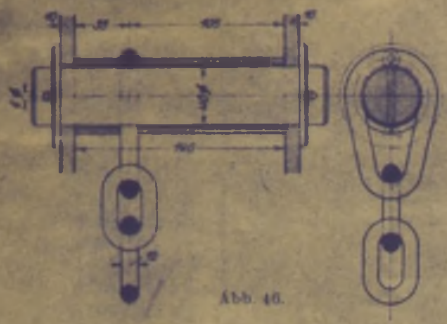


Abb. 46.

Seine Beanspruchungen lassen sich nach dem Verfahren von Unold[1] mit genügender Annäherung bestimmen.

Kettenaufspeicherung. Bei Handflaschenzügen und Laufkatzen mit größerem Hub wird das in der höchsten Hakenstellung herabhängende lose Kettenende dadurch aufgespeichert, daß es nochmals aufgehängt wird. Ist auch das noch herabhängende, auf die Hälfte seiner Länge gebrachte Kettenende noch hinderlich, so kann man bei Laufkatzen gegebenenfalls einen Blechkasten als Kettenmagazin vorsehen.

b) Gelenk- oder Laschenketten (Gallsche Ketten).

Herstellung aus geraden oder geschweiften Laschen (Abb. 47), die durch Bolzen gelenkig miteinander verbunden sind. An ihren Enden werden die Bolzen meist mit Vorlage einer Unterlegscheibe vernietet oder versplintet.

Die für die Anwendung der Kette wichtigsten Baumaße sind: l Teilung oder Baulänge, b_1 innere Baubreite, d der Bolzendurchmesser, b_2 die äußere Baubreite und b die Laschenbreite.

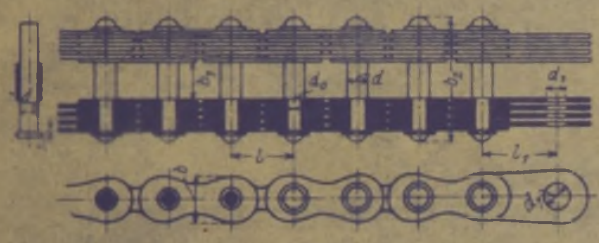


Abb. 47

Werkstoff (für die Laschen und Bolzen): St 34 · 11 bzw. St 50 · 11.

Anwendung. Als Huborgan bei den von Hand bedienten Flaschenzügen und Winden größerer Tragkraft. Bei motorisch betriebenen Hubwerken werden Gelenkketten nur angewendet bei verhältnismäßig kleinen Hubhöhen, wie beim Heben und Senken von Zangen bei Hüttenwerkskranen u. dgl. Die Gelenkkette wurde früher vielfach als schwere Krankette verwendet, ist jedoch in neuerer Zeit durch das Drahtseil ganz verdrängt worden.

Die Gelenkketten haben folgende Vorzüge: Da die Laschen aus dem Vollen hergestellt werden und Schweißstellen vermieden sind, so bieten sie eine größere Betriebssicherheit als die Gliederketten. Wegen ihrer leichten Beweglichkeit lassen sie verzahnte Kettenräder mit geringer Zähnezahl und kleinem Teilkreisdurchmesser zu. Hierdurch wird ein kleiner Lasthebelarm und damit gedrängte und billige Bauart des Windwerks ermöglicht. Ferner ist die Gelenkreibung einer Laschenkette erheblich geringer als die Reibung einer an Tragkraft gleichwertigen Rundeisenkette.

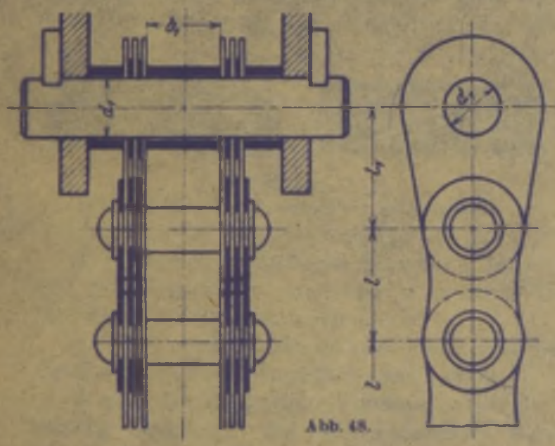


Abb. 48.

Diesen Vorzügen stehen folgende Nachteile gegenüber: Die Gelenkketten dürfen außerhalb ihrer Bewegungsebene nicht durch Schrägzug belastet werden, da die Laschen sonst unzulässigen Biegebeanspruchungen ausgesetzt sind. Sie vertragen ferner keinen Staub und keine Feuchtigkeit und sind daher für Winden und Krane, die im Freien arbeiten, ungeeignet.

Kettenbefestigung (Abb. 48). Zur Befestigung der Gallschen Kette an einem Flaschenzuggehäuse oder Windengestell dienen besondere Endglieder mit größerem Bolzendurchmesser und längerer Teilung (Tabelle 13, Abb. 47).

[1] Prakt. Masch.-Konstr. 1926. S. 317.

Tabelle 13. Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden (Abb. 47).
Nutzzugkraft gleich $^1/_6$ der Bruchlast.

Nutzzugkraft S kg	Teilung oder Baulänge t mm	Bolzen b_1 mm	Bolzen d mm	Bolzen d_0 mm	Plattenzahl z	Plattenstärke s mm	Plattenbreite b mm	Größte Breite der Kette b_2 mm	Durchmesser des Schlußbolzens d_1 mm	Ungefähres Gewicht g kg/lfd. m	Bemerkungen
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	6	0,7	ohne Unterlegscheiben vernietet
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28	9	1	
500	25	18	10	8	2	3	18	38	12	2	
750	30	20	11	9	4	2	20	45	13	2,7	
1000	35	22	12	10	4	2	27	50	15	3,8	
1500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	18	5	mit Unterlegscheiben vernietet
2000	45	30	17	14	4	3	35	67	21	7,1	
3000	50	35	22	17,5	6	3	38	90	26	11,1	
4000	55	40	24	21	6	4	40	110	32	16,5	
5000	60	45	26	23	6	4	46	118	34	19	
6000	65	45	28	24	6	4	53	125	36	24	
7500	70	50	32	28	8	4,5	53	150	40	31,5	versplintet
10000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	45	34	
12500	85	65	35	31	8	5	70	180	47	44,8	
15000	90	70	38	34	8	5,5	75	195	50	51,1	
17500	100	75	40	36	8	6	80	208	54	58,1	
20000	110	80	43	38	8	6	85	215	56	74,4	
25000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	60	83,3	
30000	130	100	50	45	8	7	106	255	65	100	

Kettenaufspeicherung. Bei Flaschenzügen oder Handlaufkatzen mit kleinem Hub wird das lose (ablaufende) Kettenende, wie bei den Rundeisenketten, am Flaschenzuggehäuse (Windengestell) befestigt. Hierdurch wird die Länge des bei Höchststellung der Last nach unten hängenden Kettenteils auf die Hälfte vermindert.

Windwerke mit größerem Hub werden mit einer Kettenaufspeicherung ausgerüstet. Bei dieser erhält die Kette in bestimmten Abständen (2 bis 3 m) verlängerte Bolzen, die sich beim Ablaufen der Kette auf eine aus zwei Winkeleisen gebildete schräge Bahn (Rutsche) auflegen und das lange Kettenende regelmäßig aufspeichern.

c) Drahtseile.

Vorzüge und Anwendung der Drahtseile. Gegenüber den Ketten weisen die Drahtseile folgende Vorzüge auf:

1. Kleineres Eigengewicht und dementsprechend geringere Massenwirkung bei schnell arbeitenden Hebezeugen.

2. Größere Betriebssicherheit und leichtere Überwachung im Betriebe. Während bei den Ketten schadhafte Stellen kaum zu erkennen sind und der Bruch plötzlich eintritt, werden die Drahtseile durch Zerreißen der am meisten dem Verschleiß ausgesetzten äußeren Drähte lange vor dem Bruch stachelig und können daher rechtzeitig ausgewechselt werden.

Abb. 49 und 50.
Längsschlag (L), rechtsgängig (r), linksgängig (l).

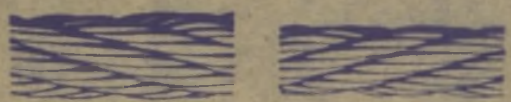


Abb. 51 und 52.
Kreuzschlag; rechtsgängig (r), linksgängig (l).

3. Infolge ihrer größeren Elastizität nehmen die Drahtseile leichter Stöße auf als die Ketten und erfordern daher nur unter besonderen Umständen elastische Zwischenmittel (z. B. bei den Hubwerken der Schmiedekrane).

4. Vollkommen geräuschloser Gang auch bei hohen Arbeitsgeschwindigkeiten, sowie geringerer Beschaffungspreis gegenüber den Ketten.

Wegen der genannten Vorzüge haben die Drahtseile die Ketten im Hebezeugbau fast vollständig verdrängt. Bei den neuzeitigen, mit hohen Geschwindigkeiten arbeitenden Kranen ist ihre Verwendung Bedingung. Die Drahtseile dienen im Kranbau nicht nur als Hubseile, sondern auch als Fahrseile zum Bewegen der Laufkatzen in waagerechter oder stark geneigter Richtung.

Werkstoff. Die Drähte der Seile werden aus Tiegel-Gußstahl mit einer Zugfestigkeit $\sigma_B = 130$ bis 180 kg/mm² hergestellt.

Zum Schutz gegen Rosten werden die Drahtseile auch verzinkt geliefert. Die Tragkraft eines verzinkten Seiles beträgt jedoch nur etwa 90% der eines unverzinkten von gleichem nutzbarem Querschnitt.

Tabelle 14.

Sechslitzige Drahtseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke. DIN 655.

Schlagarten: Abb. 49 bis 52. Seilquerschnitte: Abb. 53 bis 55.

Bezeichnung eines Drahtseiles mit 20 mm Nenndurchmesser aus 6 Litzen zu je 37 Drähten von 0,9 mm Durchmesser: Drahtseil B 20 DIN 655[1].

Ausführung	Seil-Nenndurchmesser d mm	Einzeldrahtdurchmesser δ mm	Querschnitt sämtlicher Drähte im Seil mm²	Rechner. Gewicht für 1 m kg	Festigkeit kg/mm² 130	160	180
					Rechnerische Bruchfestigkeit kg		
A (Abb. 53)	6,5	0,4	14,3	0,135	1800	2290	2570
	8	0,5	22,4	0,21	2910	3580	4030
	9,5	0,6	32,2	0,30	4190	5150	5800
	11	0,7	43,9	0,41	5700	7020	7900
	13	0,8	57,3	0,54	7450	9170	10310
	14	0,9	72,5	0,68	9430	11600	13050
	16	1,0	89,4	0,84	11620	14300	16090
6 · 19 = 114 Drähte und 1 Fasereinlage	17	1,1	108,3	1,02	14080	17330	19490
	19	1,2	128,9	1,22	16760	20620	23300
	20	1,3	151,3	1,43	19760	24190	27230
	20	1,4	175,5	1,66	22820	28060	31590
B (Abb. 54)	9	0,4	27,9	0,26	3630	4460	5020
	11	0,5	43,6	0,41	5670	6930	7850
	13	0,6	62,8	0,59	8160	10050	11300
	15	0,7	85,4	0,81	11100	13660	15370
	18	0,8	111,6	1,06	14510	17860	20090
	20	0,9	141,2	1,04	18360	25590	25420
	22	1,0	174,4	1,65	22670	27900	31390
	24	1,1	211,0	2,00	27430	33750	37980
	26	1,2	251,1	2,38	32640	40180	45200
	28	1,3	294,7	2,80	38310	47150	53050
6 · 37 = 222 Drähte und 1 Fasereinlage	31	1,4	341,7	3,24	44420	54670	61510
	33	1,5	392,3	3,72	51000	62770	70610
	35	1,6	446,4	4,24	58030	71420	80350
	37	1,7	503,9	4,78	65510	80620	90700
	39	1,8	564,9	5,36	73440	90380	101680
	42	1,9	629,4	5,97	81820	100700	113290
	44	2,0	697,4	6,62	90660	111600	125530
C (Abb. 55)	20	0,7	140,9	1,33	18320	22540	25360
	22	0,8	183,9	1,74	23900	29420	33100
	25	0,9	232,8	2,21	30280	37250	41900
	28	1,0	287,5	2,73	37380	46000	51750
	31	1,1	347,8	3,30	45210	55650	61600
	34	1,2	413,9	3,93	53800	66200	74500
	36	1,3	485,8	4,61	63150	77730	87440
	39	1,4	563,4	5,35	78240	90140	101410
	42	1,5	646,8	6,14	84080	103490	116420
	45	1,6	735,9	6,99	95670	117740	132460
6 · 61 = 366 Drähte und 1 Fasereinlage	48	1,7	830,7	7,89	107990	132910	149530
	51	1,8	931,4	8,84	121080	149020	167650
	53	1,9	1037,7	9,85	134900	166030	186790
	56	2,0	1149,8	10,92	149470	183970	206960

[1] Die Seile werden in Kreuzschlag und rechtsgängig geliefert, wenn nicht Längsschlag oder linksgängig besonders vorgeschrieben werden. In diesem Falle müßte die Bezeichnung lauten: Drahtseil BL l 20 DIN 655. Die Seildurchmesser und Metergewichte dürfen um ± 5% vom Nennwert abweichen. Die rechnerische Seilbruchfestigkeit ist die Summe der Bruchfestigkeiten sämtlicher Drähte eines Seiles. Die Bruchfestigkeit einzelner Drähte darf um ± 10% von der Durchschnittsbruchfestigkeit aller Drähte eines Seiles abweichen. Trommel-, Scheiben- und Rollendurchmesser sollen etwa gleich dem 500fachen des Drahtdurchmessers gewählt werden. Wesentliche Unterschreitungen vermindern die Haltbarkeit der Seile. Die Rillen sind so zu bemessen, daß das Drahtseil mit $^1/_3$ seines Umfanges aufliegt. Die Entfernung der Rillen ist so groß zu wählen, daß unter Berücksichtigung der Ablenkung die Seile sich nicht berühren können. Auf keinen Fall darf ein Seil in der Rille geklemmt werden. Ausführung: Seile aus Drähten mit 130 und 160 kg/mm² Festigkeit werden blank oder verzinkt, solche mit 180 kg/mm² Festigkeit nur blank geliefert. Werkstoff: Stahldraht mit 130 bis 180 kg/mm² Festigkeit.

1. Bauarten und Herstellung.

Sechslitzige Rundseile. Sie sind nach DIN 655 (Tabelle 14, S. 28) genormt und werden im Winden- und Kranbau als Hub- und Fahrseile allgemein angewendet.

Bei dem sechslitzigen Rundseil besteht jede der Litzen aus einer Anzahl dünner Stahldrähte von 0,4 bis 2 mm Durchmesser. Diese Drähte sind schraubenförmig und in mehreren Lagen um einen ebenfalls runden Kerndraht gewunden. Die Litzen selbst sind wieder um eine Hanfeinlage, die sog. Seele, geflochten.

Drahtseile, die strahlender Hitze ausgesetzt sind (z. B. bei Gießkranen) erhalten an Stelle der der Hanfseele eine Drahtseele. Diese Drahtseele verringert naturgemäß die Biegsamkeit des Seiles und wird daher aus Drähten von weicherem Werkstoff (Eisendraht) geflochten. Ihrer geringen Festigkeit wegen wird sie jedoch nicht als tragender Querschnitt mitgerechnet.

Schlagarten der sechslitzigen Rundseile s. Abb. 49 bis 52.

Seile mit Langschlag, bei denen die Drähte in der Litze und die Litzen im Seil gleichen Flechtsinn haben, sind biegsamer als Kreuzschlagseile. Sie haben auch in den Rillen der Rollen und Trommeln eine größere Auflagefläche und sind wegen des geringeren Flächendruckes kleinerem Verschleiß ausgesetzt. Die Langschlagseile sind jedoch nicht drallfrei und eignen sich nicht zum Aufhängen der Last an einem Seilstrang (ohne Lastführung), da sie sich leicht aufwickeln und die Last drehen. Die im Hebezeugbau verwendeten Drahtseile sind daher allgemein Seile mit Kreuzschlag und werden nach DIN 655 rechtsgängig geliefert, sofern der Besteller eine andere Schlagart nicht besonders vorschreibt.

Bei den **Tru-Lay-Neptun-Drahtseilen**[1] wird jeder Draht und jede Litze, genau entsprechend der Lage, die sie im Seilverband einnehmen, vorgeformt. Die Drähte sind daher im unbelasteten Zustand von inneren Spannungen frei und haben an einem Seilende nach Entfernen der Abbindung keine Neigung aufzuspringen, was das Spleißen des Seiles wesentlich erleichtert.

Der Hauptvorteil der Seile liegt in der durch die Herstellungsart bedingten gleichmäßigen Lastverteilung auf die einzelnen Drähte, wodurch die inneren Beanspruchungen auf einen Kleinstwert beschränkt sind und eine höhere Biegsamkeit erreicht wird. Auch ist der Verschleiß der Seile beim Gang über Rollen und Trommeln geringer, da kein Draht und keine Litze aus dem Seil herausdrängt und die Außendrähte gleichmäßig abgeschliffen werden. Gebrochene Drähte bleiben in ihrer vorgeformten Lage, ohne sich im geringsten hochzubiegen.

Gegenüber den gewöhnlichen Seilen sind die Tru-Lay-Neptun-Seile — gleichwertigen Drahtwerkstoff, gleiche Konstruktion und gleichen Schlag vorausgesetzt — hinsichtlich Betriebssicherheit, Lebensdauer und Verwendbarkeit stark überlegen.

2. Berechnung.

Die „Berechnungsgrundlagen für die Eisenkonstruktionen von Kranen (DIN 120 Entwurf 2)"[2] enthalten im Anhang Angaben für die Berechnung der nach DIN 655 genormten Drahtseile.

Die Drahtseile sind nur auf Zug zu berechnen, und zwar unter Zugrundelegung der rechnerischen Bruchfestigkeit auf:

6 bis 9fache Sicherheit für blanke Seile,
8 „ 10 „ „ für blanke feuerbestrahlte Seile.

Verzinkte Seile sind mit einer 10% geringeren Festigkeit einzusetzen als ein gleiches blankes Seil.

Das Verhältnis $D:\delta$ (Biegedurchmesser : Drahtdurchmesser) soll betragen:

500 bis 600 bei Wickeltrommeln,
550 „ 700 bei Leitrollen und Treibscheiben,
300 „ 400 für Ausgleichrollen.

Die unteren Werte sollen für Handkrane sowie für leichter beanspruchte, motorisch bewegte Krane, die oberen für schwere, stark beanspruchte Ausführungen gelten.

Das Verhältnis $D:d$ (Biegedurchmesser : Seildurchmesser) soll bei Wickeltrommeln größer als 20, bei Leitrollen größer als 22 sein, um die Verwendung allzu dünner Drähte auszuschließen.

Die Berechnung der Drahtseile auf Zug genügt, da für die Zerreißsicherheit nur die Zugbeanspruchung in Frage kommt. Die Biegebeanspruchung wirkt auf die Lebensdauer der Seile ein; ihr wird durch die genügend große Bemessung der Trommeln, Rollen und Scheiben Rechnung getragen.

Die nach Vorstehendem berechneten Drahtseile entsprechen bewährten Ausführungen.

Zur Berechnung eines Drahtseiles ist zunächst der Rollenzug festzulegen, durch den die Last auf mehrere Seilstränge verteilt wird. Für elektrische Hubwerke sind die Rollenzüge in der Regel Zwillingsrollenzüge nach Abb. 78 bis 83, S. 37.

Aufhängung der Last an einem Seilstrang kommt nur bei Kranen kleinerer Tragkraft (bis 3 t) und bei den normalen Hafendrehkranen mit Stückgutbetrieb (2,5 bzw. 3 t) in Betracht. Nach

[1] Felten & Guilleaume, Carlswerk, A.-G., Köln-Mülheim.
[2] Berlin 1930. Deutscher Kranverband e. V., Berlin SW 61, Wartenburgstraße 17.

Annahme des Sicherheitsgrades $\mathfrak{S}$ auf reinen Zug (nach DIN 120) ist die erforderliche Bruchfestigkeit des Seiles:

$\mathfrak{S} \cdot S$ (Sicherheitsgrad × Seilspannung). Nunmehr wähle man die Festigkeit des Drahtwerkstoffes (130 bzw. 160 bzw. 180 kg/mm²) und suche in der Spalte „Rechnerische Bruchfestigkeit" des Normblattes DIN 655 (Tabelle 14) den der erforderlichen Bruchfestigkeit am nächsten liegenden Wert und bestimme von diesem nach links gehend die Seilabmessungen. Meist hat man die Wahl zwischen zwei Seilausführungen (A oder B, bzw. B oder C).

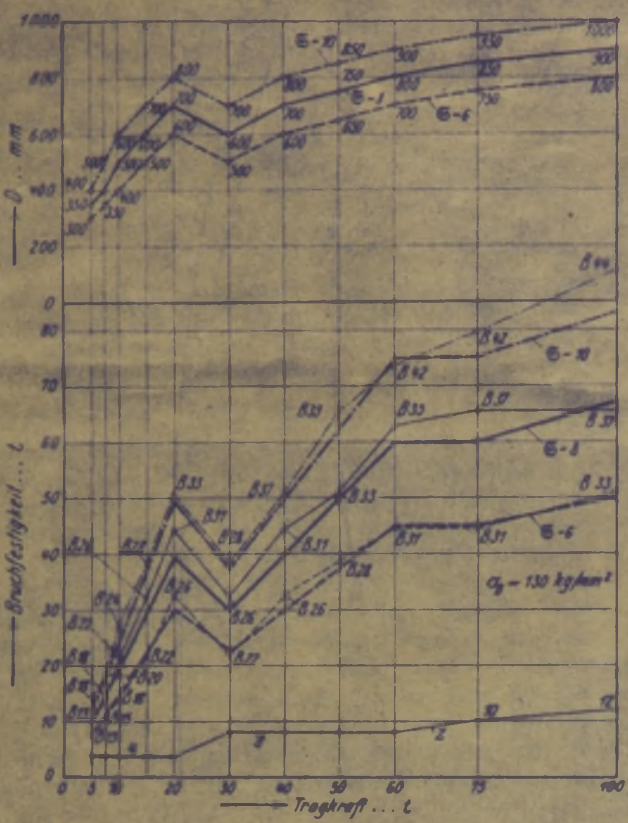


Abb. 56.

Abb. 56 gibt die nach DIN 655 gewählten Drahtseile der elektrisch betriebenen Kranlaufwinden von 3 bis 100 t Tragkraft und für Zwillingsrollenzüge mit $z = 4$ bis 12 tragenden Seilsträngen[1] Sicherheitsgrad auf reinen Zug: $\mathfrak{S} = 6$, 8 und 10. D = Trommeldurchmesser.

Die Gesamtbeanspruchung eines Drahtseiles setzt sich zusammen aus der Zugbeanspruchung und der Biegebeanspruchung, die das Seil beim Gang über Rollen und Trommeln erleidet.

Bezeichnen S die statische Zugkraft des Seiles in kg, i die Zahl der Drähte des Seiles, δ den Drahtdurchmesser in cm, D den theoretischen Rollen- bzw. Trommeldurchmesser, so ist die Gesamtbeanspruchung (nach Reuleaux):

$$\sigma_z = + \sigma + \sigma' = + \frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} + \frac{\delta}{D} \cdot E \ \ldots \ \text{kg/cm}^2 \qquad (15)$$

Das Elastizitätsmaß des Drahtwerkstoffes kann zu $E \approx 2200000$ kg/cm² angenommen werden.

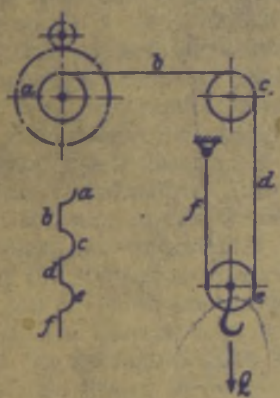


Abb. 57 und 58.

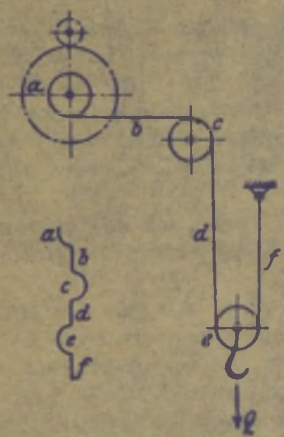


Abb. 59 und 60.

3. Lebensdauer der Drahtseile.

Die Versuche von Benoit und Wörnle haben ergeben, daß bei den Drahtseilen Ermüdungserscheinungen von großem Einfluß auf die Lebensdauer der Seile sind. Es hat sich gezeigt, daß jedes Seil nur eine bestimmte Anzahl von Biegungen aushält und dann zerstört wird.

Als eine Biegung ist die Biegung des Seiles aus dem geraden in den gekrümmten Zustand und wieder in den geraden zurück anzusehen.

Bei dem in Abb. 57 dargestellten Rollenzug ist das Seil so geführt, daß es nur gleichsinnigen Biegungen (Abb. 58) ausgesetzt ist.

Bei dem Rollenzug Abb. 59 dagegen ist die Seilführung derart, daß der Sinn der Biegungen wechselt (Abb. 60). Ein Biegungswechsel, dem das Seil z. B. vom Übergang der Trommel a auf die Rolle c ausgesetzt ist, ist als zwei Biegungen anzusehen. Eine derartige Seilführung ist daher

[1] Für 100 t Tragkraft kann ebenso wie für 75 t noch ein zehnsträngiger Zwillingsrollenzug gewählt werden.

grundsätzlich zu vermeiden. Ist jedoch ein Biegungswechsel in der Seilführung aus baulichen Gründen nicht zu umgehen, so halte man die Biegebeanspruchung und damit die Gesamtbeanspruchung des Seiles entsprechend niedriger.

Die Biegezahl einer Stelle des Seiles wird erhalten, wenn man die Auf- und Ablaufstellen des Seiles an der Trommel und an den Rollen als je eine halbe, bei wechselnder Biegung als eine volle Biegung zählt.

Das Seil bei dem Rollenzug Abb. 57 ist bei einem Arbeitsspiel (Heben und Senken) 5 Biegungen, das bei dem Rollenzug Abbildung 59 9 Biegungen ausgesetzt. Rechnet man in einem Tag durchschnittlich mit 70 Spielen, so ist das Seil Abb. 57 im Jahr und an 300 Betriebstagen $70 \cdot 300 \cdot 5 = 105000$ Biegungen ausgesetzt, während das Seil nach Abb. 59 bei der gleichen Spielzahl $70 \cdot 300 \cdot 9 = 189000$ Biegungen hinter sich hat.

Mit einer vierfachen Sicherheit ist dann die Bruchbiegezahl beim Seil Abb. 57 $n = 420000$ und beim Seil Abb. 59 $n = 756000$.

Benoit[1] hat ein auf einer abgedrehten gußeisernen Rolle laufendes Drahtseil untersucht und für dieses die Lebensdauerkurven aufgezeichnet. Das Seil hatte Kreuzschlag und folgende Abmessungen.

$$d = 8{,}5 \text{ mm}; \quad \delta = 1 \text{ mm}; \quad i = 5 \cdot 7 = 35.$$

Bruchfestigkeit des Drahtwerkstoffes: $\sigma_B = 16500 \text{ kg/cm}^2$, Elastizitätsmaß: $E = 2007000 \text{ kg/cm}^2$, Spannung an der Proportionalitätsgrenze: 9750 kg/cm^2. Die Kurven sind in Abhängigkeit vom Rillendurchmesser und für $\sigma = +2000$, 4000 und 6000 kg/cm^2 entsprechend einer 8-, 4- und 2,7fachen Sicherheit aufgezeichnet.

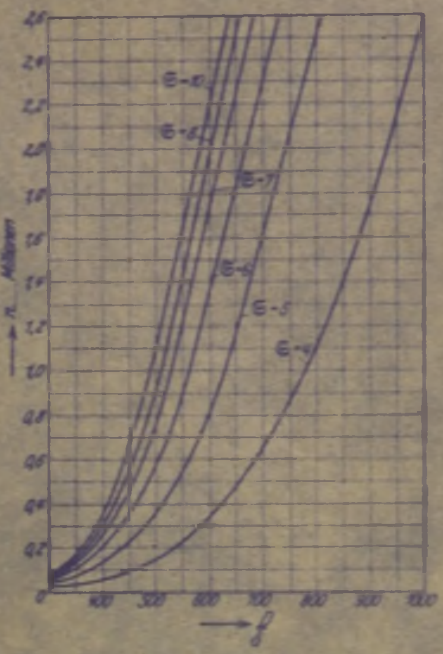


Abb. 61.

Nach Ausdehnung der Benoitschen Versuche auf die stärkeren Seile des Hebezeugbaues wird es möglich sein, die Seile nach den Lebensdauerkurven zu bemessen. Für das in Frage kommende Seil ist dann lediglich die Zahl der jährlich zu erwartenden Biegungen zu überschlagen, aus der dann seine voraussichtliche Aufliegezeit berechnet werden kann.

Abb. 61 gibt eine zeichnerische Darstellung[2] zur Bestimmung des Rollen- bzw. Trommeldurchmessers in Abhängigkeit von der Bruchbiegezahl und bei einem Sicherheitsgrad (auf reinen Zug) $\mathfrak{S} = 4$ bis 10.

4. Seilbefestigung.

Zur Befestigung eines Drahtseiles (Zugseiles) an einem Windengestell, einem Drehkranausleger oder einem anderen Krankonstruktionsteil kommen folgende Befestigungsmittel in Frage:

1. **Die kegelige Seilbüchse oder Henkelmuffe** (Abb. 62). Das Seilende wird durch die Büchse gesteckt und ein kurzes Stück dahinter mit Draht umwickelt. Es wird dann aufgelöst, die Hanfseele wird herausgeschnitten, und die einzelnen Drahtenden werden hakenartig umgebogen. Das aufgeweitete Seilende wird dann wieder in die Büchse hineingezogen und der Hohlraum mit Hartblei ausgegossen.

Die Henkelmuffen (Abb. 62) werden von der Firma Felten & Guilleaume, Carlswerk A.-G., Köln-Mülheim, in vier Größen für Seildurchmesser bis 13 mm, 14 bis 18 mm, 19 bis 22 mm und 23 bis 28 mm hergestellt.

2. **Das Keilschloß** (Abb. 63). Das Seil wird um einen, mit einer Rille versehenen Keil gelegt und mit diesem in eine entsprechend gestaltete flache Büchse aus Stahlguß oder Stahl eingelegt. Durch den Lastzug wird es dann angezogen und fest in die Büchse gepreßt.

3. **Die Seilkausche** (Abb. 64). Das Seil wird um die Kausche gelegt und das Seilende mit dem tragenden Strang verspleißt. Das Spleißen muß, damit die Verbindung vollkommen sicher ist, sorgfältig ausgeführt werden und erfordert gelernte Arbeiter. Spleißlänge: $l \approx 10\,d$ bis $15\,d$.

Herstellung der Seilkausche meist aus Stahl (St 34 · 11), seltener aus Gußeisen.

Tabelle 15 (Abb. 65) gibt die Abmessungen aus Stahl gefertigter und verzinkter Kauschen für Seildurchmesser von 6,5 bis 20 mm.

Die Seilkausche mit dem verspleißten Seil ist die am meisten angewendete Seilbefestigung.

[1] Die Drahtseilfrage. Karlsruhe i. B.: F. Gutsch 1915.
[2] Nach dem Vorgang von Krell (Entwerfen im Kranbau).

Statt durch Spleißen kann das Seilende mit dem tragenden Seilstrang auch durch zwei Schellen verbunden werden.

Abb. 62.

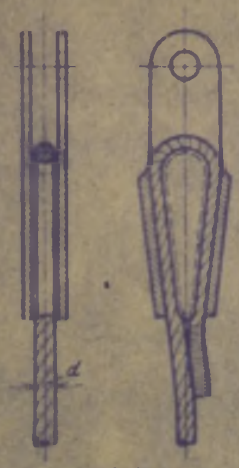


Abb. 63.

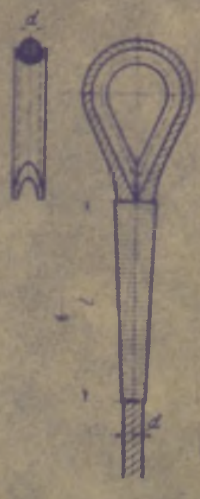


Abb. 64.

Abb. 66 zeigt die Seilverbindung durch zwei „Backenzahn"-Klammern[1], deren Wirkungsweise aus der Abbildung ersichtlich ist.

Abb. 65.

Abb. 66.

Tabelle 15. Abmessungen der Seilkauschen (Abb. 65).

Seildurchmesser mm	Abmessungen in mm						Seildurchmesser mm	Abmessungen in mm					
	a	a_1	b	c	l	l_1		a	a_1	b	c	l	l_1
6,5	30	17	9	3	40	24	15	66	36	20	5	92	50
8 u. 9,5	46	26	14	3	70	40	17	76	46	25	3	126	77
11—14	47	40	16	4	68	40	19 u. 20	80	48	28	4	134	78

Literatur.

Altpeter: Die Drahtseile, ihre Konstruktion und Herstellung. Halle a. Saale: Martin Börner 1931.
Elster: Drahtseilklemmen. Mont. Rdsch. 16. Nov. 1929. — Seilklammern und Seilverbindungen. Prakt. Masch.-Konstr. 1916, H. 45 u. 46.
Klein: Über Bruchbiegezahlen von Drahtseilen. Fördertechn. 1930, S. 1.
Riedig: Seil und Kette auf der Werkstoffschau 1927. Fördertechn. 1928, S. 23. — Auswechseln beschädigter Drahtseile an Krananlagen. Fördertechn. 1928, S. 251.
Vogdt: Bemerkungen zu DIN 655 (Drahtseile). Fördertechn. 1930, S. 176.
Woernle: Über den Einfluß der Schlagart auf die Lebensdauer der Drahtseile. Maschinenbau 1924, S. 763. — Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage. Z. V. d. I. 1929, S. 417. — Drahtseilforschung. Z. V. d. I. 1930, S. 185.

III. Mechanik der Rollen und Rollenzüge.

a) Feste Rolle (Leit- oder Umlenkrolle).

Das über die Rolle (Abb. 67) gelegte Seil ist durch die Last Q und die beliebig gerichtete Zugkraft Z bzw. Z_0 belastet.

Bei der festen Rolle ist also die theoretische Zugkraft Z_0 gleich der Last Q

$$\text{Kraftweg } s = \text{Lastweg } h. \tag{16}$$

[1] Der Firma Bleichert & Co., Leipzig-Gohlis.

Infolge der Reibungswiderstände ist zum Heben der Last eine tatsächliche Zugkraft

$$Z > Q$$

erforderlich.

Die Reibungswiderstände setzen sich zusammen aus dem Biegewiderstand des Seiles und der gleitenden Reibung zwischen Rolle und Rollenbolzen.

Der Biegewiderstand (die Seilsteifigkeit) rührt aus der Reibung der einzelnen Drähte im Seilverband her. Der Übergang des Seiles aus der Geraden in die Krümmung tritt, wie in Abb. 70 gezeigt, allmählich und auf eine gewisse Strecke ein.

Setzt man $Z \approx Q$, so kann man mit hinreichender Genauigkeit annehmen, daß das auflaufende Seil um den Betrag e nach außen und das ablaufende um den gleichen Betrag nach innen abweicht. Hierdurch wird der Hebelarm R um diesen Betrag vergrößert bzw. verkleinert.

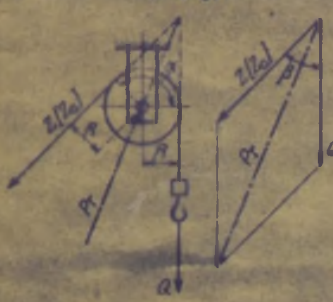


Abb. 67 und 68.

Der Biegewiderstand wird bei geringer Seilgeschwindigkeit und an einer Rolle mit $\alpha = 180°$ Umspannungsbogen gemessen[1], deren Bolzen beiderseits auf je einer glatten waagerechten Bahn aufliegt. Im Gleichgewichtszustand macht die Rolle keine waagerechte Bewegung, und es ist:

$$Z \cdot (R \cdot \cos\varphi - e) = Q \cdot (R \cdot \cos\varphi + e), \qquad (17)$$

$$\frac{Z}{Q} = \frac{1 + \dfrac{e}{R \cdot \cos\varphi}}{1 - \dfrac{e}{R \cdot \cos\varphi}} \qquad (18)$$

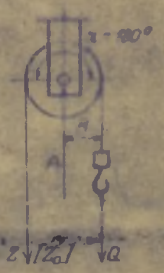


Abb. 69.

Die Division ergibt unter Vernachlässigung der verschwindend kleinen Glieder:

$$Z \approx Q \cdot \left(1 + \frac{2e}{R \cdot \cos\varphi}\right). \qquad (19)$$

$Q \cdot \dfrac{2e}{R \cdot \cos\varphi}$ wird der Biegewiderstand des Seiles genannt.

Für die im Winden- und Kranbau meist verwendeten sechslitzigen Drahtseile mit Kreuzschlag (s. S. 27) mit der Stärke d in cm, dem Rollenhalbmesser R in cm wird der Biegewiderstand[2]:

$$\frac{2e}{R \cdot \cos\varphi} = \frac{\dfrac{60}{Q} + 0{,}5}{R - 5} \cdot d, \qquad (20)$$

wobei die Schmierung des Seiles ohne Einfluß ist.

Der für die Berechnung der Reibung zwischen Rolle und Bolzen maßgebende resultierende Bolzendruck ist für die Rolle Abb. 67

$$P_r = \sqrt{Z_0^2 + Q^2 - 2\,Z_0 \cdot Q \cdot \cos(180° - \beta)} = 2Q \cdot \sin\frac{\alpha}{2}, \qquad (21)$$

wobei $\dfrac{\alpha}{2} = 90° - \dfrac{\beta}{2}$.

Der Bolzendruck wird am einfachsten zeichnerisch nach Abb. 68 ermittelt.

Ist $\alpha = 180°$ (Abb. 69), so sind Z_0 und Q parallel, und es ist

$$P_r \approx Z_0 + Q = 2Q. \qquad (22)$$

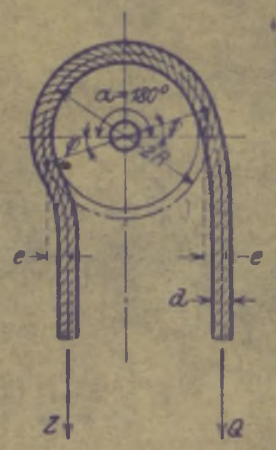


Abb. 70.

Das Reibungsmoment am Rollenbolzen mit dem Durchmesser d in cm, dem Bolzendruck $P_r \approx 2Q$ bei 180° Umspannungswinkel und der Reibungszahl μ ist:

$$M_r = 2Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}. \qquad (23)$$

Zur Überwindung der am Rollenbolzen wirkenden Reibung ist daher eine Kraft

$$P' = \frac{M_r}{R} = 2Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2R} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{R} \qquad (24)$$

nötig.

[1] v. Hanffstengel: Z. V. d. I. 1913, S. 445. [2] Hirschland: Dingler 1906.

Durch Addition dieses Wertes zu dem für den Seilbiegewiderstand [Gleichung (19)] erhaltenen wird die erforderliche (tatsächliche) Zugkraft:

$$Z = Q \cdot \left(1 + \frac{2\varepsilon}{R \cdot \cos\varphi} + \mu \cdot \frac{d}{R}\right). \tag{25}$$

Das aus Gleichung 25 erhaltene Verhältnis Z/Q heißt Verlustfaktor und ist gleich dem umgekehrten Wirkungsgrad der Rolle:

$$\varepsilon = \frac{Z}{Q} = \frac{1}{\eta}. \tag{26}$$

Aus Gleichung 25 und 26 folgt:

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta} = 1 + \frac{2\varepsilon}{R \cdot \cos\varphi} + \mu \cdot \frac{d}{R}. \tag{27}$$

Der Verlustfaktor hängt wesentlich von der Lagerung und Schmierung des Rollenbolzens ab. Bei den meisten Ausführungen sind die Rollen mit Rotgußbüchsen versehen und laufen lose auf den durch Achshalter festgestellten Bolzen. Schmierung durch Staufferfett. Alsdann kann für Seil- und Kettenrollen ($\mu \approx 0{,}1$) gesetzt werden: $\varepsilon \approx 1{,}05$; $\eta \approx 0{,}95$.

Bei Rollen, die auf Wälzlagern (Kugel- oder Rollenlagern) laufen, kann die Zapfenreibung praktisch vernachlässigt werden.

Es ist: $\varepsilon = 1{,}02$; $\eta \approx 0{,}98$.

b) Lose Rolle (lose Lastrolle).

Die Last hängt am Bolzen der losen Rolle (Abb. 71). Das eine Ketten- oder Seilende ist am Flaschenzuggehäuse, am Katzengestell oder an der Auslegerspitze eines Drehkrans befestigt. Am anderen greift die Zugkraft Z bzw. Z_0 an.

Abb. 71.

Ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände und bei vollkommen biegsamem Huborgan gilt mit Bezug auf Abbildung 71:

Theoretische Zugkraft:

$$Z_0 = S_0 = \frac{Q}{2}. \tag{28}$$

wobei S_0 die Zugkraft im fest aufgehängten Seilende bezeichnet.

Mit Berücksichtigung der Reibungsverluste wird:

$$Z + S_0 = Q; \quad Z = \varepsilon S_0 = \varepsilon(Q - Z).$$

$$Z = \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} Q; \quad \eta = \frac{Z_0}{Z} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon Q} = \frac{1+\varepsilon}{2\varepsilon}. \tag{29}$$

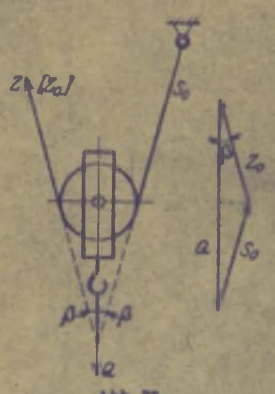


Abb. 72.

Durch Einsetzen von $\varepsilon = 1{,}05$ in Gleichung 29 wird $\eta \approx 0{,}975$. Der Wirkungsgrad der losen Rolle ist daher etwas besser als der der festen. Für praktische Rechnungen begnügt man sich jedoch damit, ihn gleich dem der festen Rolle, nämlich 0,95, zu setzen.

Der Kraftweg ist bei der losen Rolle gleich dem doppelten Lastweg:

$$s = 2h. \tag{30}$$

Bezeichnen v_1 die Hubgeschwindigkeit und v_s die Seilgeschwindigkeit, so ist:

$$v_s = 2v_1. \tag{31}$$

Die Belastung des losen Rollenbolzens ist gleich der Last Q.

Liegen beide Seilenden wie in Abb. 72 nicht parallel, so ist:

$$Z_0 = S_0 = \frac{Q}{2\cos\beta}; \quad \beta = 90° - \frac{\alpha}{2}. \tag{32}$$

und

$$Z = \frac{\varepsilon Q}{2\cos\beta} = \frac{Q}{2\cos\beta \cdot \eta}. \tag{33}$$

Meist sind jedoch die beiden Seilstränge so wenig zur Senkrechten geneigt, daß die Zugkraft hinreichend genau nach Gleichung 29 bestimmbar ist.

c) Rollenzüge (Seilzüge).

1. Hubrollenzüge (Flaschenzüge).

Die im Winden- und Kranbau angewendeten Flaschenzüge sind ausnahmslos Faktorenflaschenzüge, bei denen die festen Rollen in der Oberflasche und die losen Rollen in der auf- und abbewegbaren Unterflasche gelagert sind. Im Gegensatz zu den schematischen Darstellungen Abbildung 73 bis 76 sitzen die festen und die losen Rollen auf je einem gemeinsamen Bolzen.

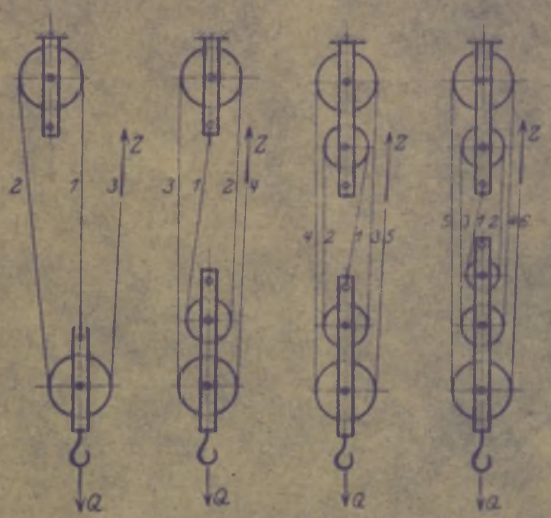


Abb. 73 bis 76. Einfache Rollenzüge.

a) Einfache Rollenzüge.

Die Lastrollenzüge werden als selbständige Flaschenzüge sowie als Kraftübersetzungsmittel bei Winden und Kranen angewendet. Sie haben ein gemeinsames Seil, dessen eines Ende je nach der Rollenzahl an der Unter- oder Oberflasche befestigt ist (Abb. 73 bis 76). Für die Berechnung der Rollenzüge ist stets anzunehmen, daß das Seil von einer losen Rolle abläuft.

Bezeichnet z die Rollenzahl des Flaschenzuges, so ist die Zahl der tragenden Seilstränge: $z + 1$.

Übersetzung des Rollenzuges: $i_r = \dfrac{1}{z+1}$.

Ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände ist die Spannkraft der tragenden Seilstränge S_0 bzw. die Zugkraft Z_0 am freien Seilende:

$$S_0 = Z_0 = i_r \cdot Q = \frac{Q}{z+1}. \tag{34}$$

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg:

$$s = \frac{1}{i_r} \cdot h = (z+1) \cdot h. \tag{35}$$

Ist v_1 die Hubgeschwindigkeit, so ist die Seilgeschwindigkeit des von der losen Rolle ablaufenden Stranges:

$$v_s = \frac{1}{i_r} \cdot v_1 = (z+1) \cdot v_1. \tag{36}$$

Mit η_r = Wirkungsgrad ist die tatsächliche Zugkraft:

$$Z = \frac{i_r \cdot Q}{\eta_r} = \frac{Q}{\eta_r \cdot (z+1)}. \tag{37}$$

Ist $\varepsilon = \dfrac{1}{\eta}$ der Verlustfaktor einer Seilrolle, so ist:

$$\eta_r = \frac{1}{z+1} \cdot \frac{\varepsilon^{z+1} - 1}{\varepsilon^z \cdot (\varepsilon - 1)}. \tag{38}$$

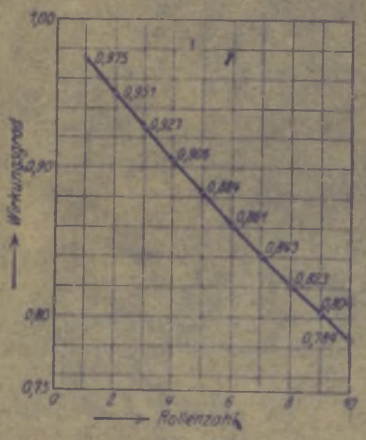


Abb. 77.

Die mit dem Verlustfaktor $\varepsilon = 1{,}05$ berechneten Wirkungsgrade der einfachen Rollenzüge sind in Abb. 77 in Abhängigkeit von der Rollenzahl z zeichnerisch dargestellt.

Die Spannkraft der tragenden Seilstränge ist im 1. Strang am kleinsten und im $(z+1)$-sten am größten.

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \frac{Q}{z+1}; \quad S_2 = \varepsilon \cdot S_1 = \varepsilon \cdot \frac{Q}{z+1}; \quad S_3 = \varepsilon \cdot S_2 = \varepsilon^2 \cdot \frac{Q}{z+1}; \\ S_4 &= \varepsilon \cdot S_3 = \varepsilon^3 \cdot \frac{Q}{z+1}; \quad \cdots = S_{z+1} = \varepsilon^z \cdot \frac{Q}{z+1}. \end{aligned}\right| \tag{39}$$

Bei den Hubwerken der Kranlaufwinden ist die Zugkraft S_{z+1} gleich dem Seilzug S an der Trommel.

Die bei den Drehkran-Hubwerken zwischen Rollenzug und Seiltrommel noch erforderliche, im Auslegerkopf gelagerte Umlenkrolle wird bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades des Hubwerks berücksichtigt.

β) Zwillingsrollenzüge.

Hängt die Last bei einem Laufkatzen-Hubwerk unmittelbar an einem, an der Trommel befestigten Seilstrang und wird sie aus der tiefsten in die höchste Stellung gehoben, so bewegt sie sich gleichzeitig um einen bestimmten Weg waagerecht. Auch bei Anwendung einer losen Rolle tritt eine, wenn auch kleinere waagerechte Lastbewegung auf. Wenn dieser waagerechte Lastweg auch mit zunehmender Rollenzahl des Flaschenzuges abnimmt, so wirkt er im Betriebe oft störend und macht die einfachen Rollenzüge für Laufkatzen-Hubwerke ungeeignet. Ein weiterer Nachteil der einfachen Rollenzüge ist der, daß sie bei Hubwerken mit größerer Tragkraft zu starke Seile ergeben.

Diese Nachteile werden dadurch behoben, daß man, besonders bei den Hubwerken der elektrisch betriebenen Laufkatzen, die Zwillingsrollenzüge anwendet, die ein genau senkrechtes Auf- und Niedergehen der Last sichern und die Last mit der doppelten Strangzahl der einfachen Rollenzüge tragen.

Abb. 78 bis 83 geben die bei den elektrisch betriebenen Kranlaufwinden allgemein angewendeten Rollenzüge mit vier bis zwölf tragenden Seilsträngen. Sie stellen eine Verdoppelung der losen Rolle (Abb. 71) und der einfachen Rollenzüge Abb. 73 bis 76 dar und haben ein Hubseil, dessen beide Enden an der mit Rechts- und Linksgewinde versehenen Trommel angreifen. Beim Übergang von einer Rollenzughälfte zur anderen ist das Seil über eine Leitrolle geführt, die zum Ausgleich der Seilspannungen bzw. Seillängungen dient. Diese Ausgleichrolle ist in den Abb. 78 bis 83 mit *a* bezeichnet und ist je nach der Strangzahl des Rollenzuges am Windengestell fest gelagert oder auf dem Bolzen der Kranflasche angeordnet. In den Abb. 79 und 81 bis 83 ist die Ausgleichrolle zwecks Hervorhebung kleiner als die festen bzw. losen Rollen gezeichnet. Bei den Rollenzügen Abb. 78 und 80 wird die Ausgleichrolle aus baulichen Gründen kleiner als die Flaschenzugrollen ausgeführt.

1. Zwillingsrollenzug mit vier tragenden Seilsträngen (Abb. 78).
Anwendung für Tragkräfte bis etwa 25 t. Übersetzung: $i_r = \frac{1}{2}$. An jeder Trommelhälfte aufzuwickelnde Seillänge: $l = 2 \cdot h$ = 2 · Hubhöhe. Seilgeschwindigkeit an der Trommel: $v_s = 2 \cdot v_1$ = 2 · Hubgeschwindigkeit. Wirkungsgrad: $\eta_r \approx 0{,}94$.

2. Zwillingsrollenzug mit sechs tragenden Seilsträngen (Abb. 79).

$$i_r = \frac{1}{3}; \quad l = 3 \cdot h; \quad v_s = 3 \cdot v_1; \quad \eta_r \approx 0{,}92.$$

Der sechssträngige Rollenzug hat den Nachteil, daß sich die Unterflasche infolge des Seilschränkens leicht schräg einstellt. Auch ist die Seilablenkung in der höchsten Stellung der Unterflasche groß und bedingt ein breites Rillenprofil. Der sechssträngige Rollenzug wird daher von vielen Firmen nicht angewendet.

3. Zwillingsrollenzug mit acht tragenden Seilsträngen (Abb. 80 u. 81).
Anwendung für Tragkräfte bis etwa 75 t.

$$i_r = \frac{1}{4}; \quad l = 4 \cdot h; \quad v_s = 4 \cdot v_1; \quad \eta_r \approx 0{,}90.$$

4. Zwillingsrollenzug mit zehn tragenden Seilsträngen (Abb. 82).
Anwendung für Tragkräfte bis 100 t.

$$i_r = \frac{1}{5}; \quad l = 5 \cdot h; \quad v_s = 5 \cdot v_1; \quad \eta_r \approx 0{,}87.$$

5. Zwillingsrollenzug mit zwölf tragenden Seilsträngen (Abb. 83).
Anwendung für Tragkräfte über 100 t.

$$i_r = \frac{1}{6}; \quad l = 6 \cdot h; \quad v_s = 6 \cdot v_1; \quad \eta_r \approx 0{,}85.$$

Werden die Zwillingsrollenzüge bei Drehkranen angewendet, so werden die festen Rollen im Auslegerkopf gelagert. Zum Umlenken der beiden, von der Unterflasche ablaufenden, zur Trommel gehenden Seilstränge sind noch zwei weitere Rollen im Auslegerkopf erforderlich.

2. Rollenzüge (Seilzüge) für Katzenfahrwerke.

Bei verschiedenen Kranbauarten, wie Verladekranen und Kabelkranen, ist ein möglichst niedriges Katzengewicht erwünscht. Dies wird dadurch erreicht, daß man die Antriebe des Hub- und Katzenfahrwerks nicht auf der Katze, sondern an geeigneter Stelle fest auf dem Krangerüst anordnet und ihre Bewegungen durch Seilzüge auf die Katze überträgt. Die Seilzugkatzen lassen höhere Fahrgeschwindigkeiten als die Motorlaufkatzen zu, haben jedoch den Nachteil einer schwierigen Seilführung bei großen Fahrwegen und eines stärkeren Verschleißes des Hubseils. Sie werden daher zweckmäßig nur dann angewendet, wenn der Katzenfahrweg kurz ist und derselbe Arbeitsvorgang schnell nacheinander ausgeführt wird. Dies trifft hauptsächlich auf Krane zu, die Schüttgüter aus einem Schiff in das andere umladen oder das aus dem Schiff aufgenommene Gut in einen Füllrumpf bzw. in einen Übergabetrichter im Krangerüst entleeren. Derartige Krane werden auch mit schräger Katzenfahrbahn ausgeführt (Schrägbahnentlader).

Die zum Schüttgüterumschlag dienenden Krane werden mit Kippkübeln, Klappkübeln, meist jedoch mit Selbstgreifern ausgerüstet. Siehe Abschnitt B. „Lastaufnahmemittel".

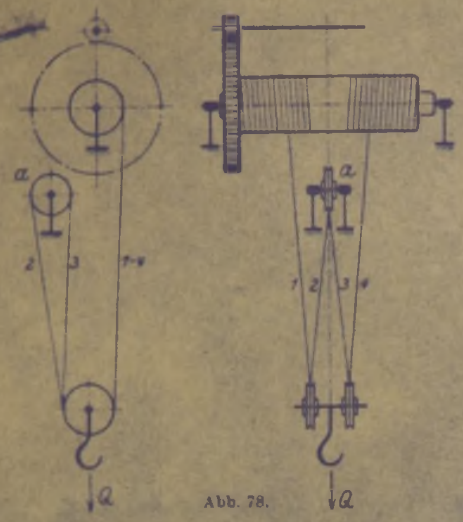


Abb. 78.

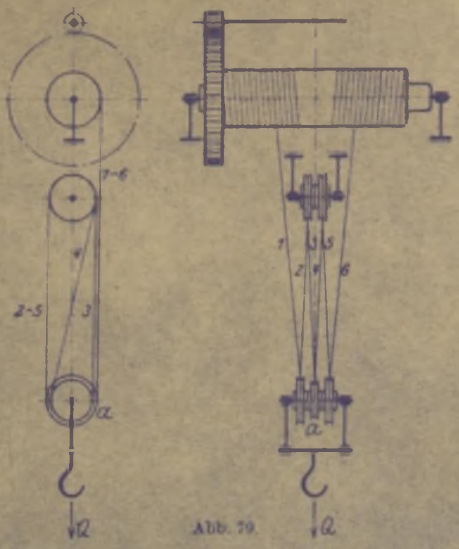


Abb. 79.

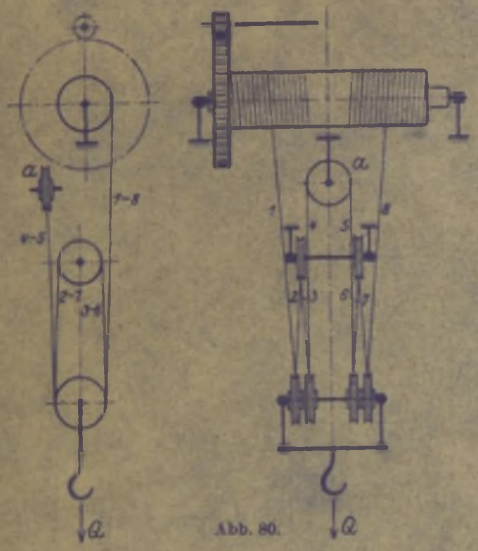


Abb. 80.

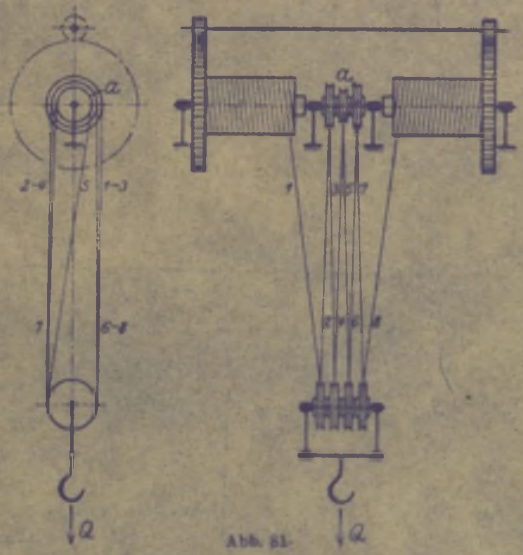


Abb. 81.

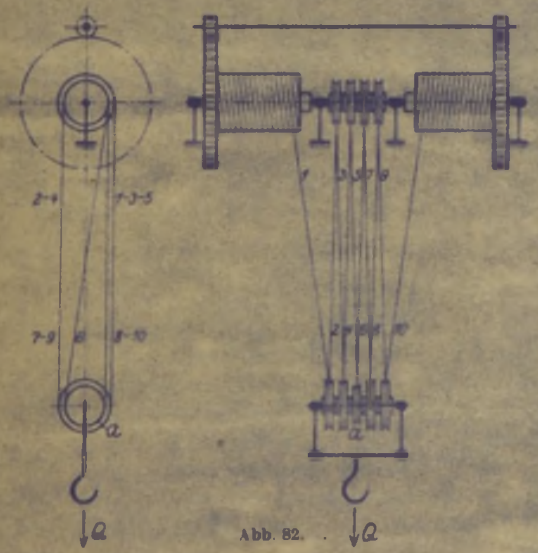


Abb. 82.

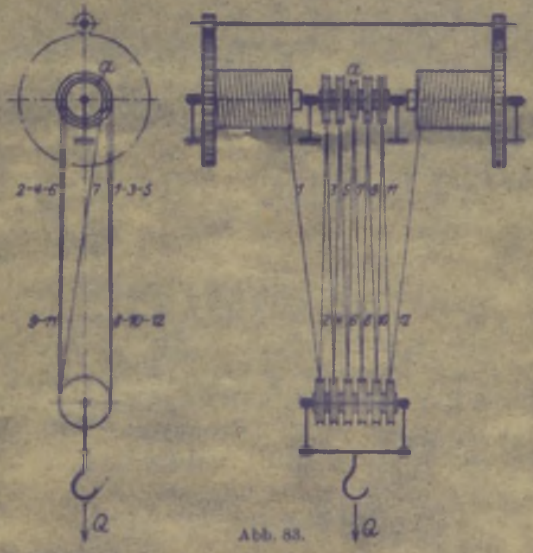


Abb. 83.

Abb. 84 zeigt die einfachste Art der Seilführung. Die Hubtrommel *HT* und die Fahrtrommel *FT* werden durch je einen Motor angetrieben. Das Fahrseil, dessen beide Enden am Katzengestell befestigt sind, umschlingt die Fahrtrommel in ein oder zwei Windungen (siehe auch S. 53 Reibungstrommeln).

Die Anordnung hat den Vorzug, daß die Hub- und Fahrbewegung unabhängig voneinander sind. Ein Nachteil ist der, daß das belastete Hubseil beim Katzenfahren die Umlenkrollen an der

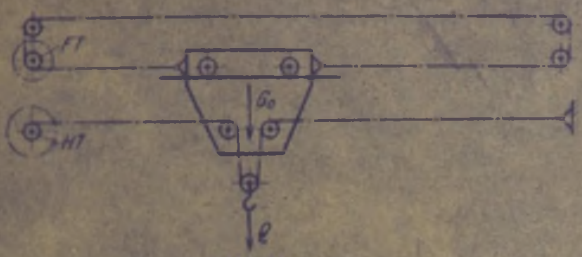


Abb. 84.

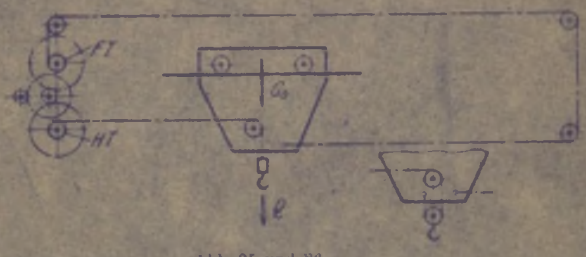


Abb. 85 und 86.

Katze bewegt, was einen größeren Fahrwiderstand und einen stärkeren Seilverschleiß zur Folge hat. Dieser läßt sich dadurch vermindern, daß die belastete Flasche vor dem Katzenfahren in ihre Höchststellung gebracht und in dieser durch einen Haken oder ein Klinkwerk festgehalten wird. Das Klinkwerk wird derart ausgeführt, daß es sich beim Lastsenken selbsttätig auslöst.

Bei der Anordnung Abb. 85 werden beide Trommeln von einem Motor aus unter Zwischenschaltung von Kupplungen angetrieben.

Beim Heben und Senken wird die Fahrtrommel *FT* durch eine Bremse festgehalten und die Hubtrommel *HT* angekuppelt. Beim Katzenfahren werden beide Trommeln angekuppelt und

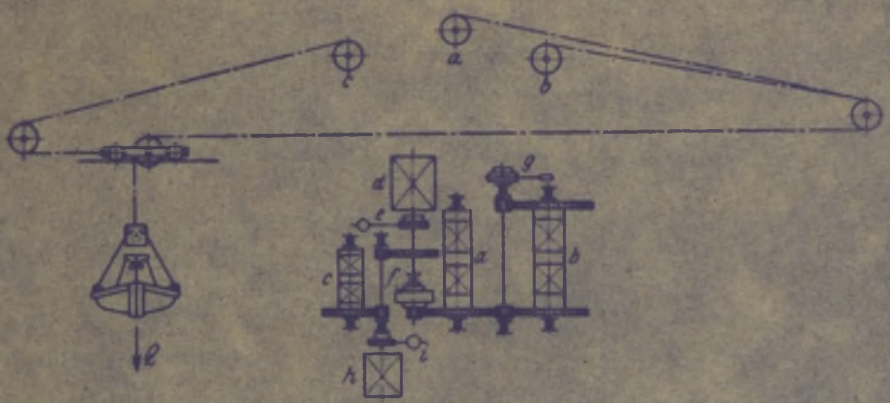


Abb. 87. Seilführung zu einem Entlader mit Greiferbetrieb. (Demag.)
a Hub- und Schließtrommel, b Halte- (Entleer-) Trommel, c Fahrtrommel, d Hubmotor, e elastische Kupplung mit Hubbremse, f Umlaufgetriebe, g Bremsbandkupplung mit Entleerbremse, h Fahrmotor, i elastische Kupplung mit Fahrbremse.

laufen gegensinnig (ohne Bewegung der Hubseilrollen) um. Bei einfacher Lastaufhängung (Abb. 85) ist die Fahrgeschwindigkeit gleich der Hubgeschwindigkeit. Da meist eine größere Fahrgeschwindigkeit erwünscht ist, so führt man den Hubseilzug zweisträngig (Abb. 86) oder dreisträngig aus. Alsdann ist die Fahrgeschwindigkeit gleich der zwei- bzw. dreifachen Hubgeschwindigkeit.

Die Anordnung wird vielfach bei kleineren Verladebrücken, Kabelkranen und Drehkranen mit Seillaufkatze angewendet.

Abb. 87 gibt eine schematische Darstellung der Seilführung und des Windwerks zu einem Entlader mit Greiferbetrieb, bei dem die Hubbewegung von der Fahrbewegung unabhängig ist. Das Fahrwerk ist mit dem Greiferhubwerk derart gekuppelt, daß bei Drehung der Fahrtrommel sich auch die Hub- und die Entleertrommel mit gleicher Geschwindigkeit bewegen. Der Greifer wird daher beim Katzenfahren weder gehoben noch gesenkt. Läuft der Hubmotor allein, so drehen sich nur die Hub- und die Entleertrommel im Hubsinne. Durch Betätigung der Bremsbandkupplung und der Entleerbremse kann der Greifer geöffnet oder geschlossen werden. Laufen

beide Motoren gleichzeitig, so addieren bzw. subtrahieren sich die den Trommeln *a*, *b* und *c* durch die beiden Motoren erteilten Geschwindigkeiten, so daß sich der Greifer beim Katzenfahren hebt oder senkt.

Auf Abb. 88 sind der Antrieb und die Seilführung zu einem Entlader für Kohlenumschlag mit Klappkübel schematisch dargestellt. Der Klappkübelbetrieb erfordert ebenso wie der Greiferbetrieb ein Hubwerk mit zwei Trommeln. Das Hubwerk Abb. 88 ist ein Zweimotorenwindwerk mit einem Motor für die Schließtrommel und einem für die Entleertrommel[1].

Beim Einziehen der Fahrseile an der Trommel *c* fährt die Katze nach links, beim Nachlassen der Seile gleitet sie durch die Belastung des Kübels oder durch dessen Drehkreuz allein (bei abgehängtem Kübel nach rechts). Um beim Katzenfahren ein Heben oder Senken der Last zu vermeiden, ist das Fahrwerk mit dem Greiferhubwerk durch ein Differentialgetriebe derart gekuppelt, daß bei Bewegung der Fahrtrommel sich auch die beiden Windwerktrommeln je nach der Fahrtrichtung der Katze im Hub- oder Senksinne drehen.

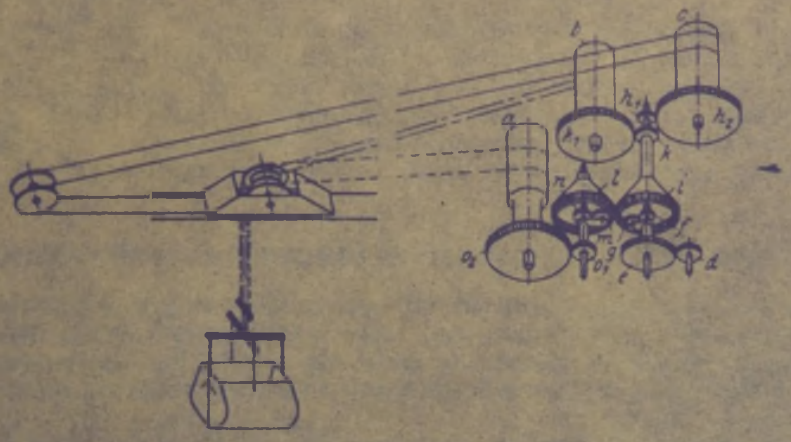


Abb. 88. Seilführung zu einem Entlader mit Klappkübelbetrieb und Zweimotoren-Hubwerk. (Demag.)

a Schließtrommel, *b* Halte-(Entleer-)Trommel, *c* Fahrtrommel, *d*—*e* Vorgelege zum Fahrwerk, *f* Sonnenritzel, *g* Umlaufrad, k_1—k_2 Vorgelege zum Antrieb der Fahrtrommel, *i* Rad, das Ritzel *k* des Vorgeleges k—k_1 der Haltetrommel mitnehmend, *l* Rad zur Übertragung der Bewegung auf das Umlaufrad *m*, *n* Sonnenritzel, o_1—o_2 Vorgelege zur Schließtrommel.

Denkt man sich den Hubmotor und den Schließmotor stillstehend, so stehen auch die Sonnenritzel *f* und *n* still. Wird nun der Fahrmotor angelassen, so setzt er über das Vorgelege *d*—*e* das Umlaufrad *g* um *f* in Gang; gleichzeitig dreht sich auch das Ritzel k_1 und treibt die Fahrtrommel *c* an. Das Umlaufrad *g* dreht das Rad *i* und dieses nimmt das Ritzel *k* mit, das die Haltetrommel *b* antreibt. Durch das Rad *i* wird auch das Rad *l* angetrieben, das seinerseits das Umlaufrad *m* in Gang setzt. Hierdurch wird das Ritzel o_1 gedreht und die Schließtrommel *a* angetrieben.

Die Getriebeübersetzungen und die Trommeldurchmesser sind so gewählt, daß die Schließ- und Halteseile um das gleiche Stück nachgelassen oder eingezogen werden, je nachdem die Katze nach rechts oder nach links fährt. Der Fahrmotor gibt daher keine Hubleistung ab, sondern überwindet nur den Fahrwiderstand, die Beschleunigungskräfte und die Reibungswiderstände der Seilrollen und Getriebe. Zum Heben und Senken der Last läuft der Hubmotor allein. Da der Fahrmotor abgestellt ist, so steht auch die Fahrtrommel *c* still und das Umlaufrad *g* wird festgehalten. Das Ritzel *f* treibt daher über *g* das Rad *i* an. Dieses nimmt das Ritzel *k*, das die Haltetrommel *b* antreibt, mit und dreht das Rad *l*, das das Umlaufrad *m* und das feststehende Sonnenritzel *n* in Gang setzt. Hierdurch wird das Ritzel o_1 und damit die Schließtrommel *a* angetrieben. Der Schließmotor dient nur zum Öffnen und Schließen des Kübels. Ist er bei Stillstand der anderen Motoren eingeschaltet, so bewegt sich nur der innere Teil des einen Umlaufgetriebes. Das Umlaufrad *m* wälzt sich auf dem inneren Zahnkranz des Rades *l* ab und treibt über das Ritzel o_1 die Schließtrommel an.

Der wesentliche Vorzug dieser Kupplungsart der verschiedenen Triebwerke besteht unter anderem darin, daß man die Bewegungen überlagern kann, wie es im Interesse größter Betriebsschnelligkeit erwünscht ist. Beispielsweise ist es daher ohne weiteres möglich, Fahren und Heben, Senken und Öffnen oder auch Heben, Schließen und Fahren gleichzeitig vorzunehmen. Zur Steuerung sind nur vier Handhebel erforderlich, und zwar je einer zum Heben-Senken, Öffnen-Schließen, Katzenfahren und Kranfahren.

Weiteres über Seilführungen siehe: Demag-Nachrichten 1930, S. 1: Greiferkrananalagen mit Seilzugkatzen.

[1] Diese beiden Motoren sowie der Fahrmotor und deren Vorgelege sind in der Abbildung nicht gezeichnet.

IV. Kettenrollen, Kettenräder und Seilrollen.

a) Unverzahnte Rollen für Rundeisenketten.

Sie dienen bei den von Hand betriebenen Flaschenzügen und Winden als lose Rolle oder als Umlenkrolle.

Werkstoff: Gußeisen (Ge 21 · 91).

Kranzprofil entweder ohne oder mit angegossenem Bordrand (Abb. 89 bzw. 90).

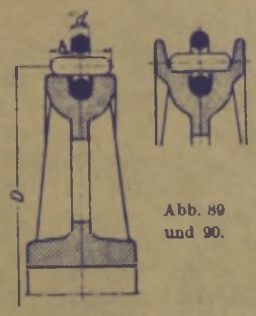


Abb. 89 und 90.

Die Kette soll mit Spielraum in dem unbearbeitet bleibenden Kranzprofil liegen.

Theoretischer Kettenrollendurchmesser bei Hebezeugen mit Handantrieb:

$$D \geq 20\,d\,. \tag{40}$$

Er wird bei den als Handelsware hergestellten Kettenflaschenzügen und Winden zwecks Gewichtsersparnis allgemein kleiner ausgeführt.

Die Rollen laufen lose auf dem durch Achshalter festgestellten Bolzen. Berechnung des Rollenbolzens s. S. 57. Ausbüchsen der Nabenbohrung mit Rotguß kommt bei Handhebezeugen wegen der geringen Umlaufzahl nicht in Frage. Wirkungsgrad einer Kettenrolle: $\eta \approx 0{,}95$.

b) Kettennüsse (verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder).

Anwendung als treibende Kettenräder für Handflaschenzüge und -winden.

Die Glieder der lehrhaltigen (kalibrierten) Kette nach DIN 671 greifen derart mit Spielraum in die Hohlräume der Nuß (Abb. 91) ein, daß sie beim Drehen der Nuß frei ein- und ausschwenken. Am einen Ende der Kette greift der Lastzug an, während das andere frei herabhängt.

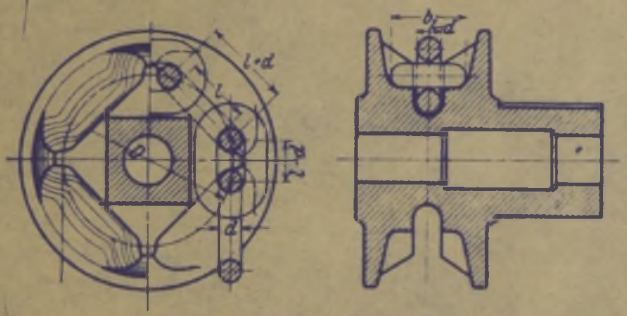


Abb. 91. Kettennuß mit vier Zähnen.

Vorteile: Die Kettennüsse lassen kleine Zähnezahlen zu und ergeben infolge ihres kleinen Durchmessers einen entsprechend kleinen Lasthebelarm und damit gedrängte und billige Bauart des Windwerks.

Nachteile. Beim Gang der Kette über die Nuß treten erhebliche Reibungswiderstände auf, die den Wirkungsgrad im Vergleich zu dem der unverzahnten Kettenrolle vermindern und einen starken Verschleiß von Kette und Nuß hervorrufen. Beide sind daher regelmäßig mit einer Mischung von konsistentem Fett und Graphit zu schmieren.

Berechnung. Für die Abmessungen d und l der lehrhaltigen Kette (s. S. 25) und die Zähne- bzw. Daumenzahl z ist der Teilkreisdurchmesser der Kettennuß[1] (Abb. 91):

$$D = 2R = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90°}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90°}{z}}\right)^2} \cdots \text{mm}\,. \tag{41}$$

Abb. 92 gibt die Teilkreisdurchmesser der Kettennüsse für $z = 4$ bis 7 und für die nach DIN 671 genormten lehrhaltigen Lastketten.

Wirkungsgrad der Kettennuß $\eta \approx 0{,}93$.

Ausführung. Werkstoff: Meist Gußeisen, vorteilhafter Hartguß; Stahlguß nur unter besonderen Umständen.

Abb. 91 zeigt eine Kettennuß mit der kleinst zulässigen Zähnezahl $z = 4$. Größere Zähnezahl ist wegen Schonung der Kette empfehlenswert. Alsdann laufen die hochkant stehenden Glieder in einer zylindrischen Rille (Abb. 93). Äußere Kettenbreite: $b_1 = b + 2d$ (Abb. 45, S. 25).

[1] Ableitung s. Ernst: Hebezeuge, Bd. 1.

Da die flachen Kettenglieder in den Hohlräumen der Nuß ihrer ganzen Länge nach aufliegen, sind sie keiner zusätzlichen Biegungsbeanspruchung ausgesetzt.

Abrundungshalbmesser der Zähne oberhalb des Teilkreises: $r_0 \approx l - 1{,}5d$. Meist wird die Ausführung mit seitlichem Bordrand gewählt, der so hoch angenommen wird, daß er etwas über den Kettengliedern übersteht.

Die Kettennuß läuft am besten lose auf dem durch Achshalter festgestellten Bolzen. Das treibende Zahnrad (Schnecken- oder Stirnrad) wird dann auf der verlängerten Nabe der Kettennuß aufgekeilt (Abb. 93) oder mit der Nuß aus einem Stück gegossen.

Berechnung des Bolzens siehe S. 58.

Einbau. Der Umspannungsbogen der Kette an der Nuß soll wenigstens 180° betragen. Ist dies nicht der Fall, so wird ein angemessener Wert durch die Anordnung einer Leitrolle erzwungen.

Um ein Herausspringen der Kette während des Ganges über die Nuß zu verhindern, sieht man über dem Oberteil der Nuß einen gußeisernen Schutzbügel vor. Ein etwaiges Hängenbleiben der Kettenglieder an der Ablaufstelle wird durch einen Abstreifer vermieden.

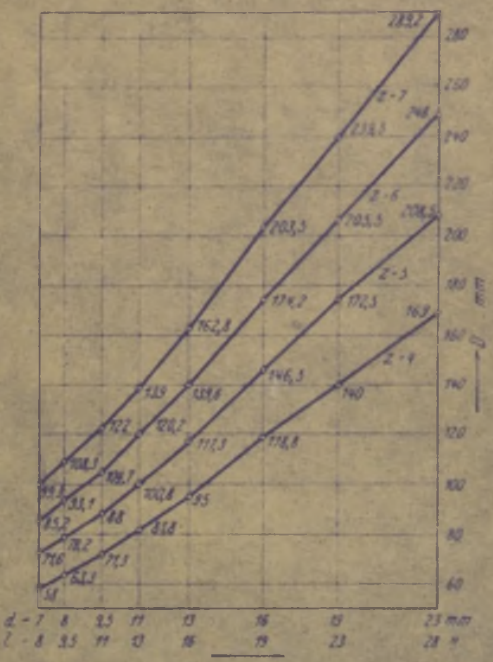


Abb. 92.

c) Kettenräder für Gelenkketten.

Sie werden bei den handbetriebenen Kettenflaschenzügen und Winden mit einer Tragkraft über 10 t angewendet. Je nach der baulichen Ausführung des Windwerks werden sie auf der Welle aufgekeilt (Abb. 94), mit ihr aus einem Stück gefertigt (Abbildung 95) oder sie laufen lose auf dem durch Achshalter festgestellten Bolzen (Abb. 96).

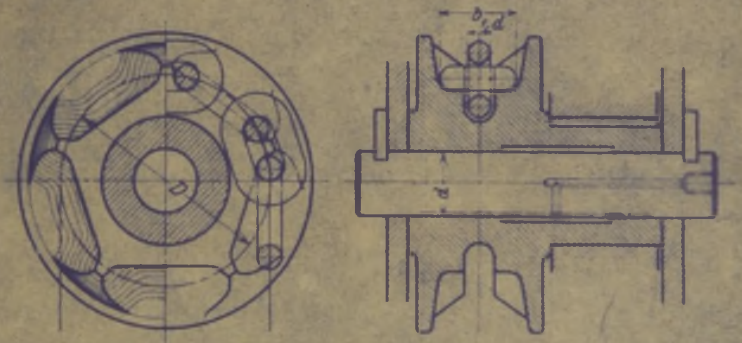


Abb. 93. Kettennuß mit fünf Zähnen.

Werkstoff. Nach Ausführungsart und Beanspruchung: Gußeisen, Stahlguß oder Stahl (St 34 · 11).

Der Radkranz erhält Zähne, in deren Lücken die Kettenbolzen aufliegen. Die Zahnform oberhalb des Teilkreises wird in Rücksicht auf das Ein- und Ausschwingen der Bolzen halbkreisförmig gestaltet (Abb. 94). Halbmesser des Kreisbogens: $r = l - \frac{d}{2}$.

Wirkungsgrad der Gelenkkettenräder einschließlich Lagerreibung $\eta \approx 0{,}95$.

Teilkreisdurchmesser D. Bezeichnet z die Zähnezahl des Kettenrades und l die Kettenteilung, so ist (Abb. 94):

$$D = \frac{l}{\sin \frac{180°}{z}} \dots \text{mm}. \qquad (42)$$

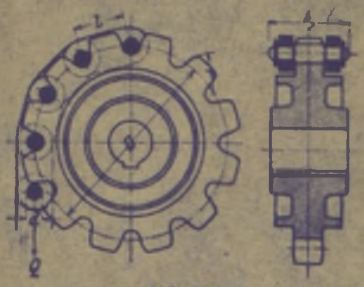


Abb. 94.

Im Gegensatz zu den Zahnrädern ist hier die Teilung als Sehnenteilung aufzutragen.

Ausführung. Die Zahnlücken werden, nachdem das Kranzprofil abgedreht ist, aus dem Vollen gefräst. Damit die Bolzen ohne zu ecken in ihre Lücken einschwingen, wird die Zahnbreite an der Spitze etwas abgeschrägt oder durch einen flachen Kreisbogen abgerundet (Abb. 94).

Die Ausführung des aus einem Stück mit der Welle hergestellten Kettenrades (Abb. 95) hat den Vorzug, daß man mit der Zähnezahl bis auf etwa $z = 8$ herabgehen kann.

Bei den Kettenflaschenzügen läuft das Kettenrad meist lose auf dem festgestellten Bolzen (Abb. 96). Das treibende Zahnrad ist dann auf der verlängerten Nabe aufgekeilt und treibt

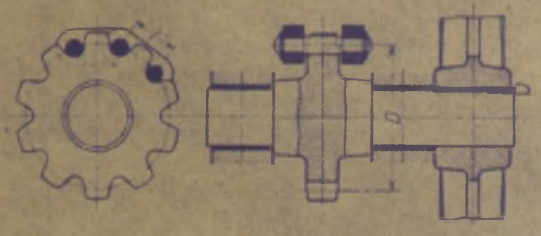


Abb. 95.

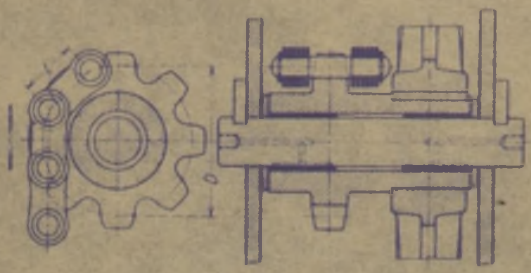


Abb. 96.

das Kettenrad unmittelbar an. Diese Ausführung bietet ebenfalls einen gedrängten Bau des Windwerks, auch ist der Bolzen, im Gegensatz zu den Ausführungen Abb. 94 und 95, nur auf Biegung beansprucht. Berechnung des Rollenbolzens s. S. 58.

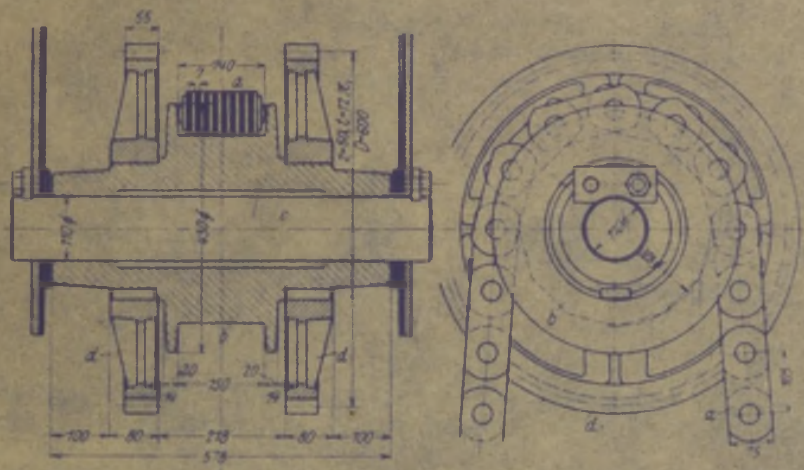


Abb. 97. Kettenstern zu einer elektrisch betriebenen Wendevorrichtung von 12 t Tragkraft. (Demag.)
a Gelenkkette, *b* Kettenstern, *c* Bolzen, durch Achshalter festgestellt, *d* Antriebräder, auf der Nabe von *b* aufgekeilt.

Auf das Ausbüchsen der Kettenradhohlwelle wird bei dem langsamen Gang der Handhebezeuge im allgemeinen verzichtet.

Das Herausspringen der Kette aus dem Rad wird durch einen Schutzbügel vermieden.

Abb. 97 zeigt den Kettenstern einer elektrisch betriebenen Wendevorrichtung für schwere Schmiedestücke. Die Gelenkkette liegt mit ihren parallelen Platten auf den Flächen des zwölfseitigen Kettensterns auf und ist durch beiderseitige Bordränder gegen seitliches Abrutschen gesichert. Der Kettenstern sitzt lose auf seinem Bolzen und wird durch zwei Stirnräderpaare angetrieben.

d) Seilrollen (Drahtseilrollen).

Die Seilrollen zum Umlenken der Drahtseile bei den Rollenzügen der Winden und Krane sind entweder feste Rollen, lose Rollen oder Seilausgleichrollen. Rollenzüge s. S. 35, lose Rollen und Kranflaschen S. 46.

Außer diesen normalen Rollen werden für den Betrieb der Seilverschiebsanlagen (Spills, Rangierwinden und Verschiebeanlagen mit endlosem Seil) noch Sonderausführungen hergestellt.

1. Normale Seilrollen.

Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß. **Wirkungsgrad** (einschließlich Lagerreibung) $\eta \approx 0{,}96$ bis 0,97. Bei Berechnungen wird meist der Wert 0,95 zugrunde gelegt.

Rollendurchmesser. Der theoretische Rollendurchmesser D ist von der Drahtstärke δ des gewählten Drahtseiles abhängig. Die Rücksicht auf eine hohe Lebensdauer der Seile erfordert einen großen Rollendurchmesser; gedrängter Bau und niedrige Anlagekosten für die Hubwerke führen jedoch zu möglichst kleinen Rollendurchmessern.

Zwischen diesen beiden Forderungen ist daher ein Ausgleich erforderlich, der mehr oder minder auf Kosten der Lebensdauer des Seiles geht. Nach DIN 655 (Drahtseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke) soll der Rollendurchmesser etwa gleich dem 500-fachen des Drahtdurchmessers gewählt werden, da wesentliche Unterschreitungen die Haltbarkeit der Seile vermindern.

Abb. 98.

Abb. 99.

Abb. 100.

Es ist empfehlenswert, den Rollendurchmesser nach der Antriebsart des Hubwerks anzunehmen.

$$\left.\begin{array}{lll} \text{Für Hubwerke mit Handantrieb:} & D \geqq 400\,\delta \text{ bis } 500\,\delta; \\ \text{„ \quad „ \quad „ motorischem Antrieb:} & D \geqq 500\,\delta \text{ bis } 1000\,\delta. \end{array}\right\} \quad (43)$$

Bei motorischem Antrieb ist noch die Betriebsart des Hebezeuges (leichter, normaler oder schwerer Betrieb) zu berücksichtigen.

Kranzprofil (Abb. 98). Es ist so auszuführen, daß sich das Seil ohne Klemmung in die Rille legt und genügend aus der Mittenebene der Rolle ablenkbar ist. Der Rillenhalbmesser muß daher etwas größer als der Seilhalbmesser sein. Die Größe der Seilablenkung ist durch die Innenneigung des Profils bestimmt.

Über Seilablenkung siehe **Unold**: Die Seilablenkung auf Rollen und Trommeln. Maschinenbau 1924, S. 115.

Tabelle 16. Rillenprofile der Drahtseilrollen nach DIN 690 (Abb. 98).
Maße in mm.

Für Seildurchmesser	a	b	c	r	Für Seildurchmesser	a	b	c	r
6,5 bis 9	30	20	18	5	28 bis 31	80	60	48	18
9,5 bis 14	40	30	25	8	33 bis 39	95	72	56	22
15 bis 20	56	40	32	12	42 bis 48	115	85	64	25
22 bis 26	72	50	40	15	51 bis 56	135	100	75	30

Ausführung. Kleinere Seilrollen, wie sie für Elektroflaschenzüge und andere elektrische Kleinhebezeuge gebraucht werden, werden als volle Scheibenrollen und ohne Rippen nach Abb. 99 ausgeführt.

Größere Rollen erhalten Rippen und kreisförmige Scheibenaussparungen (Abb. 100, rechts) oder Arme mit kreuzförmigem Querschnitt (Abb. 100, links).

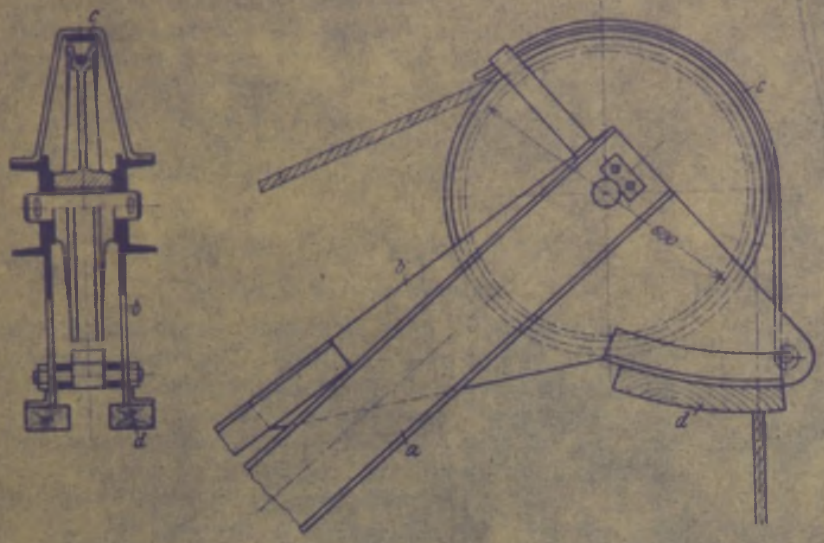


Abb. 101. Auslegerrolle zu einem Hafendrehkran von 2,5 t Tragkraft. (Kampnagel.)
a Ausleger, b Knotenblech, c Schutzbügel, d Prellklotz.

Die Seilrollen laufen in der Regel lose auf dem durch Achshalter fest gestellten Bolzen. Sie werden bei motorisch betriebenen Hebezeugen stets mit eingepreßten Rotguß- oder Bronzebüchsen versehen, die durch Madenschrauben gesichert werden.

Abb. 101 zeigt die übliche Lagerung der Auslegerrolle eines elektrischen Drehkrans. Um ein Herausspringen des Seiles aus der Rolle zu vermeiden, wird am Auslegerkopf ein Schutzbügel aus Flacheisen angeordnet.

Die Reibung zwischen Rolle und Rollenbolzen wird vermindert, wenn die Seilrollen mit Wälzlagern ausgeführt werden.

Abb. 102 zeigt als Beispiel eine Seilrolle mit Kugellagern.

2. Seilausgleichrollen.

Sie werden bei den mit Zwillingsrollenzügen (s. S. 36) ausgerüsteten elektrisch betriebenen Kranlaufwinden angewendet.

Während die Ausgleichrolle bei den sechs- bis zwölfsträngigen Rollenzügen (Abb. 79 bis 83, S. 37) den gleichen Durchmesser wie die Rollen der Ober- und Unterflasche erhält, gibt man ihr bei dem viel angewendeten viersträngigen Rollenzug Abb. 78 und dem achtsträngigen

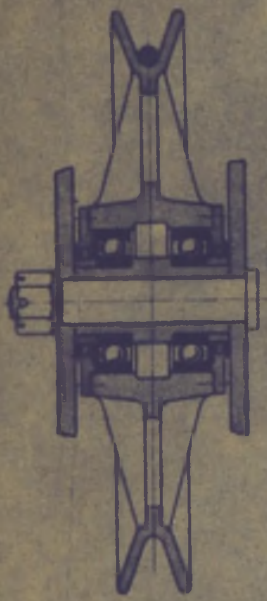


Abb. 102.

Abb. 103.

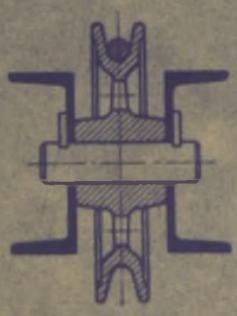


Abb. 104.

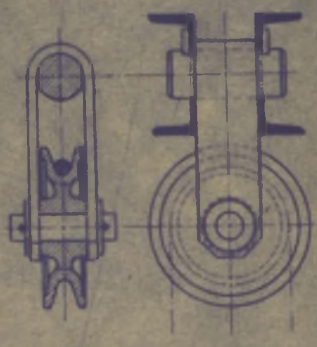


Abb. 105.

Rollenzug Abb. 80 einen wesentlich kleineren Durchmesser, der nach DIN 120 $D \approx 300\,\delta$ bis $400\,\delta$ betragen soll.

Ausgleichrollen für Elektroflaschenzüge erhalten wegen der gedrängten Bauart dieser Hebezeuge einen möglichst kleinen Durchmesser und werden dann als Blockrollen (Abb. 103) ausgeführt.

Bei dem viersträngigen Rollenzug, Abb. 78, S. 37, liegt der Bolzen der Ausgleichrolle parallel zu dem der losen Rollen. Die Ausgleichrolle wird dann nach Art von Abb. 104 angeordnet und ist auf einem, in den Profileisen des Windengestells festgestellten Bolzen drehbar. Da diese Drehbewegung jedoch äußerst gering ist, so verzichtet man darauf, die Rollennabe mit Rotguß auszubüchsen. Damit die Rolle mit der Zeit nicht auf dem Bolzen festrostet, muß sie gelegentlich geschmiert werden. Die Schmiernut wird hier ausnahmsweise an der Druckstelle (oben) angeordnet, da sie sonst wirkungslos ist.

Liegt der Bolzen der Ausgleichrolle unter 90° zum losen Rollenbolzen, so wird die Ausgleichrolle zwecks Einstellbarkeit auch pendelnd gelagert (Abb. 105).

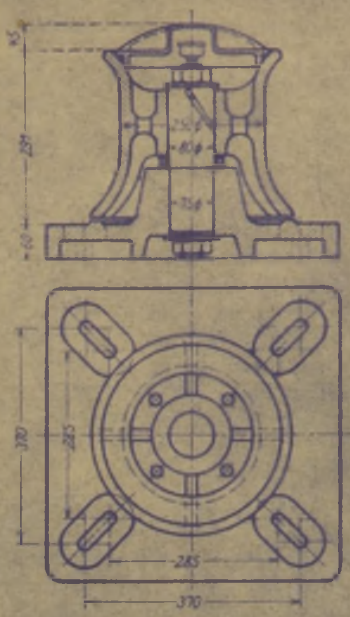


Abb. 106.

3. Umlenk- und Tragrollen für Seilverschiebeanlagen.

Die mit einem Spill oder einer Rangierwinde ausgerüsteten Seilverschiebeanlagen (s. Abschnitt D. „Winden") arbeiten mit offenem Zugseil. Um den verschiedensten örtlichen Verhältnissen und Verschiebeanforderungen Rechnung zu tragen, erhält die Gleisanlage eine Anzahl Seilrollen, die entweder zur Seilablenkung, zur Führung des Seiles in Kurven oder zur Bewegungsumkehr dienen.

Die Abb. 106 und 107 zeigen die bei Spills und Verschiebewinden angewendeten Bauarten von Umlenkrollen, und zwar Abb. 106 eine Umlenkwelle für normalen und Abb. 107 eine Umlenkrolle für schweren Betrieb.

Bei leichtem oder normalem Verschiebebetrieb werden die Rollen aus Gußeisen hergestellt. Ausführung in Hartguß (Kokillenguß) oder Stahlguß wird bei flottem Verschiebebetrieb vorgezogen.

Die Rollen werden auf festgestellten Bolzen gelagert und nur bei schwerem Betrieb mit Bronzebüchsen versehen (Abb. 107). Das Gewicht der Rolle und im Betriebe auftretende Längskräfte werden durch ein einfaches Kugelspurlager ohne Einstellbarkeit aufgenommen. Kugelquerlager für die Rollen werden nur bei umständlicher Seilführung oder auf Wunsch des Bestellers eingebaut.

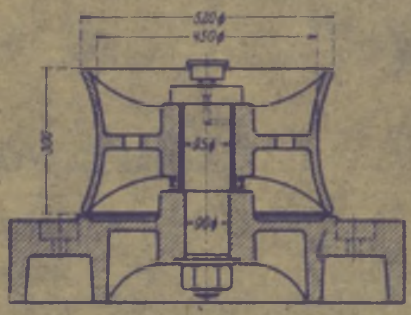


Abb. 107.

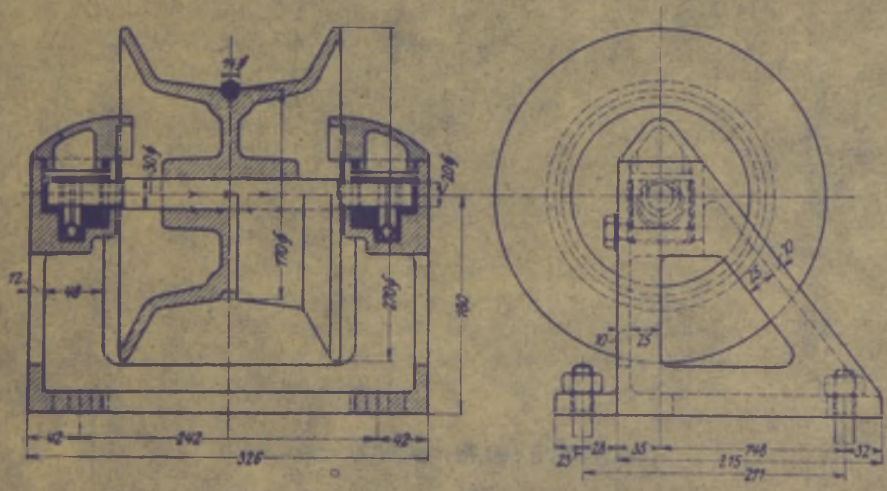


Abb. 108.

Bei den Verschiebeanlagen mit endlosem Seil (s. Abschnitt D. „Winden") sind besondere Rollen zum Tragen des Zugseiles, zum Ablenken in waagerechter bzw. senkrechter Richtung und zur Seilführung in den Kurven erforderlich.

Die Tragrollen (Abb. 108) werden in angemessenen Abständen längs des Gleises angeordnet und verhindern ein Schleifen des Seiles auf dem Erdboden. Damit sie im Betriebe leicht laufen, erhalten ihre Lager Ringschmierung, bei der auf gute Abdichtung gegen Staub zu achten ist.

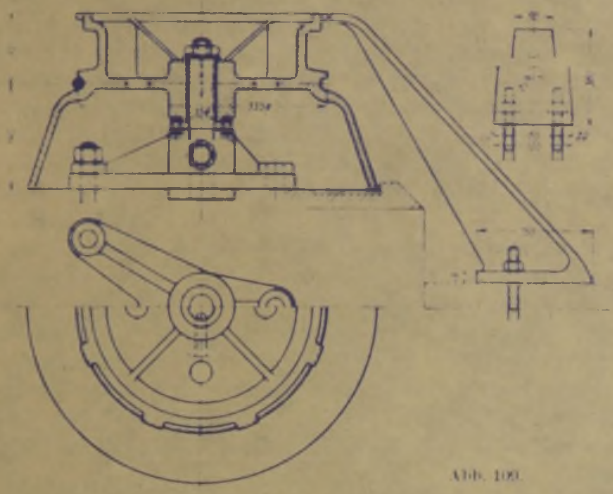


Abb. 108.

Die waagerechten Ablenkrollen dienen dazu, das Seil am Ende der Anlage umzukehren. Senkrechte Ablenkrollen werden angewendet, wenn das Arbeitsseil an Weichen, Wegeübergängen und Schiebebühnen unterführt werden muß. Die waagerechten und senkrechten Ablenkrollen sind normale Drahtseilrollen nach Abb. 100, S. 43. Zur Schonung des ständig umlaufenden Seiles erhalten die Ablenkrollen reichlich großen Durchmesser.

Die Kurvenrollen (Abb. 109) werden so gestaltet, daß sie der Seilgreifer, der das Hilfsseil mit dem Arbeitsseil kuppelt, frei passieren kann. Das Rollengewicht und etwaige sonstige Längskräfte werden durch ein Kugelspurlager aufgenommen. Hierdurch wird die Spurreibung so weit vermindert, daß bei kleiner Ablenkung und entsprechend geringem Seildruck die Rollen nicht stehenbleiben.

V. Hakengeschirre und Kranflaschen.

a) Hakengeschirre.

Bei kleineren Tragkräften (bis etwa 3 t) wird der Haken vielfach unmittelbar am Huborgan befestigt. Das Hakengewicht reicht jedoch dann in den meisten Fällen zum Straffhalten des Hubseiles, zum Überwinden der Triebwerkreibung, sowie zum Durchziehen des Motorankers nicht aus, und es ist ein besonderes Belastungsgewicht für den Haken erforderlich (Abb. 110).

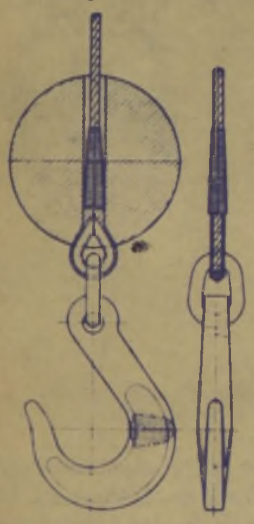


Abb. 110.

Bei dem für Hafendrehkrane mit der meist üblichen Tragkraft von 2,5 t bzw. 3 t verwendeten Hakengeschirr, Abb. 111, wird zwischen Geschirr und Haken noch ein etwa $^1/_2$ m langes Stück Rundeisenkette vorgesehen, das dem Haken eine größere Beweglichkeit gibt.

Federnde Hakengeschirre haben den Zweck, am Haken auftretende Stöße in ihrer Wirkung zu mildern. Bei den genügend elastischen Drahtseilen sind sie im allgemeinen überflüssig und werden nur bei Schmiedekranen kleinerer Tragkraft angewendet.

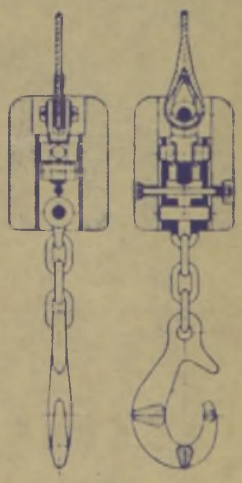


Abb. 111.

b) Lose Rollen und Flaschen.

Entsprechend den im Hebezeugbau angewendeten Rollenzügen (s. S. 35) unterscheidet man Unterflaschen (Hakenflaschen), in denen eine oder mehrere lose Rollen angeordnet sind, und Oberflaschen, deren Rollen am Windengestell oder im Auslegerkopf eines Drehkranes fest gelagert sind.

Für Flaschenzüge, Winden und Krane, die mit einer Rundeisenkette oder einer Gelenkkette als Huborgan arbeiten, kommen bei dem zweisträngigen Rollenzug nur einrollige Unterflaschen (lose Rollen) in Frage.

Einrollige Seilflaschen (Abb. 112) werden bei elektrischen Drehkranen bis 5 t und bei Handdrehkranen bis 10 t Tragkraft ausgeführt.

Die bei den elektrischen Laufwinden und Kranen allgemein verwendeten Zwillingsrollenzüge (s. S. 36) erfordern je nach Zahl der tragenden Seilstränge Unterflaschen mit zwei, (drei), vier, fünf oder sechs Rollen und werden je nach Größe der Tragkraft mit einem einfachen Haken, einem Doppelhaken oder einem Schäkel ausgerüstet. Von sechs tragenden Seilsträngen aufwärts erhalten sie noch eine Oberflasche mit (zwei), drei, vier oder fünf Rollen.

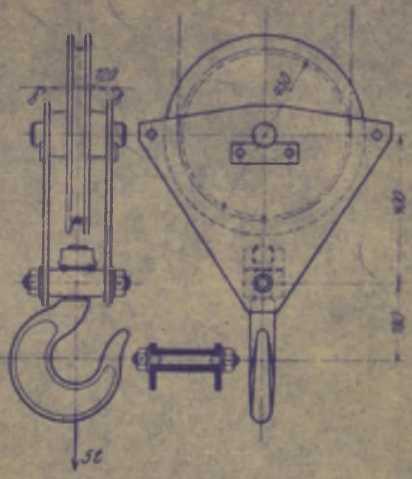


Abb. 112. Einrollige Hakenflasche von 6 t Tragkraft. (Becker.)

Unterflaschen. Die normalen zweirolligen Unterflaschen (Abb. 113) werden für Tragkräfte von 1 bis 30 t hergestellt. Gewicht: ∼ 32 bis 565 kg. Zugschiene und Schildblech werden in neuerer Zeit nicht mehr miteinander vernietet, sondern verschweißt. Damit die Schildbleche mit möglichst wenig Abfall zugeschnitten werden, ist es zweckmäßig, auf der Werkzeichnung der Flasche eine Schnittskizze nach Art von Abb. 114 und 115 zu geben. Bei der Flasche Abb. 113 sind die Zugschienen nach oben über die Rollen hinaus verlängert. An ihren Enden ist mittels Winkeleisen ein Holzquerstück befestigt, das bei etwaigem Anschlagen der Flasche an der Trommel den Stoß mildert und Beschädigungen vermeidet.

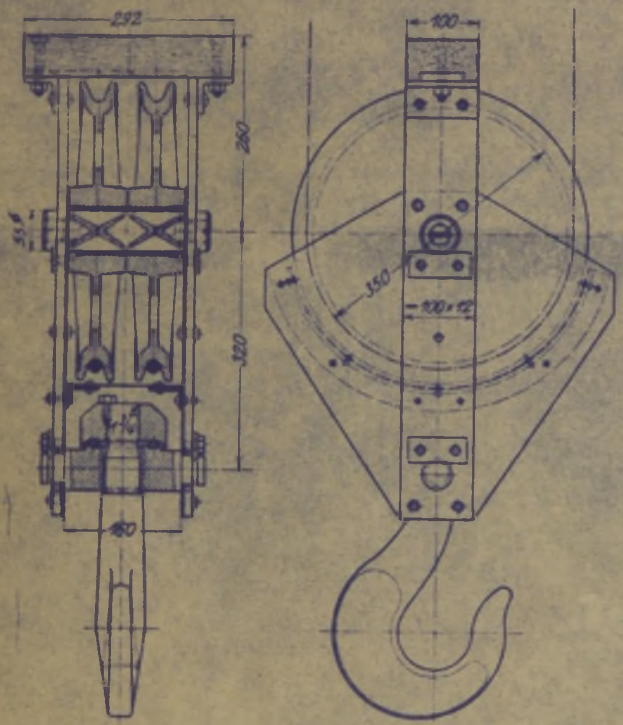


Abb. 113. Zweirollige Hakenflasche von 5 t Tragkraft. Normale Bauart mit Prellklotz (Ardeltwerke).

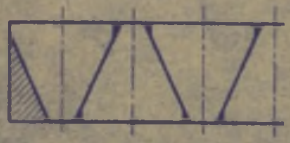


Abb. 114.

Von der früher angewendeten Schmierung der Rollen mittels Staufferbuchsen ist man abgekommen, da diese Buchsen

Abb. 115.

im Betriebe leicht abgeschlagen werden. Die nunmehr allgemein gebräuchliche Schmierung durch einen Gewindepfropfen (s. S. 62) ist auch bei den Flaschen Abbildung 113 und 116 bis 118 angewendet.

Von 20 t bis 100 t Tragkraft werden die normalen Unterflaschen mit vier Rollen ausgeführt (Abb. 116). Gewicht der vierrolligen Flaschen: ∼ 300 bis 3100 kg. Der Rollenbolzen wird am günstigsten beansprucht, wenn man zwei Rollen zwischen den beiden Zugschienen und die anderen fliegend anordnet (Abb. 116). Berechnung des Rollenbolzens s. S. 57.

Bei den kurzbauenden Flaschen hat das Hakenquerstück seitliche Zapfen, auf denen die Rollen gelagert werden. Zweirollige Flaschen dieser Bauart werden von 2 t bis 25 t hergestellt (Gewicht: 48 bis 450 kg), vierrollige (Abb. 117) von 25 t bis 100 t Tragkraft bei einem Gewicht

von ∞ 425 bis 2200 kg. Durch die Anwendung der kurzbauenden Flaschen wird die Hubhöhe der Krane besser ausgenützt. Bei den 30 t-Flaschen, Abb. 116 und 117, z. B. beträgt die Er-

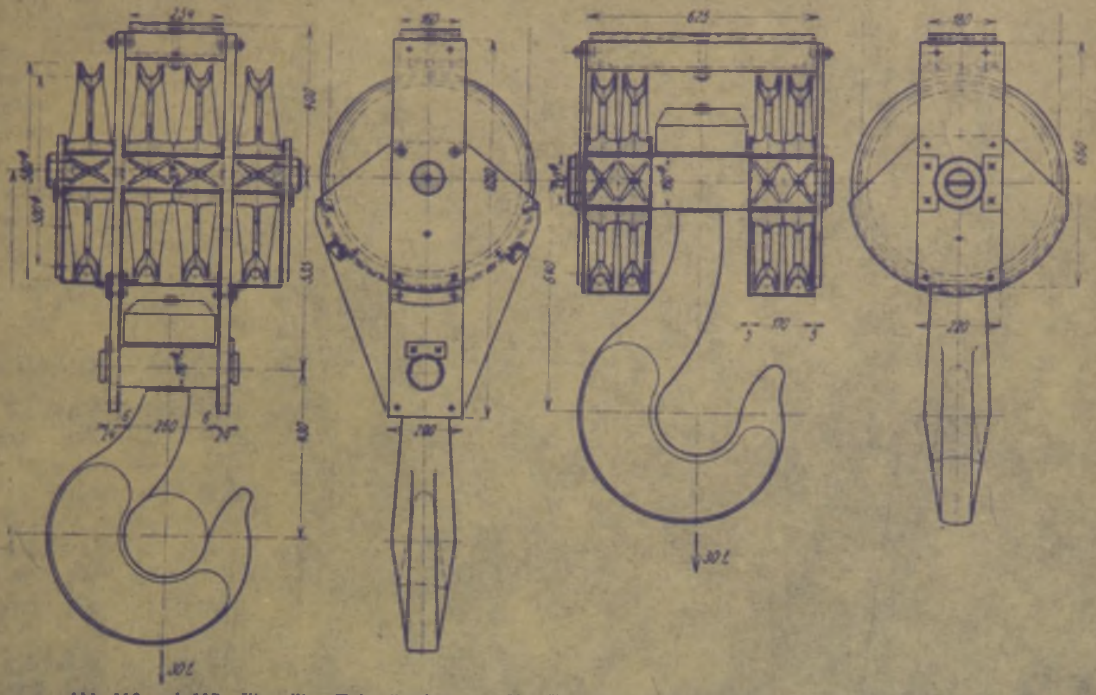


Abb. 116 und 117. Vierrollige Hakenflaschen von 30 t Tragkraft. Normale und kurze Bauart. (Ardeltwerke.)

sparnis an Bauhöhe 325 mm. Die Teile der Rollengehäuse werden miteinander verschweißt und nur, soweit es für den Zusammenbau notwendig ist, verschraubt.

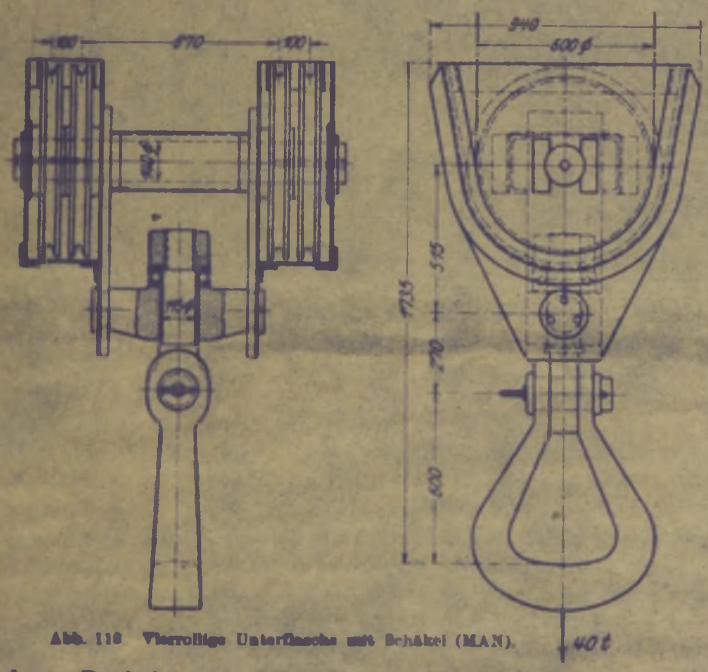


Abb. 118. Vierrollige Unterflasche mit Schäkel (MAN).

Die vierrollige Flasche, Abb. 118, gehört zu einem fahrbaren Turmdrehkran von 40 t Tragkraft und 16 m Ausladung. Sie ist mit einem Schäkel nach Abb. 27, S. 21, ausgerüstet.

Abb. 119 zeigt die sechsrollige Unterflasche eines Schwerlastdrehkranes von 200 t Tragkraft. Zahl der tragenden Seilstränge: 12. Der Schäkel ist dreigelenkig ausgeführt. Sein Spurlager ist ein zweireihiges Kugellager, dessen Rillen unmittelbar in der Traverse und Mutter eingedreht sind. Die Flasche hat eine Bauhöhe von ∼ 4,7 m. Da diese auf den Schiffswerften verwendeten Schwerlastkrane meist eine sehr große Hubhöhe (40 bis 50 m) haben, so ist das Verhältnis der Flaschenbauhöhe zur Hubhöhe mit ∞ $^1/_{10}$ durchaus günstig. Bei der vierrolligen Unterflasche, Abb. 118, deren Bauhöhe etwa 1,7 m beträgt, ist dieses Verhältnis bei dem in Frage kommenden Hub von 30 m mit ∞ $^1/_{18}$ noch günstiger.

Kranflasche eines Schwerlastkranes von 250 t Tragkraft s. Z. V. d. I. 1919, S. 352.

Oberflaschen. Die Rollen der Oberflaschen werden entweder am Fahrgestell der Katze oder im Auslegerkopf des Drehkranes gelagert.

Die Oberflasche hat bei den Zwillingsrollenzügen mit 6 (Abb. 79), 8 (Abb. 81), 10 (Abb. 82) und 12 tragenden Seilsträngen (Abb. 83) 2, 3, 4 und 5 Rollen.

Ausführung der Oberflasche bei einer elektrisch betriebenen Kranlaufwinde von 75 t Tragkraft s. Abschnitt „Laufwinden".

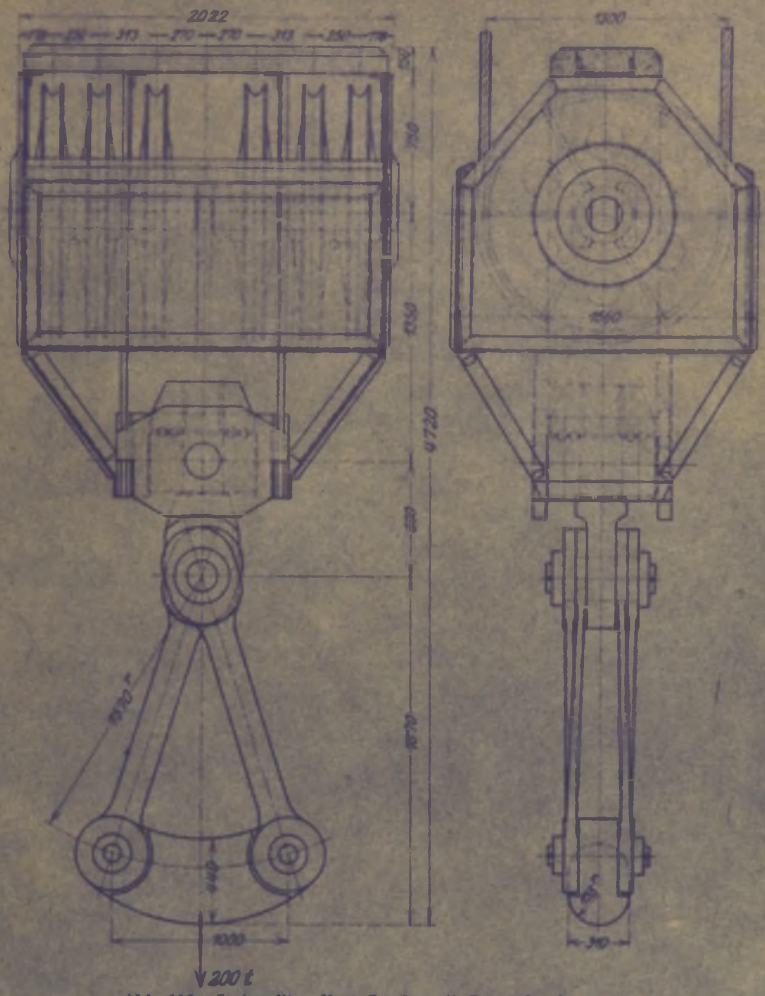


Abb. 119. Sechsrollige Unterflasche mit Schäkel. (Demag.)

VI. Trommeln.

a) Kettentrommeln.

Die Kettentrommeln kommen nur noch gelegentlich für von Hand betriebene freistehende Drehkrane bis etwa 5 t Tragkraft in Frage. Bei motorischem Betrieb werden unkalibrierte Kette (DIN 672) und Trommel kaum mehr angewendet.

Wirkungsgrad einschließlich Lagerreibung $\eta_t \approx 0{,}94$ bis 0,96, im Mittel 0,95.

Werkstoff: Gußeisen (Ge 21 · 91).

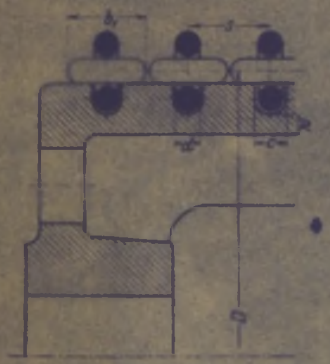


Abb. 120.

Trommeldurchmesser. Der theoretische Trommeldurchmesser (Abb. 120) wird bei Handbetrieb zu $D = 20\,d$ angenommen. Kleinere Durchmesser ergeben zu große zusätzliche Biegebeanspruchungen für die Kettenglieder.

Steigung der schraubenförmigen Rillen: $s = b_1 + 2$ bis 3 mm, wobei $b_1 = b + 2\,d$ die äußere Baubreite der Kette bedeutet. $c \approx 1{,}2\,d$.

Abb. 121.

Die Zahl der Rillengänge ist durch die aufzuwickelnde Kettenlänge bestimmt, wobei zur Entlastung der Endbefestigung der Kette (Abb. 121) bei abgelaufenem Hub noch ein oder zwei Windungen hinzuzurechnen sind.

Für untergeordnete Zwecke wird die Trommel auch ohne Rillen und mit Bordrändern ausgeführt. Sie ist dann auch für Seile als Huborgan verwendbar.

Die Mantelstärke w der Trommel ist in Rücksicht auf das Gießen zu bemessen. Je nach der Ketteneisenstärke soll sie an der schwächsten Stelle mindestens 10 bis 20 mm betragen. Die Stirnwände sind ihrer Belastung entsprechend kräftig zu halten.

Trommel und Trommelrad werden nur, wenn es die Konstruktion erfordert, auf der Welle aufgekeilt. Wenn irgend angängig, verschraubt man sie miteinander und läßt sie lose auf der festgestellten Achse umlaufen (s. S. 51 unter „Drahtseiltrommeln").

b) Seiltrommeln (Drahtseiltrommeln).

1. Normale Seiltrommeln.

Die aufzuwickelnde Seillänge ist von der gegebenen Hubhöhe und der Übersetzung des angewendeten Rollenzuges abhängig. Bei den einfachen Rollenzügen (s. S. 35) wird ein Seilstrang und bei den Zwillingsrollenzügen (s. S. 36) werden zwei Seilstränge aufgewickelt.

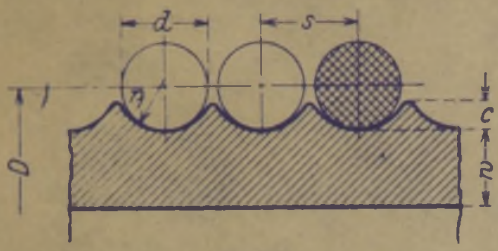


Abb. 122.

Wirkungsgrad (einschließlich Lagerreibung): $\eta_t \approx 0{,}95$.

Werkstoff: Allgemein Gußeisen (Ge 21 · 91), nur unter besonderen Umständen und bei schwerem Betrieb Stahlguß (Stg 38 · 81).

Theoretischer Trommeldurchmesser. Nach DIN 120 (s. auch S. 29):

$$D = 500\,\delta \text{ bis } 600\,\delta, \qquad (44)$$

wobei δ die Drahtstärke des Seiles (nach DIN 655) bedeutet.

Der untere Wert gilt für Handkrane und leichter beanspruchte motorisch bewegte Krane, der obere für schwere, stark beanspruchte Ausführungen.

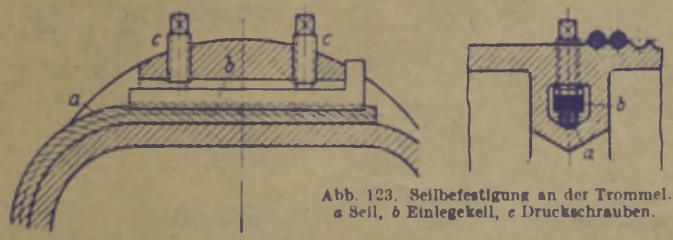


Abb. 123. Seilbefestigung an der Trommel. *a* Seil, *b* Einlegekeil, *c* Druckschrauben.

Trommeln mit glattem Mantel (ohne Rillen) und mit seitlichen Bordrändern werden bei Handhebezeugen (Bauwinden und Handkabelwinden) angewendet.

Sind, wie bei Verschiebewinden und Seilaufspeicherungstrommeln, große Seillängen in mehreren Lagen übereinander aufzuwickeln, so führt man die Trommeln ebenfalls mit glattem (abgedrehtem) Mantel und hohen Borden aus.

Trommelrillen. Die normalen Seiltrommeln der Winden und Krane erhalten eingedrehte schraubenförmige Rillen (Abb. 122). Diese sind so zu bemessen, daß sich das Seil ohne Klemmung hineinlegt.

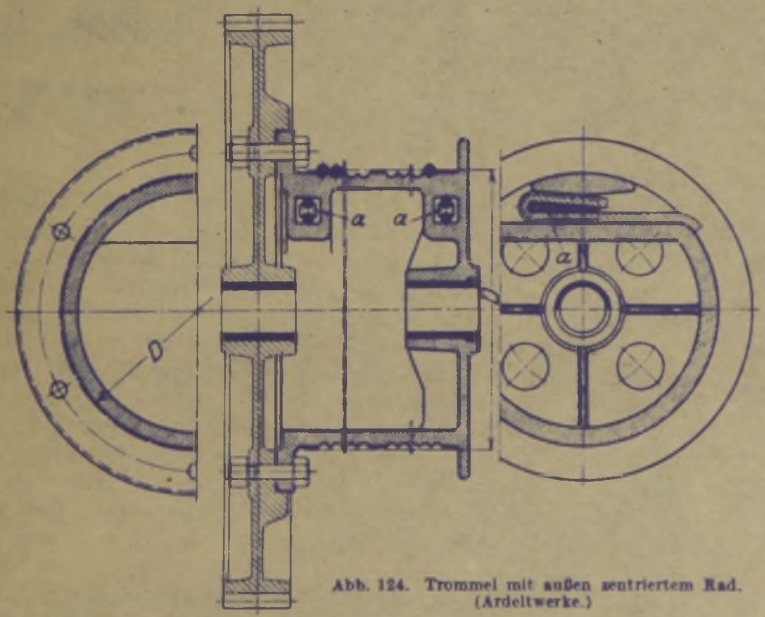


Abb. 124. Trommel mit außen zentriertem Rad. (Ardeltwerke.)

Rillenhalbmesser:

$$r_1 = \frac{d}{2} + (1 \text{ bis } 3\text{ mm}).$$

Rillensteigung:

$$s = d + (1 \text{ bis } 3\text{ mm}).$$

Der Rillenhalbmesser r_1 ist so gewählt, daß er auch der Seilablenkung an der Trommel Rechnung trägt[1]. Die Seilablenkung ist in der Höchstlage der Unterflasche am größten, was bei dieser selten vorkommenden Stellung belanglos ist.

Trommeln, bei denen nur ein Seilstrang aufgewickelt wird, werden im allgemeinen mit Rechtsgewinde ausgeführt. Sind zwei Seilstränge aufzuwickeln, so erhält die eine Hälfte Rechts- und die andere Linksgewinde (Abb. 124 und 125).

[1] Unold: Die Seilablenkung auf Rollen und Trommeln. Maschinenbau 1924, S. 775.

Bezeichnet l die aufzuwickelnde Seillänge, so ist die Gangzahl des Trommelgewindes unter Hinzurechnen von ein oder zwei Windungen zur Entlastung der Seilbefestigung:

$$z = \frac{l}{D\pi} + (1 \text{ bzw. } 2). \tag{45}$$

Aufzuwickelnde Seillänge der Rollenzüge s. S. 35 und 36.

Bei den einfachen Rollenzügen ist die Länge des Trommelgewindes l_g gleich der Windungszahl z mal der Steigung s. Bei den Zwillingsrollenzügen liegt zwischen dem Rechts- und Linksgewinde

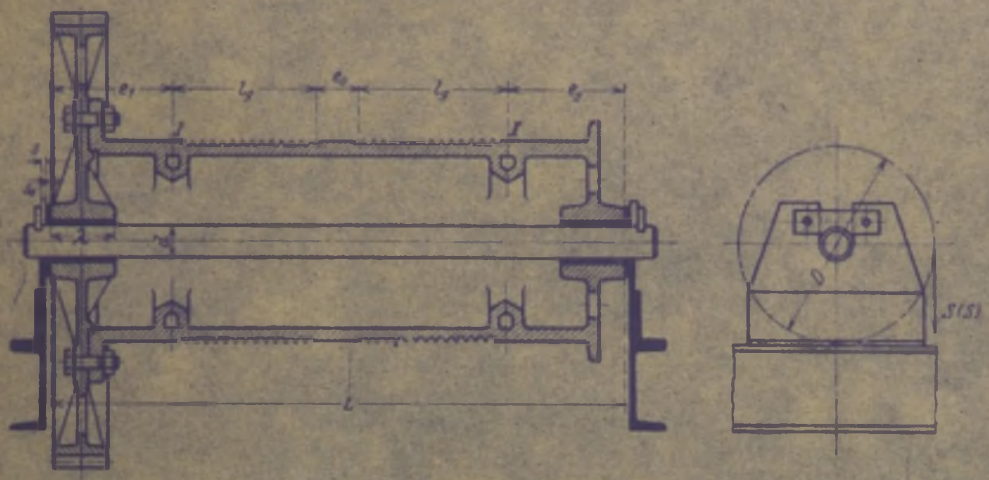


Abb. 125 und 126. Trommel mit innen zentriertem Rad.

der Trommel noch ein freies Stück, e_0 (Abb. 125), dessen Länge etwa dem Abstand der Seilrollen der Unterflasche entspricht.

Seilbefestigung. Abb. 123 zeigt die von den meisten Hebezeugfirmen bevorzugte Seilbefestigung. Sie ist von außen leicht nachstellbar und ermöglicht ein schnelles Auswechseln des Seiles.

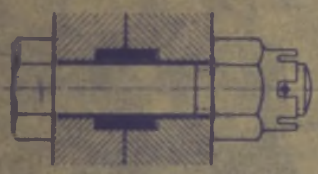


Abb. 127.

Das in die Trommel eingegossene Loch wird der einfacheren Kernherstellung wegen auch rund ausgeführt. Aus Sicherheitsgründen führt man die Seilbefestigung meist doppelt und diametral gegenüberliegend aus (Abb. 125).

Die Seilbefestigung mittels Einlegekeil (Abb. 124) wird ebenfalls viel angewendet. Die Aussparung an der Trommel ist dann so gestaltet, daß der Keil a von der einen oder anderen Seite eingelegt werden kann.

Bei der Seilbefestigung Abb. 130, S. 53, ist außer dem Einlegekeil noch ein zweiter umsteckbarer Keil verwendet, der den Seilaustritt an der rechten oder linken Seite zuläßt.

Zur Entlastung der Seilbefestigung verbleiben nach abgelaufenem Hub noch ein oder zwei Windungen auf der Trommel.

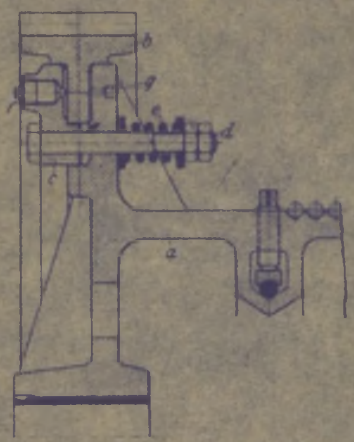


Abb. 128. Entleertrommel mit Rutschrad zu einem Greiferhubwerk. (Demag-Tigler.)
a Trommel; *b* Zahnkranz; *c* Ringscheibe; *d* und *b* zentrisch führend; *d* Bolzen, *e* zylindrische Federn, *a*, *b* und *c* gegeneinander pressend; *f* Pfropfen-; *g* Stauffer-Schmierung.

Gestaltung der Seiltrommeln. Fliegend angeordnete Trommeln werden bei elektrischen Kleinhebezeugen und bei Hängebahnlaufkatzen angewendet. Die Last hängt bei der kleinen Tragkraft (bis etwa 2000 kg) an zwei Seilsträngen, die an den beiden symmetrisch zueinanderliegenden Trommeln befestigt sind.

Im Kranbau sind die Trommeln allgemein beiderseitig gelagert. Trommel und Trommelrad werden beide nur dann auf der Welle aufgekeilt, wenn es sich aus baulichen Gründen nicht umgehen läßt. Ein Nachteil dieser Ausführung ist, daß die Welle auf Biegung und Verdrehung beansprucht wird.

Die Verdrehungsbeanspruchung der Welle wird dadurch vermieden, daß man Trommel und Trommelrad organisch miteinander verbindet und auf einer festgestellten Achse umlaufen läßt.

Die Naben der Trommel und die des Trommelrades erhalten bei motorischem Antrieb Rotguß- oder Bronzebüchsen.

Die Trommeln der elektrisch betriebenen Kranlaufwinden werden bei den angewendeten Zwillingsrollenzügen mit Rechts- und Linksgewinde ausgeführt.

Abb. 129.

Ihre Achsen werden derart in Blechschilden gelagert und durch Achshalter festgestellt (Abb. 126), daß Trommel und Achse nach Lösen der Achshalter gemeinsam herausgehoben werden können.

Die Verbindung von Trommel und Trommelrad wird verschiedenartig ausgeführt.

Meist zieht man es vor, Trommel und Rad gegenseitig zu zentrieren und miteinander zu verschrauben. Die am Rad vorgesehene Zentrierleiste liegt auf Abb. 124 außen am Trommelflansch, während sie bei der Ausführung Abb. 125 innen liegt.

Von den Verbindungsschrauben werden zwei gegenüberliegende als Paßschrauben ausgeführt oder sie werden mit Spielraum eingesetzt und durch Scherringe aus Stahl (St 60 · 11) gegen Abscheren entlastet (Abb. 127).

Berechnung der Trommelachse einer elektrisch betriebenen Kranlaufwinde s. S. 60.

Laufkatzen größerer Tragkraft (über 30 t) erhalten zwei Trommeln, von denen die eine Rechts- und die andere Linksgewinde erhält.

Die Entleertrommeln der Greiferhubwerke (s. Abschnitt D. „Winden") erhalten ein mit der Trommel durch Reibung verbundenes Rad (Abb. 128). Durch die Federkraft wird die Reibung eingestellt. Wird die Umfangskraft an den Reibflächen größer als dieser Reibungswert, so beginnt das Rad zu rutschen (Rutschrad).

Literatur.

Kleinau: Die Wandstärke von Drahtseiltrommeln für Hebezeuge. Maschinenkonstrukteur 1927, Nr. 24.

2. Kegelige Seiltrommeln.

Bei den Auslegereinziehwerken der Drehkrane und Verladebrücken ist die Zugkraft des Einziehseiles mit der Größe der Ausladung veränderlich. Sie ist bei der tiefsten Auslegerstellung am größten und bei ganz eingezogenem Ausleger am kleinsten.

Um ein angenähert gleichbleibendes Motordrehmoment zu erhalten, führt man daher die Trommel kegelig (Abb. 129) aus. Der größte Seilzug S_1 greift dann am kleinsten und der kleinste Seilzug S_2 am größten Trommelhalbmesser an.

Der kleinste Trommelhalbmesser R_1 ist baulich durch die Seilbefestigung (Abb. 130) festgelegt. Aus $S_1 \cdot R_1 = S_2 \cdot R_2$ (Abb. 129) wird der größte Trommelhalbmesser $R_2 = R_1 \frac{S_1}{S_2}$.

Mittlerer Trommelhalbmesser $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$.

Nachdem die für die aufzuwickelnde Seillänge und mit dem mittleren Trommeldurchmesser D nach Gleichung (45) berechnete erforderliche Windungszahl z und die Gewindesteigung s festgelegt sind, wird die Länge der Kegelerzeugenden:

$$l_e = z \cdot s \,. \tag{46}$$

Die Neigungswinkel der Erzeugenden zur Waagerechten ist durch die Beziehung $\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{l_e}$ gegeben.

Theoretische Trommelbreite:

$$b = l_e \cdot \cos \alpha \,. \tag{47}$$

Die Seilgeschwindigkeit ist bei der kegeligen Trommel veränderlich.

Bedeuten D den mittleren Trommelhalbmesser und n_t die Drehzahl der Trommel, so ist die mittlere Seilgeschwindigkeit: $v = D\pi \cdot n_t$ . . . m/min. Aus $v = \frac{v_1 + v_2}{2}$ ergeben sich die kleinste und größte Seilgeschwindigkeit zu

$$v_1 = 2v - v_2 \quad \text{und} \quad v_2 = 2v - v_1 \text{ . . . m/min} \,. \tag{48}$$

Abb. 130 zeigt die Ausführung der kegeligen Seiltrommeln zum Auslegereinziehwerk einer Verladebrücke.

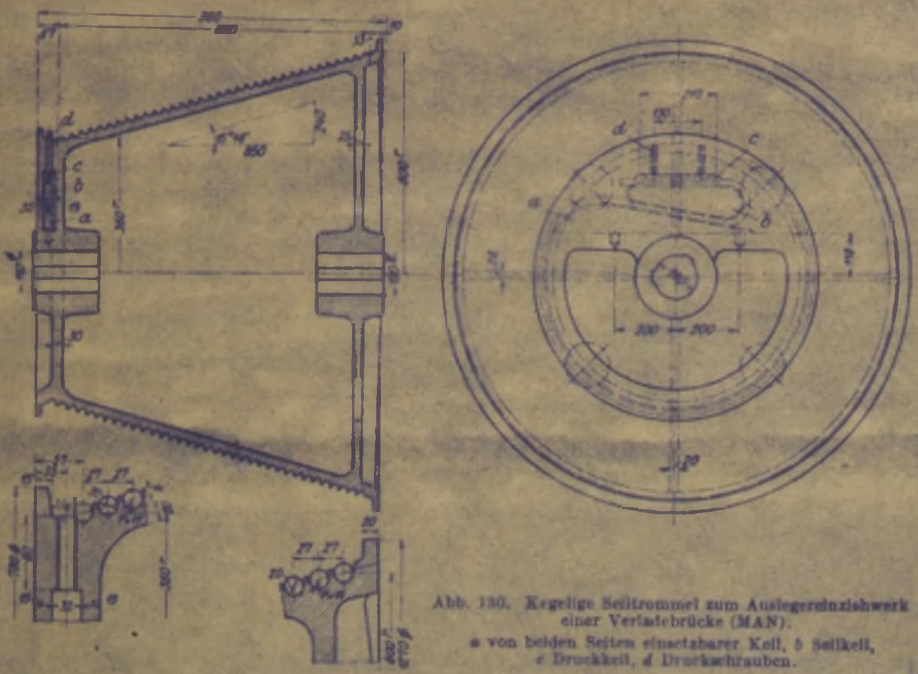


Abb. 130. Kegelige Seiltrommel zum Auslegereinziehwerk einer Verladebrücke (MAN).
a von beiden Seiten einsetzbarer Keil, b Seilkeil, c Druckkeil, d Druckschrauben.

3. Reibungs- (Friktions-) Trommeln.

Einfache Reibungstrommel (Abb. 131). Die zylindrische Trommel erhält ebenso wie eine gewöhnliche Wickeltrommel schraubenförmige Rillen. Das Seil ist in ein oder mehreren Windungen um die Trommel gelegt.

Verhältnis der Spannkraft im auflaufenden (belasteten) Seilende zur Spannkraft im ablaufenden:

$$S_1 : S_2 = e^{\mu\alpha} = e^{\mu n 2\pi}, \qquad (49)$$

wobei n die Windungszahl des Seiles bedeutet.

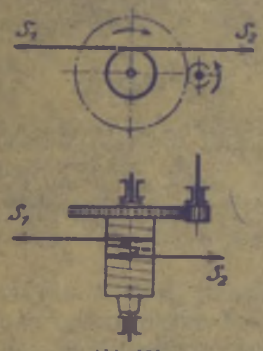


Abb. 131.

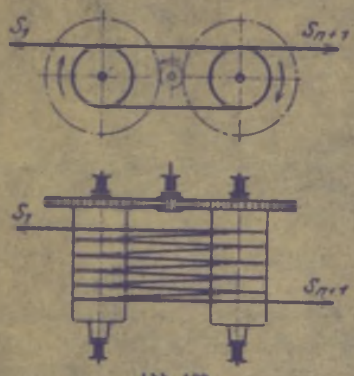


Abb. 132.

Für Drahtseile auf gußeisernen Trommeln kann die Reibungszahl $\mu \approx 0{,}13$ gesetzt werden[1]. Nachstehende Tabelle 17 gibt die Werte $e^{\mu\alpha}$ für 1- bis 6-fache Seilumschlingung und $\mu = 0{,}13$.

Tabelle 17.

$n =$	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$	6
$\alpha =$	360°	540°	720°	900°	1080°	1260°	1440°	1620°	1800°	1980°	2160°
$e^{\mu\alpha} =$	2,26	3,41	5,125	7,88	11,63	17,52	26,31	39,44	59,10	88,00	134,3

[1] Z. Berg-, Hütten-, Sal.-Wes. 1883.

Die an der Trommel erforderliche Umfangskraft ist:

$$U = S_1 - S_2 . \tag{50}$$

Das Seil wandert in Richtung der Trommelachse. Die Zahl der Trommelrillen und damit die Breite der Trommel entspricht dem vom Seil zurückgelegten Weg.

Die einfache Reibungstrommel wird im Kranbau zum Antrieb von Katzenfahrseilen verwendet und erhält dann zweifache Seilumschlingung. Siehe auch S. 36 „Rollenzüge (Seilzüge) für Katzenfahrwerke".

Reibungstrommeln nach Abb. 132. Das Seil ist in mehreren Windungen um zwei parallel zueinander liegende Seiltrommeln geschlungen, die in der Regel beide angetrieben sind. Die Anordnung hat den Vorzug, daß die Trommelbreite von der Länge des Seilweges unabhängig ist und wird daher bei Windwerken mit großer Hubhöhe (bei Grubenkabeln und Schwerlastkranen) angewendet.

Bezeichnen mit Bezug auf Abb. 132 S_1 die Spannkraft des auflaufenden (belasteten) Seilendes, S_2, S_3 ... die weiteren Spannkräfte, S_{n+1} die Spannkraft im ablaufenden Seilende, n die Anzahl der Umschlingungen an beiden Trommeln, $\alpha = \pi$ den Umspannungswinkel einer Trommel, μ die Reibungszahl zwischen Seil und Trommel und η_π den Wirkungsgrad einer halben Seilwindung (ohne Berücksichtigung der Lagerreibung), so sind die Seilspannkräfte:

$$S_2 = \frac{S_1}{e^{\mu\pi} \cdot \eta_\pi}; \quad S_3 = \frac{S_2}{e^{\mu\pi} \cdot \eta_\pi} = \frac{S_1}{e^{2\mu\pi} \cdot \eta_\pi^2} \cdots;$$

$$S_{n+1} = \frac{S_1}{e^{(n+1)\mu\pi} \cdot \eta_\pi^{n+1}}, \tag{51}$$

wobei $\alpha = \pi$ eingesetzt wird.

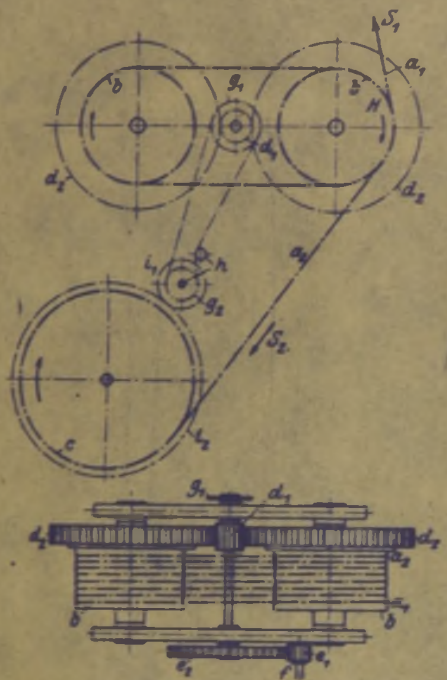


Abb. 132. Reibungstrommeln mit Seilaufspeicherung an einem Schwerlastkran. (Demag.)

a_1 auflaufendes (belastetes) Seil, $b-b$ Reibungstrommeln, a_2 ablaufendes (unbelastetes) Seil, c Seilaufspeicherungstrommel, d_1-d_2 Trommelvorgelege, e_1-e_2 Zwischenvorgelege, f Welle, g_1-g_2 Kettentrieb mit Spannrolle h, i_1-i_2 Stirnräder zum Antrieb von c.

Umfangskraft an der Trommel I (ohne Lagerreibung):

$$U_1 = S_1 - S_2 + S_3 - S_4 + \cdots + S_{n-1} - S_n ; \tag{52}$$

Umfangkraft an der Trommel II (ohne Lagerreibung):

$$U_2 = S_2 - S_3 + S_4 + \cdots + S_n - S_{n+1} . \tag{53}$$

Gesamte Umfangskraft:

$$U = U_1 + U_2 = S_1 - S_{n+1} . \tag{54}$$

Belastung der Trommelwelle I:

$$P_1 = S_1 + S_3 + S_5 + \cdots + S_n . \tag{55}$$

Belastung der Trommelwelle II:

$$P_2 = S_2 + S_4 + S_6 + \cdots + S_{n+1} . \tag{56}$$

Mit Berücksichtigung der Lagerreibung ist die tatsächlich erforderliche Umfangskraft:

$$U_{erf} = U_1 + U_2 + (P_1 + P_2) \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{D}, \tag{57}$$

wobei μ_1 die Reibungszahl der Trommellager bezeichnet.

Der Gesamtwirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{S_1}{U_{erf}} . \tag{58}$$

Bei den meist großen Trommeldurchmessern der Reibungstrommeln ($D \approx 1000\,\delta$) kann $\eta_\pi \approx 1$ gesetzt werden.

Für $n = 12$fache Umschlingung, $\mu = 0{,}129$, $\mu_1 \approx 0{,}08$ und $\frac{d}{D} = \frac{1}{6}$ wird $\eta \approx 0{,}94$.

Die bei den Reibungstrommeln auftretenden hohen Achsdrucke müssen von der Windenkonstruktion aufgenommen werden. Bei Grubenkabeln erhalten die Trommeln zylindrische Laufflächen, die auf den zwischen ihnen angeordneten Rollen abwälzen, wodurch die Achsen entlastet werden.

Das ablaufende Seilende, das entsprechend einer $n = 8$- bis 12fachen Umschlingung nur noch eine geringe Spannkraft hat, wird bei Grubenkabeln mit großem Seilweg und bei Schwerlastkranen auf einer besonderen, vom Hubwerk aus angetriebenen Trommel aufgespeichert.

Auf Abb. 133 sind die Reibungstrommeln eines schwimmenden Schwerlastkranes von 150 t Tragkraft[1] dargestellt. Die Seilaufspeicherungstrommel c wird durch einen Kettentrieb $g_1 - g_2$ und ein Stirnrädervorgelege $i_1 - i_2$ angetrieben.

[1] Demag A.-G., Duisburg.

4. Spillköpfe (Spilltrommeln).

Sie dienen zum Einholen langer Seile und werden hauptsächlich bei elektrischen Spills und bei Schiffswinden verwendet. Bei den zum Verschieben von Eisenbahnwagen dienenden Spills ist der Spillkopf stets stehend (Abb. 134) angeordnet. Das Arbeitseil wird mittels eines Hakens an der zu verschiebenden Wagenabteilung eingehängt und in mehreren (meist zwei) Umschlingungen um den Spillkopf gelegt, der sich im Sinne des ablaufenden Seilendes dreht. Bezeichnen S_1 die Spannkraft des auflaufenden (belasteten) Seilendes, n die Anzahl der Umschlingungen, $\alpha = 2\pi n$ den gesamten Umschlingungswinkel und μ die Reibungszahl zwischen Drahtseil und Spillkopf, so ist die am ablaufenden Seilende erforderliche Zugkraft:

Abb. 134.

$$Z = S_2 = \frac{S_1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{S_1}{e^{\mu 2\pi n}}. \qquad (59)$$

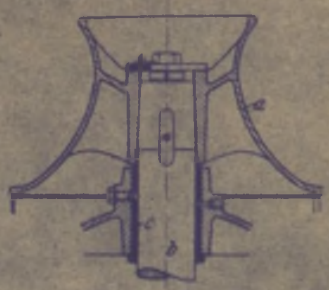


Abb. 135. Spilltrommel zu einer Kohlenladewinde. (SSW.)
a Spilltrommel, auf der Welle b aufgekeilt; c Rotgußbüchse.

Die Zugkraft Z wird infolge der Seilreibung am Spillkopf im Verhältnis zur Spannkraft S_1 sehr klein. Reibungszahl $\mu \approx 0{,}1$ bis 0,3, im Mittel 0,2.

Die am Spillkopf auftretende Umfangskraft ist ohne Berücksichtigung der Lagerreibung:

$$U = S_1 - S_2. \qquad (60)$$

Der Spillkopf sitzt entweder lose auf der festgestellten Achse und wird dann durch einen Innenzahnkranz angetrieben, oder er wird auf der umlaufenden Welle aufgekeilt (Abb. 135).

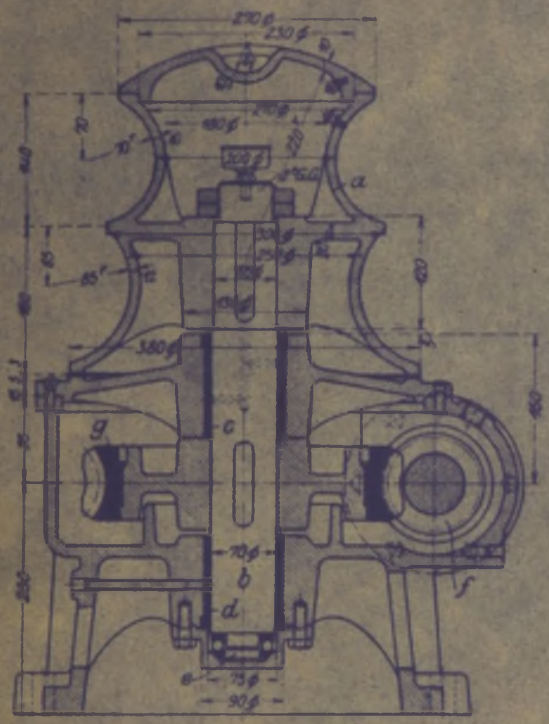


Abb. 136. Zweistufiger Spillkopf mit Antrieb. (Joh. Benk, Augsburg.)
a Spillkopf, auf der Welle b aufgekeilt; c–d Querlager mit Rotgußbüchsen, e Längslager (einstellbares Kugellager); f–g Schneckengetriebe.

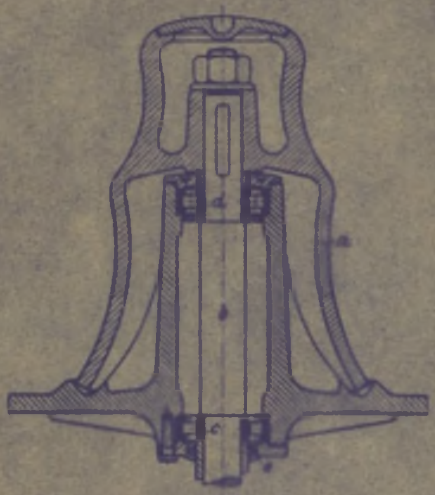


Abb. 137. Spillkopf mit Rollenlagern (SKF Norma).
a Spillkopf, auf der Welle b aufgekeilt; c Einstellrollenlager; d Führungsrollenlager; e Filzring.

die in entsprechenden Lagern angeordnet ist. Wegen der zur Senkrechten geneigten Mantellinie tritt stets am Spillkopf eine nach unten wirkende Axialkraft auf, die durch ein Längslager aufzunehmen ist.

Für zwei verschieden große Seilgeschwindigkeiten werden die Spillköpfe nach Art von Abb. 136 und 137 doppelköpfig ausgeführt.

Abb. 137 zeigt als Beispiel einen auf Rollenlagern laufenden Spillkopf. Das untere Lager ist ein Einstellager, das obere ein Schulterlager, das den Längsdruck aufnimmt.

Um die Anlagekosten des Spills möglichst niedrig zu halten, zieht man die Lagerung nach Abb. 136 mit Rotgußlagern als Querlager und einem einstellbaren Kugellager als Langslager vor. Für dieses wählt man besser ein Lager mit Einstellplatte (Abb. 251, S. 105), da man dann die ballige Eindrehung in der Spurpfanne spart.

VII. Bolzen und Achsen. Achshalter und Schmierung.

a) Bolzen.

Herstellung aus blankgezogenem Rundstahl (St 42 · 11, meist St 50 · 11). Aufhängebolzen und Bolzen für Sperrwerke und Bremsen erhalten beiderseits Unterlegscheibe und Splint. Bolzen mit Bund sind teuer und werden daher nur ausnahmsweise angewendet. Die Bolzen für Ketten- und Seilrollen, Kettennüsse und Laufräder bzw. Laufrollen werden in den Profileisen oder Blechen der Winden und Krane gelagert und durch Achshalter (s. S. 61) festgestellt.

Die Bolzen werden auf Biegung und zulässigen Flächendruck berechnet.

Zulässige Biegebeanspruchung bei Verwendung von St 50 : 11:

Bolzen für Sperrklinken und Bremshebel: $\sigma_{zul} = 400$ bis 600 kg/cm².
Bolzen für Ketten- und Seilrollen, Laufräder und Laufrollen: $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm².

Zulässiger Flächendruck zwischen Rolle bzw. Rad und Bolzen bei Schmierung durch Staufferfett:

Ohne Büchsen (Ge 21 · 91 auf St 50 · 11): $\sigma = 40$ bis 60 kg/cm².
Mit Büchsen (Rg 8 bzw. GBz 14 auf St 50 · 11): $\sigma = 80$ bis 120 kg/cm².

Zulässiger Flächendruck (Lochleibungsdruck) in den Lagerstellenbolzen (St 50 · 11 auf St 37 · 12 bzw. St 38 · 13): $\sigma = 1000$ bis 1500 kg/cm².

1. Fliegend angeordneter Bolzen für Sperrklinken und Bremshebel (Abb. 138).

Der Bolzen ist in dem Blechschild eingepaßt und wird als eingespannt betrachtet. Gefährlicher Querschnitt an der Einspannstelle bei *I*. Bezeichnet P den Druck der Klinke bzw. des Hebels auf den Bolzen, so sind die biegenden Momente: $_{max}M = M_1 = P \cdot x_1$; $M_2 = P \cdot \frac{l_0}{2}$ . . . kgcm.

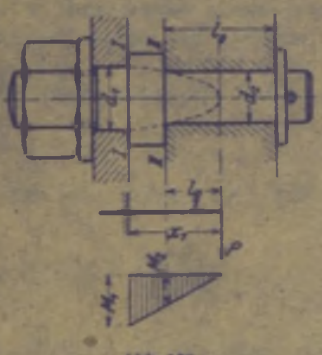


Abb. 138.

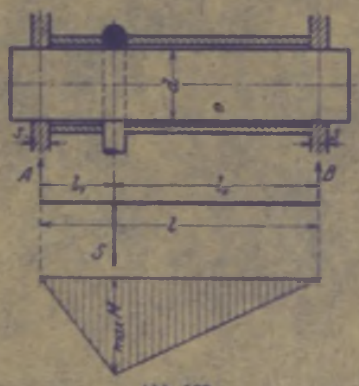


Abb. 139.

2. Unsymmetrisch belasteter Bolzen einer Rundeisenkette (Abb. 139).

S = Nutzzugkraft der Kette (DIN 671 bzw. 672).

Auflagerdrucke: $A = S \cdot \frac{l_1}{l}$; $B = S \cdot \frac{l_2}{l}$.

Größtes Biegemoment: $_{max}M = S \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{l}$.

Größter Flächendruck (im linken) Lagerschilde: $\sigma = \frac{A}{d \cdot s}$.

3. *Bolzen einer Drehkranauslegerrolle* (Abb. 140).

Für den zweisträngigen Rollenzug (mit loser Rolle) ist die Seilspannkraft $S = \frac{Q}{2}$.
Resultierender Bolzendruck (siehe auch S. 33):

$$P_r \approx Q \cdot \sin\left(90° - \frac{\beta}{2}\right).$$

Auflagerdrucke: $A = B = \frac{P_r}{2}$.

Größtes Biegemoment:

$$_{max}M \approx P_r \cdot \frac{l}{8} = P_r \cdot \frac{\lambda + 2s_0 + s + s_1}{8}.$$

Flächendruck zwischen Rolle und Bolzen: $\sigma_1 = \frac{P_r}{d \cdot \lambda}$.
Flächendruck in den Lagerschilden:

$$\sigma_2 = \frac{P_r}{2 \cdot d \cdot (s + s_1)}.$$

Die Angaben gelten auch für die Bolzen der Ausgleichrollen ($P_r \approx 2S$) und die Rollenbolzen der Kranflaschen nach Abb. 112 ($P_r = 2S = Q$) und 113 ($P_r = 4S = Q$).

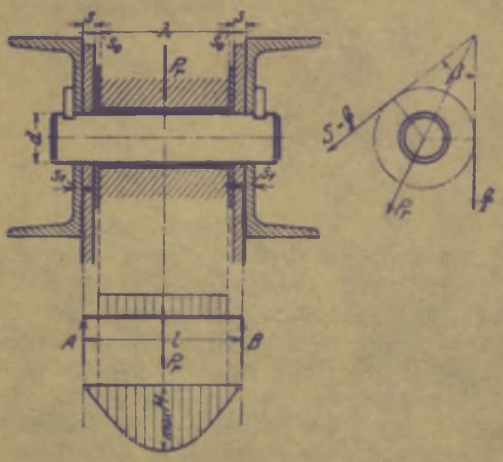


Abb. 140.

4. *Bolzen einer vierrolligen (achtsträngigen) Kranflasche* (Abb. 141).

Damit der Bolzen einen kleinen Durchmesser erhält, sind zwei Seilrollen zwischen den Zugschienen und zwei fliegend gelagert (Abb. 116, S. 48).

Druck einer Rolle: $P = 2S$.

Auflagerdrucke: $A = B = \frac{4P}{2} = 2P$.

Biegemomente (bei A und B):

$$_{max}M = P \cdot l_1 = 2S \cdot \frac{\lambda + s + s_0}{2}.$$

Biegemoment (in der Mitte): $M_2 = 0$.

Wird der Auflagerdruck nicht auf Mitte von $s + s_0$, sondern auf Mitte s (Zugschiene) angenommen, so tritt auf Trägermitte noch ein kleines Biegemoment auf.

Flächendruck zwischen Rolle und Bolzen:

$$\sigma_1 = \frac{P}{d \cdot \lambda} = \frac{2S}{d \cdot \lambda}.$$

Flächendruck zwischen Bolzen und Zugschiene und Schildblech:

$$\sigma_2 = \frac{2P}{d \cdot (s + s_0)} = \frac{4S}{d \cdot (s + s_0)}.$$

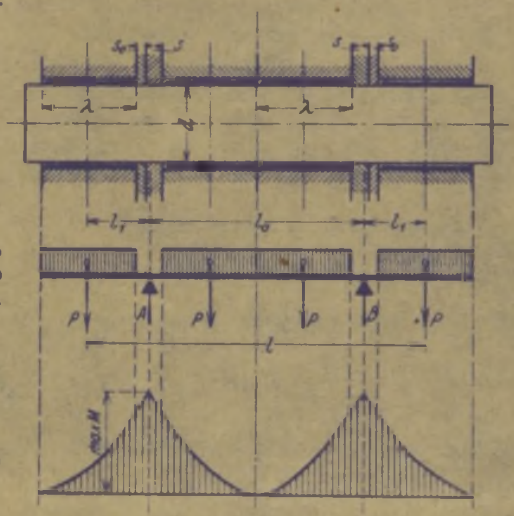


Abb. 141.

5. *Bolzen eines Laufrades mit gleichseitiger Nabe* (Abb. 142).

Bezeichnet P den größten Raddruck, so sind die Büchsendrucke: $P_1 = P_2 = \frac{P}{2}$.

Auflagerdrucke: $A = B = \frac{P}{2}$.

Größtes Biegemoment: $_{max}M = \frac{P}{2} \cdot \frac{l_1 + s}{2} = \frac{P}{4} \cdot (l_1 + s)$.

Flächendruck zwischen Rolle und Bolzen: $\sigma_1 = \frac{P}{2d \cdot l_1}$.

Flächendruck zwischen Bolzen und Blech: $\sigma_2 = \frac{P}{2ds}$.

6. Bolzen eines Laufrades mit ungleichseitiger Nabe (Abb. 143).

Mit dem Raddruck $_{max}P$ werden die Büchsendrucke erhalten zu: $P_1 = {}_{max}P \cdot \frac{a_2}{a}$; $P_2 = {}_{max}P \cdot \frac{a_1}{a}$.

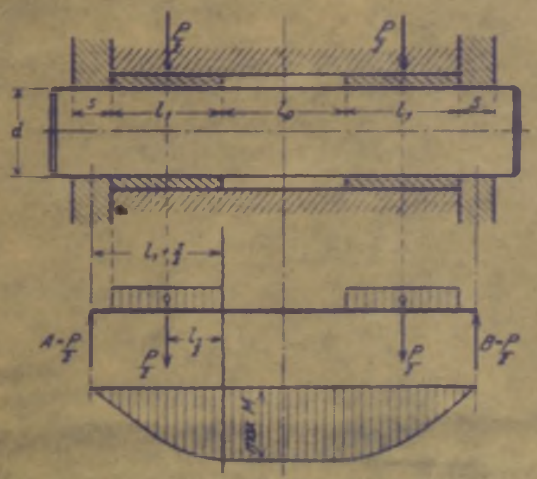


Abb. 142.

Auflagerdrucke:

$$A = {}_{max}P \cdot \frac{o + \frac{s_1}{2} + s_2}{l};$$

$$B = {}_{max}P \cdot \frac{n + \frac{s_1}{2} + s_2}{l}.$$

Die Büchsendrucke P_1 und P_2 werden als Streckenlasten betrachtet, und das größte Biegemoment wird zeichnerisch bestimmt[1].

Man stelle die Teilkräfte der Büchsendrucke (hier vier bzw. sechs) in geeignetem Maßstab als Strecken dar und wähle die Polentfernung H. Nunmehr ziehe man parallel zu den Polstrahlen die Seilstrahlen und trage die strichpunktierte Schlußlinie ein. Der parallel zur Schlußlinie gezogene Polstrahl unterteilt den Kräftezug in die Auflagerdrucke A und B.

Eine parallel zur Schlußlinie an das Seileck gelegte Gerade ergibt die größte Ordinate $_{max}y$, deren Lage auch durch Aufzeichnen der Querkraftfläche erhalten wird.

Das größte Biegemoment ist gleich dem Produkt aus der Ordinate $_{max}y$, gemessen im Längenmaßstab und der Polentfernung H, gemessen im Kräftemaßstab. Ist der Kräftemaßstab 1 cm = a kg und der Längenmaßstab 1 cm = b cm, so ist das größte Biegemoment

$$_{max}M = (H \text{ cm} \cdot a \text{ kg/cm}) \cdot$$
$$\cdot (_{max}y \text{ cm} \cdot b \text{ cm/cm}) \ldots \text{kgcm}. \qquad (61)$$

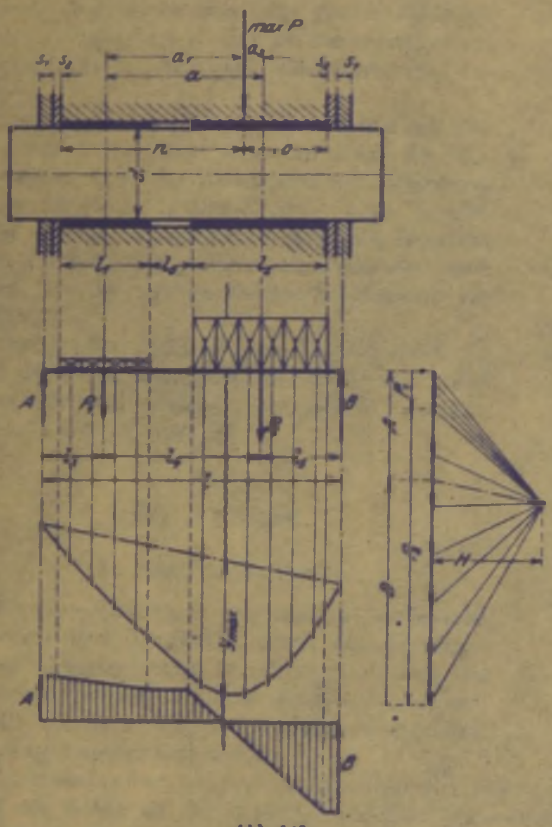


Abb. 143.

Flächendruck zwischen Rad und Bolzen:

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{d \cdot l_1}.$$

Flächendruck zwischen Bolzen und Blech:

$$\sigma_2 = \frac{B}{d \cdot s_1}.$$

7. Bolzen einer Kettennuß (Abb. 144).

Die Kettennuß und das treibende Zahnrad sind wie bei den Schraubenflaschenzügen aus einem Stück gefertigt oder das Zahnrad ist auf der verlängerten Kettennußnabe aufgekeilt (Abb. 93, S. 41).

Der durch Achshalter festgestellte Bolzen ist, wenn eine lose Rolle vorhanden ist, in senkrechtem Sinne durch den Lastzug $S = Q/2$ und in schrägem Sinne durch den Zahndruck P des Rades auf Biegung beansprucht.

[1] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 5. Aufl. I. Bd., S. 429.

α) Senkrechte Belastungsebene.

Auflagerdrucke: $A' = S \cdot \frac{l_2}{l}$; $B' = S \cdot \frac{l_1}{l}$.

Büchsendrucke: $P_1' = S \cdot \frac{a_1'}{a}$; $P_2' = S \cdot \frac{a_2'}{a}$.

Die Büchsendrucke werden als Streckenlasten angenommen, und die Momentenlinie und Querkraftlinie werden wie unter 6. angegeben aufgezeichnet.

β) Schräge Belastungsebene.

Auflagerdrucke:

$$A'' = P \cdot \frac{l_2}{l}; \quad B'' = P \cdot \frac{l_1}{l}.$$

Büchsendrucke:

$$P_1'' = P \cdot \frac{a_1'}{a}; \quad P_2'' = P \cdot \frac{a_2'}{a}.$$

Entwurf der Momentenlinie wie vorher und mit dem gleichen Maßstab wie unter α).

Die Ordinaten der beiden Momentenlinien werden unter dem Winkel α geometrisch addiert und die resultierende Momentenlinie wird entworfen. Aus dieser wird die größte Ordinate $_{max}y$ entnommen und das größte resultierende Biegemoment $_{max}M$ nach Gleichung (61) berechnet.

Die Größe des maximalen resultierenden Biegemomentes hängt von der Lage des Antriebritzels bzw. der Richtung des Zahndruckes ab. Wirkt dieser senkrecht nach oben, so entlastet er den Bolzen, und das Biegemoment wird am kleinsten. Wirkt er senkrecht nach unten, so ist das resultierende Moment am größten.

Der größte resultierende Büchsendruck P_1 wird durch geometrische Addition von P_1' und P_1'' erhalten, desgleichen der größte Auflagerdruck A aus A' und A''.

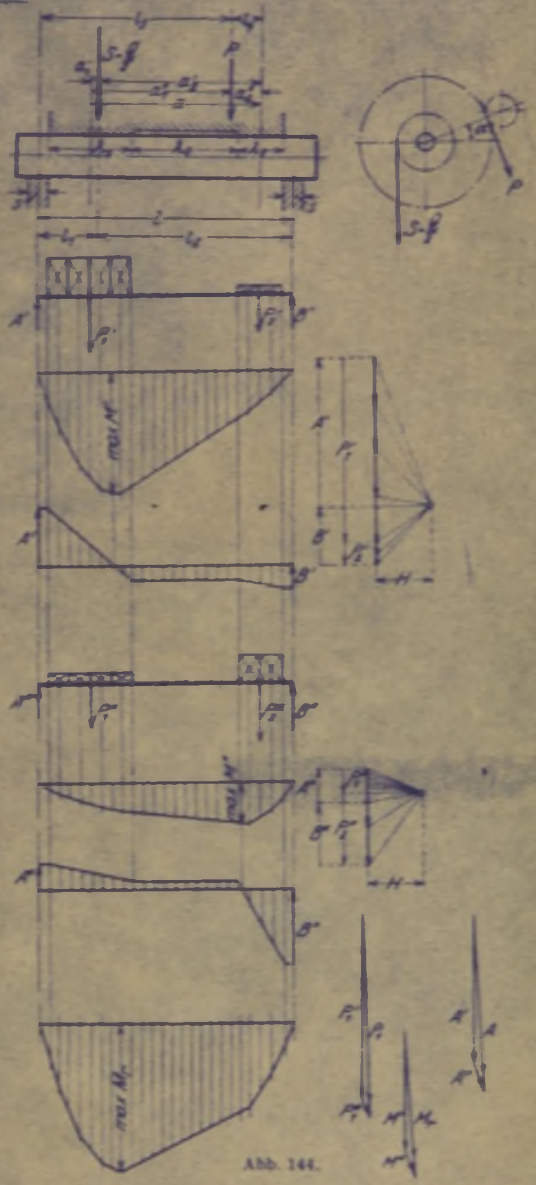


Abb. 144.

b) Achsen.

1. Laufradachsen.

Bei den elektrisch betriebenen Laufkatzen bis etwa 10 t Tragkraft, sowie bei den fahrbaren normalspurigen Drehkranen werden die Laufräder vielfach auf umlaufenden Achsen aufgekeilt, von denen die eine durch ein Stirnrädervorgelege angetrieben wird.

Laufradachse zu einem fahrbaren Drehkran (Abb. 145). Maßgebend für die Berechnung der Achse ist der größte, betriebsmäßig auftretende Raddruck.

Bezeichnen $P_1 = {}_{max}P$ und P_4 die Raddrucke der Achse und s die Schienenmittenentfernung, so sind die Auflagerdrucke:

$$A = \frac{1}{l_1} \cdot \left[P_1 \cdot \left(l_1 + \frac{\lambda}{2} + \frac{l}{2} \right) - P_4 \cdot \frac{\lambda + l}{2} \right];$$

$$B = \frac{1}{l_1} \cdot \left[P_4 \cdot \left(l_1 + \frac{\lambda}{2} + \frac{l}{2} \right) - P_1 \cdot \frac{\lambda + l}{2} \right].$$

Größtes Biegemoment: $_{max}M = M_1 P_1 \cdot x = P_1 \cdot \frac{\lambda + l}{2}$.

Flächendruck im Lager: $\sigma = \frac{A}{d \cdot l}$.

Bei der gezeichneten Achse sind die Laufräder fliegend angeordnet. Liegen sie innerhalb der Lager, so ist die Berechnung grundsätzlich die gleiche, doch ist die Beanspruchung der Achse günstiger.

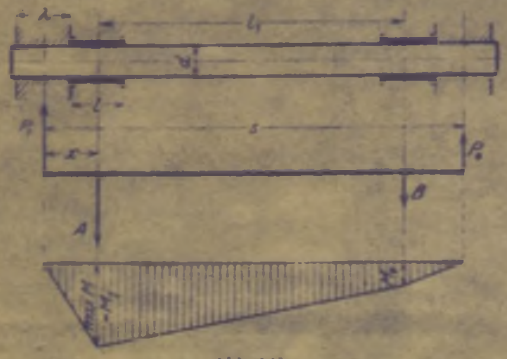


Abb. 145.

Die angetriebene Achse wird noch durch den Zahndruck des Vorgeleges auf Biegung und auf Drehung beansprucht. Sie wird nach den Angaben S. 88 auf zusammengesetzte Festigkeit berechnet.

2. Trommelachsen.

Trommel und Trommelrad werden meist miteinander verschraubt und laufen lose auf der durch Achshalter festgestellten Achse.

Sind Trommel und Trommelrad ausnahmsweise (aus baulichen Gründen) einzeln auf der Welle aufgekeilt, so wird diese auf Biegung und Verdrehung beansprucht. Siehe S. 88.

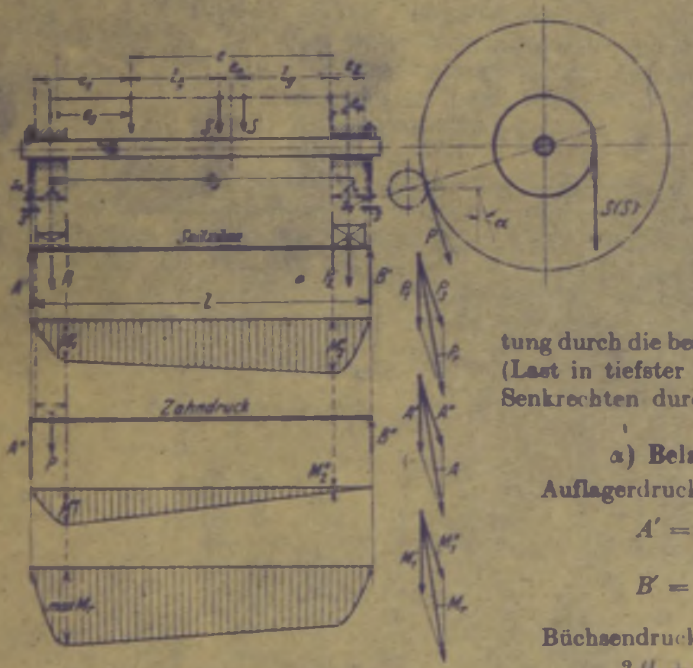


Abb. 146. Berechnung einer Trommelwelle.

Trommelachse einer elektrisch betriebenen Kranlaufwinde mit zwei an der Trommel angreifenden Seilzügen (Abb. 146).

Gestaltung der Trommel nach Abb. 125, S. 51. Baulich festgelegte Maße: Gewindelänge l_g, Abstände e_0, e_1 und e_2, Nabenlänge λ, Stärke der Schleißscheiben s_0 und Stärke der Schildbleche s.

Die Achse ist in senkrechter Richtung durch die beiden Seilzüge S—S mit dem Abstand e (Last in tiefster Lage) und unter dem Winkel α zur Senkrechten durch den Zahndruck P belastet.

a) Belastung durch den Seilzug.

Auflagerdrucke:

$$A' = \frac{S}{l} \cdot (2e_2 + e + 2s_0 + s);$$

$$B' = \frac{S}{l} \cdot (2e_1 + e + 2s_0 + s).$$

Büchsendrucke:

$$P_1 = S \cdot \frac{2(l_g + e_2) + e_0}{e_0}, \qquad P_2 = S \cdot \frac{2(l_g + e_1) + e_0}{e_0}.$$

Die Büchsendrucke werden als Streckenlasten angenommen, und die Momentenlinie wird, wie bereits unter a) 6. gezeigt, entworfen.

Rechnerisch erhaltene Biegemomente:

$$M_1' = A' \cdot \left(\lambda + s_0 + \frac{s}{2}\right) - P_1 \cdot \frac{\lambda}{2};$$

$$_{max}M' = M_2' = B' \cdot \left(\lambda + s_0 + \frac{s}{2}\right) - P_2 \cdot \frac{\lambda}{2}.$$

β) Belastung durch den Zahndruck.

Das Trommelrad liegt in der Abb. 125, S. 51 an der linken Seite und belastet daher nur die linke Büchse.

Büchsendruck = Zahndruck P.

Auflagerdrucke:

$$A'' = \frac{P}{l} \cdot \left(l - \frac{s}{2} - s_0 - \frac{\lambda}{2}\right); \qquad B'' = \frac{P}{l} \cdot \left(\frac{\lambda}{2} + s_0 + \frac{s}{2}\right).$$

Aufzeichnen der Momentenlinie wie vorher.

Rechnerisch erhaltene Biegemomente:

$$_{max}M'' = M_1'' = A'' \cdot \left(\lambda + s_0 + \frac{s}{2}\right) - P \cdot \frac{\lambda}{2};$$

$$M_2'' = B'' \cdot \left(\lambda + s_0 + \frac{s}{2}\right).$$

Nunmehr wird die resultierende Momentenlinie, wie unter a) 7. gezeigt (durch geometrische Addition der Momente M' und M''), entworfen, und das größte, für die Bemessung der Welle maßgebende resultierende Biegemoment wird aus ihr entnommen.

Die resultierenden Büchsendrucke P_r und die resultierenden Auflagerdrucke A werden durch geometrische Addition erhalten.

c) Achshalter.

In die festzustellende Achse (Abb. 147) wird eine Nut eingefräßt, in die der aus einem Stück Flacheisen hergestellte Achshalter paßt. Dieser wird dann vermittels zweier Kopfschrauben an den Lagerblechen befestigt.

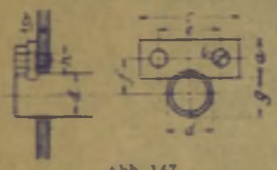


Abb. 147.

Die Achshalter sind stets gegenüber der Druckübertragungsstelle anzuordnen. Bei Achsen von großem Durchmesser werden auch zwei, seitlich der Druckstelle einander gegenüberliegende Achshalter vorgesehen.

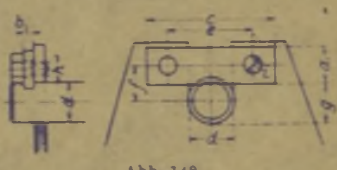


Abb. 148.

Bei den neueren, elektrisch betriebenen Laufkatzen sind die Seiltrommeln hochgelegt und laufen, mit dem Trommelrad verschraubt, lose auf der festgestellten Achse. Um die Trommel bei etwaigem Demontieren mit ihrer Achse herausnehmen zu können, schneidet man die Blechschilde nach Art von Abb. 148 aus und ordnet einen entsprechend längeren Achshalter an.

Tabelle 18 gibt die Abmessungen der normalen Achshalter und der Sonderachshalter für Trommelachsen. Beide unterscheiden sich nur in den Maßen c und e voneinander.

Tabelle 18. Achshalter. Ausführung A (Abb. 147); Ausführung B (Abb. 148).
Abmessungen in mm.

Nr.	d	a	b	c*	e*	f	g	h Zoll	i
3	30—35	30	8	80/105	45/70	24—27	24—29	1/2	14
4	40—45	35	8	90/125	50/85	30—33	33—38	1/2	14
5	50—55	40	10	100/135	60/95	37—41	42—47	1/2	14
6	60—65	45	12	110/155	65/110	44—46	51—56	1/2	14
7	70—75	50	14	120/175	70/125	50—54	60—65	5/8	18
8	80—85	55	14	130/185	80/135	57—59	69—74	5/8	18
9	90—95	60	16	140/205	85/150	63—66	78—83	5/8	18
10	100	60	16	150/220	90/160	67	87	3/4	21
11	110	65	18	160/230	100/170	74	96	3/4	21
12	120	70	18	170/240	110/180	80	105	3/4	21
13	130	75	18	180/260	115/195	87	114	1	28
14	140	80	20	190/270	125/205	92	122	1	28
15	150	80	20	200/290	130/220	95	130	1	28

* Die oberen Abmessungen gelten für Ausführung A, die unteren für Ausführung B.

d) Schmierung der Bolzen und Achsen.

Die Laufstellen der auf den festgestellten Bolzen bzw. Achsen sich drehenden Maschinenteile werden durch konsistentes Fett geschmiert. Die Schmiernut wird stets in dem Bolzen bzw. in der Achse, und zwar entgegengesetzt der Druckstelle angeordnet.

Tiefe der Schmiernut (je nach Bolzenstärke): 2 bis 3 mm; Abstand von den Laufflächenenden: 5 bis 10 mm.

Der Schmierstoff wird den Gleitflächen aus Staufferbüchsen und vermittels Schmierlöchern zugeführt.

Tabelle 19 (Abb. 149) gibt die Abmessungen der nach DIN 3411 (Entwurf 3) genormten Staufferbüchsen.

Tabelle 19. Staufferbüchsen nach DIN 3411 (Abb. 149).

Bezeichnung einer leichten Staufferbüchse mit Oberteil aus Gußeisen und Unterteil aus Temperguß, Ausführung B, Größe 4: Staufferbüchse B 4 DIN 3411 leicht.

Maße in mm.

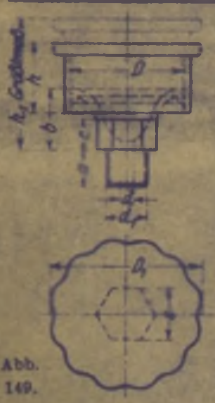


Abb. 149.

Größe	Mindest-Inhalt cm³ ≈ [2]	d	d_1 Gewinde leicht	d_1 Gewinde schwer [3]	a Größtmaß	B ≈	D_1 ≈	c Kleinstmaß	e leicht	e schwer [3]	b	h ≈	h_1 (= h + h_2)
0	1,7	3	R 1/8″		8	16	17	5	11		17	15	32
1	2,7	3	R 1/8″		10	17	22	10	12		15	17	32
2	5	4	R 1/4″		12	23	30	10	17		16	19	35
3	12	4	R 1/4″		12	32	40	10	17		19	21	40
4	22	4	R 1/4″	R 3/8″	12	38	50	10	17	19	20	23	43
5	40	4	R 1/4″	R 3/8″	12	48	60	10	17	19	23	27	50
6	60	4	R 1/4″	R 3/8″	12	55	66	10	17	19	27	31	58
7	90	5	R 3/8″	R 1/2″	12	68	78	12	19	24	30	34	64
8	150	5	R 3/8″	R 1/2″	12	80	94	12	19	24	31	36	67
9	270	6	R 1/2″	R 3/4″	15	98	110	15	24	30	35	40	75
10	480	6	R 1/2″	R 3/4″	15	115	130	15	24	30	45	50	95

Fehlende Maße sind freie Konstruktionsmaße.

[1] Größe auf Oberteil aufgießen oder einprägen.

[2] Die Angabe des Mindestinhaltes bezieht sich auf den gefüllten Deckel.

Ausführung	Werkstoff Oberteil	Werkstoff Unterteil	Ausführung	Werkstoff Oberteil	Werkstoff Unterteil
A	Gußeisen	Gußeisen	E	Gußeisen	Rotguß
B	Gußeisen	Temperguß	F	Flußstahl	Gußeisen
C	Messing	Messing	G	Flußstahl	Temperguß
D	Flußstahl	Flußstahl	Ausführung ist bei Bestellung anzugeben.		

[3] Für die Staufferbüchsen der schweren Form gelten nur die Ausführungen A, B, F, für Größe 0 die Ausführung C. Gewinde für Zapfen: Whitworth-Rohrgewinde nach DIN 259. Staufferbüchsen nach Ausführung C und D können auch mit Arretierung ausgeführt werden. Dies ist bei Bestellung zu vereinbaren.

Tabelle 20. Zuordnung der Staufferbüchsen zum Wellendurchmesser.

Wellendurchm. d:	Bis 19	20 bis 29	30 bis 40	45 bis 55	60 bis 70	75 bis 90	100 bis 110	120 bis 140	150 bis 160	über 160 mm
Staufferbüchse:	B2	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10

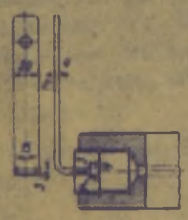


Abb. 150.

Durchmesser der Schmierlöcher je nach Größe des Bolzendurchmessers: 3 bis 6 mm.

Liegen, wie bei den Laufrädern, die beiden zu schmierenden Büchsen nahe beieinander (Abb. 321, S. 137), so wird die Schmiernut durchgefräßt und der Hohlraum zwischen beiden Büchsen wird als Schmierbehälter ausgenutzt.

In Fällen, in denen eine Schmierstelle nicht oder nur schwer zugänglich ist, schließt man ein Stück Gasrohrleitung an den Bolzen bzw. die Achse an und schraubt die Staufferbüchse an dem freien Rohrende auf.

Bei den Unterflaschen der Laufkatzen und Krane werden die Staufferbüchsen der Rollenbolzen im Betriebe oft abgeschlagen. An Stelle der Staufferbüchse sieht man daher vorteilhafter die Schmierung mit einem Gewindepfropfen (Abb. 150) vor, der vermittels eines Schlüssels zeitweise eingeschraubt wird. Den Hohlraum zwischen dem Pfropfen und dem Schmierloch mache man annähernd so groß wie den Inhalt einer dem Bolzendurchmesser entsprechenden Staufferbüchse.

Flott arbeitende Krane führt man in neuerer Zeit in zunehmendem Maße mit Zentralschmierung aus. Hersteller von Zentralschmierungen: Bosch, Stuttgart; Balmung, Apparatefabrik, Stuttgart und Wetzel & Schloßhauer, Berlin W.

VIII. Antriebmittel für Handbetrieb.

a) Handkurbeln.

Anwendung bei Zahnstangenwinden, Lokomotivhebeböcken, Wandwinden, Handkabelwinden und Handdrehkranen, sowie bei elektrischen Hebezeugen, die Handantrieb als Reserveantrieb erhalten.

Kurbelarmlänge bzw. Halbmesser des Kurbelkreises (Abb. 151): $a = 200 — 250 — 300 — 350$ und 400 mm. Die kleineren Halbmesser (250 und 300 mm) kommen für Zahnstangenwinden, die größeren (300 bis 400 mm) für die übrigen Hebezeuge in Frage. Bei diesen ist der meist gebräuchliche Kurbelhalbmesser 350 und 400 mm.

Leistung. Der Kurbeldruck eines Mannes kann für die Arbeitszeit von etwa einer Viertelstunde zu $K = 10$ bis 15 kg angenommen werden. Vorübergehend (auf die Dauer von wenigen Minuten) kann er auf 20 bis 25 kg gesteigert werden.

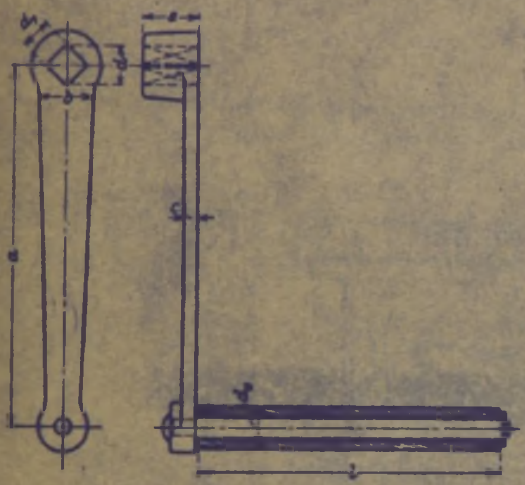


Abb. 151. Normale Handkurbel.

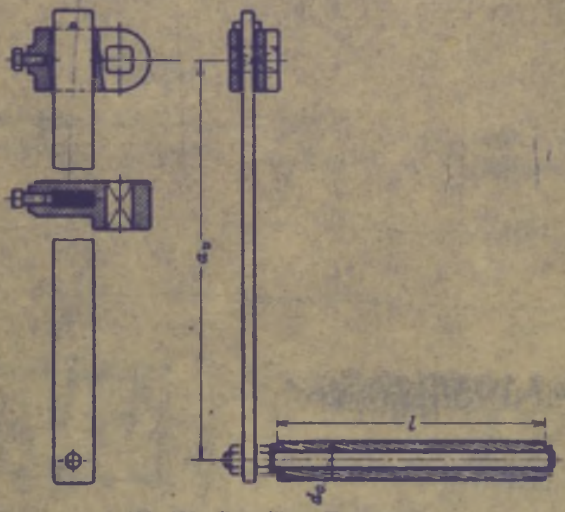


Abb. 152. Verstellbare Handkurbel.

Kurbelgeschwindigkeit bei 10 bis 15 kg Kurbeldruck: $c \approx 0{,}80$ bis 0,45 m/sek.

Dieser Kurbelgeschwindigkeit entspricht bei einem Kurbelhalbmesser von 350 bzw. 400 mm eine Drehzahl der Kurbelwelle von $n = 22$ bis 12 bzw. 19 bis 11/min.

Leistung an der Kurbel (bei 10 bis 15 kg Druck) $L = K \cdot c \approx 8$ bis 6,75 kgm/sek.

Ausführung und Abmessungen. Bei der meist angewendeten Ausführung Abb. 151 ist der Kurbelarm aus Stahl geschmiedet und sitzt auf einem Vierkant der Kurbelwelle. Der aus Holz gefertigte drehbare Walzengriff sitzt auf einem Stahldorn, der am Kurbelarm angenietet oder angeschraubt ist.

Durchmesser des Kurbelgriffes: ..... $d_0 =$ 40 bis 45 mm.
Länge „ „ Für einen Mann ..... $l =$ 250 bis 350 „
„ „ „ „ zwei „ ..... $l =$ 400 bis 500 „
Kurbelarmquerschnitt (je nach Kurbelgröße): $b \cdot c = 35 \cdot 10$ bis $60 \cdot 20$ mm.
Normale Vierkante: $d_1 = 23$ mm bei $d = 30$ mm Wellendurchmesser.
$d_1 = 30$ „ „ $d = 40$ „ „
Nabenlänge: $e = 40$ bis 60 mm.

Verstellbare Kurbeln (Abb. 152) werden hauptsächlich bei Schneckenwinden angewendet und ermöglichen es, kleinere Lasten oder den leeren Haken bei kürzerer Armlänge schneller zu heben. Der schmiedeeiserne Kurbelarm wird in dem auf der Welle sitzenden gußeisernen Halter

durch eine Sechskant- oder Flügelschraube festgestellt. Bei gelöster Schraube ist der Kurbelar gegen Herausfallen durch einen kegeligen Stift gesichert.

Anordnung der Kurbeln. Höhe der Kurbelwelle über dem Standorte des Arbeiter ~ 1000 mm.

Bei den Zahnstangenwinden beträgt diese Höhe aus baulichen Gründen nur 400 b 500 mm.

Die kleinste Entfernung der Kurbelgriffmitte von einer Gebäudewand soll bei Wandwinde etwa 500 mm betragen.

Kurbeln, die nicht regelmäßig abgenommen werden, werden auf eine zylindrische Abdrehur der Welle gesetzt und gegen Drehen durch einen Federkeil, sowie gegen Verschieben durch Unte legscheibe und Mutter gesichert, oder die Kurbel sitzt auf einem kegeligen Ansatz und ist m der Welle verstiftet.

Zwei auf einer Welle sitzende Kurbeln werden um 120° zueinander versetzt. Die noch vie fach gebräuchliche Versetzung um 180° ist nicht empfehlenswert.

Damit bei Winden mit freiem Rücklauf der Last die Kurbeln während des Lastsenkens nich schlagen und die Bedienungsleute gefährden, wird die Kurbelwelle ausrückbar (axial verschieb bar) gemacht, oder man ordnet eine Sicherheitskurbel an, die ebenfalls während des Senk vorganges stillsteht.

Über Sicherheitskurbeln s. unter „Bremsen" S. 131.

b) Ratschen.

Anwendung bei Schrauben- und Schraubenschlittenwinden (s. Abschnitt D. „Winden") zum Antrieb der Hub- und Verschiebespindel. Gegenüber dem Antrieb der Hubspindel durch einen

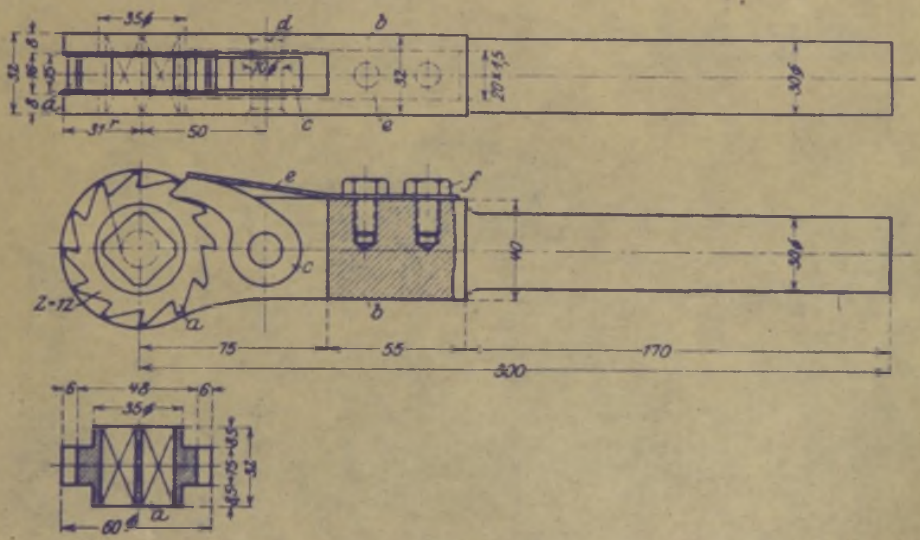


Abb. 153. Einfache Ratsche für Vierkant 22 × 22 mm. (Pützer-Defries.)
a Sperrad; b Ratschenkopf; c Sperrklinke; d Klinkenbolzen; e Blattfeder, die Klinke in Eingriff haltend; f Befestigungsschrauben zu e.

einfachen Handhebel hat die Ratsche den Vorzug, daß sie leichter und bequemer zu handhaben ist. Für den Antrieb der Schlittenspindel kommt nur die Ratsche in Frage.

Abb. 153 zeigt die Ausführung der Schlittenratsche für eine Schraubenschlittenwinde von 12000 kg Tragkraft. Der durch ein Gasrohr verlängerte Handhebel wird mit der federbelasteten Sperrklinke zunächst um einen gefühlsmäßigen Betrag nach rückwärts gedreht, wobei die Klinke über den Zähnen des mittels Vierkant auf der Welle sitzenden Sperrades fortgleitet. Bei dem nun entgegengesetzten Drehen des Handhebels liegt die Klinke am nächsten Sperradzahn an und die Spindel wird um einen, dem Hebelausschlag entsprechenden Betrag gedreht. Soll die Spindel im anderen Sinne bewegt werden, so wird die Ratsche umgekehrt auf das Vierkant der Spindel gesetzt.

Der Kopf der Hubspindelratschen hat ein Loch zum Einstecken eines Handhebels. Hebellänge: 800 bis 1000 mm. Als Handkraft am Hebel werden, da es sich nur um kleine Hubhöhen handelt, etwa 30 bis 40 kg für einen Mann zugelassen.

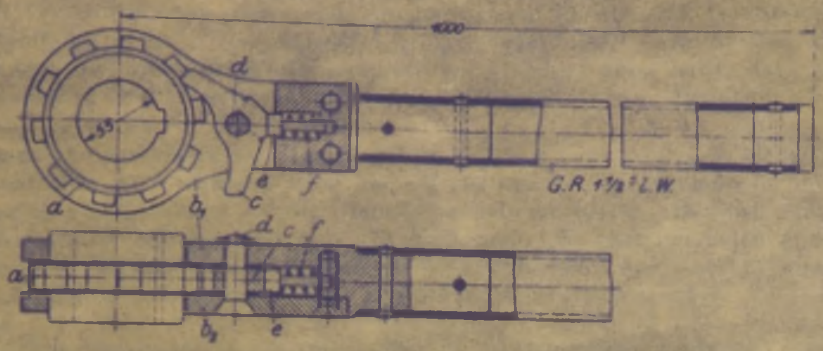


Abb. 154. Ratsche für 55 mm Wellendurchmesser. (Krupp-Grusonwerk.)
a Sperrad, auf der Welle aufgesetzt; b_1 Wange, auf deren Zapfen ein Gasrohr aufgenietet; b_2 Wange, an b_1 angeschraubt; c umlegbare Sperrklinke; d Klinkenbolzen; e Stempel, durch den Druck der Spiralfeder f die Klinke in Eingriff haltend.

Bei elektrischen Kranen, die mit Handantrieb als Notbehelf ausgerüstet sind, werden an Stelle von Kurbeln Ratschen nach Art von Abb. 154 verwendet. Das Sperrwerk dieser Ratsche sperrt zur Bewegungsumkehr wahlweise in der einen oder anderen Drehrichtung.

c) Haspelräder.

Anwendung. Haspelräder kommen in Frage, wenn die anzutreibenden Wellen hoch über dem Fußboden gelegen sind, was z. B. bei Kettenflaschenzügen, I-Trägerlaufkatzen und Handlaufkranen der Fall ist.

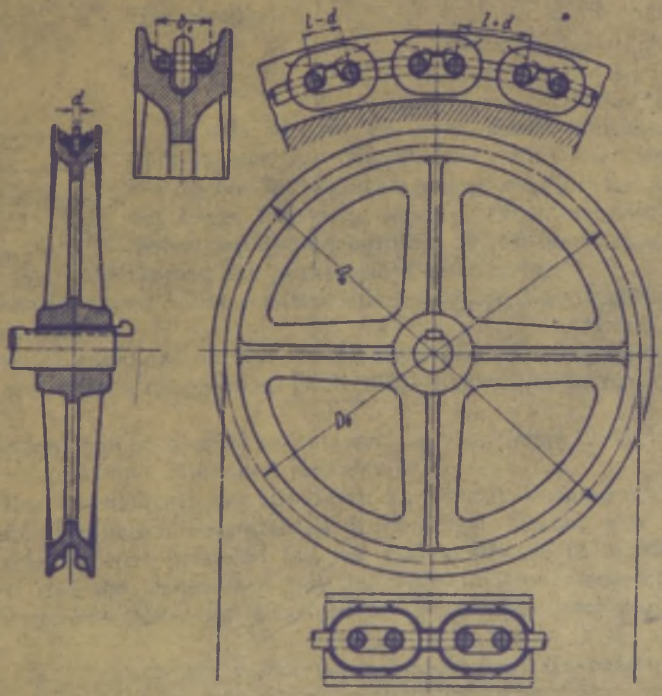


Abb. 155. Haspelrad.

Die Haspelräder (Abb. 155) gleichen in ihrer Bauart den Kettennüssen (s. S. 40). Während jedoch die Kettennüsse kleine Zähne- oder Daumenzahl und großen Kettendurchmesser haben, haben die Haspelräder große Zähnezahl und kleinen Kettendurchmesser. Die endlose, in die

Kranzaussparungen des Haspelrades eingreifende Handkette ist ebenso wie bei den Kettennüssen eine lehrhaltige (kalibrierte) Rundeisenkette.

Zum Antrieb der Haspelradwelle wird am rechts- oder linksseitigen Strang der endlosen Kette gezogen. Während jedoch an der Handkurbel ständig gedreht wird, wird an die Haspelkette absatzweise von oben nach unten gezogen. Damit der Arbeiter bei dieser Tätigkeit nicht zu sehr ermüdet, ist es — besonders bei größerer Hubhöhe — zweckmäßig, die Haspelräder genügend groß und mit kräftigem Kranzprofil auszuführen. Diese haben dann den Vorteil entsprechend großer Schwungmassen und bleiben daher so lange in Bewegung, bis der Arbeiter von neuem wieder an der Kette zieht.

Leistung. Die von einem Arbeiter ausgeübte Zugkraft kann zu $Z = 20$ bis 30 kg angenommen werden und läßt sich vorübergehend bis auf 40 und 50 kg erhöhen, da der Arbeiter sein Körpergewicht beim Ziehen an der Handkette geltend macht. Der bei einem Zug zurückgelegte Kettenweg beträgt etwa 1 m. Rechnet man alle zwei Sekunden mit einem Zug, so werden in einer Minute etwa 30 m Haspelkette abgewickelt, was einer Arbeitsgeschwindigkeit von $c = 0{,}5$ m/sek und bei 25 kg mittlerer Zugkraft einer Leistung $L = Z \cdot c = 25 \cdot 0{,}5 \approx 12{,}5$ kgm/sek entspricht.

Bei gedrängt bauenden Hebezeugen, wie z. B. bei Kettenflaschenzügen, werden zum Heben der Höchstlast bis zu 100 kg Zug an der Haspelkette zugelassen, was bei zwei Mann Bedienung und kurzer Arbeitsdauer angängig ist.

Im allgemeinen wird man bei Kranen und Handlaufkatzen die Zugkraft an den Haspelketten von der Inanspruchnahme des Hebezeuges abhängig machen und bei nur gelegentlicher Benutzung eine große Zugkraft zulassen.

Ausführung. Die für die Haspelräder in Frage kommenden lehrhaltigen Handketten haben nach dem DIN-Blatt 671 folgende Abmessungen (Abb. 45, S. 25):

Kettendurchmesser: $d = 5$ oder 6 mm; innere Länge $l = 18{,}5$ mm; innere Breite $b = 8$ mm.

Nutzzugkraft der 5 mm-Kette: 250 kg, der 6 mm-Kette 350 kg.

Die Haspelräder werden im Hebezeugbau allgemein aus Gußeisen (Ge 18 · 91) hergestellt. Kranzquerschnitt nach Abb. 155. Äußere Kettenbreite: $b_1 = b + 2d$.

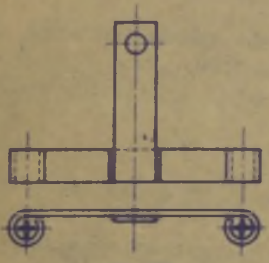


Abb. 156.

Bezeichnet z die Zähnezahl, so ist der Teilkreisdurchmesser der Haspelräder:

$$D_0 = \frac{l}{\sin\frac{90^\circ}{z}}. \qquad (62)$$

Tabelle 21 gibt die nach dieser Gleichung berechneten Teilkreisdurchmesser für Haspelräder mit einer Zähne- oder Daumenzahl $z = 18$ bis 52, abgestuft um je zwei Zähne. Um nicht zuviele Modelle auf Lager halten zu müssen, führt man nur 12 Größen (unter Fortlassen der Zwischengrößen 20, 26 usw.) aus, die eine genügende Abstufung für praktische Zwecke geben.

Die Kranzaussparungen bleiben unbearbeitet und die Kettenglieder greifen mit Spielraum in die Aussparungen ein.

Die kleineren Haspelräder werden als Scheibenräder und mit vier oder sechs kreisförmigen Aussparungen ausgebildet, die größeren (Abb. 155) erhalten vier bis sechs Arme mit kreuzförmigem Querschnitt.

Die Handkettenlänge ist so groß zu nehmen, daß das tiefste Ende der herabhängenden Kette etwa 600 bis 800 mm vom Fußboden entfernt ist.

Damit ein Herausschleudern der Handkette im Betrieb vermieden wird, erhalten die Haspelräder einen, aus Flacheisen hergestellten Kettenbügel. Dieser wird entweder am Hebezeug angeschraubt oder er sitzt pendelnd auf der Haspelradwelle (Abb. 156). Der Kettenbügel ist so auszuführen, daß die Ösenmitten mit den Kettenmitten zusammenfallen. Dies geschieht, wenn nötig, durch Abkröpfen des waagerechten Flacheisens oder durch Beilagen.

Tabelle 21. Teilkreisdurchmesser der Haspelräder.

z	D_0	z	D_0	z	D_0	z	D_0	z	D_0	z	D_0
18	213	24	283	30	354	36	425	42	490	48	580
20	236	26	304	32	376	38	440	44	518	50	592
22	263	28	332	34	398	40	473	46	546	52	610

IX. Rädergetriebe.

Sie dienen im Hebezeugbau als Übersetzungsmittel zwischen den schnellaufenden Antriebswellen und den langsam laufenden Lastwellen bzw. den Trommeln, Laufrädern u. dgl. Die bei den Winden und Kranen eingebauten Räder sind allgemein Zahnräder. Reibungs- (Friktions-) Räder werden nur ausnahmsweise, z. B. bei Speicherwinden für Hafengebäude angewendet. Ebenso kommen Kettenräder (mit Treibketten) nur gelegentlich in Betracht.

a) Zahnräder[1].

Normen. DIN 37: Sinnbilder für Zahnräder. — DIN 780: Zahnräder, Modulreihe. — DIN 867: Zahnform für Stirnräder und Kegelräder. — DIN 868: Zahnräder, Begriffe, Bezeichnungen, Kurzzeichen. — DIN 869 Bl. 1: Richtlinien für die Bestellung von Stirnrädern; Bl. 2: Desgleichen von Kegelrädern. — DIN 870: Zahnräder, Profilverschiebung bei Evolventen-Verzahnung.

1. Stirnräder.

Die überwiegende Mehrzahl der im Hebezeugbau angewendeten Zahnräder sind Stirnräder, da diese den günstigsten Wirkungsgrad für die Triebwerke (Hub- und Fahrwerke) ergeben.

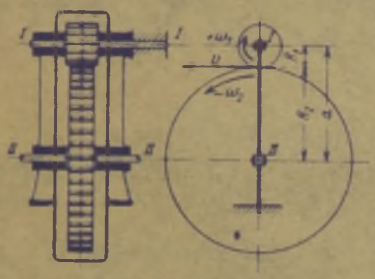


Abb. 157.

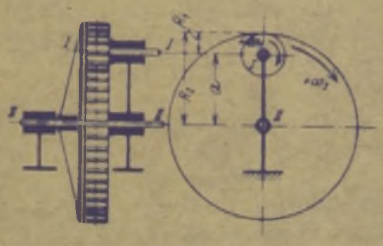


Abb. 158.

1. Außenradgetriebe oder Außenräder (Abb. 157). Achsenabstand (Zentrale): $a = R_1 + R_2$. Bezeichnen z_1 und z_2 die Zähnezahlen, ω_1 und ω_2 die Winkelgeschwindigkeiten (+ rechts-, — linksdrehend) und n_1 bzw. n_2 die minutlichen Drehzahlen der Räder, so ist das Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{x}\,. \tag{63}$$

Bei den im Hebezeugbau angewendeten Getrieben wird stets vom Schnellen ins Langsame übersetzt.

Umfangsgeschwindigkeit am Wälzpunkt (Zentralpunkt):

$$v = \frac{2\,R_1\,\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2\,R_2\,\pi \cdot n_2}{60} \quad \ldots \text{ m/sek}. \tag{64}$$

Die Räder der Außenradgetriebe laufen in entgegengesetztem Sinne um. Auf Abb. 157 ist z. B. Rad I rechts- und Rad II linksdrehend.

Gleicher Drehsinn wird durch Anordnung eines Zwischenrades erreicht, das jedoch auf die Übersetzungsgröße ohne Einfluß ist.

2. Innenradgetriebe oder Innenräder (Abb. 158). Achsenabstand: $a = R_2 - R_1$.

Im Gegensatz zu den Außenradgetrieben laufen die Räder der Innenradgetriebe in gleichem Sinne um. Auf Abb. 158 sind z. B. beide Räder rechtsdrehend.

3. Zahnstangengetriebe (s. S. 70) bilden den Grenzfall zwischen Außen- und Innenradgetriebe. Der Halbmesser des Großrades ist $R_2 = \infty$. Übersetzung:

$$i = \frac{z_1}{\infty} = \frac{R_1}{\infty} = 0\,. \tag{65}$$

Zähnezahlen. Nach Annahme der Zähnezahl z_1 des treibenden Rades ist die Zähnezahl z_2 des Getriebenen durch die Übersetzung bestimmt [Gleichung (63)]:

$$z_2 = z_1 \cdot \frac{1}{i}\,, \tag{66}$$

[1] Weiteres über Zahnräder s. Volk: „Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau". 3. u. 5. Heft (Schiebel: Zahnräder). Berlin: Julius Springer 1930.

wobei $1, i$ meist eine ganze Zahl (2—3—4—5 . . .) ist. Die Zähnezahl z_1 des kleinen (treibenden) Rades sucht man in Rücksicht auf gedrängten Bau des Getriebes möglichst klein zu halten.

Bei langsam laufenden Rädern (s. S. 71) nimmt man $z_1 = 12$ bis 15 und geht unter Umständen bis herab auf $z_1 = 10$.

Bei schnellaufenden Rädern (s. S. 71) dagegen wird in Rücksicht auf ruhigen Gang des Getriebes $z_1 = 15$ bis 25, im Mittel $= 20$ angenommen.

Auf jeden Fall ist bei Aufzeichnen des Vorgeleges nachzuprüfen, ob das kleine Rad unter Berücksichtigung der Keilschwächung noch eine genügende Nabenstärke (s. Abb. 173, S. 73) erhält. Ist die Nabenstärke zu schwach, so vergrößert man den Teilkreisdurchmesser des kleinen Rades dadurch, daß man ihm ein oder zwei Zähne mehr gibt. Dies ist wegen der Verbesserung der Eingriffsverhältnisse einer Vergrößerung der Teilung vorzuziehen.

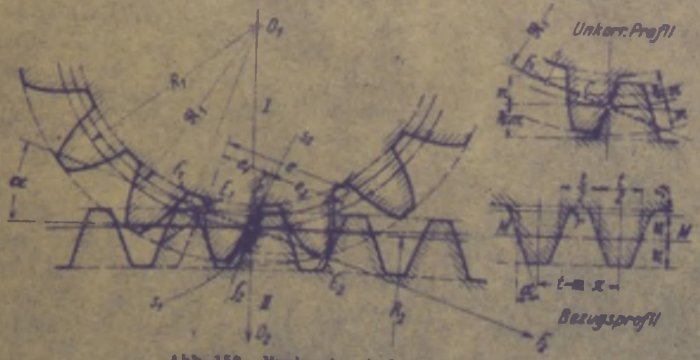


Abb. 159. Evolventen-Außenverzahnung.

C Zentralpunkt (Wälzpunkt); R_1 und R_2 Teilkreise; α Eingriffswinkel (20°); F_1 und F_2 Fußpunkte der Normalen auf die Eingriffslinie; R_1 (R_2) Halbmesser der Grundkreise; $E_1 - E_2 = g = e_1 + e_2$ Eingriffslänge; Ca_1 und Ca_2 Zahnspitzen, Cf_1 und Cf_2 Zahnfüße.

Zahnabmessungen. Die Zahnräder erhalten im Hebezeugbau allgemein bearbeitete Zähne. Über Zahnbearbeitung (Zahnerzeugung) siehe DIN 868 und: Kutzbach, K.: Grundlagen und neuere Fortschritte der Zahnraderzeugung. Berlin: VDI-Verlag 1925. — Schiebel: Zahnräder (drittes Heft der Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau), 3. Aufl., S. 65.

Räder mit unbearbeiteten (gegossenen) Zähnen werden nur bei billigen Handhebezeugen angewendet.

Abb. 159: Zahnabmessungen einer normalen Zahnform für Stirn- und Kegelräder, dargestellt an einer Zahnstange als Bezugsprofil. Verzahnung: Evolventenzahnung mit einem Flankenwinkel von 20° (DIN 867). Teilung: $t = m \cdot \pi =$ Modul · 3,14 . . . mm.

Genormte Modulreihe nach DIN 780.

Zahnstärke (auf dem Teilkreis gemessen) $\approx t/2$.

Zahnkopf (bei Rädern ohne Korrektur) $= m$.

Zahnfuß (bei Rädern ohne Korrektur) $= m + s_k$.

s_k = Kopfspiel = 0,1 m bis 0,25 m.

Rundung am Zahnfuß: $r = 1{,}5 \cdot s_k$.

Zahnhöhe: $h = 2m + s_k = 2{,}1$ bis 2,25 m. Zahnbreite (des Rades): b. Sie wird als Vielfaches der Teilung oder des Moduls ausgedrückt. Beim Ritzel wird sie meist größer als beim Rad ausgeführt (s. S. 73).

Für unbearbeitete Räder (mit sauber gegossenen Zähnen) enthält die Literatur folgende Angaben: Zahnstärke: $^{10}/_{20}\,t = 0{,}475\,t$; Flankenspiel: $^{1}/_{20}\,t = 0{,}025\,t$; Zahnlücke: $^{21}/_{40}\,t = 0{,}525\,t$; Zahnkopf (ohne Korrektur): $0{,}3\,t$; Zahnfuß: $0{,}4\,t$; Zahnhöhe: $h = 0{,}7\,t$.

Die Räder haben im Hebezeugbau allgemein gerade Zähne (parallel zur Achse). Räder mit schrägen Zähnen oder Pfeilzähnen werden nur ausnahmsweise angewendet.

Bei Stirnrädern mit geraden Zähnen ist der Teilkreisdurchmesser

$$D = 2R = z \cdot \frac{t}{\pi} = z \cdot m \ldots \text{mm}; \quad m = \frac{D}{z} = \frac{t}{\pi} \ldots \text{mm}. \tag{67}$$

α) Verzahnungen.

Grundlegendes (Begriffe, Bezeichnungen und Kurzzeichen) nach DIN 868. Die Räder erhalten allgemein Evolventenverzahnung (Abb. 159 bis 162).

Triebstockverzahnungen (Abb. 164 bis 166) werden bei den Drehwerkvorgelegen der fahrbaren Drehkrane (Dampf- bzw. Motorkrane) und Hafendrehkrane, sowie bei Ausleger-Einziehwerken angewendet.

Bei der Evolventenverzahnung ist die Eingriffslinie eine gerade Linie, die unter dem Winkel α zur Wälzpunkttangente geneigt ist (Abb. 159).

Eingriffswinkel $\alpha = 15°$ bis 25°. Bisheriger Eingriffswinkel 15°, genormter Eingriffswinkel 20°.

Damit die Getriebe störungsfrei laufen, soll der Überdeckungsgrad (Eingriffsdauer) größer als 1 sein.

Überdeckungsgrad $\varepsilon = \frac{\text{Eingriffslänge}}{\text{Teilung}} = \frac{e}{\cos\alpha \cdot t}$ (Abb. 159).

In Rücksicht auf Schonung und Entlastung der Zähne wähle man den Überdeckungsgrad bei schnellaufenden Rädern mindestens 20-prozentig ($\varepsilon = 1{,}2$).

Mit steigendem Eingriffswinkel wird der Überdeckungsgrad besser, dagegen wird die, die Welle belastende Komponente des in Richtung der Eingriffslinie wirkenden Zahndruckes (der Achsendruck) größer.

Um unterschnittfreie Zähne zu erhalten, darf die Zähnezahl des Kleinrades (Ritzels) bei gegebenem Eingriffswinkel und normaler Kopfhöhe (gleich dem Modul) einen bestimmten Wert nicht unterschreiten. Dieser Wert ist bei Außenverzahnung und einer Übersetzung 1 : 1 am kleinsten und wird bei der Zahnstange (1 : ∞) am größten. Bei Innenverzahnung ist er bei großen Übersetzungen (nahe 1 : ∞) am kleinsten und bei 1 : 1 am größten. Vogel[1] gibt ein Eingriffsschaubild für Evolventenverzahnung mit Eingriffswinkeln von 15°, 20° und 25° für normale Kopfhöhe (= Modul), für Stumpfzähne (= 0,8 Modul) und für die AEG-Verzahnung ($\alpha = 15°$, Kopfhöhe des Kleinrades 1,5 × Modul, des Großrades 0,5 × Modul). Das Bild enthält die Mindestzähnezahlen und Überdeckungsgrade in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis.

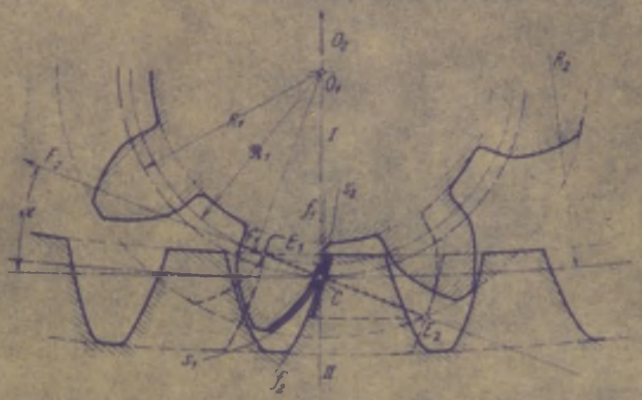


Abb. 160. Evolventen-Innenverzahnung. (Bezeichnungen wie unter Abb. 159.)

Durch Korrektur der Zähne (Profilverschiebung) kann die Mindestzähnezahl bei unterschnittfreien Zähnen herabgesetzt werden. Die Zahnspitze des Kleinrades wird dann größer und die des Großrades kleiner.

Um bei Motorvorgelegen einen möglichst kleinen (billigen) Räderkasten zu erhalten, führt man die Zähne zweckmäßig als Schrägzähne aus. Man erhält dann eine kleinste Zähnezahl für das Ritzel (12 bis 15) und einen kleinen Achsenabstand bei ausreichendem Überdeckungsgrad.

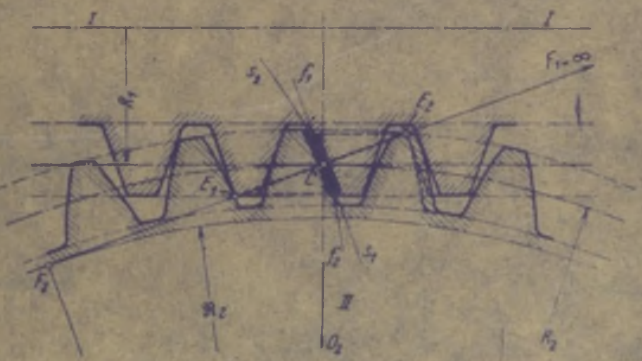


Abb. 161. Evolventen-Verzahnung (Rad mit Zahnstange). (Bezeichnungen wie unter Abb. 159.)

Schwierigkeiten hinsichtlich des Überdeckungsgrades treten bei den Getrieben der Zahnstangenwinden auf, die in Rücksicht auf gedrängten Bau und geringes Gewicht vierzähnige Trieblinge erhalten (Abb. 162).

Die Abb. 159 bis 166 geben kennzeichnende Beispiele der im Winden- und Kranbau vorkommenden Verzahnungen.

1. Evolventen-Außenverzahnung. Beispiel: Verzahnung zum Hubwerk-Vorgelege eines Tordrehkranes von 2500 kg Tragkraft und 13,9 m Ausladung[2] (Abb. 159). Hubgeschwindigkeit: 0,75 m/sek; Motorleistung: 25 kW; Drehzahl des Motors: 470/min; Stromart: Drehstrom 380 V 50 Hz. Trommeldurchmesser: 500 mm. $z = {}^{16}/_{248}$; $m = 6$ mm; $D = {}^{96}/_{1488}$ mm; $i = \frac{1}{15{,}5}$; $b = {}^{160}/_{140}$ mm; Werkstoff: St 50 · 11/St 34 · 11. Kranzprofil des Großrades s. Abb. 182, S. 75.

2. Evolventen-Innenverzahnung. Beispiel: Verzahnung zum Drehwerk-Vorgelege des unter 1. genannten Kranes (Abb. 160). Der zweiteilige Zahnkranz ist auf dem Unterwagen des Kranes aufgeschraubt. Das mit ihm kämmende Rad (Planetenrad) sitzt am Oberwagen. $z = {}^{8}/_{116}$; $m = 23$ mm; $D = {}^{184}/_{2668}$ mm; $i = \frac{1}{14{,}5}$. $b = {}^{150}/_{120}$ mm; Werkstoff: St 50 · 11/Stg 38 · 81.

3. Evolventen-Verzahnung (Rad mit Zahnstange). 1. Beispiel: Verzahnung des Schneckengetriebes zum Drehwerk eines Tordrehkranes mit Greiferbetrieb von 8 t Tragkraft (Abb. 161). $z = {}^{2}/_{40}$; $m = 12$ mm; $D = {}^{96}/_{480}$ mm; $i = {}^{1}/_{20}$; $b = 90$ mm. Werkstoff: St 70 · 11/GBz 14.

[1] Werkstattstechnik 1929, Heft 14. [2] Westhafen Berlin (Hersteller: Carl Flohr A.-G., Berlin).

2. Beispiel: Verzahnung einer Lokomotiv-Zahnstangenwinde von 12000 kg Tragkraft (Abb. 162). $z = 4/\infty$; $m = 12$ mm; $D = 48/\infty$ mm; $b = 50$ mm. Werkstoff: St 70·11/St 60·11.

Bei der kleinen Zähnezahl des Triebling ($z = 4$) wird ein Überdeckungsgrad > 1 auch durch Vergrößerung des Eingriffswinkels nicht erreicht. Dies ist jedoch bei der geringen Umfangsgeschwindigkeit der von Hand betriebenen Winden praktisch belanglos. Der Überdeckungsgrad wird dadurch vergrößert, daß man die Zahnspitze des Zahnstangenprofils als Orthozykloide (Abb. 163) und den Zahnfuß des Triebling gerade und radial

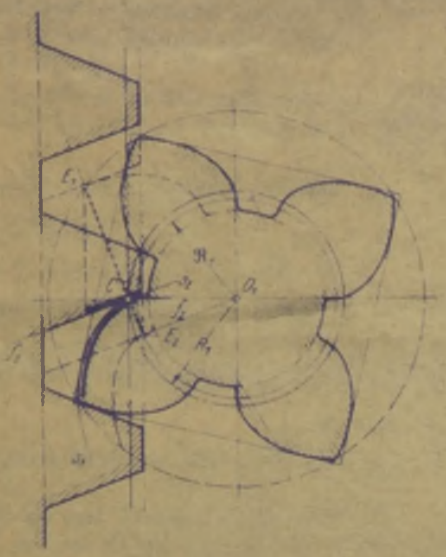


Abb. 162. Evolventen-Verzahnung (vierzahniger Triebling mit Zahnstange).

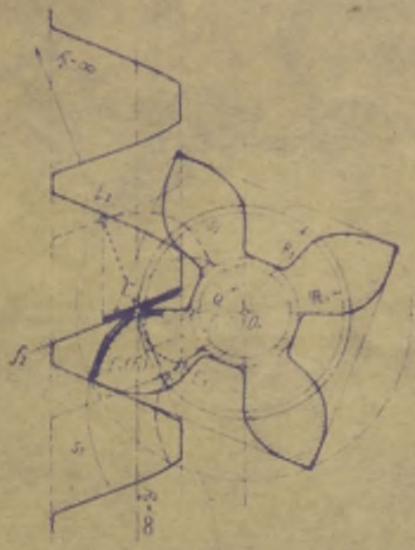


Abb. 163. Evolventen-Verzahnung (vierzahniger Triebling mit Zahnstange). Kopf der Zahnstange nach einer Orthozykloide ausgebildet; $E_1 - E_1$ Wälzkreis.

ausführt. Die Eingriffslinie dieser Profilteile ist ein Kreis, dessen Durchmesser gleich dem Teilkreishalbmesser des Ritzels ist.

Im allgemeinen zieht man jedoch bei den Zahnstangenwinden (s. Abschnitt D. „Winden") die Verzahnung nach Abb. 162 vor und fräst die Zähne mittels des Fingerfrasers in die aus Vierkantstahl gefertigte Welle ein.

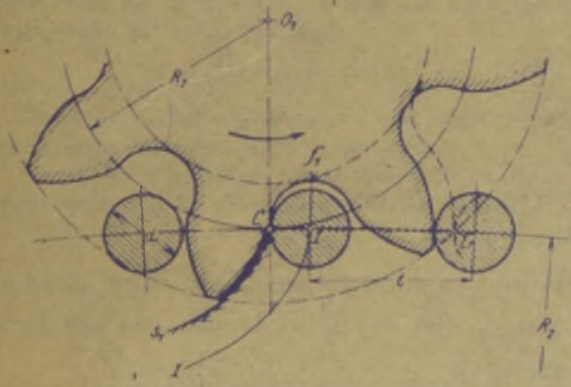


Abb. 164. Triebstock-Außenverzahnung.
d Triebstock-Durchmesser; $I - I$ Epizykloide; $C - s_1$ Zahnspitze (Äquidistante zur Epizykloide).

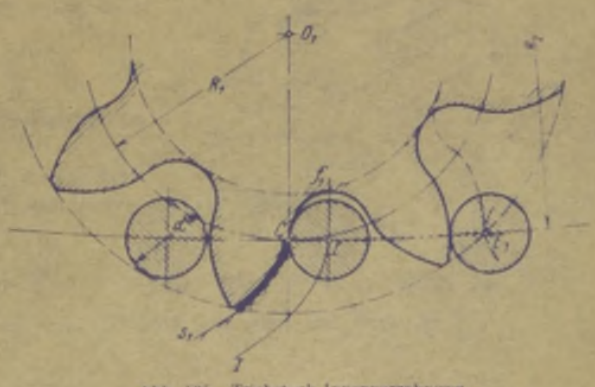


Abb. 165. Triebstock-Innenverzahnung.
$I - I$ Perizykloide; $C s_1$ Zahnspitze (Äquidistante zur Perizykloide).

4. Triebstock-Außenverzahnung. Beispiel: Verzahnung zu einem Drehwerk-Vorgelege (Abb. 164). $z = {}^{6}/_{114}$; $m = 23$ mm; $D = {}^{144}/_{2665}$ mm; $s = \frac{1}{14{,}5}$; Triebstockdurchmesser: 35 mm. Werkstoff: St 50·11/St 50·11.

Die Zähne des großen Rades sind zylindrische Bolzen, deren Mittel im Teilkreis stehen. Die Zahnspitze des kleinen Rades ist die Äquidistante zu einer Epizykloide (Abb. 164); der Zahnfuß wird nach einem Kreisbogen gestaltet.

5. Triebstock-Innenverzahnung (Abb. 165). Ersatz für die Evolventen-Innenverzahnung unter 2. Abmessungen und Werkstoff wie unter 4. Die Zahnspitze des mit dem festen Triebstockkranz kämmenden Planetenrades ist die Äquidistante zu einer Perizykloide. Die Triebstock-Innenverzahnung wird aus baulichen Gründen der Außenverzahnung vorgezogen.

6. Triebstock-Verzahnung (Rad mit Zahnstange) (Abb. 166). $z_1 = 8$; $m = 23$ mm; $D = 184$ mm; $i = 1:\infty$. Triebstockdurchmesser: 35 mm. Werkstoff wie unter 4. und 5. Die Zahnspitze des Rades ist die Äquidistante zu einer Evolvente. Anwendung dieser Verzahnung bei den Ausleger-Einziehwerken der Hafendrehkrane.

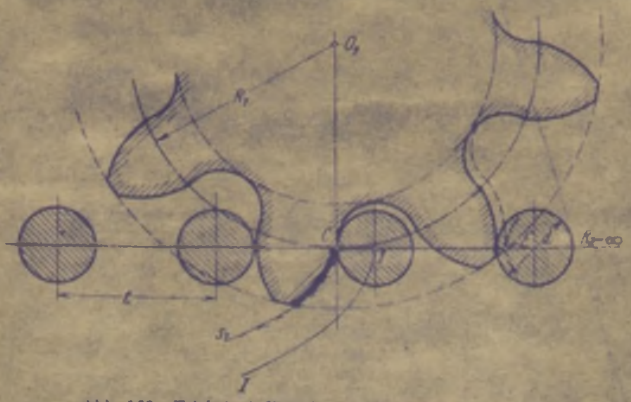


Abb. 166. Triebstock-Verzahnung (Rad mit Zahnstange). $I-I$ Evolvente; C_a Zahnspitze (Äquidistante zur Evolvente).

β) Wirkungsgrad.

Über Zahnradverluste und Abnutzung siehe: Schiebel, Zahnräder. I. Teil (Fußnote S. 67).

Wirkungsgrad eines Stirnrädergetriebes mit Berücksichtigung der Lagerreibung:

Für Getriebe mit gegossenen Zähnen:

$\eta \approx 0{,}90$ bis $0{,}92$,

für Getriebe mit bearbeiteten Zähnen:

$\approx 0{,}94$ bis $0{,}96$, im Mittel $0{,}95$.

Bei Getrieben mit genau geschnittenen Zähnen, die im Ölbad laufen, ist je nach der Lagerung (Gleitlager oder Wälzlager): $\eta \approx 0{,}97$ bis $0{,}98$.

γ) Berechnung der Zähne.

1. Langsam laufende Räder (Krafträder). Für ihre Berechnung ist lediglich die Festigkeit maßgebend.

Bezeichnen mit Bezug auf Abb. 167:

P den, an der Zahnspitze angreifenden und über die ganze Zahnbreite gleichmäßig verteilt angenommenen Zahndruck in kg,

$W = \frac{b s^2}{6}$ das Widerstandsmoment des Zahnes im gefährlichen Querschnitt in cm³ und

σ_{zul} die zulässige Biegebeanspruchung in kg/cm², so ist das Biegemoment des Zahnes:

$$M = P \cdot h = W \cdot \sigma_{zul} = \frac{b s^2}{6} \cdot \sigma_{zul} \cdot \qquad (68)$$

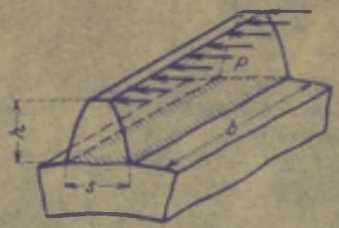


Abb. 167.

Setzt man $h = 2{,}25\,m \approx 0{,}7\,t$ und $s \approx 0{,}5\,t$, so wird nach Gleichung (68) mit $c = 0{,}06 \cdot \sigma_{zul}$:

$$P = b \cdot c \cdot t \ \ldots \text{ kg}. \qquad (69)$$

In dieser Gleichung werden b und t in cm und die Zahnbeanspruchungszahl c in kg/cm² eingesetzt.

Wird das Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung $\psi = b/t$ angenommen und in Gleichung (69) eingesetzt, so ist der übertragbare Zahndruck:

$$P = \psi \cdot c \cdot t^2 \ \ldots \text{ kg}. \qquad (70)$$

Ist an Stelle des Zahndruckes das zu übertragende Drehmoment $M_d = P \cdot R \ldots$ kgcm gegeben und setzt man $P = \frac{M_d}{R}$ und $R = \frac{z \cdot t}{2\pi}$ in Gleichung (69) ein, so wird die Teilung:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot M_d}{c \cdot \psi \cdot z}} \ \ldots \text{ cm}. \qquad (71)$$

Bei Rädern mit unbearbeiteten Zähnen wird $\psi = b/t = 2$ bis 3 angenommen. Für Räder mit gefrästen Zähnen, deren Wellen genau gelagert sind, kann $\psi = 3$ bis 5 gesetzt werden.

Zahnbeanspruchungszahl und zulässige Biegebeanspruchung:

Gußeisen $c = 18$ bis 30 entsprechend $\sigma_{zul} \approx 300$ bis 500 kg/cm²,

Stahlguß $c = 36$ bis 60 entsprechend $\sigma_{zul} \approx 600$ bis 1000 kg/cm².

2. Schnellaufende Räder (Arbeitsräder). Außer der Festigkeit sind noch die infolge der Zahnreibung eintretende Abnutzung und die Flankenpressung für die Zahnberechnung maßgebend.

Sind der Zahndruck P oder die Drehmomente des Vorgeleges gegeben, so werden die Gleichungen (69) bis (71) angewendet.

Bei den Motorvorgelegen sind in der Regel die zu übertragende Leistung in PS oder kW und die Drehzahlen der beiden Wellen gegeben.

Bezeichnen N die zu übertragende Leistung in PS, n die Drehzahl der Welle in der Minute und v die Umfangsgeschwindigkeit in m/sek, so erhält man durch Einsetzen von

$$M_d = P \cdot R = 71620 \cdot \frac{N_{PS}}{n} \ldots \text{kgcm} \qquad (72)$$

in die Gleichung (71) die Teilung:

$$t = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N_{PS}}{n}} \ldots \text{cm}. \qquad (73)$$

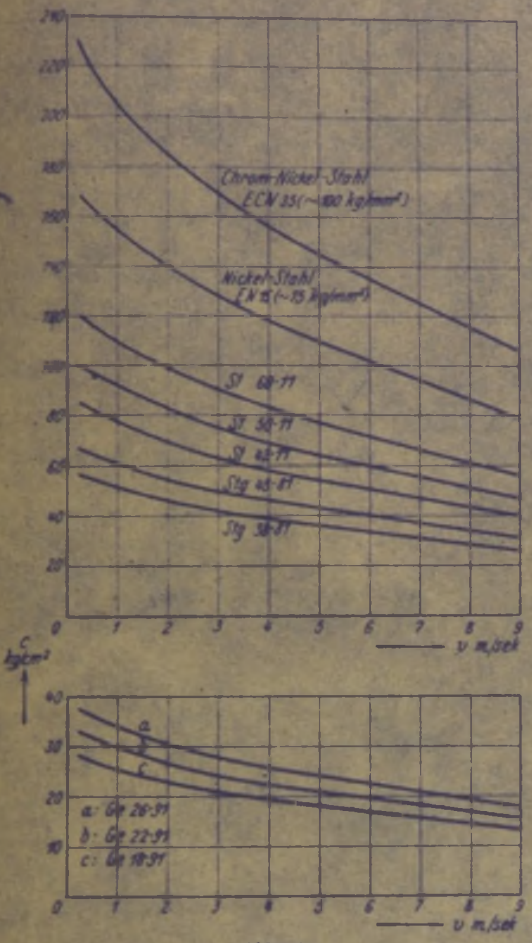


Abb. 168.

Ist dagegen die Leistung N in kW gegeben, so erhält man durch Einsetzen von $N_{PS} = 1{,}36\, N_{kW}$ statt 450 in Gleichung (73) den Wert $1{,}36 \cdot 450 = 612$ und statt N_{PS} die Größe N_{kW}.

Bei den Motorvorgelegen strebt man in Rücksicht auf ruhigen Gang der Getriebe möglichst günstige Eingriffsverhältnisse an, die durch große Zähnezahlen bei kleiner Teilung erreicht werden. Im Gegensatz zu den langsam laufenden Rädern (Krafträdern) gibt man daher den Getrieben große Zahnbreite und setzt das Verhältnis

$$\psi = \frac{b}{t} = 4 \text{ bis } 6 \text{ (im Mittel } = 5). \qquad (74)$$

Die Zahnbeanspruchungszahl c ist von der Werkstoffgüte, der Umfangsgeschwindigkeit des Getriebes und der Art der Schmierung abhängig.

Das Motorritzel wird meist aus Stahl (z. B. St 50 · 11) hergestellt.

Das große Rad wird je nach Größe der Belastung aus Gußeisen oder Stahlguß gefertigt. Bei höheren Motorleistungen und größeren Zahndrücken ist man stets gezwungen, Stahlguß für das Gegenrad zu verwenden, weil die Getriebe bei Benutzung von Gußeisen zu groß bauen.

Da die Schmierung von wesentlichem Einfluß auf die Lebensdauer der Getriebe ist, läßt man die Motorvorgelege in neuerer Zeit, trotz der höheren Kosten, in einem Räderkasten (s. S. 77) und im Ölbad laufen.

Die Zahnbeanspruchungszahl c ist stets für den Werkstoff kleinerer Festigkeit (Gußeisen bzw. Stahlguß gegenüber Stahl) einzusetzen.

Bei Wahl der Zahnbeanspruchungszahl ist zunächst der Belastungsart Rechnung zu tragen. Im allgemeinen liegt, auch bei Vorgelegen, die in beiden Richtungen belastet sind (Fahr- und Drehwerksvorgelege), der Belastungsfall II vor. Auch ist zu unterscheiden, ob die Getriebe stets voll belastet sind oder ob die Lastgröße wechselt und ihren Höchstwert nur selten erreicht.

Abb. 168 gibt die üblichen Durchschnittswerte der Zahnbeanspruchungszahl c in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit v für die hauptsächlich im Hebezeugbau verwendeten Werkstoffe.

Da es sich im Hebezeugbau meist um mittlere Umfangsgeschwindigkeiten ($v = 1$ bis 5 m/sek) handelt, so kann man für die Zahnbeanspruchungszahl folgende Durchschnittswerte zugrunde legen.

Für	Gußeisen	$c =$ 30 bis 20	kg/cm²,
„	Stahlguß	$c =$ 60 „ 40	„
„	Stahl (St 50 · 11)	$c =$ 80 „ 60	„
„	Nickelstahl	$c =$ 150 „ 110	„
„	Chromnickelstahl	$c =$ 200 „ 140	„

Bei Motorvorgelegen, die im Ölbad laufen und bei denen daher mit einer sehr geringen Abnutzung zu rechnen ist, kann c wesentlich höher als bei nicht gekapselten Vorgelegen eingesetzt werden.

d) Gestaltung der Radkörper.

Bei sehr kleinen Zähnezahlen bzw. Teilkreisdurchmessern wird der Radkörper mit der Welle aus einem Stück hergestellt.

Werkstoff (je nach Beanspruchung) St 50 · 11 bis St 70 · 11 oder Sonderstahl (Nickelstahl, Chromnickelstahl u. dgl.).

Das Rohstück wird entweder von der Stange abgestochen oder es wird vorgeschmiedet. Nachdem die Welle mit dem Radkörper bearbeitet ist, werden die Zähne eingefräßt.

Bei den mit der Welle aus einem Stück hergestellten Motorritzeln (Abb. 169) sind gute Abrundungen an den Übergängen vom Ritzel zur Welle erforderlich. Ritzel von größerem Durchmesser erhalten zweckmäßig eine Eindrehung nach Abb. 170.

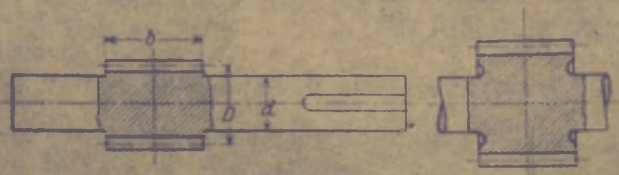


Abb. 169 und 170.

Räder mit kleinem Teilkreisdurchmesser, die auf der Welle aufgekeilt werden, müssen, besonders wegen der Keilschwächung, eine genügende Nabenstärke haben. Nach Keller[1] wird die Mindestnabenstärke (s. Abb. 173)

$$\left.\begin{aligned} &\text{für Gußeisen:} && \delta = 0{,}4\,(d + 10\text{ mm}),\\ &\text{für Stahlguß und Maschinenbaustahl:} && \delta = 0{,}3\,(d + 10\text{ mm}). \end{aligned}\right\} \qquad (75)$$

Bei Bemessung der Nabenstärke ist auch darauf Rücksicht zu nehmen, daß das Rad gegebenenfalls für eine größere Bohrung verwendbar ist.

Die Trieblinge der Rädervorgelege mit gegossenen Zähnen erhalten entweder einseitige oder doppelseitige Bordscheibe (Abb. 171 bzw. 172), durch die die Zahnfestigkeit wesentlich erhöht wird. Ein Nacharbeiten der Zähne ist bei dem in neuerer Zeit hergestellten sauberen Guß nicht mehr notwendig.

Die Ritzel der Motorvorgelege (Abb. 173 und 174) werden, wenn das Getriebe keinen Räderkasten erhält, vielfach unmittelbar auf der Motorwelle aufgekeilt. Diese fliegende Anordnung

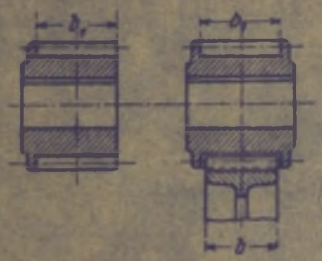


Abb. 171 und 172.

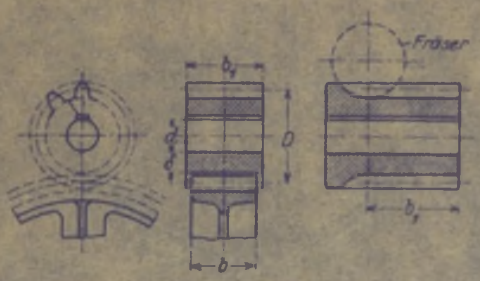


Abb. 173 und 174.

des Ritzels ist zwar billig, hat jedoch den Nachteil, daß der Zahndruck das vordere Motorlager belastet, das dann stärkerer Abnutzung unterworfen ist.

In Rücksicht auf das Längsspiel der Motorwelle führt man die Ritzel der Motorvorgelege etwas breiter als das zugehörige Gegenrad aus. Auch bei anderen Vorgelegen (Zwischenvorgelegen, Trommel- und Laufradvorgelegen) macht man das Stahlritzel breiter als das Gegenrad.

Je nach der Größe des Getriebes wird die Ritzelbreite (Abb. 173) zu $b_1 = b + (5 \text{ bis } 20\text{ mm})$ genommen.

Die Motorstümpfe werden bei Durchmessern von 18 bis 42 mm normal zylindrisch nach DIN VDE 2701 und bei Durchmessern von 45 bis 100 mm kegelig nach DIN VDE 2702 ausgeführt.

Herstellung der Ritzel meist aus Rundstahl (z. B. St 50 · 11). Zwecks Erhöhung der Zahnfestigkeit führt man das Stahlritzel etwas breiter aus und fräßt die Zähne nicht durch (Abb. 174).

[1] Triebwerke, 4. Aufl. München: Friedrich Bassermann 1904.

Sitzen zwei Getriebe dicht nebeneinander (Abb. 175), so führt man das Ritzel des einen Getriebes aus einem Stück mit einer Hohlwelle aus und keilt das Gegenrad des anderen auf der Hohlwelle auf. Diese ist mit Rotgußbüchsen versehen und läuft auf dem durch Achshalter festgestellten Bolzen um. Die Zähne des Hohlwellenritzels werden dadurch versteift, daß man sie, wie in Abb. 175 oben gezeichnet, nicht ganz durchfräßt. Der Bolzen wird nach vorläufiger Annahme der Büchsenlängen auf Biegung und Flächendruck gerechnet (s. S. 58). Für die Hohlwelle ist Berechnung auf Verdrehung ausreichend.

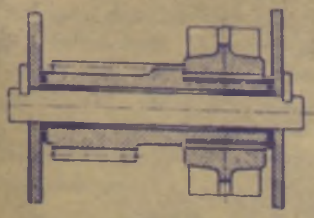


Abb. 175.

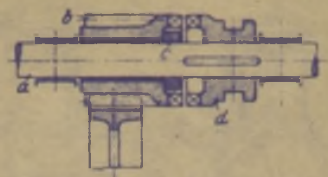


Abb. 176. Ritzel mit Klauenkupplung. *a* Welle; *b* Ritzel, mit Rotguß ausgebuchst; *c* Stellring; *d* verschiebbare Muffe der Klauenkupplung.

Auf Abb. 176 ist ein lose auf der Welle sitzendes Ritzel dargestellt, das vermittels einer Klauenkupplung ein- oder ausgerückt wird.

Stirnräder von größerem Durchmesser werden je nach ihrer Beanspruchung aus Gußeisen oder aus Stahlguß hergestellt und nach Abb. 177 und 178 gestaltet.

Kranzstärke $\approx 0{,}5$ t, bei kleiner Teilung mehr; Kranzneigung: 1 : 10. Nabenstärke nach Gleichung (75). Nabenlänge stets etwas größer als die Radbreite. Zur Vermeidung eines schrägen Aufkeilens des Rades muß die Nabenlänge $\lambda = 1{,}5d$ sein. Bemessung allgemein in Abhängigkeit vom Raddurchmesser.

$$\lambda = b + (0{,}05 \text{ bis } 0{,}07) \cdot R \ldots \text{mm}, \tag{76}$$

wobei b die Radbreite und R den Teilkreishalbmesser des Rades bedeuten. Nabenneigung ebenfalls 1 : 10.

Unsymmetrische Ausführung der Radnabe nur dann, wenn dies aus baulichen Gründen erforderlich ist.

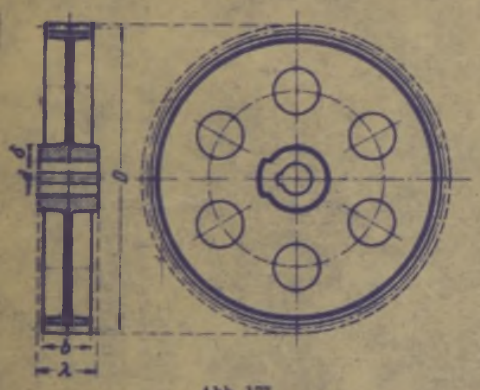


Abb. 177.

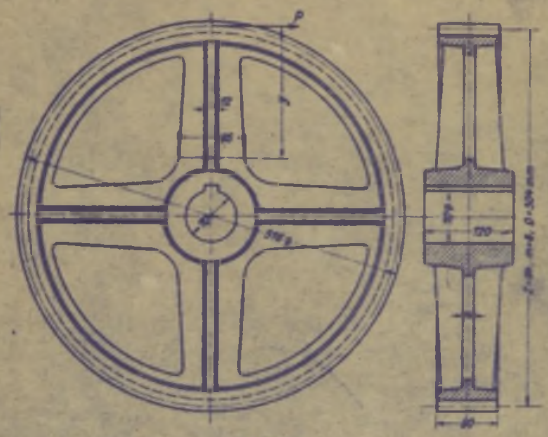


Abb. 178.

Je nach Größe des Teilkreisdurchmessers werden die Räder als einfache Scheibenräder (Abb. 177) oder mit Armen (Abb. 178) ausgebildet.

Bestimmung der Armzahl nach der Gleichung

$$\mathfrak{A} \approx 0{,}15 \cdot \sqrt[3]{D}, \tag{77}$$

wobei der Teilkreisdurchmesser D in mm eingesetzt wird. Armzahl: Meist vier, fünf oder sechs.

Die Arme erhalten je nach der Belastung des Getriebes die Querschnittsformen nach Abb. 179 bis 181.

Die Höhe h der in der Umfangsrichtung liegenden tragenden Rippe wird am Radkranz auf die Größe $0{,}8\,h$ verjüngt. Stärke der Rippe: $s \approx 0{,}2$ bis $0{,}25\,h$. Die Versteifungsrippe erhält die Stärke $s_1 = 0{,}17$ bis $0{,}2\,h$. Sie wird in Rücksicht auf das Formen etwas abgeschrägt.

Ist der Radkörper aufgezeichnet, so werden die Arme auf Festigkeit nachgeprüft. Da eine genaue Ermittlung der Biegebeanspruchung der Arme nicht möglich ist, so begnügt man sich

damit, den Arm als einen, an der Nabe eingespannten Träger zu betrachten. Hierbei nimmt man an, daß etwa ein Drittel der Armzahl $\mathfrak{A}$ die Umfangskraft P auf die Nabe überträgt.

Bezeichnet (Abb. 178) y den Abstand des Zahndruckes P vom gefährlichen Querschnitt und wird nur der in die Umfangsrichtung fallende Querschnitt (Abb. 179 bis 181) berücksichtigt, so ist die Biegebeanspruchung:

Abb. 179 bis 181.

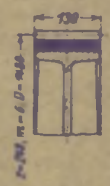


Abb. 182.

$$\sigma' = \frac{M}{W} \approx \frac{0{,}33 \cdot \mathfrak{A} \cdot P \cdot y}{\frac{s \cdot h^2}{6}} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \tag{78}$$

Für gußeiserne Radkörper beträgt die zulässige Biegebeanspruchung $\sigma_{zul} = 300$ bis $500\ \text{kg/cm}^2$; für solche aus Stahlguß wird das Doppelte zugelassen.

Um für die der Abnutzung unterworfenen Zähne einen Werkstoff größerer Festigkeit zu erhalten, führt man den Radkörper aus Gußeisen aus. Auf seinem abgedrehten Kranz wird dann ein Stahlring warm aufgezogen (Abb. 182), in den dann die Zähne eingefräst werden. Von dieser Ausführung macht die Firma Flohr bei den Hubwerkvorgelegen der von ihr hergestellten Hafendrehkrane Gebrauch.

Trommelräder. Sie werden entweder auf der Welle aufgekeilt (Abb. 183) oder sie erhalten eine Zentrierleiste und werden mit der Trommel verschraubt (s. S. 50). Trommel und Trommelrad laufen dann, mit Rotgußbüchsen versehen, auf der festgestellten Achse um. Je nach der Größe des zu übertragenden Momentes werden die Trommelräder aus Gußeisen oder aus Stahlguß hergestellt. Abb. 184 zeigt ein Trommelrad mit äußeren Zentrieransätzen.

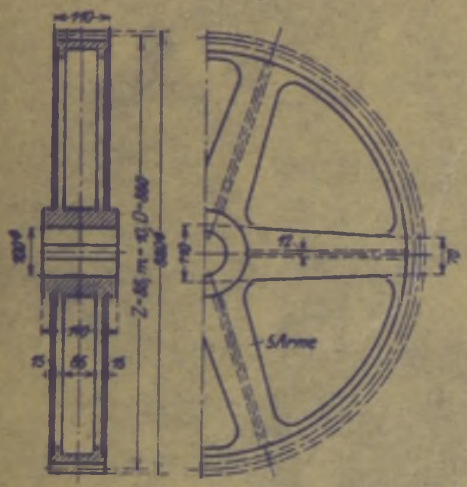


Abb. 183.

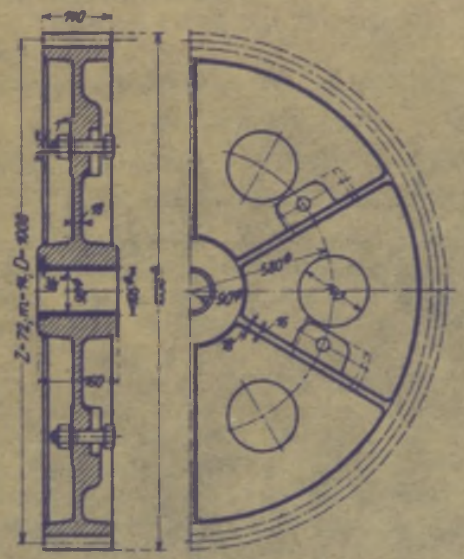


Abb. 184.

Geteilte Räder. Ein Teilen des Radkörpers kommt nur dann in Frage, wenn das Rad nicht in Längsrichtung der Welle auf seine Befestigungsstelle geschoben werden kann. Zweiteilige Räder müssen, damit die Teilfuge auf Mitte zweier Zahnlücken fällt, gerade Zähnezahl haben. Die Verbindungsschrauben sind möglichst nahe an der Nabe bzw. am Zahnkranze anzuordnen. Die Teilflächen der Arme erhalten beiderseits der Verbindungsschrauben kurze Arbeitsleisten.

Räder mit gegossenen Zähnen und gesprengter Teilfuge kommen für den Hebemaschinenbau nicht in Frage.

Hohlradgetriebe (Stirnräder mit Innenverzahnung). Sie ermöglichen eine gedrängte Bauart des Triebwerks und werden daher hauptsächlich bei Elektroflaschenzügen zum Antrieb der Seiltrommel angewendet.

Bei dem Demag-Elektroflaschenzug (s. Abschnitt D. „Winden") ist der aus St 60 · 11 gefertigte Hohlrad-Zahnkranz im Trommelmantel eingesetzt.

Die Hohlradgetriebe werden auch bei den Schwenkwerken der elektrischen Drehkrane angewendet. Der innenverzahnte Radkranz wird dann auf dem festen Unterteil des Kranes aufgeschraubt. Das mit ihm kämmende Rad ist am drehbaren Teil des Kranes gelagert. Bei Inangriffsetzen des Motors wälzt sich das Rad auf dem festen Zahnkranz ab, und der Ausleger wird gedreht. Wegen des meist hohen Zahndruckes sind die Drehwerkzahnkränze kräftig zu halten und durch Rippen zu versteifen.

Zahnkränze von großem Durchmesser werden zwei- oder mehrteilig hergestellt und miteinander verschraubt.

Triebstockvorgelege. Die großen, aus Gußeisen bzw. Stahlguß gefertigten Drehwerkzahnkränze sind in der Herstellung teuer. Man zieht ihnen daher die weit billigeren Triebstockkränze (Abb. 185) vor, die ebenfalls Innenverzahnung erhalten (Abb. 165, S. 70).

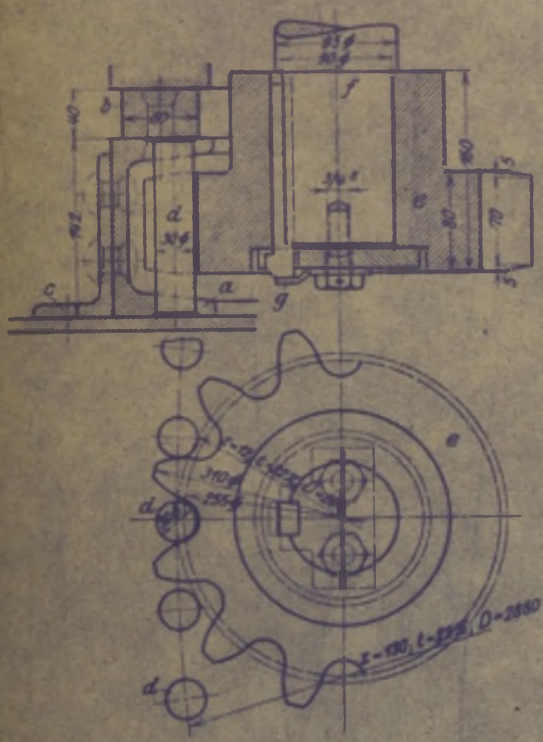


Abb. 185. Triebstockvorgelege zum Drehwerk eines Halbtordrehkranes von 2,5 t Tragkraft und 16 m Ausladung (Petravić, Wien).

a Triebstockkranz (gebogenes [-Eisen), auf dem Oberteil des Torgerüstes befestigt; *b* kreisförmige Laufschiene zur Drehscheibe; *c* Stoß- und Befestigungswinkel zu *a*; *d* Triebstöcke; *e* Ritzel; *f* senkrechte Getriebewelle; *g* Schutzscheibe gegen Herausfallen des Keiles.

Übersetzung = Zähnezahl des Triebling durch Triebstockzahl des Kranzes. Kleinste Zähnezahl des Triebling $z_1 = 10$ bis 12. Werkstoff: Stahlguß oder Stahl. Zahn- bzw. Bolzenstärke: $d \approx {}^{10}/_{40}\,t$; Zahnbreite: $b = 2d$ bis $3d$.

Die Triebstöcke werden von einer blank gezogenen Stahlstange abgestochen, im Einsatz gehärtet und in ein kreisförmig gebogenes [-Eisen eingesetzt, das auf dem Kranunterteil befestigt ist. Das auf der senkrechten Welle aufgekeilte Rad ist gegen Abrutschen nach Art von Abb. 185 zu sichern.

Die Triebstöcke sind auf Biegung zu berechnen.

Zulässige Biegebeanspruchung (St 50 · 11):

$$\sigma_{zul} = 600 \text{ bis } 1000 \text{ kg/cm}^2,$$

zulässiger Flächendruck (Stahl auf Stahl):

$$\sigma_{zul} = 1000 \text{ bis } 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Zahnstangengetriebe. Sie werden im Hebezeugbau nur ausnahmsweise, und zwar bei den Zahnstangenwinden angewendet. Zahnstangengetriebe mit Triebstockverzahnung werden bei den Einziehwerken der Drehkrane (s. Abschnitt D. VI.), sowie im Schleusenbau verwendet. Die Zahnstange besteht bei diesen Getrieben aus zwei Flacheisen, die durch die Triebstöcke miteinander verbunden sind. Verzahnung s. Abb. 166, S. 71. Die Triebstockstange zeichnet sich einer gewöhnlichen Zahnstange gegenüber durch günstigere Beanspruchung und billigere Herstellung aus.

Sondergetriebe. Stirnräder mit schrägen (schraubenförmigen) Zähnen und Pfeilräder s. Schiebel: Zahnräder, II. Teil. — Planeten- oder Umlaufgetriebe s. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 5. Aufl. I. Bd., S. 744.

Umschaltbare Stirnrädervorgelege (Wechselrädergetriebe). Sie werden hauptsächlich bei Hubwerken angewendet, die zeitweise mit einer größeren oder kleineren Geschwindigkeit arbeiten.

Je nach den baulichen Verhältnissen sitzen die treibenden oder die getriebenen Räder (Abb. 186) lose auf der Welle und werden nach Bedarf durch eine doppelseitige Klauenkupplung ein- oder ausgerückt. Bei Handhubwerken bis 5 t Tragkraft genügen zwei Klauen.

Bei Wechselrädern für motorischen (elektrischen) Betrieb wird die Kupplung mit mehreren Klauen und nach den Angaben S. 94 ausgeführt.

Bezeichnen für ein Vorgelege mit gleicher Teilung $i = z_1/z_2$ die Übersetzung des einen Getriebes, $t = m \cdot \pi$ dessen Teilung und R_1 R_2 dessen Halbmesser, so ist der Achsenabstand $a = R_1 + R_2$.

Das andere Getriebe habe eine Übersetzung

$$i' = k \cdot i = \frac{z_1'}{z_2'} \tag{79}$$

und die Halbmesser R_1' und R_2'. Beide Getriebe müssen den gleichen Achsenabstand und entsprechende Zähnezahlen haben.

Diese Zähnezahlen werden in einfacher Weise nach Pickersgill[1] berechnet.

Achsenabstand beider Getriebe

$$a = R_1 + R_2 = R_1' + R_2' = \frac{t}{2\pi} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{t}{2\pi} \cdot (z_1' + z_2') . \tag{80}$$

Mit Benutzung der Gleichung (79), in der $i = z_1/z_2$ bekannt ist, wird:

$$z_1 + z_2 = z_1' + z_2' = z_2' \cdot (1 + k \cdot i) ,$$

woraus

$$z_2' = \frac{z_1 + z_2}{1 + k \cdot i} = \frac{\Sigma z}{1 + k \cdot i} \quad \text{und} \quad z_1' = k \cdot i \cdot z_2' \ldots \tag{81}$$

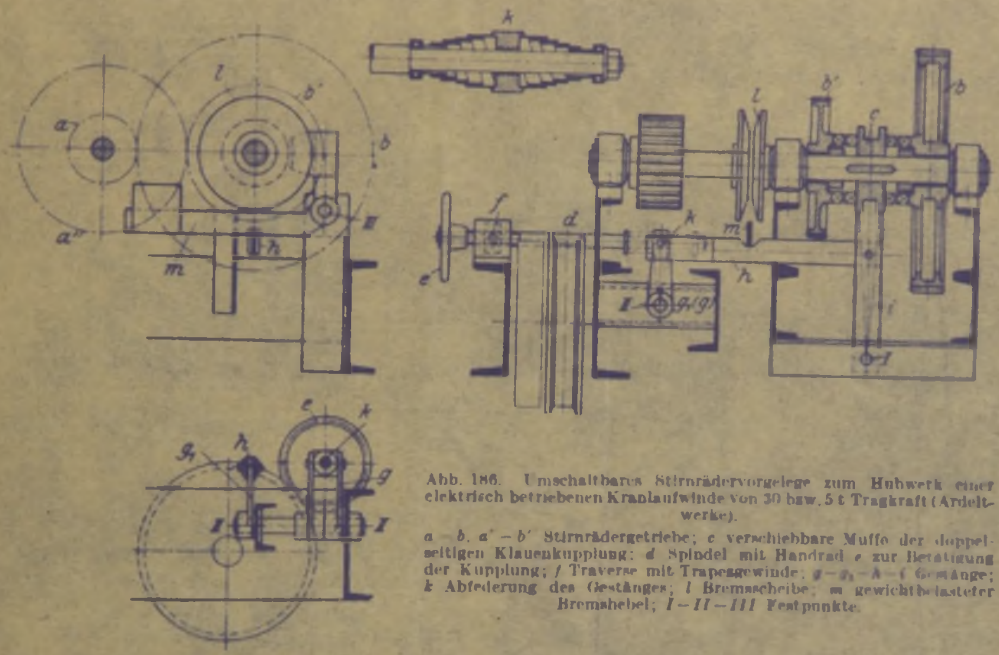


Abb. 186. Umschaltbares Stirnrädervorgelege zum Hubwerk einer elektrisch betriebenen Kranlaufwinde von 30 bzw. 5 t Tragkraft (Arbeitwerke).

$a - b$, $a' - b'$ Stirnrädergetriebe; c verschiebbare Muffe der doppelseitigen Klauenkupplung; d Spindel mit Handrad e zur Betätigung der Kupplung; f Traverse mit Trapezgewinde; $g - g_1 - h - i$ Gestänge; k Abfederung des Gestänges; l Bremsscheibe; m gewichtbelasteter Bremshebel; $I - II - III$ Festpunkte.

Erhält das Wechselräderpaar zwei verschieden große Teilungen t und t', so muß, damit der Achsenabstand derselbe ist,

$$a = \frac{t}{2\pi} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{t'}{2\pi} \cdot (z_1' + z_2')$$

sein.

Hieraus wird

$$z_1' + z_2' = \frac{2\pi \cdot a}{t'} , \tag{82}$$

$$z_2' \cdot (1 + k \cdot i) = \frac{2\pi a}{t'} \tag{83}$$

Die erforderlichen Zähnezahlen sind

$$z_2' = \frac{2\pi \cdot a}{t' \cdot (1 + k \cdot i)} ; \qquad z_1' = k \cdot i \cdot z_2' . \tag{84}$$

Beide Zähnezahlen z_1' und z_2' müssen selbstverständlich ganze Zahlen sein.

ε) Räderkästen.

Anwendung nur bei schnellaufenden Vorgelegen (Motorvorgelegen). Der ein- oder zweiteilige, aus Gußeisen hergestellte Räderkasten ist vollkommen staubfrei abgedichtet und das Getriebe

[1] Z. f. gewerbl. Unterricht.

läuft im Ölbad. Daher hoher Wirkungsgrad und fast geräuschloser Gang des Getriebes. Diesen Vorzügen steht der Nachteil gegenüber, daß die Räderkästen in der Herstellung teuer sind. Sie werden daher nur in wenigen Größen (s. Tabelle 22) ausgeführt.

Die Form der Stirnräderkästen ist sehr verschieden und ist von der Lage der Getriebeachsen, der Übersetzungsgröße und den Raddurchmessern abhängig.

Im Hebezeugbau liegt die treibende Welle (Motorwelle) meist senkrecht über der getriebenen. Alsdann Gestaltung der Räderkästen nach Abb. 187. Die Räderzentrale (Achsenabstand), die größtzulässigen Raddurchmesser und die Zahnbreite des Getriebes bestimmen die Hauptabmessungen der Kästen.

Die Lager der schnellaufenden (treibenden) Welle erhalten Rotgußbüchsen mit Ringschmierung, die der getriebenen einfache Rotgußschalen.

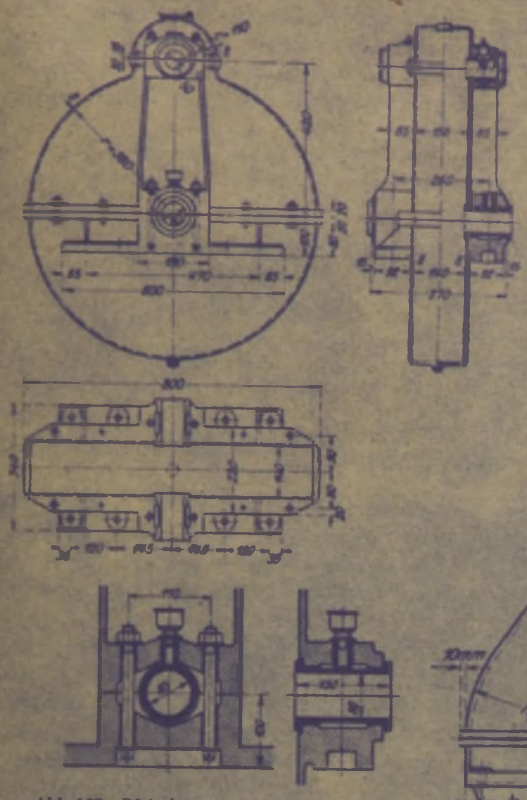


Abb. 187. Räderkasten mit 420 mm Zentrale (Losenhausen).

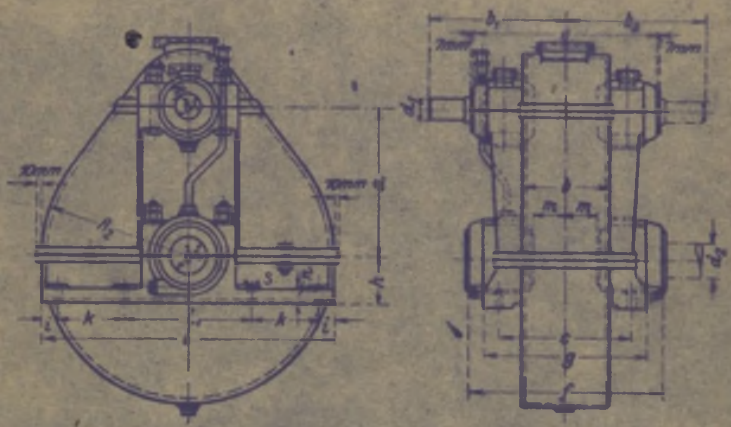


Abb. 188. Räderkasten mit senkrechter Zentrale (Tabelle 22).

Meist wird durch jede Achse eine waagerechte Teilebene gelegt (Abb. 187). Das Kastenunterteil hat seitliche Pratzen, mit denen es auf [-Eisen aufgeschraubt wird. Stärke der Kastenwand je nach Kastengröße 8 bis 20 mm.

Tabelle 22 (Abb. 188) gibt die Abmessungen der normalen Räderkästen der Ardeltwerke mit senkrechter Zentrale. In gleicher Weise hat die Firma auch die Räderkästen mit schräger Zentrale (Abb. 189) genormt.

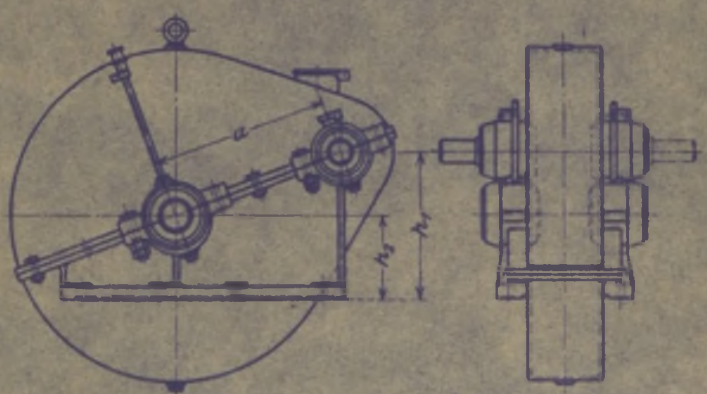


Abb. 189. Räderkasten mit schräger Zentrale.

Es werden auch Räderkästen für zwei im Ölbad laufende Stirnrädergetriebe ausgeführt, die den Vorzug einer großen Übersetzung und eines guten Wirkungsgrades haben (Fördertechn. 1929, S. 309). In neuerer Zeit werden die Räderkästen auch aus Blechen und starkem Stahl für die Lagerkörper zusammengeschweißt. Dies kommt jedoch nur für nicht genormte, in geringer Zahl (bis etwa 3) hergestellte Kästen in Frage.

Beispiel eines geschweißten Räderkastens siehe: Die Elektroschweißung 1930, S. 153.

Durch die Anwendung von Wälzlagern (Kugel- oder Rollenlagern) wird die Lagerreibung des Getriebes wesentlich vermindert und dessen Wirkungsgrad entsprechend erhöht (bis zu 98%).

Zur Lagerung der Getriebewellen eignen sich besonders die Kegelrollenlager (Abb. 248, S. 105), die paarweise so angeordnet werden, daß die Führungsborde der beiden gegenüberliegenden Lager die Welle gegen Verschiebung im einen und im anderen Sinne sichern.

Tabelle 22. Räderkasten mit senkrechter Zentrale (Abb. 188). Ardeltwerke G. m. b. H., Eberswalde.

Größe	Zentrale a mm	Gewicht kg	Abmessungen in mm																
			h	d_1	d_2	b	t	R_1	R_2	ε	e	f	g	i	k	l_1	s	w	n
0	252	110	85	45	50 – 60	180	468	115	248	260	370	356	310	30	84	240	16	65	35
I	300	145	95	50	55 – 75	180	600	115	300	270	380	396	320	35	135	260	16	65	35
II	360	165	95	55	60 – 80	180	610	115	348	270	390	396	320	40	135	260	20	65	35
III	420	210	95	60	65 – 80	185	640	130	400	270	404	396	340	55	135	260	20	65	35
IV	540	350	105	75	90 – 100	240	800	160	520	350	500	530	420	45	195	320	23	90	40
V	600	450	115	90	100 – 110	240	900	190	580	370	540	530	450	50	220	360	26	90	40

2. Kegelräder (Konische Räder).

Die Kegelräder werden im Kranbau hauptsächlich bei den Fahrwerken der Torkrane, Verladebrücken und Tordrehkrane verwendet, wo sie die Drehbewegung der waagerechten Fahrwerkswelle auf ein oder zwei senkrechte Wellen übertragen. Diese Kegelräder haben im Kranbau stets einen Achsenwinkel $\delta = 90°$ (Abb. 190).

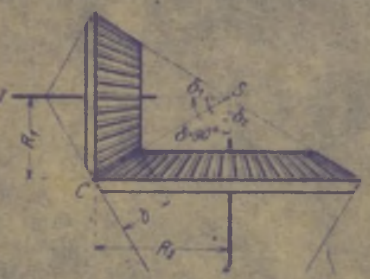


Abb. 190.

Die Teilkreishalbmesser sind die Halbmesser R_1 und R_2 der größten Kreise. Die Zahnbreite b wird längs der Erzeugenden SC gemessen. Diese bildet mit den Achsen I und II die Kegelwinkel δ_1 und δ_2, deren Summe gleich dem Achsenwinkel δ ist.

Die Kegelwinkel δ_1 und δ_2 sind durch die Zähnezahlen z_1 und z_2 der Räder bestimmt.

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \qquad \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{z_2}{z_1}. \tag{85}$$

Übersetzung und Zähnezahlen. Bezeichnen ω_1 und ω_2 die Winkelgeschwindigkeiten der Räder und n_1 und n_2 deren Drehzahlen, so ist die Übersetzung:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\sin\delta_1}{\sin\delta_2}. \tag{86}$$

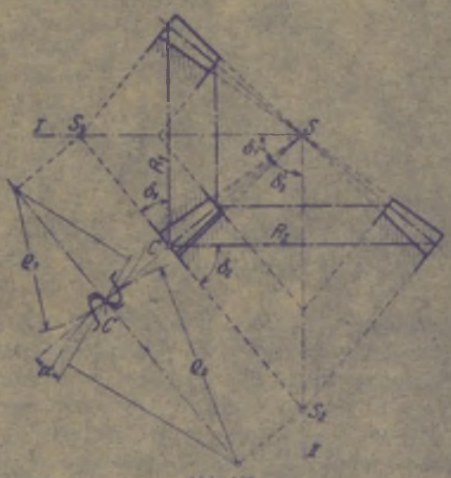


Abb. 191.

Nach Annahme der Zähnezahl z_1 ist die Zähnezahl z_2 bestimmt. Der Kleinstwert der Zähnezahl des treibenden Rades $_{\min}z_1$ ist durch den Wellendurchmesser und die Nabenstärke festgelegt. Meist ist $z_1 = 14$ bis 16.

Bedeuten t die auf den Kreisen mit den Halbmessern R_1 und R_2 (Abb. 190) gemessene Teilung und m deren Modul, so ist

$$\left.\begin{aligned} D_1 &= 2R_1 = z_1 \cdot \frac{t}{\pi} = z_1 \cdot m \ldots \text{mm}; \\ D_2 &= 2R_2 = z_2 \cdot \frac{t}{\pi} = z_2 \cdot m \ldots \text{mm}. \end{aligned}\right\} \tag{87}$$

a) Verzahnung.

Die Zahnkurven werden auf den Abwicklungen der sog. Ergänzungskegel (Abb. 191) aufgetragen. Halbmesser der Erzeugenden der Ergänzungskegel:

$$\varrho_1 = \frac{R_1}{\cos\delta_1} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_2}; \qquad \varrho_2 = \frac{R_2}{\cos\delta_2} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_1} \ldots \text{mm}. \tag{88}$$

Diese Halbmesser werden beim Entwurf der Räder zeichnerisch erhalten.

β) Berechnung der Zähne.

Nach Festlegung der Zähnezahlen z_1 und z_2 berechne man die mittlere Teilung t_m der nach der Kegelspitze zu sich verjüngenden Zähne nach den für die Stirnräder S. 71 gegebenen Ausführungen.

Alsdann berechne man die mittleren Teilkreishalbmesser und die Länge der mittleren Kegelerzeugenden l_m (Abb. 192).

$$\left.\begin{aligned} R_{m_1} &= \frac{z_1}{2} \cdot \frac{t_m}{\pi}; \quad R_{m_2} = \frac{z_2}{2} \cdot \frac{t_m}{\pi} \ldots \text{mm}. \\ l_m &= \sqrt{R_{m_1}^2 + R_{m_2}^2} \ldots \text{mm}. \end{aligned}\right| \tag{89}$$

Die äußere, der Ausführung der Räder zugrunde gelegte Teilung bei l' (Abb. 191) ist dann

$$t = t_m \cdot \frac{l}{l_m} = t_m \cdot \frac{l_m - b/2}{l_m} \ldots \text{mm}. \tag{90}$$

Nachdem $t = m \cdot \pi$ gemacht ist, sind die äußeren Teilkreisdurchmesser nach Gleichung (87) bestimmt.

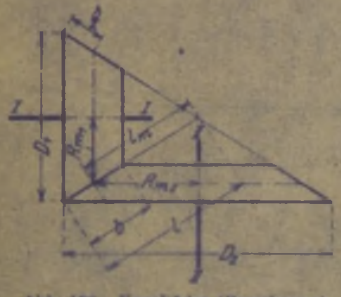


Abb. 192. Kegelräder (Berechnung).

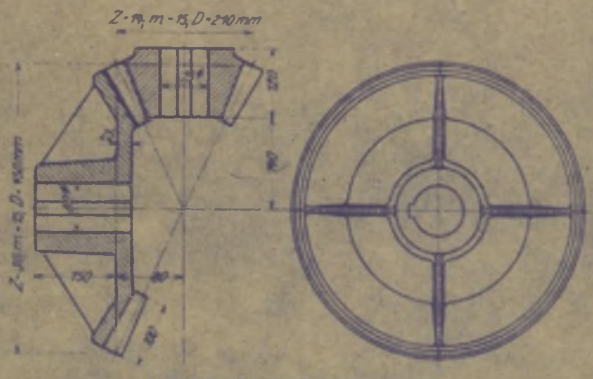


Abb. 193. Kegelräder (Gestaltung).

γ) Gestaltung der Radkörper.

Räder mit kleinen Zähnezahlen werden als Blockräder hergestellt. Werkstoff bei größerer Beanspruchung: St 50 · 11. Größere Räder werden mit Aussparung als Scheibenräder mit Rippen (Abb. 193) oder mit Armen ausgeführt. Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß.

Im Gegensatz zu den Stirnrädern tritt bei den Kegelrädern wegen des schräg gerichteten Zahndruckes ein Axialschub auf. Bezeichnen P den am Halbmesser R_m in der Umfangsrichtung wirkenden Zahndruck, α den Neigungswinkel der Eingriffslinie und δ_1 den Kegelwinkel, so ist dieser Axialschub

$$P_a = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 . \tag{91}$$

Da der Axialschub das Rad in Richtung der Welle zu verschieben und außer Eingriff zu bringen sucht, so keilt man das Rad auf einem Ansatz der Welle auf oder man läßt es an einem Lager anlaufen.

Das Teilen eines Kegelrades kommt nur ausnahmsweise und dann in Betracht, wenn das Rad aus baulichen Gründen nicht in der Längsrichtung der Welle aufgeschoben werden kann.

Kegelräder mit schraubenförmigen Zähnen werden im Hebezeugbau nicht angewendet.

Räderkästen. Die Kegelrädergetriebe für die Fahrwerke der im Freien laufenden Krane (Torkrane, Verladebrücken und Tordrehkrane) werden zum Schutze gegen Staub und Witterungseinflüsse in gußeisernen Räderkästen (Abb. 194) gelagert. Die Querlager dieser Kasten werden als einfache Rotgußlager ausgeführt und ein etwaiges Stützlager der senkrechten Welle als einstellbares Kugelspurlager. Die Teilebene des Kastens wird durch die Achse der waagerechten Welle gelegt.

Auch die Getriebekästen der Kegelräder werden in neuerer Zeit aus Blech und starkem Stahl für die Lagerkörper zusammengeschweißt und sind dann leichter und billiger als die gegossenen Kästen.

Kegelräder-Wendegetriebe. Sie werden bei Kranen angewendet, die wie Dampfkrane, Dieselkrane u. a. durch einen Motor angetrieben werden. Die verschiedenen Kranbewegungen (z. B.

Heben und Senken — Rechts- und Linksdrehen — Vorwärts- und Rückwärtsfahren) werden dann von der Hauptwelle aus und vermittels der Wendegetriebe auf die betreffenden Triebwerke (Hub-, Dreh- oder Fahrwerk) mit Bewegungsumkehr übertragen.

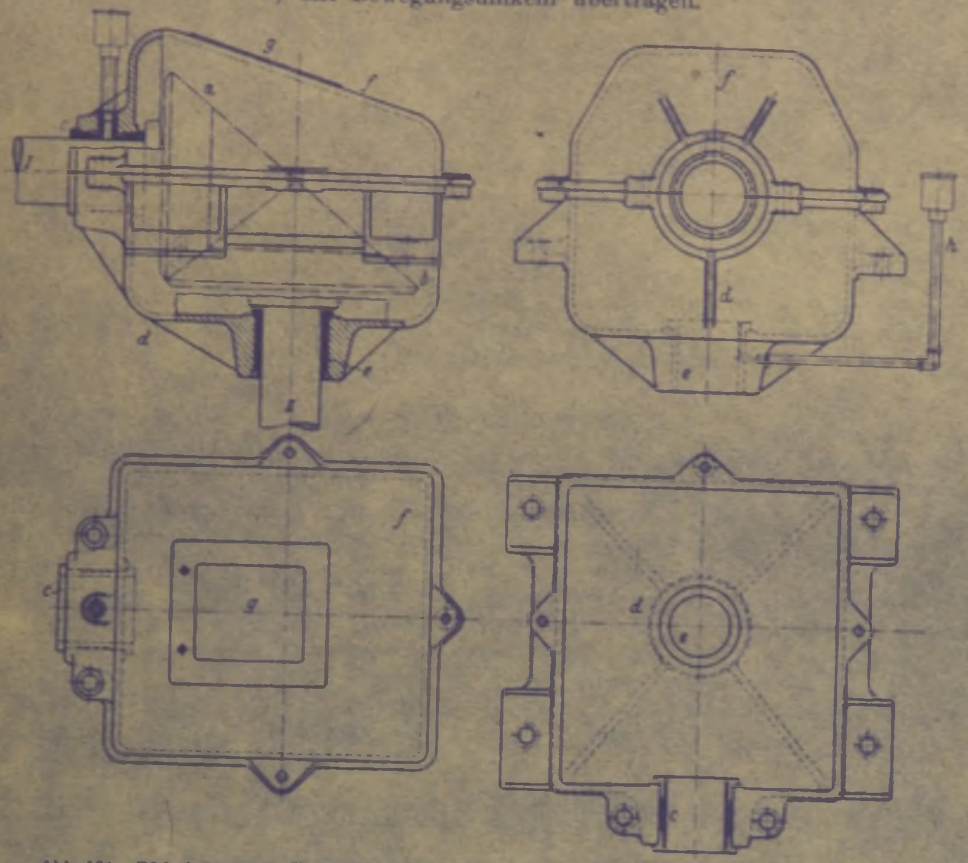


Abb. 194. Räderkasten zum Kranfahrwerk eines elektrisch betriebenen Hafendrehkranes (Ardeltwerke).
I Wagerechte, *II* senkrechte Fahrwerkswelle; *a—b* Kegelräder; *c* Querlager zur Welle *I*; *d* Kastenunterteil; *e* oberes Lager zur Welle *II*; *f* Kastenoberteil; *g* durch Deckel verschliessenes Schmierloch.

Das treibende Kegelrad (Abb. 195) ist auf seiner Welle aufgekeilt, während die beiden getriebenen Räder lose auf ihrer Welle sitzen. Je nach der erforderlichen Umlaufsrichtung wird das rechte oder linke Rad mit der Welle gekuppelt. Da das Einrücken bei ständigem Umlauf der Antriebswelle geschieht, so kommt als Kupplung nur eine Reibungskupplung (s. S. 94) in Frage. Diese ist bei den meisten Ausführungen eine doppelte Kegelreibungskupplung (Abb. 195) oder eine Schubkeilkupplung.

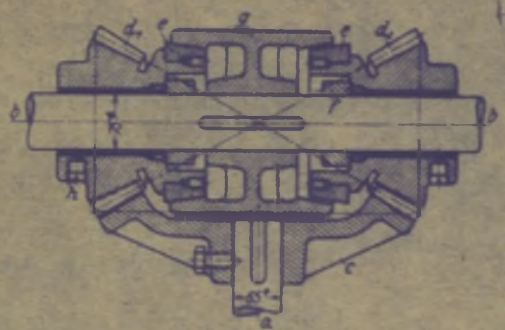


Abb. 195 Kegelräder-Wendegetriebe zum Drehwerk eines normalen Dampfkranes (Ardeltwerke).
a treibende Welle; *b* getriebene Welle; *c* Kegelrad, auf *a* aufgekeilt; $d_1 - d_2$ Kegelräder, lose auf *a* sitzend; *e* kegelige Rotgußringe, auf den Naben von $d_1 - d_2$ befestigt; *f* Stellring; *g* Kupplungsmuffe, auf *b* längsverschiebbar; *h* Schmierung zu $d_1 - d_2$.

3. Schneckengetriebe.

Anwendung. Die Schneckengetriebe werden im Winden- und Kranbau als Übersetzungsmittel für Schraubenflaschenzüge, Handwinden (Schneckenwinden), zum Kippen von Gießpfannen und vor allem als Motorvorgelege angewendet.

Übersetzung und Zähnezahlen. Die Zähnezahl z_1 der Schnecke entspricht der Gangzahl g der Schraube. Mit der Zähnezahl z_2 des Schneckenrades ist die Übersetzung:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{g}{z_2} = \frac{1}{x}. \qquad (92)$$

Die im Hebezeugbau vorkommenden Übersetzungen liegen zwischen 1 : 15 und 1 : 120. Schneckengetriebe mit größerer Übersetzung werden im Aufzugbau angewendet.

Die Zähnezahl z_2 des Schneckenrades ist durch die gewählte Gangzahl g bzw. die Zähnezahl z_1 der Schnecke und die Übersetzung i bestimmt.

$$z_2 = g \cdot \frac{1}{i} = z_1 \cdot \frac{1}{i}. \tag{93}$$

Ist beispielsweise $z_1 = 2$ (2 = gängige Schnecke) und $i = 1/20$, so ist

$$z_2 = z_1 \cdot \frac{1}{i} = 2 \cdot 20 = 40.$$

Die im Hebezeugbau verwendeten Schneckengetriebe sind meist zweigängig. Eingängige Getriebe kommen nur für Übersetzungen von 1 : 60 aufwärts in Frage, da zweigängige Getriebe bei gleicher Teilung dann zu groß bauen. Bei den üblichen Übersetzungen von 1 : 15 bis 1 : 50 werden eingängige Schneckengetriebe ihres schlechten Wirkungsgrades wegen nicht angewendet. Nur unter besonderen Verhältnissen, wie z. B. bei den Getrieben zum Kippen der Gießpfannen (s. Abschnitt B. „Lastaufnahmemittel"), sieht man eingängige selbsthemmende Schneckengetriebe vor.

a) Zahnabmessungen.

Der Mittelschnitt des Schneckengetriebes ergibt eine gewöhnliche Zahnstangenverzahnung (Abb. 161 S. 69).

1. Schneckengetriebe mit unbearbeiteten, gegossenen Radzähnen (Werkstoff des Rades: Gußeisen) werden nur bei von Hand betriebenen Hebezeugen (Schraubenflaschenzügen, Wandwinden u. a.) angewendet und des besseren Wirkungsgrades wegen stets zweigängig ausgeführt. Ihre Schnecke wird mit der Welle aus einem Stück hergestellt und erhält geschnittene oder gefräßte Zähne.

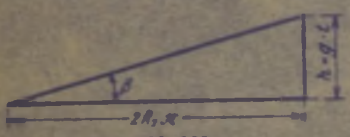


Abb. 196.

Die Getriebe erhalten die Abmessungen bearbeiteter Getriebe (s. S. 68) und wegen der gegossenen Radzähne ein Flankenspiel von 0,05 t und ein Kopfspiel von 0,1 t. Zahnbreite (im Bogen auf dem Schneckenteilkreis gemessen) $b = 1{,}5$ bis $2{,}5\,t$.

Die eingängigen, selbsthemmenden Schneckengetriebe der Gießpfannen-Kippvorrichtungen werden mit gegossenen Radzähnen und mit gegossener Schnecke ausgeführt, die auf der Schneckenwelle aufgekeilt oder verstiftet wird.

Werkstoff für Schnecke und Schneckenrad: Ge 21·91. Die Zahnabmessungen dieser Getriebe sind die gleichen wie die der unbearbeiteten Stirnrädervorgelege (s. S. 68).

2. Schneckengetriebe mit gefräßten Zähnen. Bei diesen wird die Schnecke stets mit der Welle aus einem Stück gefertigt.

Da die Schneckengetriebe mit geschnittenen Zähnen für hohe Drehzahlen in Frage kommen, so werden ihre Schnecken aus naturhartem Stahl hergestellt und nach dem Bearbeiten poliert.

Das Schneckenrad erhält einen Kranz aus Gußbronze (GBz 14), der nach einer Rundkehle (Abb. 204 bis 206, S. 86) abgedreht wird.

Die Zahnabmessungen der Schnecke und des Rades sind die gleichen wie die eines Stirnräderpaares mit bearbeiteten Zähnen (s. S. 68). Der Steigungswinkel β der Schneckengetriebe ist durch die auf dem Teilrißzylinder der Schnecke verlaufende Schraubenlinie bestimmt.

Bezeichnen (Abb. 196) h die Ganghöhe der Schnecke und $2R_1\pi$ den abgewickelten Umfang des Teilrißzylinders, so ist die Tangente des Steigungswinkels:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{h}{2R_1\pi}. \tag{94}$$

Die Ganghöhe ist ein Vielfaches der Gangzahl und der Teilung

$$h = g \cdot t = z_1 \cdot t. \tag{95}$$

Die Steigungswinkel der ausgeführten Schneckengetriebe sind im Durchschnitt folgende:

Eingängige Schnecken ($h = 1\,t$): $\beta \approx$ 4 bis 10°,
zweigängige Schnecken ($h = 2\,t$): $\beta \approx$ 8 „ 20°,
dreigängige Schnecken ($h = 3\,t$): $\beta \approx$ 15 „ 30°.

Ausführung der Getriebe mit rechts- oder mit linksgängiger Schnecke.

β) Wirkungsgrad und Kraftverhältnisse.

Wirkungsgrad. Bezeichnen β den Steigungswinkel der Schnecke und ϱ den Reibungswinkel, so ist der theoretische Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varrho)}. \tag{96}$$

Als Mittelwerte für die Reibungszahl $\mu = \operatorname{tg}\varrho$ können bei glatten Zahnflanken und ausreichender Schmierung gesetzt werden:

Für Gußeisen auf Gußeisen: . . . . . $\mu \approx 0{,}1$,
für Stahl auf Gußbronze (im Ölbad): $\mu \approx 0{,}03$.

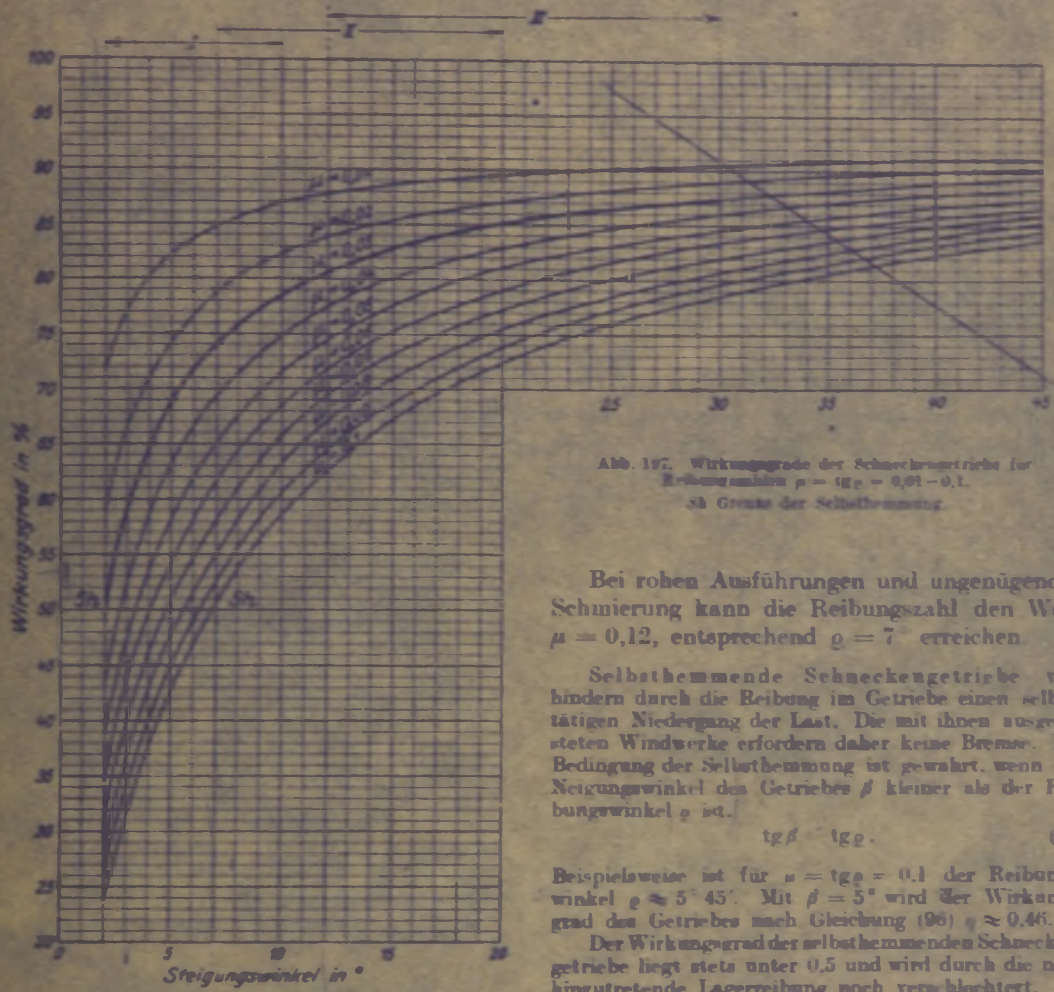


Abb. 197. Wirkungsgrade der Schneckengetriebe für Reibungszahlen $\mu = \operatorname{tg}\varrho = 0{,}01 - 0{,}1$.
sh Grenze der Selbsthemmung.

Bei rohen Ausführungen und ungenügender Schmierung kann die Reibungszahl den Wert $\mu = 0{,}12$, entsprechend $\varrho = 7°$ erreichen.

Selbsthemmende Schneckengetriebe verhindern durch die Reibung im Getriebe einen selbsttätigen Niedergang der Last. Die mit ihnen ausgerüsteten Windwerke erfordern daher keine Bremse. Die Bedingung der Selbsthemmung ist gewahrt, wenn der Neigungswinkel des Getriebes β kleiner als der Reibungswinkel ϱ ist.

$$\operatorname{tg}\beta < \operatorname{tg}\varrho. \tag{97}$$

Beispielsweise ist für $\mu = \operatorname{tg}\varrho = 0{,}1$ der Reibungswinkel $\varrho \approx 5° 45'$. Mit $\beta = 5°$ wird der Wirkungsgrad des Getriebes nach Gleichung (96) $\eta \approx 0{,}46$.

Der Wirkungsgrad der selbsthemmenden Schneckengetriebe liegt stets unter 0,5 und wird durch die noch hinzutretende Lagerreibung noch verschlechtert.

Bei der meist angewendeten Lagerung der Schneckengetriebe (s. S. 86) mit Ringschmierlagern und einstellbarem Kugeldrucklager für die Schneckenwelle und einfachen Rotguß- oder Bronzelagern für die Radwelle kann mit einem Arbeitsverlust von etwa 8% gerechnet werden.

Bezeichnen η den theoretischen Wirkungsgrad [Gleichung (96)] und η_l den Wirkungsgrad der Lagerung, so ist der Gesamtwirkungsgrad eines Schneckengetriebes

$$\eta_o = \eta_l \cdot \eta. \tag{98}$$

Für die vorstehende Lagerausführung mit 8% Arbeitsverlust wird:

$$\eta_o = 0{,}92 \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varrho)}. \tag{99}$$

Abb. 197 gibt die nach Gleichung (99) berechneten Wirkungsgrade für Steigungswinkel $\beta = 2$ bis 45° und Reibungszahlen $\mu = \operatorname{tg}\varrho = 0{,}01$ bis 0,1. Für genau bearbeitete Getriebe mit gehärteter Stahlschnecke und Radflächen, Winden und Kran.

kranz aus Gußbronze, die im Ölbad laufen, ist $\mu \approx 0{,}03$. Bei den eingängigen Schneckengetrieben (I) liegt der Steigungswinkel zwischen 2° und 10°, bei den zweigängigen (II) zwischen 7° und 20° und bei den dreigängigen Getrieben zwischen 12 bis 30°.

Aus der Abb. 197 ergeben sich für Stahl auf Gußbronze (GBz 14) und Ölbadschmierung ($\mu = 0{,}03$) folgende Durchschnittswerte:

Eingängige Schneckengetriebe $\eta_s = 0{,}50$ bis $0{,}75$,
zweigängige Schneckengetriebe $\eta_s = 0{,}75$ „ $0{,}80$,
dreigängige Schneckengetriebe $\eta_s = 0{,}80$ „ $0{,}85$.

Werden die Getriebe ganz mit Wälzlagern ausgerüstet, so wird der Gesamtwirkungsgrad wesentlich verbessert, die Anlagekosten werden jedoch erhöht.

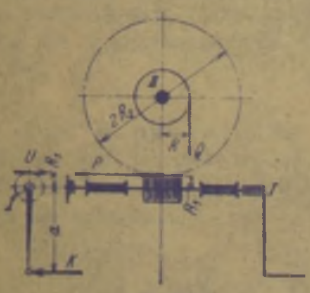


Abb. 198.

Kraftverhältnisse. 1. Von Hand bediente Schneckengetriebe (Abb. 198). Bezeichnen $M_{II} = Q \cdot R$ das Lastmoment, $M_I = K \cdot a$ ... kgem das Kraftmoment und η_s den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, so ist die erforderliche Übersetzung:

$$i = \frac{\eta_s \cdot M_I}{M_{II}} = \frac{\eta_s \cdot K \cdot a}{Q \cdot R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{g}{z_2}. \tag{100}$$

Die Umfangskraft der Schnecke ist:

$$U = K \cdot \frac{a}{R_1}, \tag{101}$$

der in Richtung der Schneckenachse wirkende Zahndruck des Getriebes wird aus dem Lastmoment erhalten zu

$$P = Q \cdot \frac{R}{R_2}. \tag{102}$$

Dieser Längsdruck sucht die Schneckenwelle zu verschieben und muß daher durch ein Spurlager aufgenommen werden. Bei den meisten Ausführungen von Handwindwerken ist das Schneckengetriebe des besseren Wirkungsgrades wegen zweigängig und der Längsdruck der Schneckenwelle wird zur Betätigung einer Lastdruckbremse nutzbar gemacht.

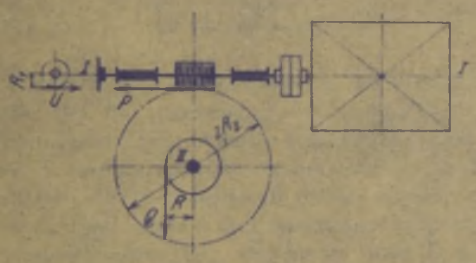


Abb. 199.

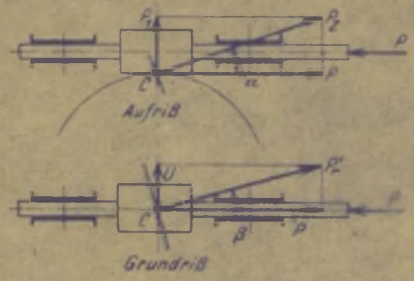


Abb. 200 und 201.

2. Motorische Schneckengetriebe (Abb. 199). Bezeichnen N in PS die vom Getriebe zu übertragende Leistung, n_1 und n_2 die Drehzahlen der treibenden und getriebenen Welle, so ist die erforderliche Übersetzung:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{g}{z_2}. \tag{103}$$

Drehmoment der Schneckenwelle:

$$M_I = 71620 \cdot \frac{N}{n_1} = U \cdot R_1. \tag{104}$$

Ist N in kW gegeben, so ist an Stelle von 71620 der Wert 97400 zu setzen.
Drehmoment der Schneckenradwelle

$$M_{II} = \eta_s \cdot M_I \cdot \frac{1}{i} = P \cdot R_2. \tag{105}$$

Kräfte an der Schneckenwelle. Außer dem Längsdruck P wirken, ohne Berücksichtigung der Reibung, auf die Schneckenwelle noch folgende Biegekräfte (Abb. 200 und 201) ein: die Umfangskraft U der Schnecke und die Komponente P_1 des in Richtung der Eingriffslinie wirkenden Zahndruckes P_z.

Zwischen die Umfangskraft der Schnecke und dem Getriebezahndruck besteht die Beziehung

$$U = P \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \varrho), \tag{106}$$

wobei das +-Zeichen für das Lastheben, das −-Zeichen für das Senken gilt.

Bezeichnet α den Eingriffswinkel der Schneckenverzahnung, so zerlegt sich der in Richtung der Eingriffslinie wirkende Zahndruck in zwei Komponenten, die Umfangskraft P des Schneckenrades und die zu beiden Wellen senkrecht stehende Radialkraft $P_1 = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

P und U liegen in einer waagerechten Ebene. Ihre Resultierende P' steht senkrecht auf den Schneckengängen und bildet daher mit P den Winkel β. P und P_1 liegen in einer senkrechten Ebene. Ihre Resultierende P_r wirkt in Richtung der Eingriffslinie und liegt daher unter dem Winkel α zur Waagerechten[1].

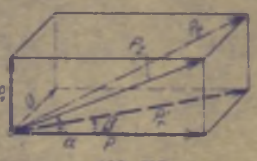


Abb. 202.

Die auf die Schneckenwelle einwirkenden Kräfte P, U und P_1, sowie deren Resultierende P_r sind auf Abb. 202 zeichnerisch dargestellt.

Auf die Schneckenradwelle wirken die Kräfte P_1 und P biegend und die Kraft U als Längskraft ein.

γ) Berechnung der Zähne.

1. Von Hand bediente Schneckengetriebe. Werkstoff der bearbeiteten Schnecke: St 60 · 11, des Schneckenrades: Gußeisen.

Für die Berechnung der Zähne ist die Festigkeit allein maßgebend.

In der Gleichung

$$P = b \cdot c \cdot t \ldots \text{kg} \tag{107}$$

wird $b = \psi \cdot t \approx 1{,}5$ bis $2{,}5\ t$, im Mittel $= 2\ t$. Wird für Gußeisen $c = 30\ \text{kg/cm}^2$ gesetzt, so wird

$$P = 2 \cdot t \cdot 30 \cdot t \approx 60\ t^2 \tag{108}$$

2. Motorische Schneckengetriebe. Die Schnecke wird aus naturhartem Stahl und der Schneckenradkranz aus Gußbronze hergestellt. Das Getriebe ist stets in einem Räderkasten (s. S. 86) angeordnet und läuft im Ölbad.

Außer der Festigkeit sind für die Zahnberechnung noch die Abnutzung und die Wärmeableitung maßgebend.

In Gleichung (107) sind einzusetzen: $b = \psi \cdot t \approx 2{,}5$ bis 3; Zahnbeanspruchungszahl für Gußbronze (GBz 14): $c = 40$ bis $60\ \text{kg/cm}^2$.

δ) Bemessung und Gestaltung der Radkörper.

Schnecke. Da die Abnutzung der Radzähne von der Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke abhängt, so macht man deren Durchmesser so klein als es der erforderliche Wellendurchmesser zuläßt. Dieser muß so bemessen sein, daß eine unzulässige Durchbiegung der Schneckenwelle und damit eine Störung des Zahneingriffs ausgeschlossen ist. Schnecke und Schneckenwelle werden allgemein aus einem Stück gefertigt (Abb. 203).

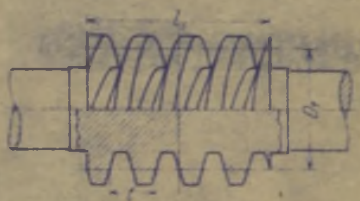


Abb. 203.

Nachstehende Tabelle gibt die Teilkreisdurchmesser D_1 der Schnecken für motorische Getriebe[1].

Tabelle 23.

Modul	$m =$ 3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	mm
Durchmesser . .	$D_1 =$ 40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	„
Modul	$m =$ 13	14	15	16	17	18	19	20			„
Durchmesser . .	$D_1 =$ 90	95	100	105	110	115	120	125			„

Die Schneckenlänge ist mindestens so groß zu halten als es der Eingriff erfordert. Zweckmäßig wird die Länge $l_s \approx 4\ t$ bis $6\ t$ angenommen.

Die Schneckenwelle ist auf zusammengesetzte Festigkeit (Biegung und Verdrehung) zu berechnen. Beispiel s. S. 90 unter „Wellen".

Für gußeiserne Schnecken, die auf der Welle aufgekeilt sind, ist eine Mindestnabenstärke $\delta = 0{,}4\ (d + 10\ \text{mm})$ erforderlich, wobei d den Wellendurchmesser bedeutet.

Schneckenrad. Bei motorischen Getrieben wird der Radkörper aus Gußeisen und mit aufgeschraubtem Bronzekranz hergestellt.

Da die Ecken der Radzähne ohne Einfluß auf die Größe des Eingriffsfeldes sind und leicht zu Eingriffsstörungen führen, so werden sie am besten abgedreht (Abb. 206).

[1] Maschinenfabrik Prometheus, Berlin-Reinickendorf.

Verbindung des bronzenen Zahnkranzes mit dem gußeisernen Radkörper nach Abb. 204 bis 206. Der Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades ist:

$$D_2 = z_2 \cdot m \ldots \text{mm}. \tag{109}$$

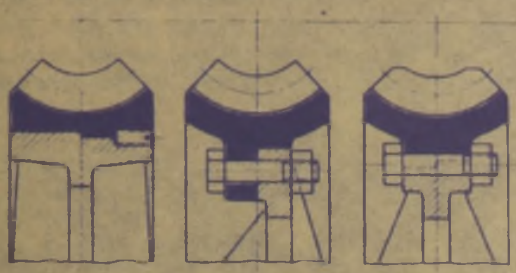


Abb. 204 bis 206.

Es ist empfehlenswert, die Zahnbreite der Schneckenräder zur Beschränkung des spezifischen Flankendruckes so groß als möglich zu halten.

Die Schneckengetriebe werden rechtsgängig oder linksgängig ausgeführt.

ε) Räderkästen (Gehäuse).

Die im Hebezeugbau für die Hub- und Fahrwerke verwendeten Schneckengetriebe haben aus baulichen Gründen stets oben liegende Schnecke (Abb. 207).

Die Schneckenwelle wird wegen ihrer hohen Drehzahl (700 bis etwa 1000 in der Min.) am besten in Rotgußbüchsen mit Ringschmierung gelagert. Ihr Längsdruck, der gleich der Umfangskraft des Schneckenrades ist, wird durch ein einstellbares Kugeldrucklager aufgenommen. Dieses wird in einer Kappe (Laterne) angeordnet, die am Schneckenkasten angeschraubt wird. Das Kugeldrucklager ist entweder zweireihig (Abb. 207) oder einreihig (Abb. 256, S. 106).

Als Lager für die Schneckenradwelle sind im allgemeinen einfache Rotgußschalen (ohne Ringschmierung) ausreichend. Die Anordnung von Kugeldrucklagern zum Aufnehmen des durch die Umfangskraft der Schnecke verursachten Längsdruckes ist nicht erforderlich, da das Anlaufen der Radnabe an den Lagern genügt.

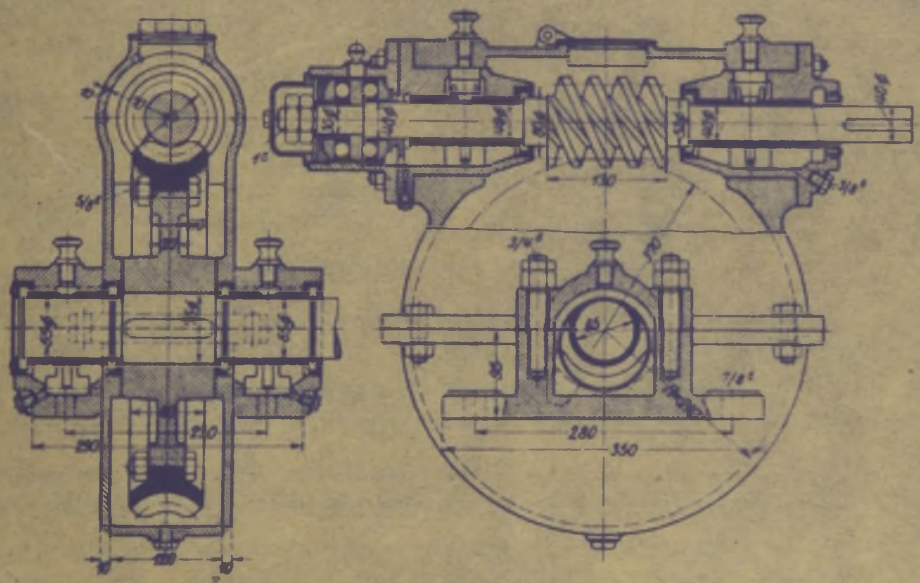


Abb. 207. Schneckengetriebe mit obenliegender Schnecke (Renk).

Der Räderkasten wird waagerecht durch die Schneckenradwelle geteilt. Auf eine waagerechte Teilebene durch die Schneckenwelle verzichtet man meist und befestigt die Lager dieser Welle mittels Flanschen am Räderkasten.

An Stelle der gußeisernen Räderkästen (Abb. 207 und 208) verwendet man in neurer Zeit aus Blech und Vierkantstahl für die Lagerkörper zusammengeschweißte Räderkästen. Beispiel eines geschweißten Räderkastens für Schneckengetriebe siehe: Haas, Ausgewählte Schweißkonstruktionen aus dem Maschinenbau.

Ersatz der Quergleitlager durch Kugel- oder Rollenlager verbessert den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, erhöht jedoch die Anlagekosten erheblich.

Waagerechte Schneckengetriebe mit senkrechter Radachse (Abb. 208) werden bei den Schwenkwerken der elektrischen Drehkrane angewendet. Der Kasten wird der Lage des Getriebes entsprechend gestaltet und erhält einen abnehmbaren Deckel.

Die Drehwerk-Schneckengetriebe werden, um unzulässig hohe Beanspruchungen von Motor und Triebwerk fernzuhalten, mit Rutsch- oder Überlastungskupplungen ausgerüstet. Siehe S. 98 unter „Kupplungen".

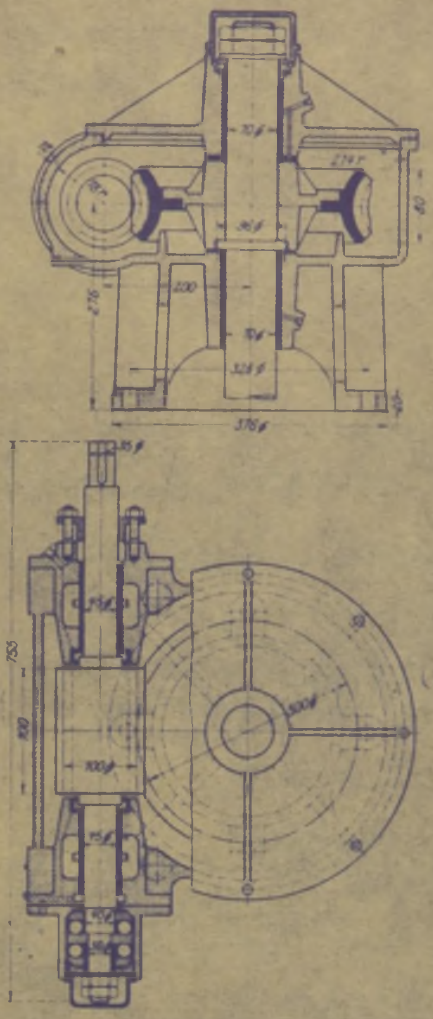


Abb. 208. Waagerechtes Schneckengetriebe (Renk).

Literatur.

Bondi, W.: Beiträge zum Abnutzungsproblem mit besonderer Berücksichtigung der Abnutzung von Zahnrädern. Berlin: VDI-Verlag 1927.

Droth, A.: Zahnräder. 3. Auflage von A. Erlenbach. Leipzig: Uhlands Techn. Bibliothek 1926.

Friedrich, H., Dipl.-Ing.: Theoretische Untersuchungen für Maschinenbau und Bearbeitung. Heft 1 „Evolventenverzahnung". Berlin: Julius Springer 1928.

Golliasch, K., Obering.: Die Ermittlung der Kegelradabmessungen. Berechnung und Darstellung der Drehkörper von Präzisionskegelrädern und kurzer Abriß der Herstellung. Tabellen aller Abmessungen für die gebräuchlichsten Übersetzungsverhältnisse. Berlin: Julius Springer 1923.

Herrmann, R.: Evolventen-Stirnradgetriebe. Berechnung, Herstellung und Prüfung. Berlin: Julius Springer 1929.

Krüger, P., Dr.-Ing.: Die Satzrädersysteme der Evolventenverzahnung. Grundlagen und Anleitung zu ihrer Berechnung. Berlin: Julius Springer 1926.

Maschmeier, G.: Untersuchungen an Zylinder- und Globoid-Schneckentrieben. (Versuchsergebnisse des Versuchsfeldes für Maschinenelemente der technischen Hochschule zu Berlin.) München: R. Oldenbourg 1930.

ten Bosch, M.: Vorlesungen über Maschinenelemente. 5 Hefte. 4. Heft: Reib- und Rädertriebe. Berlin: Julius Springer 1929.

Altmann: Antrieb von Hebezeugen durch hochübersetzende, raumsparende Stirnradgetriebe. Maschinenbau 1927, S. 1091.

Cranz: Kritische Betrachtungen zur Verzahnungstheorie. Maschinenbau 1925, Nr. 8.

Dalchan: Der Festigkeitsfaktor in der Festigkeitsformel für Zahnräder. Maschinenbau 1925, Nr. 8.

Dorn: Neuere Verzahnungsarten und ihre Bewährung für die verschiedenen praktischen Verwendungszwecke. Maschinenbau 1931, S. 317.

Fischer: Die Berechnung von Evolventenzahnrädern. Maschinenbau 1925, H. 2.

Goldberger: Schneckengetriebe oder Zahnradübersetzung im modernen Kranbau. Fördertechn. 1929, S. 309.

Hagmann: Korrigierte Räder. Prakt. Masch.-Konstr. 1949, H. 19, 20 u. f.

Schmidt: Der Einfluß der Korrektion von Zahnrädern auf Zahnstärke und Achsenabstand. Werkst.-Techn. 1919, H. 6 u. 7.

Stübler: Die Zahnform der Stirnräder mit längster Lebensdauer. Betrieb 1921, H. 14.

Betriebserfahrungen an Schneckengetrieben. Z. V. d. I. 1912, S. 806.

Rechnungstafeln für Schneckengetriebe als Grundlage für die Normung derselben. Betrieb 1921, Nr. 9.

b) Reibungsräder.

Die Reibungsräder werden im Hebezeugbau nur bei den als Speicherwinden dienenden Reibungs- oder Friktionswinden angewendet. Sie bezwecken ein schnelles Ein- und Ausrücken des ständig in einer Richtung umlaufenden Motors und werden als zylindrische Räder mit Keilnuteneingriff ausgeführt. Speicherwinde mit Reibungsrädergetriebe s. Abschnitt D I. „Ortsfeste und tragbare Winden".

X. Wellen.

Als Biegekräfte kommen die Zahndrucke der Radervorgelege und die von Backen- oder Bandbremsen auf die Wellen ausgeübten Drucke in Frage.

Das Drehmoment wird an einer Stelle in die Welle eingeleitet und entweder nach einer Seite oder nach beiden Seiten der Welle abgeleitet.

Werkstoff der Wellen: St 50 · 11, bei wechselnder oder stoßweiser Belastung: St 60 · 11.

Da beim ersten Entwurf eines Krantriebwerks die Biegekräfte der Wellen und deren Abstände von den Lagern noch nicht bekannt sind, so begnügt man sich zunächst damit, die Wellen nur auf Verdrehung (mit kleinerer Verdrehungsbeanspruchung) zu berechnen. Sind die Abmessungen der Getriebe und die Abstände von den Lagerstellen festgelegt, so werden die Wellen auf zusammengesetzte Festigkeit (Biegung und Drehung) berechnet. Lange Wellen sind noch auf zulässige Formänderung gegen Verdrehen nachzuprüfen.

Bei Berechnung der Wellen werden auch die größten (resultierenden) Lagerdrucke bestimmt und die Lager auf zulässigen Flächendruck untersucht.

a) Kurze Wellen.

Für die Berechnung der kurzen Wellen ist nur die Werkstoffanstrengung maßgebend.

1. Bestimmung des vorläufigen (angenäherten) Wellendurchmessers.

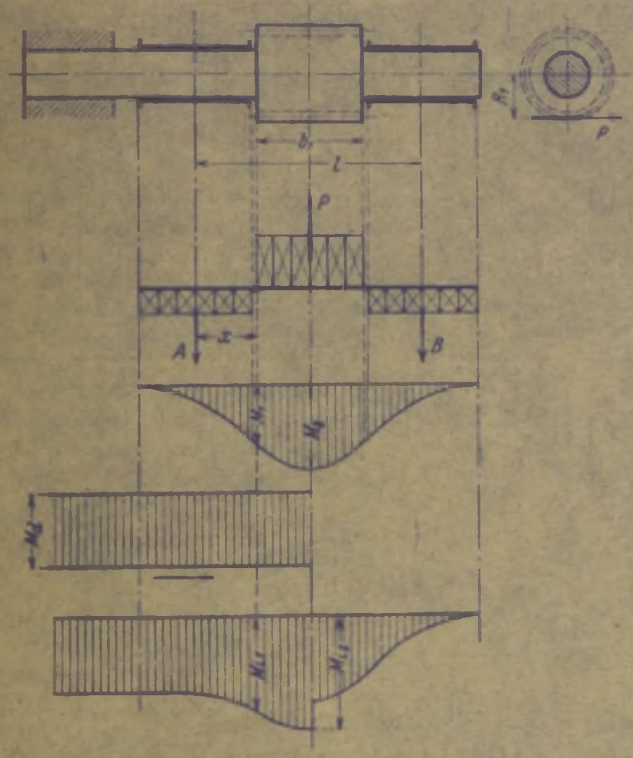


Abb. 209.

Bezeichnen

M_d das zu übertragende Drehmoment in kgcm,

τ_{zul} die zulässige Verdrehungsbeanspruchung in kg/cm² und

d den Wellendurchmesser in cm,

so ist das erforderliche polare Widerstandsmoment:

$$W_p = \frac{M_d}{\tau_{zul}} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \quad \ldots \text{ cm}^3. \qquad (110)$$

Der noch nicht bekannten Biegebeanspruchung trägt man dadurch Rechnung, daß man, ähnlich wie bei der Berechnung der normalen Transmissionswellen, die Verdrehungsbeanspruchung verhältnismäßig niedrig hält.

Je nach der Belastungsart und der Güte des Werkstoffes wird gesetzt $\tau_{zul} = 200$ bis 400, im Mittel 300 kg/cm².

2. Berechnung auf zusammengesetzte Festigkeit (Biegung und Drehung).

Bei der Berechnung der biegenden Momente kommen meist einfache (statisch bestimmte) Belastungsfälle — zweifach gelagerte Träger, die in einer oder in verschiedenen Ebenen durch Kräfte belastet sind — in Frage.

Wellen, die drei- oder vierfach gelagert sind, sind ein- bzw. zweifach statisch unbestimmt. Zur Berechnung dieser Wellen sind neben den drei Gleichgewichtsbedingungen eine bzw. zwei Elastizitätsgleichungen aufzustellen.

Bezeichnen M das Biegemoment und M_d das Drehmoment der Welle in kgcm, so ist das für die Berechnung maßgebende ideelle Biegemoment nach der Dehnungshypothese[1]

$$M_i = 0{,}35\,M + 0{,}65\,\sqrt{M^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \quad \ldots \text{ kgcm}. \qquad (111\,a)$$

[1] Bach: Theorie der Elastizität und Festigkeit.

Anstrengungsverhältnis: $\alpha_0 = \frac{\sigma_{zul}}{1{,}3\,\tau_{zul}}$. Nach Annahme der zulässigen Biegebeanspruchung σ_{zul} und der zulässigen Drehbeanspruchung τ_{zul} ist α_0 bestimmt.

Festigkeitsbedingung: $\frac{M_i}{W} = \sigma_{zul}$.

Nach der Schubspannungshypothese[1] ist

$$M_i = \sqrt{M^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \quad \text{kgcm}. \tag{111b}$$

Gleichung (111b) liefert höhere Werte als Gleichung (111a).

Gleichung (111b) wird unter der Annahme von $\alpha_0 = 1$ vielfach als Näherungsgleichung benutzt.

Bei Wechsel der Kraftrichtung können für St 50 · 11 zugelassen werden:

$\sigma_{zul} = 400$ bis 600 kg/cm²;

$\tau_{zul} = 300$ bis 500 kg/cm².

Im folgenden werden die wichtigsten, im Kranbau vorkommenden Belastungsarten der Wellen betrachtet.

1. Ritzelwelle eines in einem Räderkasten angeordneten Stirnrädergetriebes (Abb. 209).

Die Welle läuft beiderseitig in Ringschmierlagern (Abb. 187, S. 78). Das Ritzel ist entweder mit der Welle aus einem Stück gefertigt (Abb. 209) oder es ist auf der Welle aufgekeilt. Am linksseitigen Ende ist der eine Flansch der elastischen Kupplung aufgekeilt.

Der Zahndruck P und die Auflagerdrucke $A = B = P/2$ werden als Streckenlasten angenommen.

Größtes Biegemoment (in der Mitte): $_{max}M = M_2 = \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{b_1}{4}\right)$.

Biegemoment am Ritzelende:

$$M_1 = \frac{P}{2} \cdot x.$$

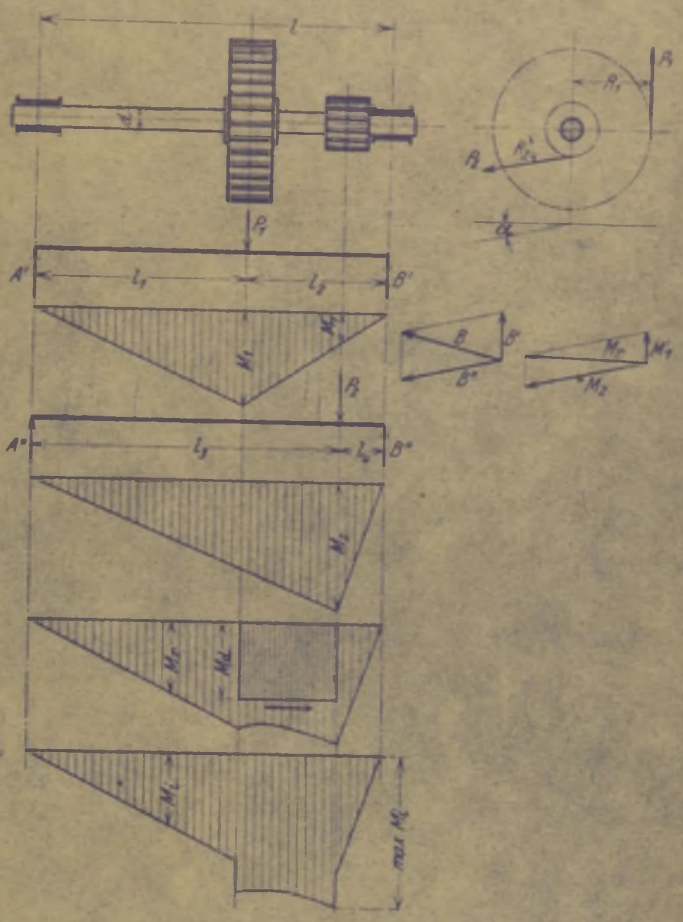


Abb. 210.

Das Drehmoment $M_d = P \cdot R_1$ tritt am Kupplungsflansch ein und werde auf Mitte Ritzel abgeleitet.

2. Zweifach gelagerte Welle einer Handkabelwinde (Abb. 210).

Der Zahndruck P_1 wirkt in senkrechter Richtung und der Zahndruck P_2 unter dem Winkel α zur Waagerechten. Die Zahndrucke werden als Einzellasten angenommen.

α) Senkrechte Belastungsebene.

Auflagerdrucke: $A' = P_1 \cdot \frac{l_2}{l}$; $B' = P_1 \cdot \frac{l_1}{l}$.

Größtes Biegemoment: $M_1 = A' \cdot l_1$;

Biegemoment: $M_1' = B' \cdot l_4$.

[1] Von Mohr. — Vgl. auch Lachmann: Anstrengungsverhältnis und Festigkeitshypothese. Ing.-Archiv 1930.

β) Schräge Belastungsebene.

Auflagerdrucke: $A'' = P_2 \cdot \frac{l_4}{l}$; $B'' = P_2 \cdot \frac{l_3}{l}$.

Größtes Biegemoment: $M_2 = B'' \cdot l_4$;

Die Biegemomente der senkrechten und schrägen Belastungsebene werden geometrisch addiert und die resultierende Momentenlinie wird aufgezeichnet, aus der ${}_{max}M_r$ entnommen wird.

Das Drehmoment $M_d = P_1 \cdot R_1 = P_2 \cdot R_2$ tritt bei P_1 in die Welle ein und wird bei P_2 abgeleitet.

Aus den M_r und den M_d werden die M_v rechnerisch oder zeichnerisch bestimmt und für ${}_{max}M_v$ wird die Welle bemessen.

Bestimmung der resultierenden Lagerdrucke A und B ebenfalls durch geometrische Addition.

3. Schneckenwelle zu einem elektrisch angetriebenen Schneckenvorgelege (Abb. 211).

Die Abmessungen der Welle sind festgelegt und die Welle ist auf Festigkeit nachzuprüfen.

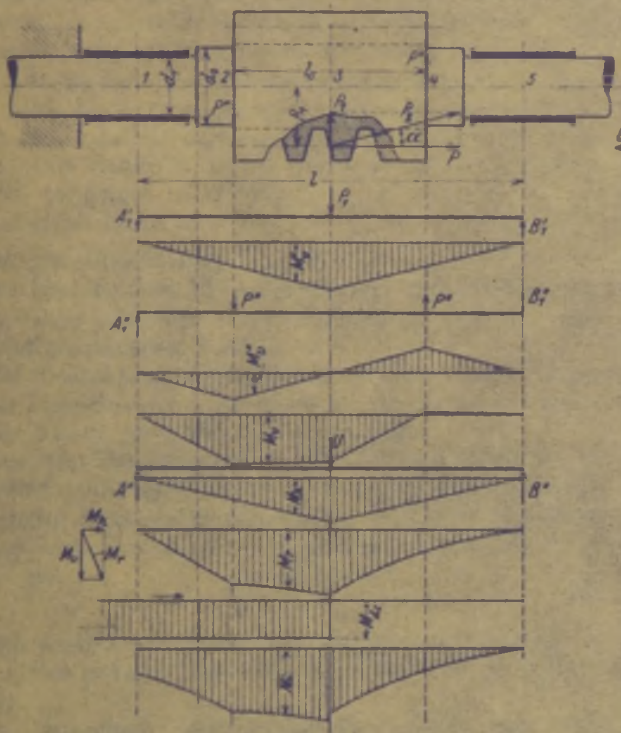


Abb. 211.

Es bezeichnen mit Bezug auf die Ausführungen S. 84: M_I das Drehmoment der Schneckenwelle, M_{II} das der Radwelle in kgcm, R_1 und R_2 die Teilkreishalbmesser in cm, α den Eingriffswinkel der Verzahnung, β den Steigungswinkel des Getriebes in Grad, $P = M_{II} / R_2$ den Zahndruck und P_s den in Richtung der Eingriffslinie wirkenden Zahndruck in kg.

Alle Biegekräfte werden als Einzellasten angenommen.

α) Senkrechte Belastungsebene.

Biegekraft: $P_1 = P \cdot \operatorname{tg} \alpha = P_s \cdot \sin \alpha$.

Auflagerdrucke: $A_1' = B_1' = \frac{P_1}{2}$.

Größtes Biegemoment (in der Mitte):

$${}_{max}M_v' = P_1 \cdot \frac{l}{4}.$$

Biegekraft: P. Diese wirkt im Abstand R_1 von der Schneckenachse. Ihr Moment wird durch ein gleichwertiges Kräftepaar mit der Schneckenlänge l_s als Hebelarm ersetzt.

$$P' \cdot l_s = P \cdot R_1.$$

Auflagerdrucke: $A_1'' = P \cdot \frac{R_1}{l}$; $B_1'' = -P \cdot \frac{R_1}{l}$.

Biegemomente (an den Enden der Schnecke): ${}_{max}M_v'' = \pm P \cdot \frac{R_1}{l} \cdot \frac{l - l_s}{2}$.

Das Biegemoment in der Mitte ist gleich Null. Die Biegemomente aus P_1 und P werden addiert und man erhält die senkrechte Momentenlinie M_v.

β) Waagerechte Belastungsebene.

Biegekraft: $U = \frac{M_I}{R_1}$.

Auflagerdrucke: $A'' = B'' = \frac{U}{2}$.

Größtes Biegemoment (in der Mitte): ${}_{max}M_h = U \cdot \frac{l}{4}$.

Die resultierende Momentenlinie M_r wird durch geometrische Addition der waagerechten und senkrechten Biegemomente erhalten.

Das Drehmoment tritt an der elastischen Kupplung (auf Abb. 211 links) ein und wird auf Mitte Schnecke abgeleitet.

Die resultierende Beanspruchung ist am linken Schneckenende (Durchmesser d_3) und am linken Wellenansatz (Durchmesser d_1) zu bestimmen.

Resultierende Lagerdrucke durch geometrische Addition unter 90°.

Berechnung mehrfach gelagerter Wellen s. Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 5. Aufl., 1. Bd., S. 463. — Winkel: Der Träger auf drei Stützen, berechnet aus der Biegelinie des Trägers auf zwei Stützen. Maschinenbau 1923/24, S. 107. Diese Wellen lassen sich vielfach mit der größten Biegekraft und mit genügender Annäherung überschläglich (als Träger auf zwei Stützen) berechnen. Die überschlägliche Berechnung liefert meist ein (um etwa 10 bis 15%) größeres Biegemoment als die genauere Berechnung auf statisch unbestimmter Grundlage.

b) Lange Wellen.

Für die Berechnung langer Wellen, wie der Fahrwerkswellen der Laufkrane, Torkrane und Verladebrücken ist außer der Werkstoffanstrengung noch die Formänderung gegenüber Verdrehung maßgebend.

Die Fahrwerkswelle eines Laufkranes ist ein Träger auf mehreren Stützen, der durch die Zahndrucke auf Biegung beansprucht ist. Das Drehmoment wird am Motorvorgelege in die Welle eingeleitet und nach beiden Seiten an die Laufräder abgegeben (siehe Abschnitt „Laufkrane").

Steht die voll belastete Katze in ihrem linken Anfahrmaß, so geht der größere Teil des Drehmomentes, nämlich $M_{d_{II}}$ durch den linken Wellenstrang.

An Stelle der statisch unbestimmten Berechnung des Biegemomentes ist es ausreichend, den Zahndruck des Motorvorgeleges zu vernachlässigen und nur den Zahndruck P_{II-III} des am meisten belasteten Laufradvorgeleges zu berücksichtigen. Die Welle wird dann an dieser Stelle als Träger auf zwei Stützen berechnet (Abb. 212).

Auflagerdrucke: $A = P_{II-III} \cdot \frac{l_2}{l}$; $B = P_{II-III} \cdot \frac{l_1}{l}$.

Größtes Biegemoment: ${}_{max}M = A \cdot l_1 = B \cdot l_2$.

Das Drehmoment $M_{d_{II}}$ ist gleich dem Zahndruck P_{II-III} multipliziert mit dem Teilkreishalbmesser des mit dem Laufrad kämmenden Ritzels.

Bei Betrachtung der Welle als durchlaufender Träger ist das Biegemoment ${}_{max}M$ etwas kleiner als bei der Näherungsrechnung (auf Abb. 212 gestrichelt).

Aus dem Biegemoment ${}_{max}M$ und dem Drehmoment $M_{d_{II}}$ wird das ideelle Moment ${}_{max}M_i$ nach Gleichung (111a) oder (111b), S. 88 bzw. 89 berechnet und die Welle bemessen.

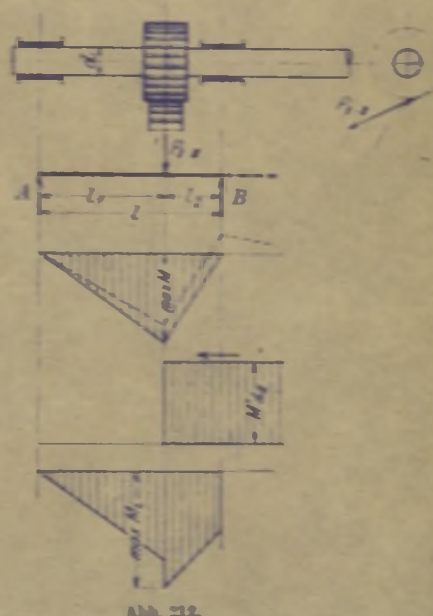


Abb. 212.

Der Verdrehungswinkel der Welle in Grad für 1 m Länge ist:

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{d_{II}} \cdot 100}{G \cdot J_p}, \qquad (112)$$

wobei $G \approx 810000$ den Gleitmodul des Werkstoffes in kg/cm² und J_p das polare Trägheitsmoment der Welle in cm⁴ bedeuten.

Den zulässigen Verdrehungswinkel mache man nach Garlepp (Maschinenbau 1931, S. 90) von der Fahrgeschwindigkeit des Kranes abhängig.

Für Fahrgeschwindigkeiten $v < 0{,}5$ m/sek sei $\varphi \approx 0{,}35°$ je lfd. m.

„ „ $v \geqq 0{,}5$ m/sek sei $\varphi \approx 0{,}25°$ „ „ „

Soll die Welle nach den angegebenen Verdrehungswinkeln berechnet werden, so wende man nachstehende, aus Gleichung (112) abgeleitete Gleichungen an:

$$d = 0{,}674 \sqrt[4]{M_d} \quad \text{bzw.} \quad d = 0{,}734 \sqrt[4]{M_d} \ \ldots \text{ cm}. \qquad (113)$$

Der berechnete Durchmesser wird in Rücksicht auf die genormten Wellendurchmesser (Tabelle 24) auf- bzw. abgerundet und die glatte Welle von einer, auf Lager befindlichen blanken (gedrehten oder gezogenen) Stange abgestochen.

Abgesetzte Wellen sind teurer und werden nur, wenn dies aus baulichen Gründen nicht zu umgehen ist, hergestellt.

Bei abgesetzten Wellen ist die Kerbwirkung zu berücksichtigen, da durch diese die Drehungsspannung erhöht wird.

Ein Zapfenabsatz mit einer Durchmesservergrößerung von z. B. $d = 90$ mm auf $d_1 = 110$ mm und einem Hohlkehlenhalbmesser $r_0 = 5$ mm ergibt statt $\tau = \frac{M_d}{W_p}$ nach Sonntag:

$${}_{max}\tau \approx 1{,}5 \frac{M_d}{W_p} \ \ldots \text{ kg/cm}^2.$$

Bei einer Eindrehung von z. B. 110 auf 90 mm und $r_0 = 5$ mm wird $\tau_{max} \approx 2{,}5 \frac{M_d}{W_p}$ statt $\tau \approx \frac{M_d}{W_p}$ kg/cm².

Ist die Welle nicht durch die Naben der auf ihr sitzenden Räder oder Scheiben gegen Längsverschiebung gesichert, so sind ein oder zwei Stellringe vorzusehen.

Tabelle 24. Wellendurchmesser für Hebemaschinen (DIN 537).
Abmessungen in mm.

25	45	(65)	90	125	160	35	55	(75)	110	140	200
30	50	70	100	(130)	180	40	60	80	(120)	(150)	220

Die eingeklammerten Durchmesser sind möglichst zu vermeiden.
Die Werte entsprechen den Normaldurchmessern nach DIN 3 und mit Ausnahme der eingeklammerten Werte auch den Durchmessern für Transmissionswellen nach DIN 114.
Für Wellenabsätze gelten auch die übrigen Durchmesser nach DIN 3.

XI. Kupplungen.

a) Feste (starre Kupplungen).

Die einfachste, im Hebezeugbau viel angewendete Kupplung ist die Muffenkupplung (Abb. 213). Werkstoff der Muffe: Gußeisen (Ge 21 · 91) oder Stahl (St 34 · 11).

Durchmesser der Muffe: $D \approx 2d$; Länge: $L \approx 3d$ bis $4d$.

Verbindung der Muffe mit den Wellen durch Nasenkeile. Lösen der Kupplung erfordert das Verschieben einer Welle um die halbe Kupplungslänge.

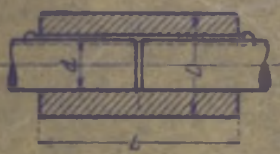


Abb. 213.

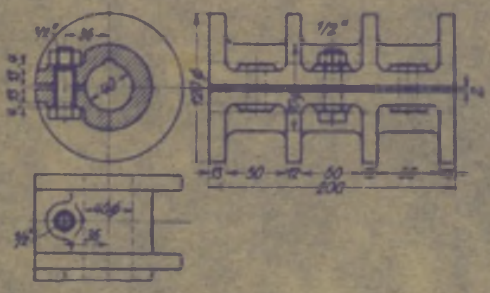


Abb. 214.

Anwendung meist nur für Wellendurchmesser $d = 25$ bis 60 mm.

Abb. 214 zeigt noch eine weitere, für kleinere Wellendurchmesser geeignete Kupplung. Die Kupplung hat eine geschlitzte Hülse und wird durch drei Schrauben angezogen.

Im übrigen werden im Hebezeugbau die verschiedenen, aus dem Transmissionsbau her bekannten Bauarten von festen Kupplungen angewendet, deren Hauptabmessungen genormt bzw. in der Normung begriffen sind. Es sind dies: die Hülsenkupplung, die Schalenkupplung (DIN 115), die Scheibenkupplung (DIN 116) und die Sellerskupplung.

b) Elastische Kupplungen.

Sie werden im Hebezeugbau allgemein zur Verbindung der Elektromotoren mit den Triebwerken (Hub-, Fahr- und Drehwerken) verwendet und bieten den Vorteil, daß sie kleine Ungenauigkeiten in der Lagerung beider Wellen selbsttätig ausgleichen. Die Benutzung starrer Kupplungen ist hier nicht angängig, da jede der zu verbindenden Wellen in zwei Lagern läuft. Trotz genauem Ausrichten beider Wellen treten daher beim Anziehen der Motor-Fußschrauben leicht Zwängungen in den Lagern auf, die dann ein Warmlaufen der Lager zur Folge haben.

Der Ausgleich kleiner Unterschiede in der Höhenlage sowie kleiner Achsenwinkel beider Wellenstränge wird bei den elastischen Kupplungen durch Federn, Holz-, Leder- oder Gummibeilagen erreicht.

Die elastischen Kupplungen werden in der Regel so gestaltet, daß sie die Anordnung einer Haltebremse (Band- oder doppelte Backenbremse) auf dem Umfang der einen Kupplungshälfte zulassen.

Abb. 215 zeigt die im Hebezeugbau allgemein angewendete elastische Kupplung.

Sie entspricht baulich der Scheibenkupplung, die dadurch elastisch gemacht ist, daß auf den, an der einen Kupplungshälfte befestigten Schrauben eine Anzahl Lederscheiben sitzen, die in entsprechende Bohrungen der anderen Kupplungshälfte eingreifen. Der Motor kann daher

Tabelle 25. Elastische Kupplungen für Bohrungen von 30 bis 100 mm. Ausführung A (Abb. 215); Ausführung B (Abb. 216).

Nr.	d	M_d	Abmessungen in mm (d_1 in Zoll)															
	mm	kgcm	D_2	b_1	D_1	l	D_3	d_1	s	d_2	d_3	a	d_4	c	d_5	e	D	b
$1^1/_4$	30	550	175	65	70	110	120	$^1/_2$	4	18	30	4	35	20	50	20	200	65
2	40	750	200	70	80	120	135	$^5/_8$	4	20	40	5	45	25	75	52	250	80
$2^1/_2$	50	1500	250	80	95	120	165	$^5/_8$	4	20	45	6	50	35	80	70	320	100
3	60	3000	300	90	110	140	195	$^3/_4$	4	25	50	8	55	40	100	85	400	125
$3^1/_2$	70	5500	350	90	130	170	230	$^7/_8$	4	32	55	8	60	45	130	100	500	160
4	80	8500	400	100	150	185	265	$^7/_8$	4	32	60	8	65	50	150	115	600	160
$4^1/_2$	90	13000	450	125	170	200	300	$^7/_8$	6	32	65	10	70	55	170	125	640	200
5	100	20000	500	125	190	200	340	1	6	35	70	12	80	60	180	140	640	200

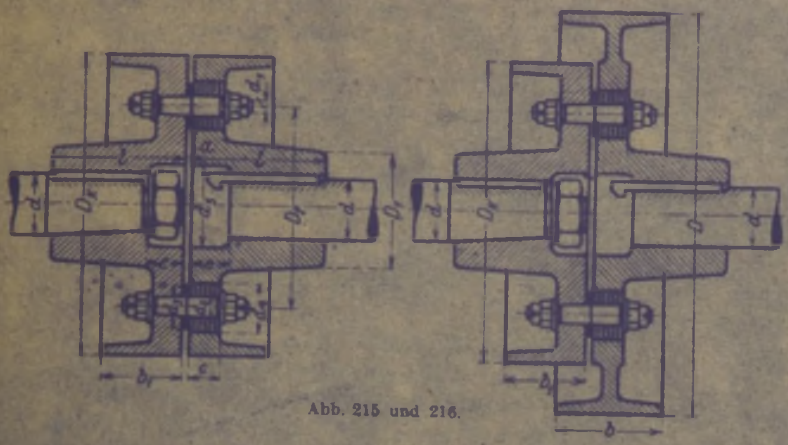


Abb. 215 und 216.

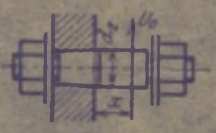


Abb. 217.

ohne Lösen der Bolzenschrauben mit dem Triebwerk verbunden oder von ihm gelöst werden.

Werkstoff der allseitig bearbeiteten Kupplungsflanschen: Gußeisen.

Zahl der Schrauben: $z = 4$ oder 6. Befestigung der Schrauben nach Abb. 217. Werkstoff: St 38 · 13. Die Schraubenbolzen sind an der Einspannstelle (Abb. 217) mit dem Moment

$$M = \frac{M_d}{R_2 \cdot z} \cdot x = U_0 \cdot x \ \ldots \ \text{kgcm} \qquad (114a)$$

auf Biegung zu berechnen. Hierbei bezeichnen M_d das von der Kupplung zu übertragende größte Drehmoment in kgcm, R_2 den Teilkreishalbmesser der Schrauben und x den Abstand der Biegekraft in cm. Zulässige Biegebeanspruchung: $\sigma_{zul} = 300$ bis 600 kg/cm².

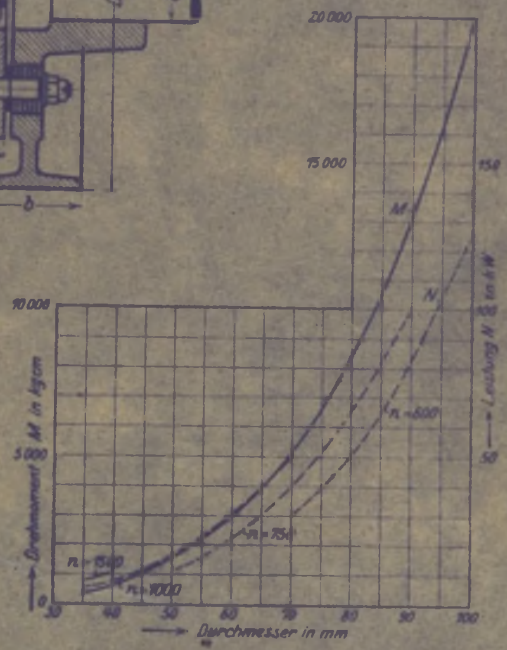


Abb. 218. Übertragbare Leistungen und Drehmomente der elastischen Kupplungen.

Zulässiger Flächendruck zwischen Bolzen und Lederscheibe

$$\sigma = \frac{M_d}{R_2 \cdot z \cdot d_2 \cdot c} = \frac{U_0}{d_2 \cdot c} \quad 10 \text{ bis } 15 \text{ kg/cm}^2. \qquad (114b)$$

Tabelle 25 (Abb. 215 und 216) gibt die Abmessungen und übertragbaren Drehmomente der elastischen Kupplungen von 175 bis 500 mm Durchmesser. Ihre Scheibenbreiten sind die gleichen wie die mittleren Bremsscheibenbreiten nach DIN 4003 (S. 115).

Die Bohrungen der auf der Motorwelle sitzenden Kupplungsflanschen entsprechen den Normen DIN VDE 2701 und 2702. Sie sind bei den beiden ersten Kupplungen (175 und 200 mm Durchmesser) zylindrisch und bei den übrigen kegelig.

Die von den Drehstrom-Kranmotoren mit den Nenndrehzahlen 1000 – 750 – 600 und den normalen Wellenstümpfen nach DIN VDE 2701 und 2702 ($d = 32$ bis 100 mm) übertragbaren Nennleistungen bei 25% ED sind auf Abb. 218 zeichnerisch zusammengestellt.

Die Anordnung einer doppelten Backenbremse auf der elastischen Kupplung erfordert meist einen größeren Scheibendurchmesser und eine entsprechende Scheibenbreite. Alsdann Gestaltung der Kupplung nach Abb. 216. Abmessungen gleichfalls nach Tabelle 25, S. 93.

Wegen ihrer hohen Umlaufzahl ($n = 600$ bis 1000) und in Rücksicht auf ruhigen Gang sind die elastischen Kupplungen auszuwuchten. Auch sind sie möglichst leicht zu bauen, da sie sonst zu große Massenwirkung haben.

c) Ausrückbare Kupplungen.

1. Klauenkupplungen.

Diese sind nur bei Stillstand der Wellen ein- und ausrückbar.

Jede der beiden Kupplungshälften (Abb. 219) ist mit Klauen (Zähnen) versehen, die in entsprechend geformte Lücken der anderen eingreifen. Bei Klauenkupplungen, die zur Verbindung zweier Wellen dienen (Abb. 219) ist die eine Kupplungshälfte auf der treibenden Welle aufgekeilt, während die andere auf der getriebenen Welle und auf zwei Federkeilen längsverschiebbar ist.

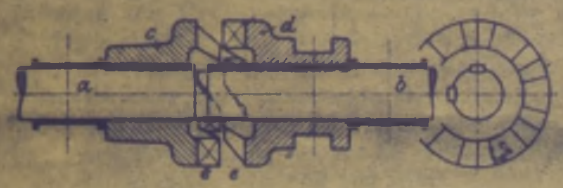


Abb. 219. Klauenkupplung.
a—b Wellen; c auf a festes Kupplungsteil; d auf b längsverschiebbares Kupplungsteil.

Zahl der Klauen je nach der Größe des zu übertragenden Drehmomentes 2—4—6—8—10.

Bei rechteckiger Klauenform erfordert das Einrücken meist noch eine vorherige kleine Drehbewegung der einen Welle, bis die Zähne der einen Kupplungshälfte den Lücken der anderen genau gegenüberstehen.

Besser sind schraubenförmige Klauen (Abb. 219 und 220) oder solche nach Abb. 221, die ein sofortiges Einrücken der Kupplung in jeder Stellung zulassen.

Abb. 220.

Abb. 221.

Für umschaltbare Stirnrädervorgelege werden die Klauenkupplungen zum wechselweisen Einrücken des rechten oder linken Getriebes doppelseitig ausgeführt (s. Abb. 186, S. 77).

2. Reibungskupplungen.

Die Reibungskupplungen werden bei Winden und Kranen stets dann angewendet, wenn der Antriebsmotor (z. B. ein Brennkraftmotor) nicht unter Belastung anläuft. Bei den Verschiebewinden dienen sie zum Ein- und Ausrücken der Seiltrommel und werden gegebenenfalls so bemessen, daß sie auch als Überlastungs- oder Rutschkupplung arbeiten.

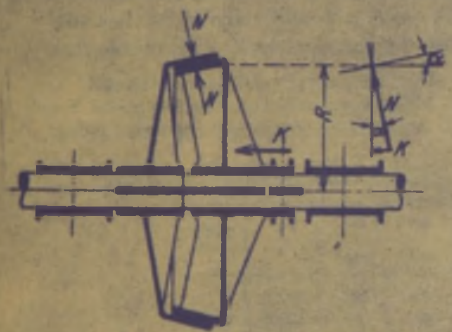


Abb. 222. Kegelreibungskupplung (schematische Darstellung.)

Die Reibungskupplungen werden ferner angewendet, wenn mehrere Kranbewegungen von einer ständig umlaufenden Hauptwelle aus vermittels Kegelräder-Wendegetrieben (s. Abb. 195, S. 81) entnommen werden.

Kegelreibungskupplung (Abb. 222).

Der auf der getriebenen Welle sitzende, axial verschiebbare und durch zwei Federkeile gegen Drehen gesicherte Vollkegel wird in den auf der treibenden Welle fest angeordneten Hohlkegel gepreßt.

Bezeichnen mit Bezug auf Abb. 222 R den mittleren Halbmesser der wirksamen Kegelfläche und N den Kupplungsdruck, so ist die zur Übertragung des Drehmomentes M_d erforderliche Reibung:

$$N\mu \geq \frac{M_d}{R}. \qquad (115)$$

Entsprechender axialer Anpressungsdruck während des Betriebes:

$$K \geq N \cdot \sin\alpha = \frac{M_d}{R} \cdot \frac{\sin\alpha}{\mu}. \tag{116}$$

Beim Einrücken ist der erforderliche Anpressungsdruck größer:

$$K > \frac{M_d}{R \sin\alpha}; \qquad K < \frac{M_d}{R} \cdot \frac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\mu}. \tag{117}$$

In Rücksicht auf ein allmähliches Mitnehmen des getriebenen Teils und ein leichtes Lösen der Kupplung nehme man den Kegelwinkel α nicht zu klein. Zweckmäßig ist $\alpha \geq 10°$. Für sauber bearbeitete und leicht geschmierte Reibflächen (Gußeisen auf Gußeisen) setze man nach Bach in Gleichung (115) bis (117) $\mu \approx 0{,}10$ bis $0{,}125$.

Eine Erhöhung der Reibungszahl wird dadurch erreicht, daß man die Reibfläche des Vollkegels mit Ferodomaterial (Ferodofibre oder Ferodoasbestos belegt). Reibungszahlen und Flächendrucke des Ferodomaterials s. Abschnitt „Bremsen", S. 112.

Der dauernd wirkende Anpressungsdruck am Hohlkegel wird entweder durch einen Wellenansatz oder durch das neben ihm sitzende Querlager aufgenommen.

Am Verschiebering ist wegen der Erwärmung und Abnutzung gute Schmierung erforderlich.

Der Ausrückweg beträgt je nach der Kupplungsgröße 5 bis 10 mm.

Bei größerer Leistung und Drehzahl ist es empfehlenswert, zum Aufnehmen des Längsdruckes der Kupplung Kugelspurlager anzuordnen. Der meist hohe Anpressungsdruck erfordert bei Bedienung von Hand ein Kuppelgestänge mit entsprechend großer Übersetzung.

Geeignete Übersetzungsmittel zwischen Handradwelle und Schleifringhebel sind: Schraubenspindel mit Wandermutter oder Schnecke und Schneckenradsegment.

Schnelles Ein- und Ausrücken wird durch einen Exzenter erreicht, dessen Welle durch einen Handhebel gedreht wird.

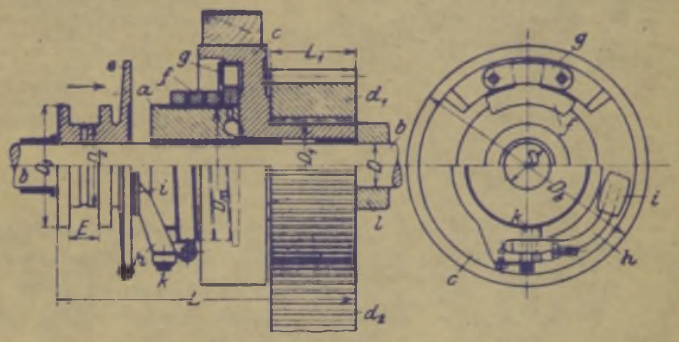


Abb. 223. Schraubenfeder-Reibungskupplung (Schwarz).

a Hartgußmuffe, auf der Welle *b* aufgekeilt; *c* Bremsscheibe, auf der Welle lose sitzend; $d_1 - d_4$ Stirnrädergetriebe, dessen Ritzel d_1 auf der Nabe von *c* aufgekeilt; *e* Einrückscheibe; *f* Schraubenfeder, in *c* schwalbenschwanzförmig eingesetzt; *g* Decklasche; *h* Hebel mit Schleifbacke *i*, am andern Ende der Schraubenfeder angreifend; *k* Hebeldrehpunkt. *l* Stellring, den Längsdruck der Kupplung aufnehmend.

Anwendung der Kegelreibungskupplung bei elektrisch betriebenen Verschiebewinden s. Abschnitt D. „Winden".

Bei den Kegelräder-Wendegetrieben wird die Kupplung zum Einstellen der einen oder anderen Umlaufsrichtung der treibenden Welle doppelseitig ausgeführt (Abb. 195, S. 81).

Schraubenfeder-Reibungskupplung. Abb. 223 zeigt diese Kupplung in Verbindung mit einer, lose auf der Welle sitzenden Bremsscheibe, auf deren Nabe das mit der Welle zu kuppelnde Zahnrad aufgekeilt ist. Anwendung bei Greiferhubwerken (s. Abschnitt D. „Winden").

Die Schraubenfeder hat quadratischen Querschnitt, ist an der lose laufenden Bremsscheibe befestigt und sitzt auf einer geschliffenen Hartgußmuffe, die auf der Welle aufgekeilt ist. Das andere Federende ist an einem Hebel befestigt, der durch Verschieben der Einrückscheibe gedreht wird und an seinem anderen Ende den ersten

Tabelle 26. Schraubenfeder-Reibungskupplungen (Abb. 223). W. Schwarz & Co., Dortmund.

Größe Nr.	N n	D in mm		Abmessungen in mm							
		norm	max	D_m	D_3	D_1	L_1	D_2	D_4	E	L
I	0,03	45	55	100	180	90	90	70	110	30	270
II	0,05	50	60	125	220	100	95	85	125	30	305
III	0,10	60	80	150	260	130	125	100	140	30	375
IV	0,14	70	90	175	300	140	140	115	160	30	410
V	0,21	80	100	200	340	160	155	135	185	40	465
VI	0,29	85	105	225	380	170	160	150	200	40	510
VII	0,42	90	110	250	420	180	180	165	220	40	565
VIII	0,64	100	130	275	465	200	200	180	240	40	605
IX	0,81	110	135	300	500	220	215	195	270	40	650
X	0,98	120	140	325	540	230	220	210	300	50	690

Gang der Schraubenfeder anzieht, der fest auf die Hartgußmuffe aufgepreßt wird. Die hierbei erzeugte Reibung zieht die übrigen Gänge ebenfalls an und preßt sie gegen die Muffe. Die Gesamtreibung aller Schraubengänge ist so groß, daß das Drehmoment der Welle mit hinreichender Sicherheit auf das Stirnradgetriebe übertragen wird.

Die Kupplung wird auch zur Verbindung zweier Wellenstränge und als Umkehr-(Reversier-) Kupplung ausgeführt.

Bremsbandkupplungen gleichen in ihrer Bauart der Schraubenfederkupplung Abb. 223 und werden wie diese bei Greiferwindwerken zum Ankuppeln der Entleertrommel verwendet.

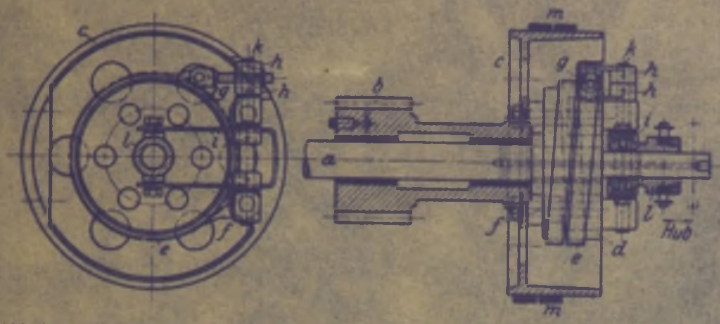


Abb. 224. Bremsbandkupplung zu einem Greiferhubwerk (Losenhausenwerk, Düsseldorf).

a Vorgelegewelle, vom Trommelrad der Hub- und Schließtrommel aus angetrieben; *b* Ritzel mit angegossener Bremsscheibe *c*, lose auf *a* sitzend; *d* Kupplungsscheibe auf *a* aufgekeilt; *e* mit Ferodo belegtes Spiralband; *f* fester Anschluß von *e* an *c*; *g* nachstellbarer Bandanschluß an den Hebeln *h*—*h* angreifend, *i*—*i* Muffenhebel, mit den Hebeln *h*—*h* auf dem an der Bremsscheibe gelagerten Drehbolzen *k* verstiftet, *l* Muffe, beim Verschieben nach links die Hebel *i* und *h* drehend, wodurch das Band (bei *g*) angezogen und *b*—*c* mit *a* durch den Reibungsschluß von *d* und *e* gekuppelt wird; *m* Bremsband zu der auf der Kupplung angeordneten Entleerbremse.

Das mit dem Trommelrad der Entleertrommel kämmende Ritzel (Abb. 224) sitzt lose auf der treibenden Welle und ist mit der Bremsscheibe der Entleerbremse aus einem Stück hergestellt. Das mit seinem einen Ende an der Bremsscheibe befestigte, mit Ferodofibre belegte Stahlband umschlingt die auf der Welle aufgekeilte Kupplungsscheibe in zwei Windungen und wird an seinem anderen Ende durch das Kupplungsgestänge angezogen, wodurch der Reibungsschluß hergestellt wird.

Damit sich das Kupplungsband auf seinem ganzen Umfang um den gleichen radialen Luftweg abhebt, können in bestimmten Abständen Stellschrauben vorgesehen werden.

Die in der Abb. 224 dargestellte Bremsbandkupplung hat einen Durchmesser von 350 mm und linksgängiges Kupplungsband. Scheibendurchmesser der Entleerbremse: 550 mm. Die Kupplung gehört zum Greiferwindwerk eines fahrbaren Drehkranes von 5 t Tragkraft. Das Kupplungsgestänge und das Gestänge zur Entleerbremse werden vom Führerstand aus durch Handhebel bedient.

d) Überlastungs- (Rutsch-) Kupplungen.

Triebwerke, bei denen im Betriebe ein übergroßer Widerstand auftreten kann, werden zum Schutze von Motor und Getriebe mit Überlastungskupplungen ausgerüstet. Solche Überlastungskupplungen kommen bei Hüttenwerkskranen und bei den Drehwerken der Hafendrehkrane in Frage. Sie sind gewöhnliche, federbelastete Reibungskupplungen, die auf ein bestimmtes größtes Drehmoment eingestellt werden.

Stößt beispielsweise der Ausleger eines Hafendrehkranes an einen Schiffsmast an, so werden unzulässige Beanspruchungen von Motor und Drehwerk dadurch ferngehalten, daß der Motor bei stillstehendem Drehwerk und unter Überwinden des dem größten Drehmoment entsprechend begrenzten Reibungswiderstandes der zwischengeschalteten Rutschkupplung weiterläuft.

Die Überlastungskupplungen werden entweder als selbständiges Maschinenteil ausgeführt oder mit einem anderen Getriebeteil baulich vereinigt.

Damit die Kupplung bei dem Grenzdrehmoment zu rutschen beginnt, ist es erforderlich, daß die Reibungszahl der Gleitflächen unveränderlich ist. Dies wird durch geeignete Werkstoffe der aufeinander reibenden Teile und durch gute Schmierung erreicht.

Die auf Abb. 225 dargestellte Rutschkupplung der Demag wird hauptsächlich für Hüttenwerkskrane verwendet. Auf der treibenden (Motor-)Welle ist eine Scheibe mit zwei ringförmigen Reibflächen aufgekeilt. An der Kupplungsscheibe der getriebenen Welle ist ein Bronzering angeschraubt während ein zweiter an einer axial verschiebbaren hohl zylindrisch geführten und durch Keile mitgenommenen Scheibe befestigt ist. Beide mit der getriebenen Kupplungsscheibe umlaufenden Bronzeringe werden durch acht federbelastete Schrauben gegen die Ringflächen der Scheibe auf der Motorwelle gepreßt, wodurch der Reibungsschluß der Kupplung hergestellt wird.

Bezeichnen N den Anpressungsdruck der Scheiben in kg, $i = 2$ die Zahl der ringförmigen Reibflächen, d_1 und d_2 deren Außen- bzw. Innendurchmesser in cm, so ist das von der Kupplung übertragbare größte Drehmoment:

$$\max M_d = N \mu \cdot i \frac{d_1 + d_2}{4} \ldots \text{kgcm}, \qquad (118)$$

wobei wiederum $\mu \approx 0{,}1$ gesetzt werden kann.

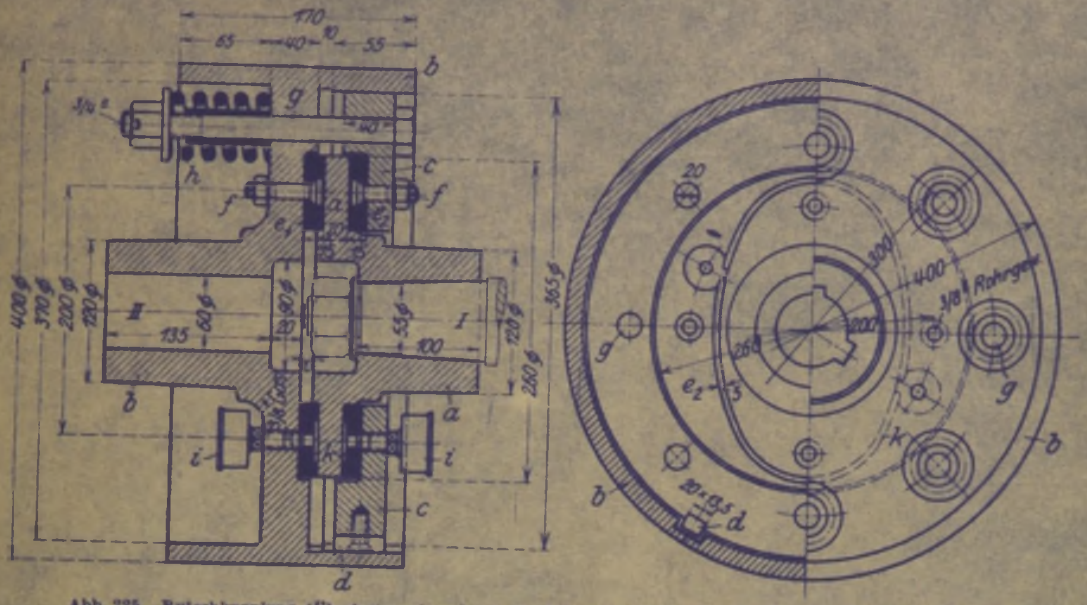


Abb. 225. Rutschkupplung (Überlastungskupplung) für 60 mm größten Wellendurchmesser (Demag, Duisburg).
a Kupplungshälfte, auf der Motorwelle *I* sitzend; *b* Kupplungshälfte, auf der Triebwerkwelle *II* sitzend; *c* axial verschiebbarer Ring, in *b* zentrisch geführt und infolge des Federkeils *d* mit *b* umlaufend; e_1 und e_2 Bronzeringe, auf der Nabe von *a* zentrisch geführt und mit *b* bzw. *c* durch Schrauben *f* verbunden; *g* Schraubenbolzen mit Spiralfedern *h*, die Teile *c*, e_1, *a*, e_2 und *b* axial gegeneinander pressend, so daß durch den Reibungsschluß zwischen e_1 und *a* bzw. e_2 und *a* die beiden Wellen *I* und *II* gekuppelt werden; *i* Staufferbüchsen; *k* Schmiernuten in den Bronzeringen e_1 bzw. e_2.

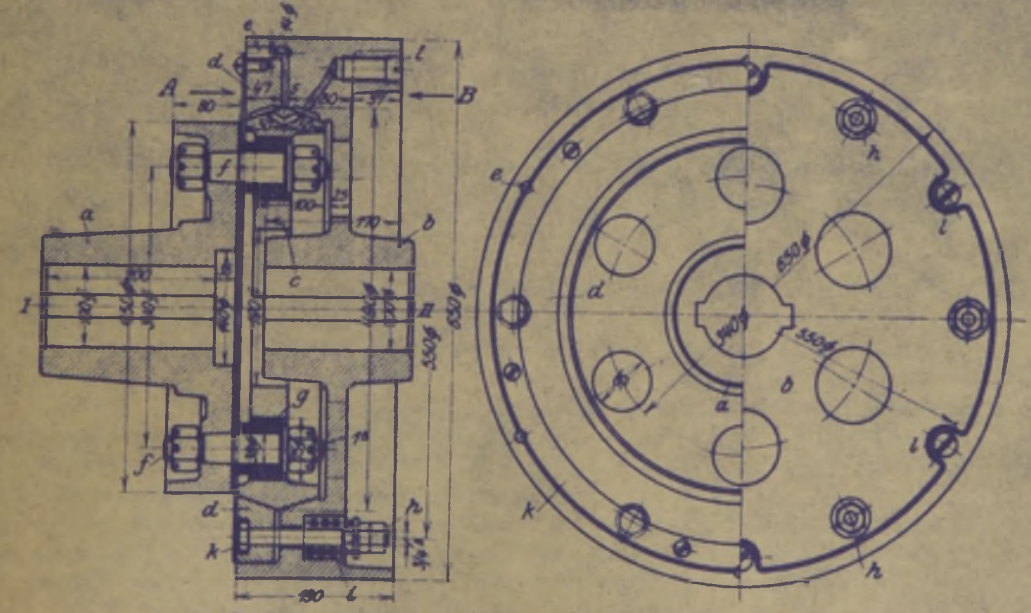


Abb. 226. Vereinigte elastische und Reibungskupplung für 90—100 mm Bohrung (Demag).
a Kupplungsscheibe auf der Motorwelle *I* sitzend; *b* Kupplungsscheibe mit Hohlkegel, auf der Triebwerkswelle *II* sitzend; *c* Doppelkegel; *d* Ring mit Hohlkegel, in *b* zentrisch geführt und durch Stifte *e* mit *b* verbunden; *f* Bolzen, in *a* kegelig eingesetzt; *g* Lederscheiben auf *f*, in entsprechende Löcher von *c* passend; *h* Bolzen mittels der Spiralfedern *a*, *b*, *c* und *d* gegeneinander pressend und infolge der Reibung in den beiden Kegelflächen kuppelnd; *k* Verschlußring, an *d* angeschraubt und ein Herausgleiten der Bolzen *e* verhindernd.

Bei der Kupplung Abb. 226 sind eine elastische und eine Rutschkupplung baulich miteinander vereinigt. Die Rutschkupplung ist als eine Doppelkegel-Reibungskupplung ausgebildet.

Mit Bezug auf die Ausführungen S. 94 ist der erforderliche axiale Anpressungsdruck der Doppelkegelreibungskupplung:

$$K = 2N \cdot \sin\alpha = 2\frac{\max M_d}{R}\frac{\sin\alpha}{\mu}, \qquad (119)$$

wobei N den Kupplungsdruck an den Reibflächen, α den Kegelneigungswinkel und R den mittleren Halbmesser der wirksamen Kegelflächen bezeichnen.

Die Abb. 227 und 228 geben als Beispiele zwei Überlastungskupplungen für Drehwerke, die beide zwischen Schnecken- und Schneckenradwelle geschaltet sind. Die eine ist als Doppelkegelkupplung, die andere als Lamellenkupplung ausgebildet. Bei beiden Kupplungen wird

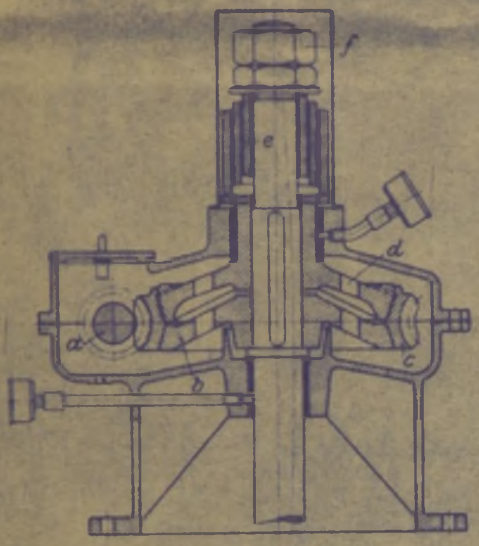


Abb. 227. Rutschkupplung zum Drehwerk eines Hafendrehkrans (Locomhausenwerk).

a Schneckenwelle (Motorwelle); *b* Radkörper, auf der senkrechten Schneckenradwelle aufgekeilt; *c* Zahnkranz aus Gußbronze; *d* auf der Welle längsverschiebbar sitzender Kegel; *e* Kegelfeder; *f* Muttern zum Einstellen der Federkraft.

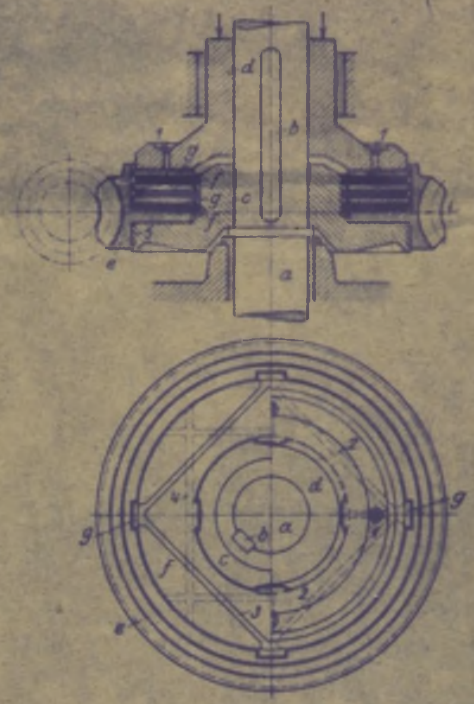


Abb. 228. Rutschkupplung zum Drehwerk eines Hafendrehkranes (Ardeltwerke).

a Senkrechte Schneckenradwelle; *b* Federkeil; *c* auf der Welle festsitzendes Kupplungsteil; *d* längsverschiebbares, durch eine Kegelfeder belastetes Kupplungsteil; *e* Schneckenradkranz aus Gußbronze; *f* Stahllamellen, durch Nasen mit *c* verbunden; *g* Bronzelamellen, durch Nasen mit *e* verbunden; *1* – *4* Schmierlöcher und -kanäle.

der axiale Anpressungsdruck durch Kegelfedern hervorgerufen, deren Federkraft durch Muttern einstellbar ist.

Das Schneckengetriebe auf Abb. 228 ist doppelgängig und hat 29 Radzähne. Teilung: $t = 12\pi$ mm. Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{92}/_{348}$ mm. Normalleistung an der Schneckenwelle: 14,5 PS. Wirkungsgrad: $\eta \approx 0{,}69$. Normalleistung an der Schneckenradwelle und Rutschkupplung: 10 PS. Drehzahlen: 725 bzw. 50 i. d. min. Je nach Einstellung der Kegelfeder beginnt die Kupplung bei einer Höchstleistung von etwa 14 bis 17 PS zu rutschen (40 bis 70% Überlastung gegenüber der Normalleistung).

Bei den Greiferhubwerken (s. Abschnitt D. „Winden") werden zum Mitnehmen der Entleertrommel, die mit der Hubtrommel auf gleiche Seilgeschwindigkeit verbunden ist, Reibzaumkupplungen verwendet, die eine Umkehr des sog. Pronyschen Zaumes darstellen.

Bei der Ausführung Abb. 229 sitzt das Trommelrad lose auf der Nabe der Entleertrommel und ist durch die Reibung des Bremsbandes mit der Trommel gekuppelt. Das Bremsband ist mit keilförmigen Holzklötzen belegt, die in eine entsprechende Rille der Entleertrommel eingreifen. Es wird an seinen beiden Enden durch Spiralfedern gespannt, deren Kraft dem größten

Reibungsmoment entsprechend eingestellt wird. Die Entleertrommel und das mit ihr durch Reibung gekuppelte Trommelrad sind durch ein Mitnehmereisen, das in die Gelenklasche des Bremsbandes eingreift, verbunden.

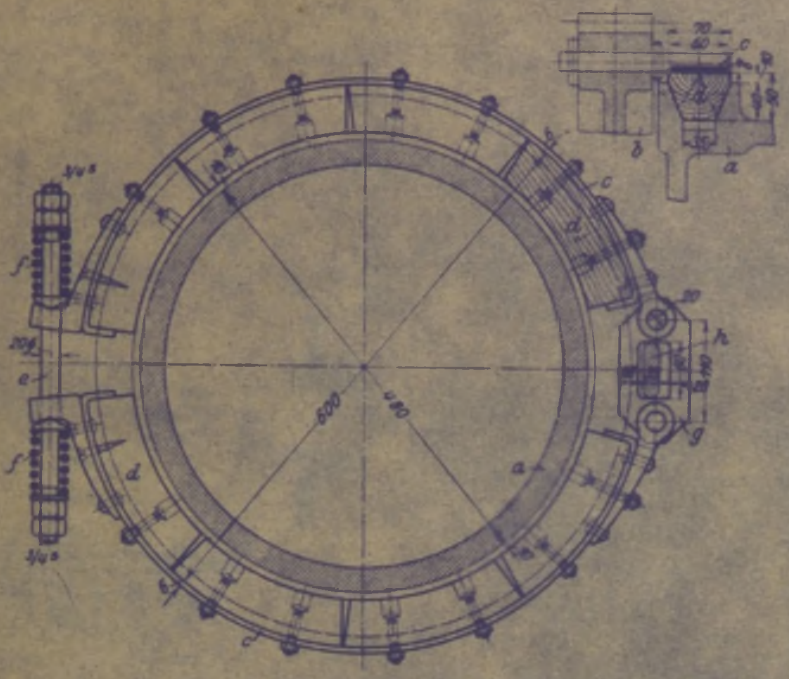


Abb. 229. Schleppband zu einem Greiferhubwerk.
a Entleertrommel; *b* Stirnrad; *c* Stahlband mit Holzklötzen *d*; *e* Bolzen mit Spiralfedern *f* zum Anziehen des Bandes; *g* Gelenklasche des Bremsbandes, in dessen Aussparung der am Stirnrad befestigte Mitnehmer *h* eingreift.

XII. Lager.

a) Gleitlager.

1. Querlager (Traglager).

Der Lagerdruck steht senkrecht (quer) zur Wellenachse. Werkstoff des Lagerkörpers: Gußeisen (Ge 14 · 91). Ausführung je nach Betriebsart des Hebezeuges ohne oder mit Büchsen bzw. Schalen aus Rotguß oder Gußbronze.

α) Lagerbelastung.

Bezeichnen P den größten (resultierenden) Lagerdruck in kg, d den Wellendurchmesser in cm und l die Lagerlänge in cm, so ist unter der Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung von P der Flächendruck:

$$\sigma = \frac{P}{l \cdot d} \quad \therefore \text{ kg/cm}^2. \tag{120}$$

Der zulässige Flächendruck ist von der Drehzahl der Welle, der Antriebsart des Hebezeuges und der Art der Schmierung abhängig.

Im Hebezeugbau werden die Lager meist mit konsistentem Fett geschmiert. Ölschmierung kommt nur bei motorischen Hebezeugen und schnell laufenden Wellen in Frage.

Für die Lager von Handhebezeugen sind bei den geringen Gleitgeschwindigkeiten folgende Flächendrucke zulässig:

Stahl auf Gußeisen (St 50 · 11 auf Ge 14 · 91): $\sigma_{zul} = 50$ bis 60 kg/cm²,
Stahl auf Rotguß (St 50 · 11 auf Rg 9): $\sigma_{zul} = 100$ „ 130 kg/cm².

Bei motorischen Hebezeugen kommen wegen der höheren Gleitgeschwindigkeiten und der entsprechend größeren Abnutzung nur Lager mit Büchsen bzw. Schalen aus Rotguß oder Gußbronze in Betracht.

Je nach der Betriebsart des Hebezeuges (leichter, normaler und schwerer Betrieb) und der Größe der Gleitgeschwindigkeit werden folgende Flächendrucke zugelassen:

Tabelle 27. Flächendrucke für Hebemaschinenlager bei motorischem Betrieb.

Werkstoff	Betriebsart	Zulässiger Flächendruck p ... kg/cm² bei Gleitgeschwindigkeiten					
		$v \leq 0{,}25$ m/sek	$v \leq 1{,}0$ m/sek	$v \leq 2{,}0$ m/sek	$v \leq 3{,}0$ m/sek	$v \leq 4{,}0$ m/sek	$v \leq 5{,}0$ m/sek
St 50·11 auf Rg 9	Leicht	100	90	75	65	50	40
	Normal	80	70	65	55	40	30
	Schwer	60	55	50	45	30	20
St 50·11 auf GBz 14	Leicht	120	100	80	70	60	50
	Normal	100	90	70	60	50	40
	Schwer	80	70	60	50	40	30
St 70·11 auf GBz 20	Leicht	180	150	120	100	80	60
	Normal	150	130	100	90	70	50
	Schwer	100	90	80	70	60	40

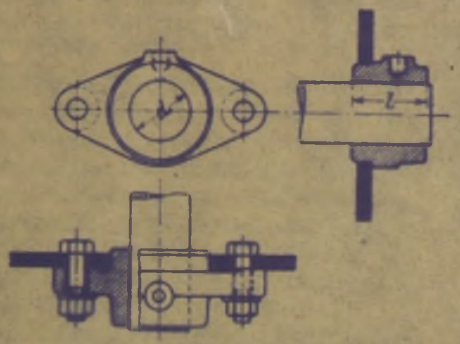


Abb. 230.

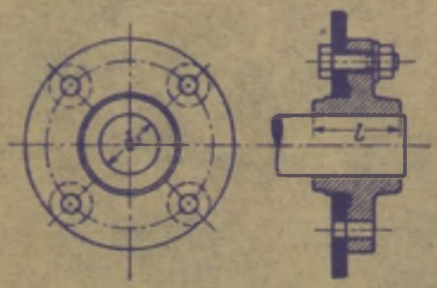


Abb. 231.

Bei starren (nicht einstellbaren) Lagern treten bei langen Lagerschalen infolge der Durchbiegung der Welle durch Zahndrucke, Bremsdrucke u. dgl. leicht Kantenpressungen auf, die-

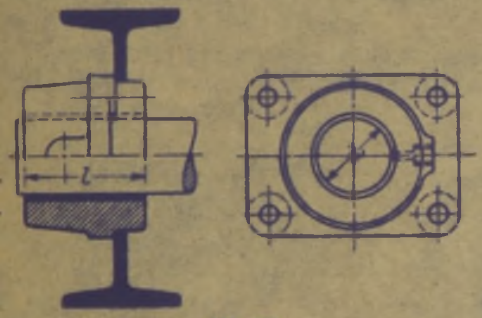


Abb. 232.

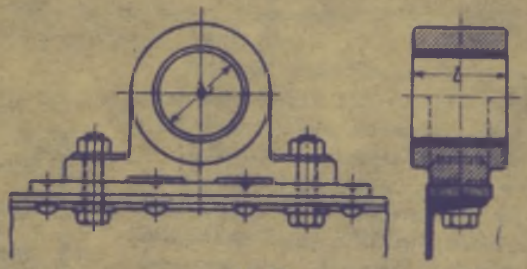


Abb. 233.

den rechnerischen Flächendruck ganz erheblich überschreiten und Heißlaufen bzw. starken Verschleiß zur Folge haben. Starre Lager sind daher möglichst kurz und mit großem Durchmesser auszuführen. Derartige Lager tragen spezifisch mehr als solche mit kleinem Durchmesser und großer Länge, auch ist die Überlastung der Schalen durch Kantenpressungen bei kurzen Lagern stets kleiner als bei langen.

Bei Wellen mit großer Stützweite sind, auch bei kurzen Schalen und besonders bei hartem Lagermetall, einstellbare Lager vorteilhafter.

Durch die Verwendung von Carobronze[1] an Stelle von Rotguß oder Gußbronze läßt sich die Lagerlänge l der Gleitlager stark verkürzen. Die Carobronze ist eine reine Phosphorbronze ohne Zinkzusatz (92 % Cu, 8 % Sn und etwa 0,3 % P) und wird in kalt gezogenen Rohren geliefert. Sie ist äußerst geringem Verschleiß ausgesetzt und läßt bei sachgemäßem Einbau, auch bei höheren Gleitgeschwindigkeiten, Flächendrucke bis etwa 200 kg/cm² zu. Die verkürzten Gleitlager aus Carobronze haben einen geringen Reibungswiderstand und Platzbedarf und sind daher in vielen Fällen ein billiger Ersatz für Wälzlager.

[1] Spezialbronze G. m. b. H., Berlin W 8.

β) Bauarten.

Flanschlager werden an Blechschilden oder an den Stegen von [- und I-Eisen angeschraubt und nach Abb. 230 bis 232 ausgeführt. Die Lagernabe wird an einem Ende zylindrisch abgedreht und in das Loch des Blechschildes bzw. Profileisensteges eingepaßt. Die Schrauben sind daher auf Abscheren entlastet und können entsprechend schwach gehalten werden.

Genormte Lager: DIN 502, Flanschlager für zwei Schrauben (Abb. 230). Form A mit Rotgußbüchse ($d = 25$ bis 70 mm). Form B ohne Rotgußbüchse ($d = 25$ bis 80 mm).

DIN 503, Flanschlager für vier Schrauben (Abb. 232). Form A mit Buchse und Fettkammer, Form B mit Buchse und Stauffergewinde ($d = 35$ bis 180 mm). Form C ohne Buchse mit Fettkammer, Form D ohne Buchse mit Stauffergewinde ($d = 45$ bis 80 mm).

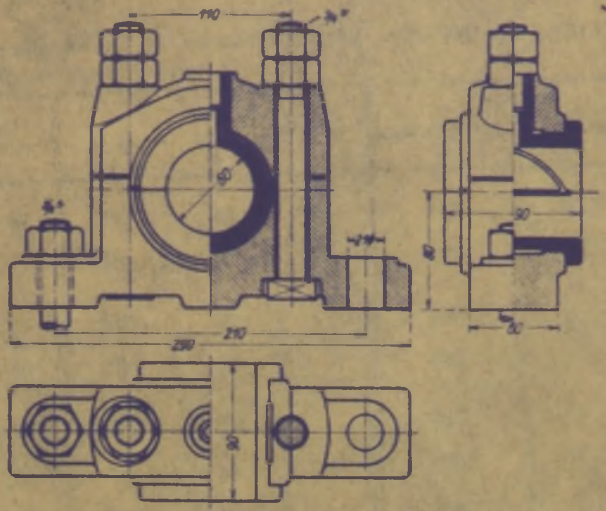


Abb. 234. Stehlager mit Rotgußschalen von 60 mm Bohrung (Demag).

Stehlager. Sie dienen zum Aufschrauben auf den Schenkeln der L-Eisen bzw. den Flanschen der [- und I-Eisen. Die ungeteilten Lager oder Augenlager (Abb. 233) werden angewendet, wenn die Welle beim Zusammenbau eines Hebezeuges bequem in die Bohrung der Lager einführbar ist. Ist dies nicht der Fall, so wendet man geteilte Lager nach Abb. 234 an.

Bei untergeordneten Ausführungen setzt man die Lager unmittelbar auf die Profileisenflanschen, bei besseren auf eine gehobelte Stahlplatte (Abb. 233). Diese ist stets erforderlich, wenn die Bauhöhe der normalen Lager nicht ausreicht.

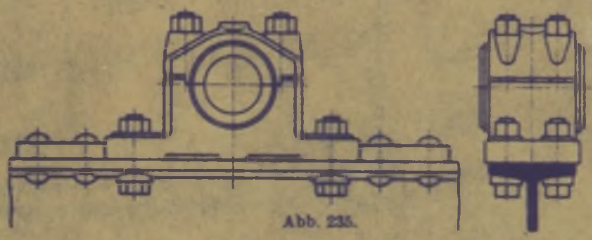


Abb. 235.

Lager, die waagerechte Kräfte übertragen, erhalten entweder eingepaßte Fußschrauben oder beiderseits auf dem Profileisenflansch aufgenietete Platten (Abb. 235).

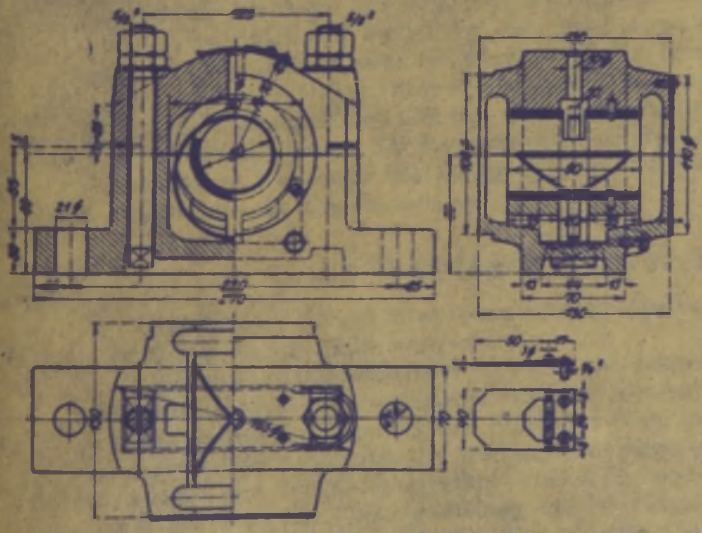


Abb. 236. Stehlager mit Ringschmierung von 50 mm Bohrung (Losenhausen).

Abb. 236 zeigt die Ausführung eines Stehlagers mit Ringschmierung für schnell umlaufende Wellen.

Außer diesen normalen Lagern werden im Hebezeugbau noch Sonderausführungen angewendet, die jedoch nur dann in Frage kommen, wenn sie aus baulichen Gründen nicht zu vermeiden sind.

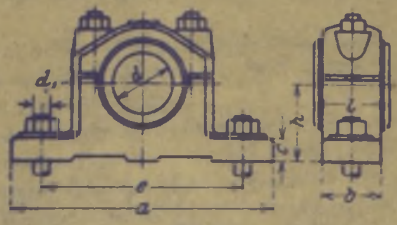


Abb. 237.

Bei den Räderkästen der Stirnräder, Kegelräder und Schneckengetriebe (s. S. 78, 81 und 86) sind die Lager mit dem Kasten baulich vereinigt. Die treibende, mit dem Motor gekuppelte Welle erhält Ringschmierlager, die getriebene, langsamer laufende Welle einfache Lager mit Rotgußschalen.

Genormte Lager: DIN 504, Augenlager (Abb. 233). Form A mit Buchse (d = 25 bis 150 mm), Form B ohne Buchse (d = 25 bis 80 mm).

DIN 505, Deckellager für Befestigung durch zwei Fußschrauben: Tabelle 28 (Abb. 237).

DIN 506, Deckellager für Befestigung durch vier Fußschrauben (Abb. 235). Ausführung nur mit Schalen (d = 75 bis 220 mm).

Tabelle 28. Deckellager mit Befestigung durch zwei Fußschrauben. DIN 505. (Abb. 237.)
Abmessungen in mm.

Wellendurchmesser d		Lager		Fußplatte			Schrauben	
A mit Schalen	B ohne Schalen	Höhe h	Länge l	Länge a	Breite b	Dicke c	Lochentfernung e	Gewinde d_1
25	35	50	60	180	45	25	140	1/2"
30	40							
35	45	60	70	210	50	30	160	5/8"
40	50							
45	55	70	80	240	55	35	180	3/4"
50	60							
55	(65)	80	90	270	60		210	
60	70							
(65)	(75)	90	100	300	70	45	240	7/8"
70	80							
(75)	—	100	100	330	80		270	
80	—							
90	—	100	120	360	90		300	
100	—	110	120	400	100	50	330	1"
110	—							
(120)	—	120	140	440	100	55	360	1 1/8"
125	—							
(130)	—							
140	—	130	160	470	100	60	390	1 1/4"
(150)	—							

Die Lager werden für Stauffer- oder Fettkammerschmierung ausgeführt. Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden. Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

2. Längslager (Stütz- oder Drucklager).

Die als Gleitlager ausgeführten Längslager sind im Hebezeugbau stets mit einem Querlager baulich vereinigt und werden bei den Drehkranen mit drehbarer Säule als unteres Säulenlager angewendet. Siehe Abschnitt „Drehkrane". In Rücksicht auf Einstellbarkeit müßte die Spurplatte und ihre Auflagerfläche ballig gestaltet werden. Man sieht jedoch meistens davon ab, führt die Platte plan aus und legt eine Bleiplatte unter, die eine genügende Nachgiebigkeit hat.

Zur Verminderung des Reibungswiderstandes ordnet man statt eines Gleitlagers auch ein einstellbares Kugellager als Längslager an. Schnellaufende Wellen, wie Schneckenwellen, erhalten stets ein Kugellängslager.

b) Wälzlager (Kugel- und Rollenlager)[1].

Anwendung. Wegen ihrer bekannten Vorzüge werden die Wälzlager im Winden- und Kranbau in zunehmendem Maße angewendet.

Sie kommen hauptsächlich in Frage zur Lagerung von Kranhaken, Seilrollen, Spillköpfen, Umlenkrollen für Seilverschiebeanlagen, Laufrädern, Laufrollen für Konsol- und Drehscheibenkrane, sowie zur Lagerung des drehbaren Teils von Säulendrehkranen.

Besonders eignen sich die Wälzlager zur Lagerung der schnell laufenden Wellen der Elektromotoren und der Motorvorgelege (Stirnräder- und Schneckengetriebe), da bei diesen durch die Verminderung der Reibungsleistung eine erhebliche Verbesserung des Wirkungsgrades und damit eine entsprechende Stromersparnis erzielt wird. Diese Stromersparnis ist bei schnell arbeitenden und viel beanspruchten Kranen sehr erheblich und rechtfertigt den Einbau von Wälzlagern trotz ihrer höheren Beschaffungskosten gegenüber den Gleitlagern.

[1] Ausführliches über Wälzlager s. Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. 4. Heft: Die Wälzlager (Kugel- und Rollenlager). Berlin: Julius Springer 1925.

Bei langsam umlaufenden Wellen, bei den Seilrollen der Ober- und Unterflaschen, sowie bei den Seiltrommeln zieht man allgemein noch die billigeren Gleitlager den Wälzlagern vor.

Dagegen gibt man den Laufrädern der Handlaufkatzen und -krane vielfach Kugellager, da man hierdurch eine wesentliche Ersparnis an Handkraft erreicht.

Von der vollständigen Ausrüstung aller Wellen mit Wälzlagern macht man z. B. bei Elektroflaschenzügen und anderen Kleinhebezeugen Gebrauch, da bei diesen die Stromersparnis, gedrängte Bauart und geringes Gewicht ausschlaggebend sind.

DIN 619: Kugellager, Übersichtsblatt. — DIN 620 und 621: Toleranzen und Prüfverfahren für Kugellager. Maßgenauigkeit, Laufgenauigkeit.

1. Querlager.

Der unter dem Einfluß von Querkräften (Gewichte von Triebwerkteilen, Zahndrucken u. dgl.) auftretenden Durchbiegung der Welle wird durch Einstellbarkeit der Lager Rechnung getragen. Je nach ihrer Bauart können die Querlager mehr oder weniger große Längsbeanspruchungen aufnehmen.

α) Kugellager.

Genormte Bauarten. 1. Einreihige Querlager ohne Einstellring (Abb. 238).

Leichte Reihe . . . . . (DIN 612); Bohrung d = 4 bis 110, 120 bis 320 mm.
Mittelschwere Reihe . . . (DIN 613); Bohrung d = 10 bis 95, 110 bis 280 mm.
Schwere Reihe . . . . . (DIN 614); Bohrung d = 17 bis 85, 90 bis 240 mm.

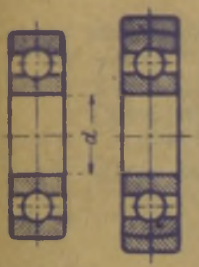


Abb. 238 und 239.

Hochschultrige Querlager (Bauart Fischer) lassen eine Längsbelastung bis zu 25% der nicht ausgenutzten zulässigen Querbelastung zu und ersparen daher ein besonderes Längslager zum Aufnehmen des Axialdruckes. Leichte Reihe (Abmessungen und Belastungen nach DIN 612); d = 5 bis 110 mm. Mittelschwere Reihe (DIN 613); d = 10 bis 110 mm. Schwere Reihe (DIN 614); d = 17 bis 85 mm.

2. Einreihige Querlager mit Einstellring (Abb. 239).

Normblätter und Bohrungen wie unter 1.

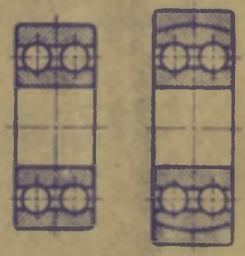


Abb. 240 und 241.

3. Zweireihige Querlager ohne Einstellring (Abb. 240).

Leichte Reihe . . . . . (DIN 622); Bohrung d = 10 bis 110, 120 bis 320 mm.
Mittelschwere Reihe . . . (DIN 623); Bohrung d = 15 bis 95, 100 bis 280 mm.
Schwere Reihe . . . . . (DIN 624); Bohrung d = 17 bis 85, 90 bis 240 mm.

4. Zweireihige Querlager mit Einstellring (Abb. 241). Normblätter und Bohrungen wie unter 3.

Werkstoff der Kugeln und Ringe: Chromstahl. Bearbeitung der Ringe durch naturharten Schnelldrehstahl.

Kugelkäfig. Er führt die Kugeln und hält sie in gleichen Abständen, damit beim Laufen des Lagers ein Aneinanderreiben der Kugeln ausgeschlossen ist. Ausführung als geschweißter Waben-käfig (Rheinland), Zellenkäfig (Fischer) oder als „Wellenkorb" (Fichtel & Sachs).

Belastbarkeit. Die Listen der Kugellagerfirmen geben die Höchstbelastungen für Drehzahlen von 1 bis 5000 in 1 min an. Im Hebezeugbau ist die höchste in Betracht kommende Drehzahl (der Elektromotoren) etwa 1400 in 1 min. Bei der Wahl eines Kugellagers ist zu beachten, daß die listenmäßigen Belastungen stoßfreie sind. Treten noch unvorhergesehene Zusatzbelastungen auf, so ist mit einem Sicherheitsfaktor zu rechnen, der beim Auftreten von Stößen entsprechend hoch zu nehmen ist.

Längsdruck. Die normalen ein- und zweireihigen Querlager sind nur für Belastungen senkrecht zur Wellenachse bestimmt. Tritt ein wesentlicher Druck in Richtung der Wellenachse auf, so ist dieser durch ein Längslager aufzunehmen. Vorübergehend können die Lager einen geringen Längsschub aufnehmen, der jedoch 10% des Überschusses aus der listenmäßigen Höchstbelastung und der zugelassenen, tatsächlich auftretenden Querbelastung nicht überschreiten darf.

Sonderbauarten: Pendelkugellager ohne und mit Spannhülse (SKF-Norma und Kugelfabrik Fischer).

Einbau der Kugellager. Die Kugellager sind gegen Feuchtigkeit, Staub und sonstige Fremdkörper sehr empfindlich und werden daher stets in einem geschlossenen Gehäuse angeordnet.

Der Innenring (Abb. 242a und b) hat auf der Welle Festsitz, während der Außenring im Gehäuse Gleitsitz hat. Ersterer wird durch eine Mutter und wenn erforderlich durch Zwischenlegen eines Rohrdistanzstückes gegen einen Wellenbund oder eine Radnabe gepreßt und ist daher mit der Welle starr verbunden.

Bei einer durchgehenden (mehrfach gelagerten) Welle wird der Außenring eines Lagers seitlich festgestellt (Festlager), während die Außenringe der anderen Lager seitliches Spiel haben (Loslager).

Beim Anpressen des Innenringes gegen einen Wellenbund ist darauf zu achten, daß der Halbmesser der Bundabrundung kleiner als der Abrundungshalbmesser des Ringes ist, da dieser sonst unzulässigen Beanspruchungen und damit dem Zersprengen ausgesetzt ist. Ist ein so kleiner Abrundungshalbmesser am Wellenbund nicht zulässig, so wird ein Zwischenring angeordnet.

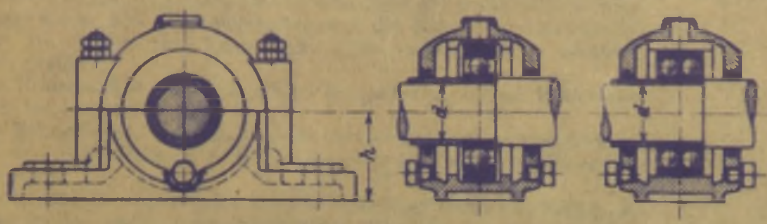


Abb. 242a und b. Stehkugellager (Fischer).

Bei Kugellagern mit Ölschmierung ist darauf zu achten, daß die unterste Kugel nur bis zur Mitte in Öl steht. Ein höherer Ölstand ist zwecklos, da das Öl weggeschleudert wird oder zum Verschäumen Veranlassung gibt.

Das Abdichten des Gehäuses gegen die Welle geschieht meist durch einen Filzring, der in eine konische Nut des Gehäuses eingesetzt wird und gegen die Welle drückt. Bei Lagern mit geteiltem Gehäuse und zum Schutze gegen das Eindringen von Feuchtigkeit wird auch von der Labyrinthdichtung Gebrauch gemacht.

Abb. 242a und b zeigt ein geteiltes Stehkugellager. Diese Stehlager werden mit den normalen einreihigen Querlagern unter 1. bis 4., S. 103, ausgerüstet und in zwei Reihen hergestellt.

Leichte Reihe $d = 25$ bis 110 mm.
Mittelschwere Reihe $d = 30$ bis 95 mm.

β) Rollenlager.

Normale Bauarten. Die normalen Bauarten der Rollenlager haben schmale zylindrische Rollen und feste Schultern am Innenring (Abb. 243 bis 245) oder feste Schultern am Außenring.

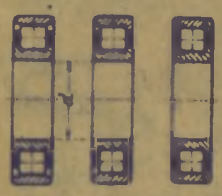


Abb. 243 bis 245.

1. Einstellrollenlager (Abb. 243). Bei diesen sind die Rollen zwischen den beiden Schultern des Innenringes spielfrei geführt, während die Laufbahn des Außenringes so gestaltet ist, daß einseitige Belastungen vermieden und geringe Durchbiegungen der Welle ausgeglichen werden. Die Einstellrollenlager oder Loslager können nur Querkräfte aufnehmen.

2. Schulterrollenlager (Abb. 244). Sie haben eine Schulter am Außenring und nehmen daher in einer Richtung Längskräfte auf. Zur axialen Führung einer Welle sind daher zwei Schulterlager mit entgegengesetzt angeordneter Schulter erforderlich.

3. Führungsrollenlager (Abb. 245). Diese haben an der einen Seite des Außenringes eine Schulter und an der anderen einen losen Schulterring, der beim Einbau fest gegen den eigentlichen Außenring gepreßt wird. Das Lager nimmt daher in beiden Richtungen Längskräfte auf.

Die schmalen Rollenlager (Abb. 243 bis 245) werden für Bohrungen von 25 bis 350 mm (leichte Reihe), 20 bis 280 mm (mittelschwere Reihe) und 25 bis 240 mm (schwere Reihe) hergestellt. Ihre Normung ist noch nicht beendet, doch sind die Abmessungen der Rollenlager im wesentlichen denen der Kugellager angepaßt.

Rollenlager mit breiten Rollen haben bei gleicher Bohrung entsprechend größere Höchstbelastungen als die schmalen Rollenlager. Herstellung der breiten Rollenlager mit festen Schultern am Außenring. Leichte und mittelschwere Reihe: $d = 50$ bis 120 mm.

Belastbarkeit. Die listenmäßigen Höchstbelastungen der schmalen Rollenlager sind um etwa 60% größer als die der einreihigen Kugellager. Verglichen mit den zweireihigen Kugellagern ist der Unterschied gering (Abb. 246).

Die Rollenlager werden dann angewendet, wenn verhältnismäßig große Belastungen bei nicht zu hoher Drehzahl der Welle aufzunehmen sind und wenn der erforderliche Raum zum Einbau zweireihiger Kugellager nicht vorhanden ist. Man wird daher im allgemeinen die im

Beschaffungspreis niedrigeren und wirtschaftlicher arbeitenden Kugellager den Rollenlagern vorziehen.

Längsdruck. Die Schulter- bzw. Führungsrollenlager können Längsdrucke bis zu etwa 30% der Querbelastung aufnehmen. Bei dauernd wirkendem Längsdruck ist es jedoch empfehlenswert, diesen nicht durch Schulterlager aufzunehmen, sondern Einstellrollenlager in Verbindung mit einem Längskugellager anzuwenden.

Das Tonnenlager Bauart Fischer (Abb. 247) ist ein Einstellager mit balligem (tonnenförmigem) Wälzkörper. Der Innenring des Lagers hat der Wälzkörperform entsprechend eine hohle Laufbahn mit beiderseitigen Schultern, zwischen denen die Rollen spielfrei geführt sind. Der Außenring ist hohlkugelig gestaltet, so daß sich der Innenring mit dem Rollensystem der jeweiligen Durchbiegung der Welle entsprechend einstellen kann. Der Wölbungshalbmesser der Rollen ist etwas kleiner als der des Außen- und Innenringes. Die Rollen sind in massiven Käfigen geführt.

Die Belastbarkeit der Tonnenlager ist größer als die der Rollenlager gleicher Bohrung (Abb. 246).

Die Tonnenlager haben die gleichen Abmessungen wie die genormten Kugel- und Rollenlager (s. S. 103) und dienen nur zum Aufnehmen von Querkräften.

Sie werden da angewendet, wo die Kugellager nicht ausreichen, erhebliche Stöße senkrecht zur Wellenachse auftreten und auf gute Einstellbarkeit Wert gelegt wird.

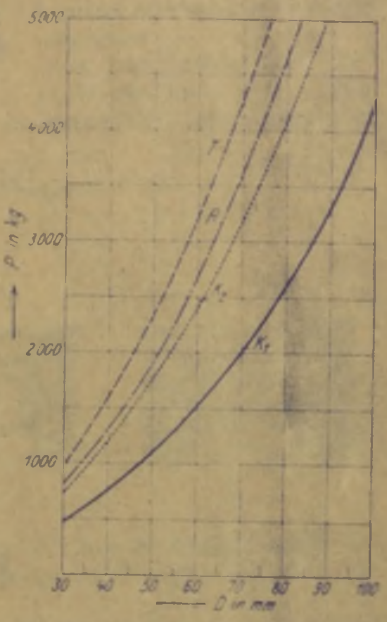


Abb. 246. Vergleich der Höchstbelastungen bei Kugel-, Rollen- und Tonnenlagern. Bohrung 30 bis 100 mm. Mittelschwere Reihe. Drehzahl: 200 i. d. Min.

K_1 einreihige Kugellager (DIN 613); K_2 zweireihige Kugellager (DIN 623); R Rollenlager; T Tonnenlager (Fischer).

Herstellung der schmalen Tonnenlager in drei Reihen. Leichte Reihe: Bohrung $d = 30$ bis 320 mm; mittelschwere Reihe: $d = 20$ bis 280 mm; schwere Reihe: $d = 25$ bis 240 mm.

Herstellung der breiten Tonnenlager nur in zwei Reihen. Leichte Reihe: $d = 80$ bis 200 mm; mittelschwere Reihe: $d = 50$ bis 200 mm.

Für die schmalen Tonnenlager (leichte und mittelschwere Reihe) werden geteilte Stehlagergehäuse nach Art von Abb. 242 ausgeführt. Bohrung: 30 bis 110 mm bzw. 20 bis 95 mm.

Kegelrollenlager (Abb. 248). Das gleitfreie Abwälzen der Kegelrollen auf den Laufbahnen ist dadurch bedingt, daß sich die Laufflächen von Innen- und Außenring und der Rollen in ihrer Verlängerung in einem gemeinsamen Punkt auf der Drehachse treffen. Am Innenring sind beiderseits der Laufbahn Borde vorgesehen, von denen der größere (Abb. 248 links), der sog. Führungsbord, etwaige Längskräfte der Welle aufnimmt. Diese können dauernd bis zu 50% der nicht ausgenutzten listenmäßigen Querbelastung betragen. Ein wesentlicher Vorteil ist der, daß die Lager nachstellbar sind.

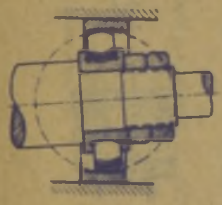


Abb. 247.

Leichte Reihe: Bohrung $d = 20$ bis 110 mm; mittelschwere Reihe: $d = 15$ bis 90 mm.

Weitere Sonderbauarten von Rollenlagern: Bundrollenlager Bauart Jaeger und Pendelrollenlager der SKF-Norma.

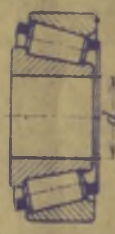


Abb. 248.

2. Längslager.

Je nachdem die Kraftrichtung gleichbleibt oder wechselt, unterscheidet man einfach wirkende Längslager und doppelt wirkende Längslager (Wechsellager).

Die normalen Längslager sind Kugellager, deren Laufrillen einen Halbmesser gleich dem 0,6- bis 0,7fachen Kugeldurchmesser haben.

a) Einfache Längslager.

Ebenso wie die Querlager werden sie in drei Belastungsreihen (leichte, mittelschwere und schwere Reihe) hergestellt.

1. Längslager mit flachen Scheiben (Abb. 249). Die beiden Scheiben haben verschieden große Bohrung. Die enge Scheibe wird mit ihrer Bohrung auf einen Ansatz der Welle gepreßt, während die weite Scheibe, deren Bohrung etwa 1 bis 4 mm größer ist, mit ihrem Außendurchmesser an der Lagerstelle eingesetzt wird. Die Lager mit flachen Scheiben sind nicht einstellbar.

2. Ballige Längslager (Abb. 250). Die untere Scheibe ist kugelig gestaltet und wird in eine entsprechende hohlkugelige Ausdrehung der Lagerstelle eingesetzt (Abb. 31, S. 22). Das Lager ist zwar einstellbar, hat jedoch den Nachteil, daß die hohlkugelige Ausdrehung schwierig und teuer ist.

Abb. 249 bis 251.

3. Längslager mit Einstellscheibe (Abb. 251). Dieses Einstellager hat den Vorzug, daß es an der Lagerstelle nur eine zylindrische Eindrehung erfordert (Abb. 32, S. 22), die leicht und billig ausführbar ist.

Bohrung der ganz leichten Reihe: d = 10 bis 300 mm (Fischer).
Bohrung der leichten Reihe: d = 10 „ 340 mm.
Bohrung der mittelschweren Reihe: d = 25 „ 340 mm.
Bohrung der schweren Reihe: d = 200 „ 300 mm.

Abb. 252 bis 255.

Der Kugelkäfig wird entweder als Scheibenkäfig ausgeführt, bei dem die Kugeln durch Verstemmen gehalten werden, oder als Blechkäfig, dessen beide Ringe miteinander vernietet oder verschweißt sind.

Normen (Entwurf). DIN 711: Kugellager, Längslager, ganz leicht, einseitig flach. — DIN 712: Längslager, leicht, einseitig flach. — DIN 713: Längslager, mittelschwer, einseitig flach. — DIN 714: Längslager, schwer, einseitig flach. — DIN 721: Längslager, ganz leicht, zweiseitig flach. — DIN 722: Längslager, leicht, zweiseitig flach. — DIN 723: Längslager, mittelschwer, zweiseitig flach. — DIN 724: Längslager, schwer, zweiseitig flach.

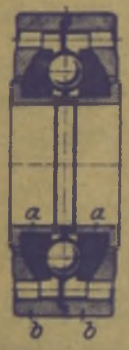


Abb. 256. Einreihiges, einstellbares Wechsellager (Fischer).
a quergeteilte Büchse; b Gehäusescheiben.

Belastbarkeit. Ebenso wie bei den Querlagern geben die Listen der Kugellagerfirmen die Höchstbelastungen für Drehzahlen von 1 bis 5000 in 1 min an.

Die einfachen Längslager werden im Hebezeugbau zur Lagerung der Kranhaken (s. S. 22) und als Längslager für Säulendrehkrane verwendet.

β) Doppeltwirkende Längslager (Wechsellager).

Die normalen Bauarten — Längslager mit flachen Scheiben (Abb. 252), Längslager mit balligen Scheiben (Abb. 253) und Längslager mit Einstellscheiben und Distanzbüchse (Abb. 254 und 255) — werden ebenfalls in den drei Belastungsreihen hergestellt.

Leichte Reihe: Bohrung d = 10 bis 320 mm.
Mittelschwere Reihe: Bohrung d = 15 bis 300 mm.
Schwere Reihe: Bohrung d = 15 bis 250 mm.

Die Höchstbelastungen der Wechsellager sind, da bei ihnen zwei Kugelreihen tragen, um etwa 30% größer als die der einfachwirkenden Längslager.

Die Wechsellager werden im Hebezeugbau hauptsächlich als Drucklager für die Schneckenwellen angewendet (Schneckengetriebe s. S. 86).

Das einreihige, einstellbare Wechsellager (Abb. 256) hat den Vorzug, daß es in der Längsrichtung der Wellenachse wenig Raum erfordert und eignet sich daher für gedrängten Einbau. Es erfordert jedoch, damit die umlaufenden Teile (rechter Kugellagerring und linke Seitenschale) sich frei vorbeibewegen können, ein Längsspiel von 0,1 bis 0,3 mm. Beim Einbau des Lagers muß auf dieses Längsspiel Rücksicht genommen werden.

Leichte Reihe: Bohrung d = 15 bis 80 mm.
Mittelschwere Reihe: Bohrung d = 20 bis 60 mm.

Literatur.

vom Ende: Die Belastbarkeit der Gleitlager. (Versuchsergebnisse mit Carobronze und Gußbronze auf dem Lagerprüfstand Bauart Kammerer.) Dingler 1930, S. 21/24.
Hänchen: Die Anwendung der Wälzlager im Hebemaschinenbau. Maschinenbau 1925, S. 467 u. 578.
Klein: Reibung in Gleit-, Rollen- und Kugellagern bei aussetzendem Betrieb. Z. V. d. I. 1929, S. 1499.
Neumann: Die Reibungsverhältnisse in Spurzapfenlagern. Z. V. d. I. 1918, S. 571.
Das Pendelrollenlager in der Fördertechnik. Fördertechn. 1929, S. 336.

XIII. Sperrwerke[1].

Die Sperrwerke oder Gesperre werden im Hebezeugbau hauptsächlich bei den von Hand betriebenen Winden angewendet. Sie haben bei diesen die Aufgabe, den Lastniedergang bei Aufhören der Antriebskraft zu sperren, d. h. die Last in der jeweils erreichten Höhenlage festzuhalten.

Bei Dreh- und Fahrwerken werden die Sperrwerke nur gelegentlich angewendet.

Die Handwinden erhalten meist außer dem Sperrwerk noch eine Bremse, die mit dem Sperrad auf der gleichen Welle angeordnet wird. Sperrwerk und Bremse werden auch zur Vereinfachung des Arbeitsvorganges organisch miteinander verbunden (s. S. 130 Sperrad- oder Lüftbremsen und S. 131 Lastdruckbremsen).

Im folgenden bezeichnen allgemein: M_d das von der schwebenden Vollast ausgeübte und auf die Bremswelle umgerechnete Drehmoment in kgcm; $D_1 = 2\,R_1$ den Durchmesser des Sperrades in cm, und $U = M_d / R_1$ die Umfangskraft des Sperrades in kg.

a) Zahn- oder Klinkengesperre.

Man unterscheidet Sperrwerke mit außen verzahntem Rad und solche mit innen verzahntem Rad.

Abb. 257 zeigt die übliche Ausführung eines Sperrwerkes mit Außenverzahnung.

Der günstigste Eingriffsort der Sperrklinke ist der Berührungspunkt der Tangente vom Klinkendrehpunkt an den Teilkreis. In diesem Falle liegt der Klinkendruck in der Richtung der Umfangskraft.

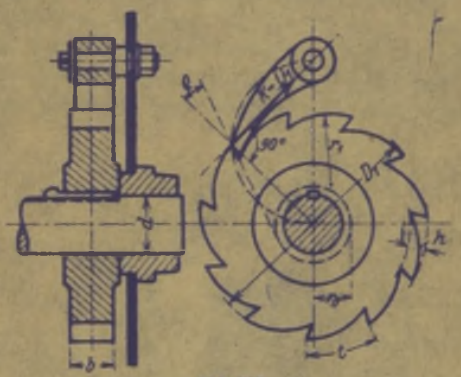


Abb. 257.

Zähnezahl und Zahnabmessungen (Abb. 257). Je nach dem Verwendungszweck des Sperrwerks erhält das Sperrad folgende Zähnezahlen:

$z =$ 6 bis 8 bei Sperrwerken für Zahnstangenwinden und Lastdruckbremsen für Schraubenflaschenzüge,
$z =$ 12 „ 20 bei selbständigen Sperrwerken,
$z =$ 16 „ 25 bei Sperradbremsen.

Die Teilung wird wie bei den Zahnrädern als Modulteilung ausgeführt: $t = m \cdot \pi \ldots$ mm, Teilkreisdurchmesser: $D_1 = z \cdot m$ mm. Die Teilungsgröße der Sperradausführungen liegt zwischen $t = 10\,\pi$ und $18\,\pi$ mm.

Zahnhöhe (je nach Größe der Umfangskraft und des Sperradwerkstoffes): $h = 6$ bis 20 mm. Verhältnis von Zahnbreite und Teilung: $\psi = b/t = 0{,}5$ bis 1. Kleinere Werte für Stahl, größere für Gußeisen. Zahnform nach Abb. 257 oder 258. Die Zahnbrust steht nicht radial, sondern unter dem Reibungswinkel ϱ geneigt zur Radialen. $\varrho = 12$ bis 18°. Für $\varrho \approx 17°\,30'$ wird $r_0 \approx 0{,}3\,R_1$. Biegebeanspruchung des Zahnes (Abb. 258):

$$\sigma' = \frac{U_1 h}{W} = \frac{U_1 h}{b \cdot \frac{x^2}{6}} \ldots \text{kg/cm}^2. \qquad (121)$$

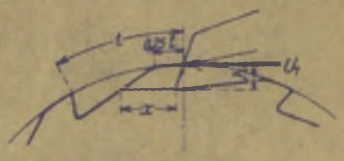


Abb. 258.

In Rücksicht auf auftretende Stöße wählt man bei:

Gußeisen: $\sigma_{zul} = 200$ bis 300 kg/cm²,
Stahlguß: $\sigma_{zul} = 400$ bis 600 „ .

[1] Ausführliches über Sperrwerke s. Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. 8. Heft: Sperrwerke und Bremsen.

Die Kantenpressung zwischen Klinke und Zahnbrust darf nicht zu hoch sein; sie wird zweckmäßig auf 1 cm Zahnbreite (bzw. Klinkenbreite) bezogen $k = \frac{U_1}{b}$ ... kg/cm. Zulässiger Wert nach Krell[1] bei aus Stahl gefertigter Klinke:

k = 50 bis 100 kg/cm, Sperrad aus Gußeisen,
= 150 „ 300 „ „ , Sperrad aus Stahlguß oder Stahl.

Abb. 259.

Bei großem Sperraddurchmesser wird die Umfangskraft des Rades kleiner, die Umfangsgeschwindigkeit aber größer. Da jedoch der Stoß, mit dem die Klinke auf die Zahnbrust trifft, mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit steigt, so ist ein schädliches Anwachsen der Umfangsgeschwindigkeit zu vermeiden. Dies wird dadurch erreicht, daß man den Gleitweg der Klinke durch Ausführung einer kleinen Teilung vermindert, oder man ordnet zwei bzw. mehrere Klinken an, deren Eingriffsorte um Bruchteile der Zahnteilung zueinander versetzt werden.

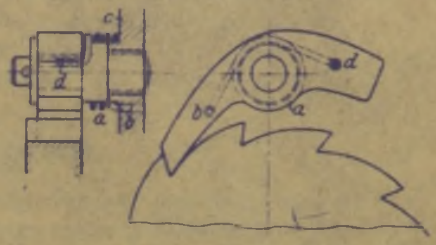


Abb. 260. Zahngesperre zu einer Sperradbremse. a Spiralfeder, bei b in eine Bohrung an der Bremsscheibe c und bei d in eine Bohrung der Klinke eingreifend.

Sperrad. Bei den selbständigen Sperrwerken und bei den Sperradbremsen (Abb. 308, S. 130) wird es auf der Welle aufgekeilt (Abb. 257). Werkstoff: Ge 21 · 91. Die Zähne bleiben roh. Bei den Lastdruckbremsen sitzt das Sperrad lose auf der Welle und wird zeitweise mit ihr gekuppelt. Kleine Sperräder (für Zahnstangenwinden u. dgl.) werden aus Stahl (St 42 · 11) hergestellt.

Sperrklinke und Sperrhaken werden aus Stahl (St 34 · 11) geschmiedet. Die Sperrklinke wird auf exzentrischen Druck, der Sperrhaken (Abb. 259) auf exzentrischen Zug gerechnet. Zu stark gekrümmte Sperrklinken sind unzweckmäßig, da sie leicht ausknicken und unschön wirken.

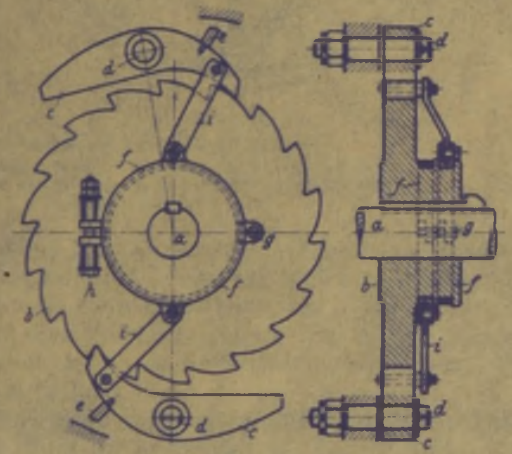


Abb. 261. Zahngesperre mit gesteuerten Klinken (zu einer Sperradbremse des Losenhausenwerks).

a Bremswelle; b Sperrad, auf a aufgekeilt; c Sperrklinke; d Klinkenbolzen, an der lose auf a sitzenden Bremsscheibe befestigt; e Hubbegrenzungsstift; f Reibringe mit Gelenk g; h Schrauben mit Spiralfedern zum Anziehen von f; i Gelenkstangen, c und f verbindend.

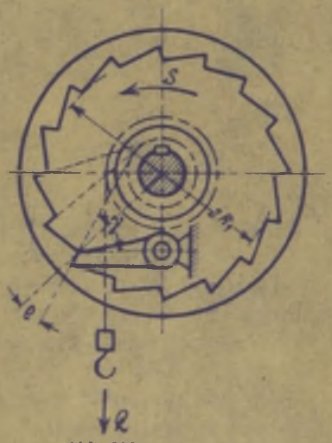


Abb. 262.

Klinkenbolzen. Er wird durch den Klinkendruck K auf Biegung beansprucht. Bei den meisten Sperrwerken liegt der Klinkendrehpunkt in der Tangente an den Sperradteilkreis (Abb. 257), so daß der Klinkendruck gleich der Umfangskraft des Rades ist ($K = U_1$).

Berechnung s. S. 56 unter 1.

Werkstoff: Stahl (St 50 · 11).

[1] Entwerfen im Kranbau.

Belastete und gesteuerte Klinken. Klinken, die nicht unter dem Einfluß ihres Eigengewichtes einfallen, werden durch ein Gewicht belastet oder ihr Eingriff wird durch Federkraft erzwungen. Die Klinken der Sperradbremsen (s. S. 130) sind an der umlaufenden Bremsscheibe angeordnet. Damit sie unter dem Einfluß der Fliehkraft nicht außer Eingriff geraten, werden sie durch Federkraft belastet und nach Abb. 260 ausgeglichen.

Während des Lasthebens gleiten die Sperradzähne unter der Klinke fort, was besonders bei schneller umlaufenden Bremswellen ein lästiges, klapperndes Geräusch hervorruft.

Die Klinken werden in einfacher Weise dadurch geräuschlos gemacht, daß man sie durch ein Reibzeug steuert (Abb. 261). Gesteuerte Klinken werden nur bei Sperradbremsen angewendet, für selbständige Sperrwerke kommen sie nicht in Frage.

Abb. 262 zeigt ein Sperrwerk mit Innenverzahnung. Die innen verzahnten Sperrwerke werden nur bei Sperradbremsen angewendet. Ihre Zähne werden am Kranz der lose auf der Welle sitzenden Bremsscheibe angegossen. Die Klinken (ein oder zwei) sind auf einem, auf der Welle aufgekeilten ein- oder zweiarmigen Hebel angeordnet und werden durch ein Reibzeug gesteuert (Abb. 309, S. 131).

Zähnezahl: $z = 16$ bis 30. Zahnhöhe: $h = 15$ bis 30 mm. Die Zahnbrust ist unter $\varrho = 14$ bis 17° zur radialen Richtung geneigt. Winkel zwischen Zahnbrust und Klinkendrucklinie: $\gamma \approx 60°$.

b) Reibungs- oder Klemmgesperre.

Gegenüber den Zahngesperren haben sie den Vorzug, daß sie geräuschlos und ohne Stoßwirkung arbeiten. Andererseits treten jedoch an den Reibungsgesperren wesentlich größere Kräfte auf, die auf den Klinkenbolzen und die Welle einwirken. Die Reibungsgesperre werden nur in Verbindung mit einer Bremse (Sperrad- oder Luftbremse) hergestellt.

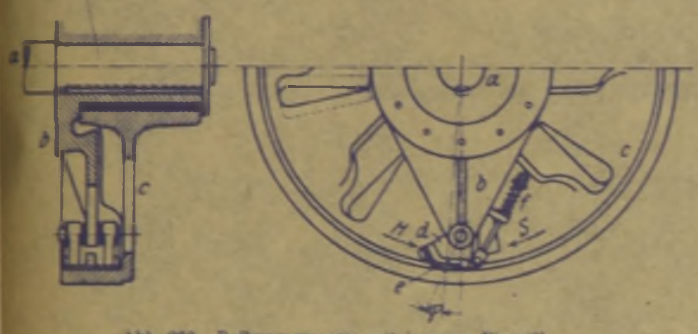


Abb. 263. Reibungsgesperre mit innerem Eingriff.
a Welle; *b* doppelarmiger Hebel, auf *a* aufgekeilt; *c* Bremsscheibe, lose auf der Nabe von *b* sitzend; *d* Klinke mit Ferodobelag *e*; *f* Feder, *d* in Eingriff haltend.

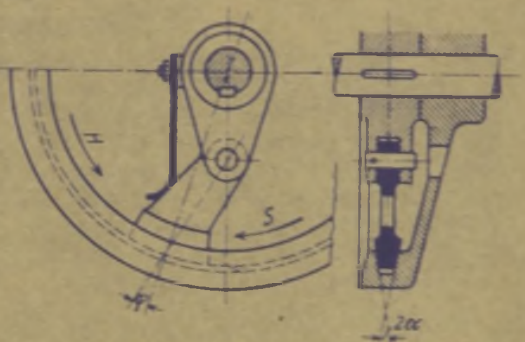


Abb. 264. Reibungsgesperre mit innerem keilnutenförmigem Eingriff.

Reibungsgesperre mit äußerem Eingriff und zylindrischer Reibfläche werden im Hebezeugbau nicht angewendet, solche mit keilnutenförmiger Reibfläche nur gelegentlich[1].

Abb. 263 zeigt ein Reibungsgesperre mit innerem Eingriff[2], dessen Klinke mit Ferodofibre belegt und durch eine Feder belastet ist. Der Winkel φ zwischen der Radialen und der Klinkendruckrichtung muß kleiner als der Reibungswinkel ϱ sein. Für Klinken mit Ferodobelag ($\mu \approx 0{,}2$ bis 0,3) wird $\varphi \approx 12$ bis 17°.

Für Reibungsgesperre mit keilnutenförmigem Eingriff der Klinke (Abb. 264) wird der Keilwinkel zu $2\alpha \approx 45$ bis 50° angenommen. Reibungszahl $\mu \approx 0{,}1$. Der Winkel φ kann zwischen 10 und 20°, im Mittel zu 15° angenommen werden. Zur Vermeidung einer einseitigen Kräftewirkung werden stets zwei, im Durchmesser gegenüberliegende Klinken vorgesehen. Druck auf den Klinkenbolzen: $K = U_1 \operatorname{tg}\varphi$. Die durch die Klinkendrucke ungünstig beanspruchte Bremsscheibe ist durch radiale Rippen zu versteifen.

Werden bei der Differentialbremse (Abb. 297, S. 125) die Hebelarme, an denen die Bandspannkräfte S_1 und S_2 angreifen, derart gewählt, daß $a_2 = e^{\mu\pi} \cdot a_1$ wird, so wird die Bremskraft K in Gleichung (163) gleich Null bzw. negativ. Die Bremse geht dann (unter Fortfall des Handhebels) in ein Reibungsgesperre über, das im Senksinne der Last sperrt. Diese Bandgesperre erhalten ein mit Ferodofibre belegtes Band, werden jedoch selten angewendet.

[1] Fördertechn. 1930, S. 315 und 367.
[2] Zu einer Reibungsklinkenbremse von 700 mm Durchmesser (Kampnagel).

XIV. Bremsen[1].

Im folgenden bezeichnen allgemein:

M_d das von der schwebenden Vollast auf die Bremswelle ausgeübte Drehmoment in kgcm oder kgm.
M_b das abzubremsende Moment unter Berücksichtigung der bremsend wirkenden Triebwerkreibungen.
$\mathfrak{M}$ ein Bremsmoment zum Abbremsen der lebendigen Kräfte bewegter Massen während einer bestimmten Stoppzeit.
$D = 2R$ den Durchmesser der Bremsscheibe in cm oder m.
U die an der Bremsscheibe wirkende Umfangskraft in kg.
N den Normaldruck, mit dem die wirksamen Bremsteile gegeneinander gepreßt werden, in kg.
μ die Reibungszahl der wirksamen Bremsteile.
K die zum Bremsen erforderliche, von Hand, durch Fußtritt oder durch Federkraft am Bremshebel ausgeübte Kraft in kg.
l die Bremshebellänge vom Drehpunkt des Bremshebels bis zur Angriffsstelle der Kraft K in cm.
G das Bremsgewicht, das die Kraft K ersetzt in kg.
b_0 die wirksame Breite des bremsenden Organs in cm.
l_0 dessen wirksame Länge in cm.
$F = b_0 \cdot l_0$ die Größe der Bremsfläche in cm².
a den Flächendruck auf die Einheit der Bremsfläche in kg/cm².
n die Drehzahl der Bremswelle in 1 min.
$v = \frac{D\pi \cdot n}{60}$ die Gleitgeschwindigkeit an der Bremsfläche in m/sek.
$a \cdot v$ der für die Belastung der Bremse maßgebende Wert, bezogen auf 1 cm² Bremsfläche.

a) Backen- (Klotz-) Bremsen.

Berechnung.

α) Einfache Backenbremse.

Da der einseitig wirkende Backendruck die Bremswelle auf Biegung beansprucht, so eignet sich die einfache Backenbremse (Abb. 265 bis 267) nur zum Abbremsen kleiner Momente und für Wellendurchmesser bis etwa 50 mm.

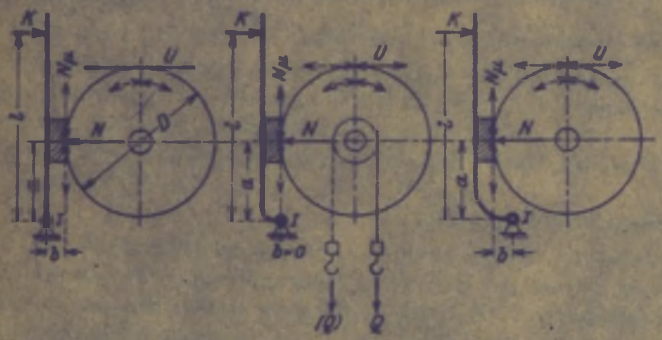


Abb. 265 bis 267. Einfache Backenbremse (Anordnung des Hebeldrehpunktes).

Der Backendruck N muß zum Abbremsen des vollen Momentes M_d so groß sein, daß er an der Bremsfläche einen Reibungswiderstand W_r hervorruft, der gleich oder größer als die Umfangskraft der Scheibe ist.

$$W_r = N\mu \geq U = \frac{M_d}{R}, \qquad N = U : \mu.$$

In bezug auf die Scheibe wirkt dieser Reibungswiderstand entgegengesetzt, in bezug auf die Bremsbacke im Sinne der Scheibendrehrichtung.

Die am Handgriff des Bremshebels auszuübende Kraft K ist von der Lage des Bremshebeldrehpunktes zur Scheibe abhängig.

Für zylindrische Reibflächen und unter Vernachlässigung der Bolzenreibung am Hebel werden für die verschiedenen Anordnungen folgende Bremskräfte erhalten:

1. Anordnung (Abb. 265). Der Bremshebeldrehpunkt liegt um den Betrag b außerhalb der parallel zum Hebel an die Scheibe gelegten Tangente.

Aus der Gleichgewichtsbedingung für den Bremshebel:

$$K \cdot l - N \cdot a \mp N\mu b = 0 \tag{122}$$

ergibt sich bei dem eingezeichneten Umlaufsinne der Scheibe die Bremskraft zu:

$$K = \frac{N}{l} \cdot (a \pm \mu b) = \frac{U}{l} \cdot \left(\frac{a}{\mu} \pm b\right). \tag{123}$$

Das obere Zeichen gilt für Rechts-, das untere für Linksdrehsinn der Bremswelle.

[1] Ausführliches über Bremsen s. Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. 8. Heft: Sperrwerke und Bremsen.

2. Anordnung (Abb. 266). Der Bremsdrehpunkt liegt in der Scheibentangente. $b = 0$.
Gleichgewichtsbedingung am Bremshebel:

$$K \cdot l - N \cdot a = 0 \tag{124}$$

Daher Bremskraft:

$$K = N \cdot \frac{a}{l} = \frac{U \cdot a}{l \cdot \mu}. \tag{125}$$

Da die Umfangsreibung aus der Gleichung ausscheidet ($b = 0$ und $N\mu \cdot b = 0$), so ist sie auf die Größe der Bremskraft ohne Einfluß. Die Bremskraft ist daher für beide Drehrichtungen der Scheibe gleich.

3. Anordnung (Abb. 267). Der Bremshebeldrehpunkt liegt um den Betrag b innerhalb der Scheibentangente. Aus der Gleichgewichtsbedingung für den Bremshebel:

$$K \cdot l - N \cdot a \pm N\mu \cdot b = 0 \tag{126}$$

ergibt sich die Bremskraft zu:

$$K = \frac{N}{l} \cdot (a \mp \mu \cdot b) = \frac{U}{l} \cdot \left(\frac{a}{\mu} \mp b\right). \tag{127}$$

Das obere Zeichen gilt wieder für Rechts-, das untere für Linksumlauf der Bremsscheibe.

Vergleich der drei Bauarten. Die Ausführung unter 1. hat den baulichen Vorzug, daß der Bremshebel nicht abgekröpft zu werden braucht. Die erforderliche Bremskraft ist jedoch bei Rechtsumlauf der Scheibe, je nach Größe der Reibungszahl, um etwa 7 bis 10% größer als bei Linksumlauf, was darauf zurückzuführen ist, daß das Moment der Klotzreibung bei Linksumlauf im Sinne des Bremskraftmomentes wirkt. Da dieser Unterschied in der Bremskraftgröße, besonders im Hinblick auf die Unsicherheit der Reibungszahl gering ist, so ist die Bremse praktisch für beide Umlaufrichtungen verwendbar.

Bei der Ausführung unter 2. ist die Bremskraft in beiden Umlaufrichtungen der Scheibe gleich groß. Die Bremse ist daher die theoretisch richtige für Dreh- und Fahrwerke, hat jedoch den Nachteil, daß der Bremshebel abgekröpft werden muß.

Die Ausführung 3. erfordert ein noch stärkeres Abkröpfen des Bremshebels. Im Gegensatz zur Anordnung 1. ist bei ihr die Bremskraft bei Linksumlauf größer als bei Rechtsumlauf.

Wird bei der Anordnung 1. für Linksumlauf der Bremse $a/\mu = b$ gesetzt, so ist die Bremskraft K gleich Null. Die Bremse wirkt alsdann selbsttätig und ist daher nur als ein im angegebenen Sinne wirkendes Gesperre, aber nicht als Bremse geeignet.

Das gleiche tritt bei der Anordnung 3. bei Rechtsumlauf ein.

Im Hebezeugbau werden entweder hölzerne Bremsbacken (aus Pappelholz) verwendet oder die Bremsbacken werden aus Gußeisen bzw. Holz hergestellt und mit Leder oder Ferodofibre bewehrt. Größe der Reibungszahl μ s. S. 112.

Die Gestängeübersetzung $i = a/l$ liegt meist zwischen 1 : 3 und 1 : 6 und ist praktisch bis 1 : 10 ausführbar.

β) Doppelte Backenbremse.

Die Welle wird im Gegensatz zur einfachen Backenbremse nicht auf Biegung beansprucht.

Die doppelte Backenbremse (Abb. 268) ist daher zum Abbremsen großer Momente geeignet. Sie ist besonders dann vorteilhaft, wenn die Bremse, wie bei Fahr- und Drehwerken, ihre Umlaufsrichtung wechselt.

Die doppelte Backenbremse wird fast ausschließlich für motorisch betriebene Winden und Krane angewendet. Bei elektrischem Antrieb wird sie durch ein Gewicht angezogen und durch einen Magnet- oder Motorbremslüfter gelüftet. Siehe Abschnitt „Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane". Bei der Jordan-Bremse[1] wird die Bremse durch Druckluft gelüftet.

Bauarten. Abb. 268 zeigt die allgemein angewendete normale Hebelanordnung der doppelten Backenbremse. In der Darstellung bezeichnen G_1 das auszuführende Bremsgewicht und Z die Zugkraft des Magnetbremslüfters.

Zum genauen Einstellen des Lüftweges sind Stellschrauben erforderlich. Auch muß die Zugstange, die die beiden Backenhebel miteinander verbindet, in Rücksicht auf die Abnutzung der Bremsbackenflächen nachstellbar sein.

Da die normale Bauart (Abb. 268) vielfach, besonders bei Hubwerken, zu groß baut, so legt man den Bremshebel parallel zur Wellenachse (Abb. 279, S. 118) oder man wendet die kurz bauende Bremse (Abb. 280, S. 118) an.

Da die Bremsen bei elektrischem Antrieb meist auf dem Umfang der elastischen Kupplung zwischen Motor und Triebwerk angeordnet werden, so ist die abbremsbare Leistung durch die übertragbare Leistung der Kupplung beschränkt.

[1] Siehe Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. 8. Heft: Sperrwerke und Bremsen, S. 82.

Der Berechnung der Bremsen lege man bei normalem Betrieb einen Sicherheitsgrad $\mathfrak{S} = 2$ bis 3 zugrunde. Bei schwerem Betrieb (z. B. bei Hüttenwerkskranen) nehme man $\mathfrak{S} = 3$ bis 4.

Backendruck und Reibungszahl. Für die Berechnung der doppelten Backenbremse (Abb. 268) wird angenommen, daß jede Backe die Hälfte der Umfangskraft abbremst.

$$W_r = 2 N \mu \quad U = \frac{M_d}{R}; \qquad \text{Backendruck: } {}_{max}N = \frac{\mathfrak{S} U}{2\mu}. \tag{128}$$

Tatsächlich bremst die eine Backe bei den Ausführungen Abb. 271 und 280 je nach der Umlaufsrichtung der Scheibe mehr oder weniger ab. Dieser Unterschied (s. S. 111) ist jedoch so gering, daß er, auch bei Dreh- und Fahrwerkbremsen, praktisch vernachlässigt werden kann. Wird genau gleiche Bremswirkung beider Backen verlangt, so wird der Bremshebeldrehpunkt in die Richtung der Tangente an die Bremsscheibe gelegt (Abb. 268).

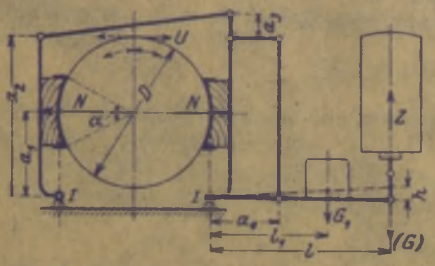


Abb. 268. Doppelte Backenbremse (Berechnungsskizze).

Die Reibungszahl μ hängt von dem Werkstoff der Bremsbacke bzw. von ihrem Belag und von dem Zustand der Bremsfläche (trocken oder gefettet) ab.

In neuerer Zeit wird an Stelle von Leder allgemein Ferodofibre als Bremsbelag angewendet.

Ferodofibre[1] ist ein Baumwollgewebe, das nach einem geschützten Verfahren imprägniert ist. Seine Reibungswirkung wird durch Öl, Fett, heiße Dämpfe und Wasser nicht beeinflußt. Wegen seiner hohen Reibungszahl ($\mu \approx 0{,}5$ bis 0,6) ist Ferodofibre besonders gut als Belag für Bremsen und Kupplungen geeignet. Seine günstigsten Anpressungsdrucke liegen zwischen $\sigma = 0{,}5$ bis 3 kg/cm². Die erzeugte Reibungswärme soll dauernd 140° nicht überschreiten.

Ferodoasbestos ist ein Gewebe aus Asbest und Messingdrähten und ist ebenso wie Ferodofibre imprägniert. Infolge der Drahteinlage ist die Reibungszahl des Ferodoasbestos geringer als die des Ferodofibre. $\mu \approx 0{,}3$ bis 0,35. Günstigster Anpressungsdruck: $\sigma = 0{,}5$ bis 0,6 kg/cm². Die Widerstandsfähigkeit des Ferodoasbestos gegen die erzeugte Reibungswärme geht über 350° hinaus. Das Material eignet sich daher hauptsächlich für Bremsen und Kupplungen mit langen Schleifwegen.

Dem Ferodofibre bzw. -asbestos gleichwertige deutsche Erzeugnisse sind das Jurid[2] und das Original-Mickes-Bremsband[3]. Beide sind ein Asbestgewebe mit Messingdrahteinlage. Abb. 269 zeigt die Abhängigkeit der Reibungszahl μ und der Temperatur t von der Laufzeit für ein Mickessches Bremsband bei $\sigma = 3$ kg/cm² Flächendruck und 10 m/sek Gleitgeschwindigkeit.

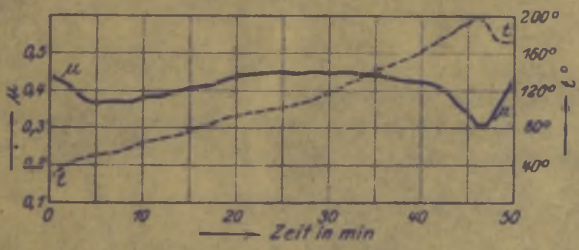


Abb. 269.

Nach Garlepp (Maschinenbau 1931, S. 89) wird bei den Hubwerken der Hafendrehkrane ($v_1 \approx 1$ m/sek) die feinfühligste Bremswirkung mit Bremsbacken aus Pappelholz und bei Bremsscheibenkonstruktionen erreicht, deren Temperatur unter 100° C bleibt (Bremsscheiben mit Kühlrippen). Damit die Reibungszahl praktisch gleichbleibt, müssen die Bremsflächen dauernd einen leichten Fetthauch haben, was durch eine selbsttätig arbeitende Schmierung ermöglicht wird. Bei einer rechnerischen Reibungszahl $\mu \approx 0{,}25$ genügt dann für die Bremsberechnung ein Sicherheitsgrad $\mathfrak{S} \approx 2{,}5$.

Tabelle 29. Reibungszahlen der Backenbremsen.

Werkstoff und Belag der Backe		Trocken	Leicht gefettet
Gußeisen (ohne Belag)	$\mu =$	0,18—0,20	0,10—0,15
Holz (ohne Belag)	$=$	0,30—0,40	0,15—0,25
Gußeisen oder Holz mit Ferodofibre .	$=$	0,50—0,60	0,30—0,40

Gestängeübersetzung. Die Hebelarme des Gestänges werden durch Aufzeichnen der Bremse vorläufig festgelegt.

[1] Deutsche Ferodogesellschaft Töpken & Co., Berlin-Mariendorf.
[2] Hersteller: Kirchbachsche Werke, Coswig (Sachsen).
[3] Johannes Micke, Bremsbandfabrik, Duisburg.

Mit den Bezeichnungen in Abb. 268 ist die Gestängeübersetzung bis zum Angriff der Zugkraft Z des Bremslüfters:

$$i = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{a_3}{a_4} \cdot \frac{a_4}{l} = \frac{1}{z}. \tag{129}$$

Die Übersetzung liegt, da die Bremse meist in einem beschränkten Raum untergebracht werden muß, zwischen 1 : 8 und 1 : 15 (im Mittel 1 : 10). Sie läßt sich gegebenenfalls durch geeignete Ausführung des Gestänges noch erhöhen.

Erforderliche Zugkraft und Hub des Bremslüfters. Die erforderliche Zugkraft des Bremslüfters ist einem, an seiner Angriffsstelle wirkend gedachten und zum Anziehen der Bremse erforderlichen Gewicht (G) gleich und entgegengesetzt.

Bezeichnet η den die Gestängereibung berücksichtigenden Wirkungsgrad, so ist die erforderliche Zugkraft (Abb. 268):

$$Z_{erf} = (G) = {}_{max}N \cdot i \cdot \frac{1}{\eta} \ldots \text{kg}. \tag{130}$$

Der Wirkungsgrad hängt von der Ausführungsart des Gestänges und der Schmierung der Gelenke ab. $\eta \approx 0{,}90$ bis $0{,}95$.

Wird jede Backe in radialer Richtung um den Betrag λ gelüftet, so ist der erforderliche Lüftweg mit 10% Zuschlag für Totgang des Gestänges (Abb. 268):

$$h_{erf} = 1{,}1 \cdot 2\lambda \cdot \frac{l}{i} \ldots \text{cm}. \tag{131}$$

Radialer Lüftweg einer Backe (je nach Größe der Bremse): $\lambda = 0{,}1$ bis $0{,}3$ cm.

Aus der Zugkraft Z_{erf} und dem Lüftweg h_{erf} ergibt sich die erforderliche Magnet-Hubarbeit zu

$$Z_{erf} \cdot h_{erf} \ldots \text{kgcm}.$$

Bestimmung der Bremslüftergröße siehe Abschnitt „Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane".

Bremsgewicht. Das zum Anziehen der Bremse erforderliche Gewicht (Abb. 268) ist:

$$G_1 = (G)\frac{l}{l_1} = Z \cdot \frac{l}{l_1} \ldots \text{kg}. \tag{132}$$

Da jedoch das Ankergewicht G_a des Magneten ebenfalls bremsend wirkt, so ist es an die Angriffsstelle des Bremsgewichtes umzurechnen und von diesem abzuziehen.

Das auszuführende Bremsgewicht ist daher:

$$G_1 = [(G) - G_a] \cdot \frac{l}{l_1} \ldots \text{kg}. \tag{133}$$

Hat der Bremshebel selbst ein erhebliches Gewicht, so wird dieses von seinem Schwerpunkt auf die Angriffsstelle des Bremsgewichtes umgerechnet und ebenfalls von diesem abgezogen.

Belastung der Bremse. Bezeichnen b_0 die Breite der Bremsbacke und l_0 deren Länge (gleich der Backenhöhe), so ist der dem Backendruck N entsprechende Flächendruck:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{N}{b_0 \cdot l_0} \ldots \text{kg/cm}^2. \tag{134}$$

Für den Zentriwinkel $2\alpha = 45$ bis $60°$ ist z. B. $l_0 \approx 0{,}4D$ bis $0{,}53D$. Somit

$$\sigma = \frac{N}{b_0 \cdot 0{,}40D} \quad \text{bzw.} \quad \frac{N}{b_0 \cdot 0{,}53D} \ldots \text{kg/cm}^2. \tag{135}$$

Der zulässige Flächendruck beträgt:

Für hölzerne Bremsbacken (aus Pappelholz) $\sigma_{zul} = 2$ bis 3 kg/cm².
Für Bremsbacken mit Ferodofibre belegt $\sigma_{zul} = 0{,}5$ „ 3 „
Für Bremsbacken mit Ferodoasbestos belegt $\sigma_{zul} = 0{,}5$ „ 5 „

Mit den Bezeichnungen S. 110 ist die abzubremsende Leistung:

$$L = 0{,}736 \cdot \frac{U \cdot v}{75} = \frac{U v}{102} \ldots \text{kW}. \tag{136}$$

Ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände des Triebwerks entspricht sie dem vollen berechneten Motordrehmoment. Mit Berücksichtigung der bremsend wirkenden Reibungswiderstände ist sie entsprechend kleiner (multipliziert mit dem Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks).

Mit $U = 2N\mu$ und $N = F \cdot \sigma = b_0 \cdot l_0 \cdot \sigma$ wird für die doppelte Backenbremse:

$$L = \frac{2 \cdot b_0 l_0 \cdot \sigma \mu \cdot v}{102} \ldots \text{kW}. \tag{137}$$

Tabelle 30. Berechnung der doppelten Backenbremsen.
Belag: Ferodofibre. Reibungszahl: $\mu \approx 0{,}4$. Sicherheit: $\mathfrak{S} = 2$ bzw. 3.

D_K *		mm	175	200	250	300	350	400	450	500
d		„	30/35	40/42	45/50	55/60	70	80	90	100
D		„	200	250	320	400	500	500	640	640
b		„	65	80	100	125	160	160	200	200
L_{kW} **	$n = 1500$	kW	7,5	—	—	—	—	—	—	—
	$n = 1000$	„	5,5	11	15	30	30	—	—	—
	$n = 750$	„	—	7,5	11	22	40	64	100	—
	$n = 600$	„	—	—	—	—	30	50	80	125
M_d		kgcm	550	1000	1500	3000	5000	8500	13000	21000
$U = M_d : R$		kg	55	80	94	150	200	340	406	656
$N = U : 2\mu$		„	69	100	118	188	250	425	507	820
$_{\mathfrak{S}}N = \mathfrak{S} \cdot U : 2\mu$	$\mathfrak{S} = 2$	„	138	200	236	376	500	850	1014	1640
	$\mathfrak{S} = 3$	„	207	300	354	564	750	1275	1521	2460
i		—	1 : 9	1 : 9	1 : 10	1 : 10	1 : 12	1 : 12	1 : 15	1 : 15
$Z_{ert} = {}_{\mathfrak{S}}N \cdot i \cdot \frac{1}{\eta}$	$\mathfrak{S} = 2$	kg	16	22	25	40	44	73	71	115
	$\mathfrak{S} = 3$	„	24	33	37	60	66	112	107	173
λ		cm	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
$h_{ert} = 1{,}1 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{i}$		„	2,5	2,5	2,2	4,4	5,3	5,3	9,9	9,9
$Z_{ert} \cdot h_{ert}$	$\mathfrak{S} = 2$	kgcm	40	55	55	176	234	390	700	1140
	$\mathfrak{S} = 3$	„	60	83	81	264	348	600	1060	1710
b_0		mm	55	70	90	100	140	140	180	180
l_0		„	80	100	125	160	200	200	250	250
$\sigma = N : b_0 \cdot l_0$		kg/cm²	1,57	1,43	1,05	1,20	0,90	1,50	1,13	1,82
v		m/sek	15,7	13,1	16,8	21	26	20	25	20
$\sigma \cdot v$		—	25	19	18	25	23	30	28	36
$\sigma \cdot v \cdot \mu$		—	10	7,6	7,0	10	9,2	12	11	14

Die Belastung der Bremse ist in Rücksicht auf die Wärmeableitung beschränkt. Maßgebend für die Belastbarkeit ist der Ausdruck $\sigma \cdot v$. Aus Gleichung (137) wird:

$$\sigma \cdot v \approx \frac{102\,L}{2\,b_0 l_0 \cdot \mu} \cdots \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}. \tag{138}$$

Die zulässigen Werte für $\sigma \cdot v$ hängen von dem Arbeitszweck der Bremse ab.

Nach Angabe der Hütte[1] werden für das Produkt aus Flächendruck und Gleitgeschwindigkeit folgende Werte zugelassen:

Für Nachlauf- oder Stoppbremsen $\sigma \cdot v \leq 20$.
Für Senkbremsen mit schlechter Wärmeableitung ≤ 10.
Für Senkbremsen mit guter Wärmeableitung ≤ 30.

Die auf 1 cm² Bremsfläche bezogene Reibungsleistung ist:

$$\sigma v \mu = \frac{102 \cdot L}{2 b_0 l_0} \cdots \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}. \tag{139}$$

Nach Krell[2] soll die Reibungsleistung bei natürlicher Luftkühlung betragen:
Für leichten Betrieb: $\sigma v \mu \leq 10$.
Für schweren Betrieb: $\sigma v \mu \leq 6$.

* Abmessungen nach Tafel 25, S. 93.
** Den Motorstümpfen nach DIN/VDE 2701 und 2702 zugeordnete Leistungen (siehe S. 93).
[1] 25. Aufl., II. Bd., S. 707. [2] Entwerfen im Kranbau.

Bei seltener Benutzung der Bremse oder bei guter Schmierung und Kühlung können auch höhere Werte zugelassen werden.

Nach Jordan[1] sind die $\sigma r u$-Werte der Hütte reichlich niedrig. Er läßt bei den druckluftgesteuerten doppelten Backenbremsen mit Öl geschmierten Pappelholzklötzen für Senkbremsen folgende Werte für $\sigma r u$ zu:

$$v = 5 \text{ m/sek}: \quad \sigma r u \approx 10;$$
$$v = 10 \text{ m/sek}: \quad \sigma r u \approx 15,$$
$$v = 20 \text{ m/sek}: \quad \sigma r u \approx 25.$$

Bei neueren Ausführungen der Jordan-Bremse ist $\sigma r u = 30$, wobei die Geschwindigkeit v den Wert von 40 bis 50 m/sek erreichen kann.

In Tabelle 30 sind die auf der großen Scheibe der elastischen Kupplungen (Bauart *B*, Abb. 216, S. 93) angeordneten doppelten Backenbremsen für die Bremsscheibendurchmesser von 200 bis 640 mm für normalen Betrieb berechnet. $\mu \approx 0{,}4$, $\xi = 2$ bzw. 3. Die größten abbremsbaren Momente entsprechen den, den genormten Wellenstumpfen (DIN VDE 2701 und 2702) zugeordneten Drehmomenten (s. S. 93).

Für andere Reibungszahlen und Sicherheiten (z. B. $\mu = 0{,}25$ und $\xi = 2{,}5$) ist die Tabelle entsprechend umzurechnen.

Gestaltung der doppelten Backenbremsen.

Bremsscheiben. Für Handhebezeuge werden sie aus Gußeisen, für elektrische Hebezeuge je nach dem Verwendungszweck aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt.

Ausführung mit Versteifungsrippen ist nicht erforderlich, da der Anpressungsdruck stets in radialer Richtung wirkt und die Bremsbacken gleichmäßig anliegen, so daß der Kranz und die gegen die Nabe zu verstärkte Scheibe genügende Festigkeit haben. Zur Gewichtsersparnis werden die Scheiben nicht voll, sondern mit kreisförmigen Aussparungen ausgeführt.

Die Bremsscheiben für elektrische Hebezeuge sind nach DIN 4003 (Tabelle 31, Abb. 270) genormt.

Den Scheibenbreiten nach DIN 4003 entsprechen folgende Bremsbackenbreiten:

Scheibenbreite b =	65	80	100	125	160	200	250	320 mm.
Bremsbackenbreite b_a =	60	70	80	100	140	180	230	300 mm.

Die Scheibe muß zur schnellen Abführung der Wärme eine genügend große Oberfläche haben. Ist diese bei großen Bremsleistungen nicht ausreichend, so führt man die Scheibe zweckmäßig mit Kühlrippen aus.

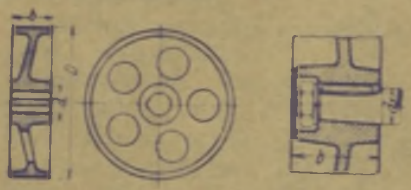


Abb. 270a und b.

Tabelle 31. Bremsscheiben für Hebemaschinen. DIN 4003. Konstruktionsblatt (Abb. 270a und b). Abmessungen in mm.

Durchmesser D	Breite b	Bohrung zylindrisch d	Bohrung kegelig d_1	Durchmesser D	Breite b	Bohrung zylindrisch d	Bohrung kegelig d_1
200	65	20 bis 40	—	500	160	60 bis 90	65 bis 90
250	80	30 bis 50	45 bis 50	640	200	70 bis 100	80 bis 100
320	100	40 bis 65	50 bis 65	800	250	80 bis 125	100 bis 125
400	125	50 bis 75	55 bis 70	1000	320	90 bis 140	125 bis 140

Fehlende Maße sind freie Konstruktionsmaße. Wird eine andere als die der Bremsscheibe zugeordnete Breite benötigt, so ist diese aus der Breitenreihe der Tabelle zu wählen.
Keilnuten für zylindrische Bohrung nach DIN 141.
Keilnuten für kegelige Bohrung nach DIN 496.
Werkstoff: Stahlguß oder Gußeisen, je nach Verwendungszweck.

Die Halte- bzw. Nachlaufbremsen der Hub-, Fahr- und Drehwerke der elektrischen Winden und Krane werden meist auf der einen Scheibe der elastischen Kupplung, die den Motor mit dem Triebwerk verbindet, angeordnet.

Da jedoch die Durchmesser der normalen elastischen Scheibenkupplungen (s. S. 93, Ausführung A) für die Bemessung der doppelten Backenbremsen nicht ausreichen, so führt man die Scheibe, auf der die Bremse sitzt, größer aus und gibt ihr die genormten Durchmesser und Breiten nach DIN 4003 (Ausführung B, Abb. 216, S. 93).

[1] Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Berlin-Neukölln.

Abb. 271: Normale Ausführung einer doppelten Backenbremse.

Bremsbacken. Hölzerne Bremsbacken werden durch zwei Schrauben an dem aus zwei Flacheisen bestehenden Bremshebel befestigt. Holzart: Weißbuche oder Pappelholz. Zentriwinkel der Anlagefläche: 50 bis 70°.

In neuerer Zeit werden die Backen allgemein mit Ferodofibre belegt (Abb. 272).

Ferodofibre (s. auch S. 112) wird in Stärken von 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12 und 16 mm und in Breiten von 30 bis 250 mm, steigend um je 5 mm, geliefert. Das Material wird in kaltem Zustande auf die erforderliche Länge mittels der Säge zugeschnitten. Es wird dann bis auf etwa 100° erwärmt, der Backenfläche genau angepaßt und dann mit der Backe verleimt und verschraubt. Der an der Scheibe anliegende Teil des Ferodobelages wird mit der Holzbacke abwechselnd mit Holzstiften und gut versenkten Metallschrauben befestigt. Wesentlich für die Befestigung ist, daß der Belag satt an der Bremsbacke anliegt.

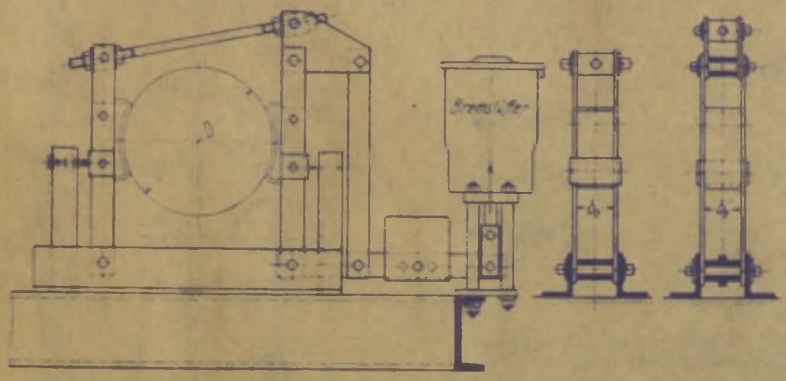


Abb. 271. Gestaltung der doppelten Backenbremse (normale Bauart).

Da Holz die beim Bremsen auftretende Reibungswärme schlecht ableitet, so ist es besser, die Bremsbacken aus Gußeisen herzustellen und auf diesen den Ferodobelag zu befestigen (Abb. 272). Die Befestigung des Belages durch gut versenkte Nieten oder Schrauben (Abb. 272) ist auf gußeisernen Backen leichter und sicherer als auf hölzernen. Die gußeisernen Bremsbacken werden — im Gegensatz zu den hölzernen — nicht starr, sondern gelenkig am Bremshebel angeordnet. Beim Lüften der Bremse verhindert eine Stellschraube das Schleifen der Backe an der umlaufenden Scheibe.

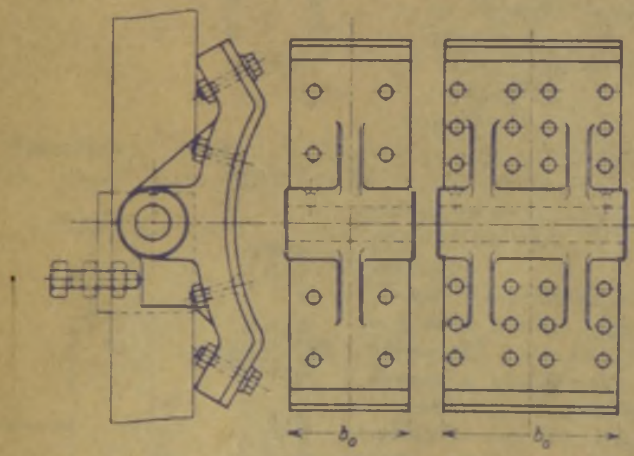


Abb. 272.

Normale Bremsbackenbreiten s. S. 115 unter „Bremsscheiben".

Backenhebel. Im Kranbau werden sie meist aus zwei Flacheisen gebildet (Abb. 271), die auf fixe Länge abgeschnitten werden. Auf das Abrunden der Hebelenden, oder das Anschmieden von Augen, das früher allgemein üblich war, verzichtet man im Interesse einer billigen Fertigung.

Die zulässige Biegebeanspruchung der Backenhebel wird für Stahl (St 37 · 12), in Rücksicht auf Bremsstöße und je nach Größe der Bremse zu $\sigma_{zul} = 400$ bis 800 kg/cm² angenommen.

Bei großen Bremsen mit entsprechend hohem Backendruck fallen Flacheisen zu breit aus. Man stellt dann die Backenhebel am besten aus zwei [-Eisen her.

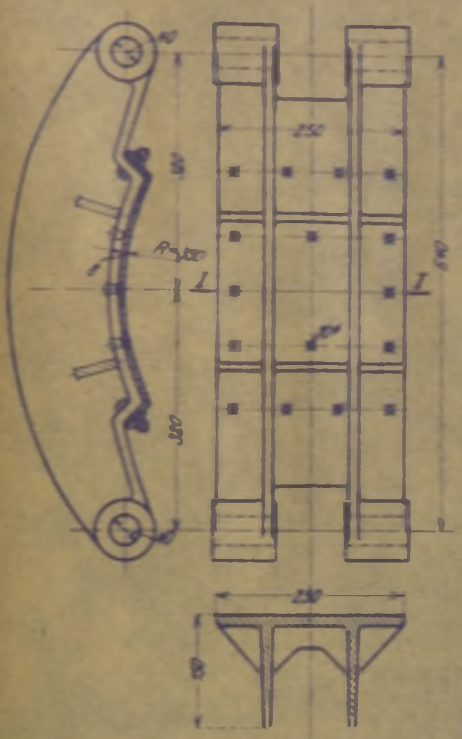
Aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellte Backenhebel sind zwar teurer als die aus Flacheisen gefertigten, haben jedoch den Vorzug, daß sie starrer sind und weniger toten Gang in den Gelenken haben. Abb. 273 zeigt den zur doppelten Backenbremse, Abb. 271, S. 118, gehörigen, aus Stahlguß gefertigten Backenhebel.

Das Anbauen der festen Backenhebel-Drehbolzen an der einen Seitenwand des Motorvorgelege-Räderkastens bietet den Vorzug, daß Bremsscheibe und Bremse genau zueinander zentriert sind und die Bremse stets einwandfrei arbeitet (Demag, Duisburg).

Nachstellbare Zugstange. Sie greift am oberen Ende des einen Backenhebels und am kleinen Hebelarm des Winkelhebels (Abb. 271) an und wird aus Rundeisen hergestellt.

Abb. 274 und 275 zeigen die beiden, meist üblichen Ausführungsarten, und zwar Abb. 274 mit zwei gleichen Querstücken und Abb. 275 mit angeschweißtem Auge und Querstück. Erstere Ausführungsart ist hinsichtlich der Fertigung am günstigsten.

Zulässige Zugbeanspruchung im Kernquerschnitt der Stange (St 37 - 12): $\sigma_{zul} = 300$ bis 500 kg/cm². Die niedrige Zugbeanspruchung ist bei kleinen Bremsen gerechtfertigt, da hier etwaiger Materialfehler bei kleinerem Kerndurchmesser schädlicher als bei größerem ist.



Schnitt I-I

Abb. 272.

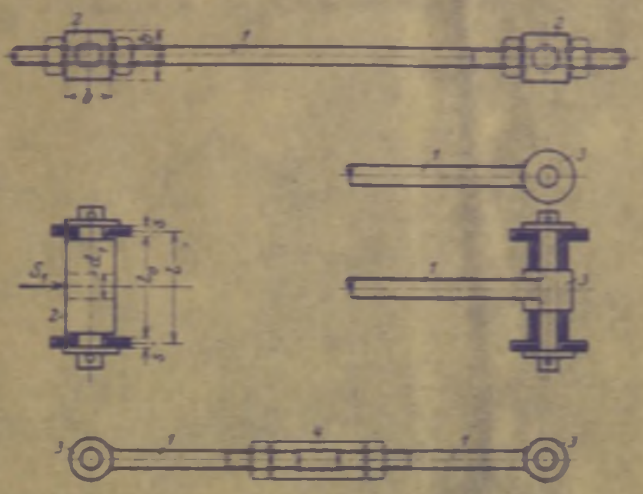


Abb. 274 bis 276. Ausführung der nachstellbaren Zugstange.

1 Kernstange; 2 Querstück (Traverse); 3 angeschmiedetes Auge; 4 Spannschloß (mit Rechts- und Linksgewinde).

Das Querstück ist durch die Stangenkraft S_1 (Abb. 275) auf Biegung beansprucht und wird ebenso wie eine Hakentraverse (s. S. 23) gerechnet.

An Stelle der Ausführungen Abb. 274 und 275 wird die nachstellbare Zugstange auch mit einem Spannschloß (Abb. 276) hergestellt.

Winkelhebel (Abb. 271, S. 116). Er hat seinen Drehpunkt am oberen Ende des einen Backenhebels. Damit seine Hebelarme zur Gestängeübersetzung nutzbar gemacht werden, wird der Hebelarm an der nachstellbaren Zugstange kleiner gemacht als der, an dem die senkrechte Zugstange angreift.

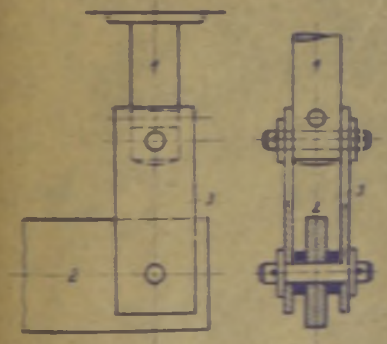


Abb. 277. Anschluß des Magnetbremslüfters am Bremshebel.

1 Kernstange; 2 Bremshebel; 3 Gelenklasche.

Die Winkelhebel werden in einfacher Weise aus zwei schräg abgeschnittenen Blechstücken hergestellt. Blechstärke je nach Größe der Bremse 6 bis 20 mm.

Senkrechte Zugstange (Abb. 271, S. 116). Diese verbindet den Winkelhebel mit dem Bremshebel und wird aus zwei Flacheisen hergestellt.

Um ein sanftes stoßfreies Anziehen der Bremse zu ermöglichen, wird die senkrechte Zugstange auch gelegentlich federnd ausgeführt.

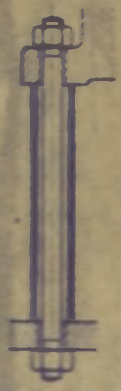


Abb. 278.

Bremshebel. Bei der normalen Ausführung (Abb. 271) hat er mit dem einen Backenhebel gemeinsamen Drehpunkt und ist in der Regel durch ein Gewicht, seltener durch Federkraft belastet. Je nach dem Verwendungszweck der Bremse und der Bauart des Hebezeuges wird er durch einen Magnetbremslüfter (bzw. Motor) oder durch Druckluft gelüftet[1]. Ist die Bremse in der Nähe des Führerstandes angeordnet, so wird sie (z. B. bei Drehwerken) durch einen Fußhebel betätigt. Das Anziehen der Bremse durch einen Seilzug kommt mitunter bei Laufkranfahrwerken zur Anwendung.

[1] Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Berlin-Neukölln. Siehe Volk: Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. 8. Heft: Sperrwerke und Bremsen.

Der Bremshebel wird in der Regel aus einem oder aus zwei Flacheisen gebildet.

Bremsgewicht. Es wird aus Gußeisen hergestellt und erhält runde oder quadratische Form. Das Bremsgewicht sitzt entweder unmittelbar auf dem Bremshebel und wird auf diesem durch eine Schraube festgestellt (Abb. 271), oder es ist am Bremshebel gelenkig aufgehängt (Abb. 280).

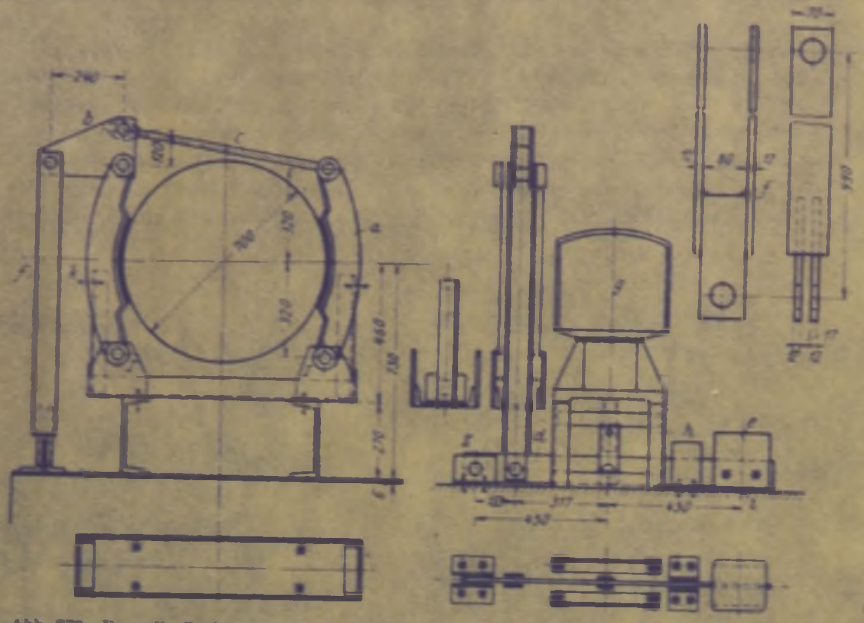


Abb. 279. Doppelte Backenbremse mit parallel zur Wellenachse liegendem Bremshebel (Ardeltwerke).
a Stahlguß-Backenhebel mit Ferodobelag; *b* Winkelhebel; *c* nachstellbare Zugstange; *d* Bremshebel mit Gewicht *e*; *f* Zugstange *b* und *d* verbindend; *g* Magnetbremslüfter; *h* Magnetuntersatz; *i* Flacheisen, auf dem der Bremshebel aufliegt; *k* Stellschrauben (zum Einstellen der Lüftung); *I–I* und *II* feste Drehpunkte.

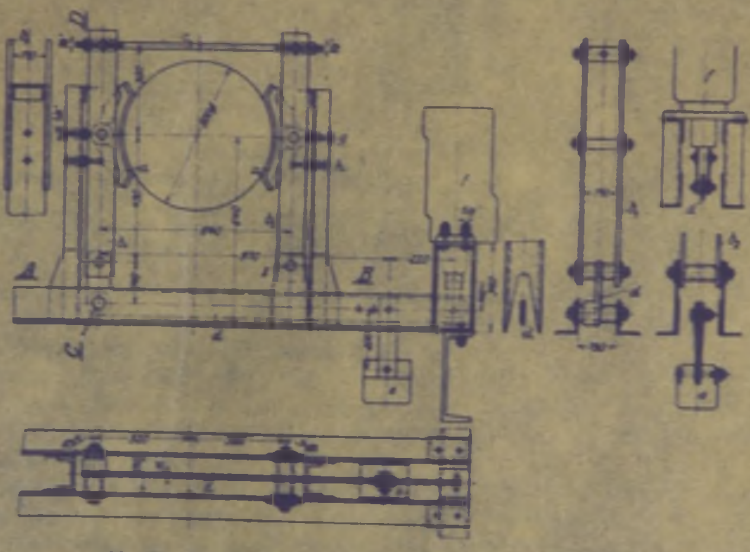


Abb. 280. Kurzbauende doppelte Backenbremse (Lauchhammer).
a mit Ferodofibre belegte gußeiserne Backen; b_1–b_2 Backenhebel; *c* nachstellbare Zugstange; *d* Bremshebel; *e* Bremsgewicht; *f* Magnetbremslüfter; *g*–*h* Einstellschrauben; *I–II* feste Drehpunkte.

Bei den durch Druckluft gesteuerten Bremsen[1] wird das Bremsgewicht aus mehreren aufeinandersetzbaren runden Scheiben gebildet.

Anschluß des Bremslüfters. Der zum Lüften der Bremse dienende Magnet wird fast allgemein ziehend angeordnet (Abb. 271 und 279). Wegen des Ausschlages des Bremshebels darf die Zugstange

[1] Siehe Fußnote auf voriger Seite.

des Magnetankers nicht unmittelbar am Bremshebel angreifen, da sonst neben der Zugkraft noch eine, wenn auch kleine, waagerechte Kraft auftritt, die die Zugstange gegen ihre Führungsfläche preßt. Hierdurch wird in der Führung eine Reibung hervorgerufen, durch die die Zugkraft des Magneten vermindert wird.

Man sieht daher zwischen der Magnetzugstange und dem Bremshebel eine Gelenklasche vor (Abb. 271, 279 und 280).

Gleichstrom-Magnetbremslüfter haben am unteren Ende der Ankerstange Anfräsungen und ein Loch für den Anschlußbolzen. Da der Anker dieser Magnete drehbar ist, so lassen sich die Magnete in beliebiger Stellung (um die Magnetachse gedreht) befestigen.

Bei den Drehstrommagneten ist jedoch der Anker nicht drehbar. Seine Stange hat für den Bremshebelanschluß zwei, um 90° zueinander versetzte Bohrungen (Abb. 277). Die Magnete können daher nur in zwei entsprechenden Stellungen auf den Hebezeugen befestigt werden.

Motorbremslüfter werden seltener angewendet und stets durch eine Gelenklasche an den Bremshebel angeschlossen.

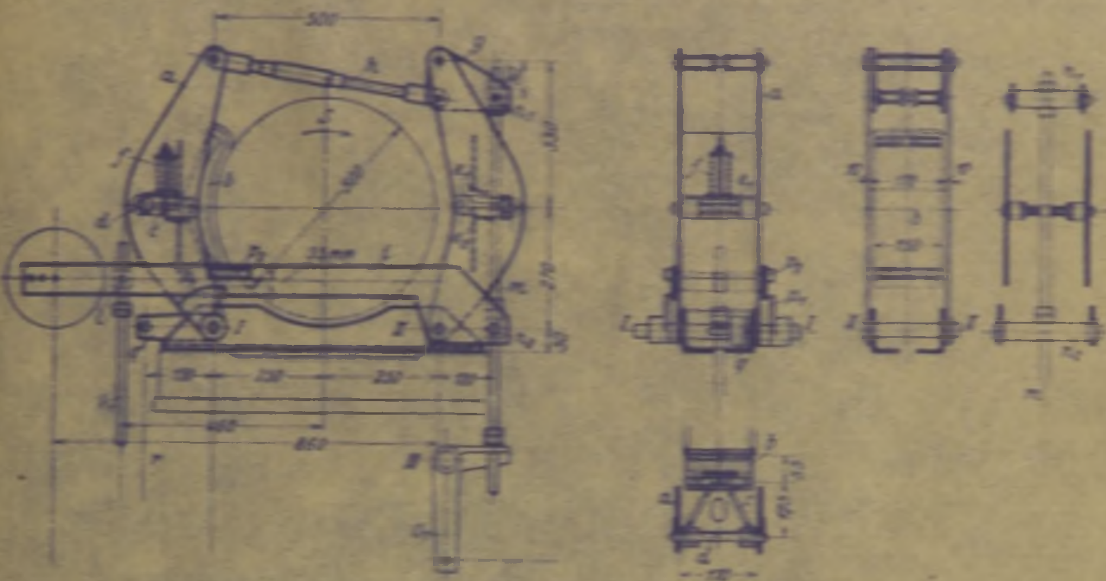


Abb. 281. Goliath-Bremse mit 300 mm [illegible] (Kampnagel).

a Backenhebel; b mit [illegible] Bremsbacke, gelenkig an dem Hebel a angeordnet; d Drehpunkt von c; [illegible] von c; f Feder; [illegible] nach oben [illegible] rechten Backenhebel nach unten [illegible]; g Winkelhebel; h [illegible] Zugstange; i gewichtbelasteter Bremshebel; k_1 Gestänge, an den Hebel der Steuerwalze angeschlossen; l Traverse zu k_1; [illegible] Gestänge, durch Fußtritt betätigt; n_1—n_2 Traversen zu [illegible]; [illegible] mit dem Hebel c auf dem Bolzen I—I [illegible]; [illegible] am Bremshebel; r Gestänge, an den Endschalter angeschlossen.

Zur Befestigung der Magnetbremslüfter werden, da die Magnete keinen seitlichen Kräften ausgesetzt sind, Schrauben mit Distanzrohren (Gasrohren) verwendet (Abb. 278) oder es werden Untersätze aus Profileisen hergestellt (Abb. 279 und 280).

Ausführungsbeispiele. Bei den Hubwerken der elektrisch betriebenen Kranhebezeuge [illegible] die normale doppelte Backenbremse (Abb. 271, S. 116) meist zu groß. Man führt dann die Bremse derart aus, daß man den Bremshebel parallel zur Wellenachse legt (Abb. 279) oder man wendet die kurzbauende Bremse (Abb. 280) an.

Abb. 281 zeigt die Ausführung der Goliath-Bremse, die die Firma Nagel & Kaemp für die Hubwerke der von ihr gebauten Hafenkrane verwendet. Die Bremse ist durch ein Gewicht belastet und durch ein Gestänge mit dem Handhebel der Hubsteuerwalze verbunden. Unabhängig davon kann sie durch je ein weiteres Gestänge, z. B. durch einen Fußhebel vom Führerstand aus, angezogen werden (Hubnachlaßbremse durch Fußtritt) oder durch den Endausschalter zum Einfallen gebracht werden (Hubnachlaßbremse durch Endausschalter).

Abb. 282 bis 286 erläutern die Arbeitsweise der Bremse. Die Bremse zeichnet sich durch weitgehende Regelung der Hubgeschwindigkeit aus und hat sich auch bei schwerem Greiferbetrieb in vielen Ausführungen bewährt. Weitere Vorzüge der Bremse sind: Einfache Handhabung, da der Hebel der Steuerwalze gleichzeitig als Bremshebel dient; selbsttätiges Eingreifen der Bremse beim Ausschalten des Motors und bei Versagen des Stromes; sanftes Anfahren in Hubrichtung

mit Vollast, wie mit leerem Haken; Verhüten des Absackens der angehobenen Last beim Schalten des Motors auf den ersten Kontaktstellungen der Steuerwalze; Stromersparnis infolge stromlosen Senkens und Fortfall eines Bremslüfters; die Bremse gibt dem Kranführer die Sicherheit der vollkommenen Beherrschung der Last und vermeidet daher Betriebstörungen.

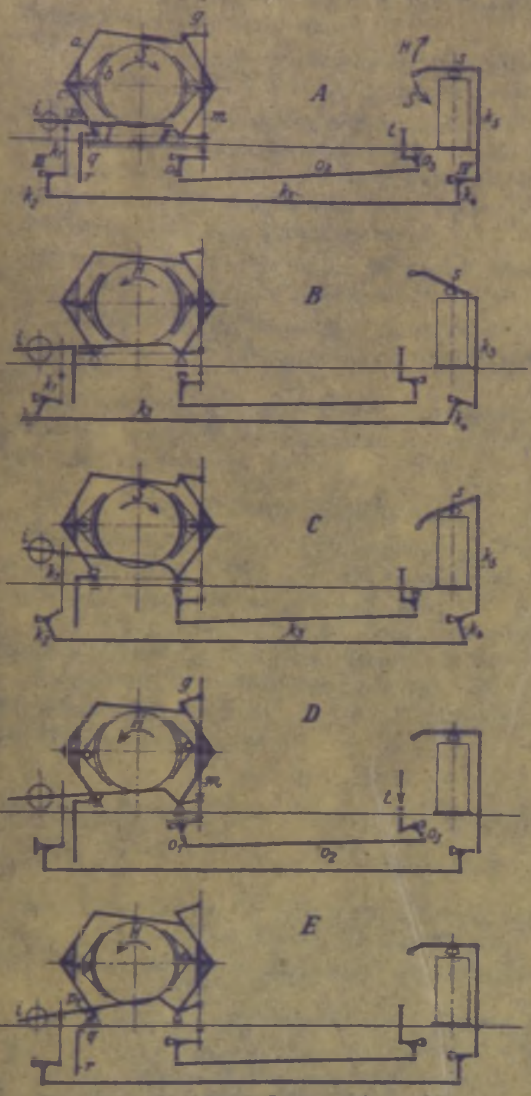


Abb. 282 bis 286. Goliath-Bremse (Arbeitsweise).

s Steuerwalze (H – Heben, S – Senken). k_1 bis k_4 Gestänge, an den gewichtbelasteten Bremshebel angeschlossen; t Fußtritt; $m-o_1$ bis o_4 Gestänge, an den Winkelhebel φ angeschlossen; $\varphi-r$ Gestänge, die Steuerscheibe p_1 mit der Endschalterkurbel verbindend.

A Ruhestellung. Bremse angezogen; 25 mm Spiel zwischen Steuerscheibe p_1 und Anschlag p_2 am Bremshebel (Abb. 281); Motor stromlos.

B Heben. Handhebel der Steuerwalze nach oben gestellt. Bremse durch k_1 bis k_4-i und m gelüftet. Motor im Hubsinne geschaltet.

C Senken. Handhebel der Steuerwalze nach unten gestellt. Bremse durch k_1 bis k_4 und i gelüftet.

D Hub-Nachlaufbremse durch Fußtritt. Bremse durch das Gestänge $m-o_1$ bis o_4 und den Winkelhebel φ angezogen.

E Hub-Nachlaufbremse durch Endausschalter. Die Endschalterkurbel zieht beim Abschalten das Gestänge $\varphi-r$ mit der Steuerscheibe p_1 nach unten. Bremse wird durch den gewichtbelasteten Hebel i angezogen.

b) Bandbremsen.

Berechnung.

Der Reibungswiderstand, der sich aus der Summe aller, an der Bandauflagefläche wirkenden Elementarreibungskräfte zusammensetzt, ist gleich dem Unterschied der an den Bandenden angreifenden Spannkräfte.

Bezeichnen für den Scheibendrehsinn in Abb. 287 S_1 die Spannkraft im auflaufenden und S_2 die Spannkraft im ablaufenden Bandende, so ist $S_1 > S_2$ und der Reibungswiderstand an der Scheibe:

$$W_r = U = S_1 - S_2. \qquad (140)$$

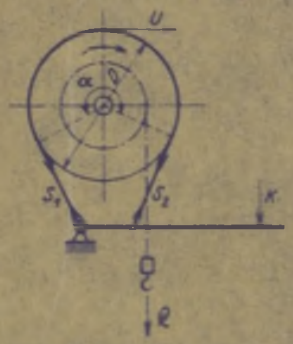


Abb. 287. Einfache Bandbremse.

Bedeuten mit Bezug auf Abb. 287 α den Umspannungswinkel im Bogenmaß, μ die Reibungszahl zwischen Band und Scheibe und $e \approx 2{,}718$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, so besteht zwischen den beiden Bandspannungen die bekannte Beziehung:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \alpha}. \qquad (141)$$

Durch Einsetzen von $S_2 = \frac{S_1}{e^{\mu \alpha}}$ bzw. $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu \alpha}$ in Gleichung (140) wird

$$W_r = S_1 \cdot \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} = S_2 \cdot (e^{\mu \alpha} - 1) \qquad (142)$$

und das Reibungsmoment der Bremse:

$$M_r = W_r \cdot R = (S_1 - S_2) \cdot R \qquad S_1 \cdot R \cdot \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}}$$

$$= S_2 \cdot R \cdot (e^{\mu \alpha} - 1). \qquad (143)$$

Wird in Gleichung (142) für W_r die abzubremsende Umfangskraft U gesetzt, so sind die Bandspannkräfte:

$$S_1 = \frac{U \cdot e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \quad \text{und} \quad S_2 = \frac{U}{e^{\mu \alpha} - 1}. \qquad (144)$$

Der Umspannungswinkel α liegt bei den üblichen Anordnungen der Bandbremsen zwischen 180° und 270°.

Die Reibungszahl (s. auch S. 112) kann für einfaches glattes Stahlband auf bearbeiteter Bremsscheibe gesetzt werden:

$\mu = 0{,}15$ bis $0{,}20$ bei trockener Bremsfläche,
$= 0{,}10$ „ $0{,}15$ bei mäßig gefetteter Bremsfläche.

Bei gleichen Bandspannkräften und gleichem Umspannungsbogen wird der Reibungswiderstand dadurch gesteigert, daß man das Bremsband mit Holz, Leder oder Ferodofibre belegt. Für diese Belagstoffe und für gußeiserne oder Stahlgußscheiben können folgende Reibungszahlen der Bremsberechnung zugrunde gelegt werden:

$\mu = 0{,}20$ bis $0{,}3$ bei mäßig gefetteter Bremsfläche,
$= 0{,}30$ „ $0{,}5$ bei trockener Bremsfläche.

Zur Vermeidung zu starker Abnutzung des Bandbelages ist es stets zweckmäßig, die Bremsfläche leicht zu fetten.

Die Werte $e^{\mu\alpha}$ können für Umspannungswinkel zwischen 20° und 360° der zeichnerischen Darstellung, Abb. 288, entnommen werden.

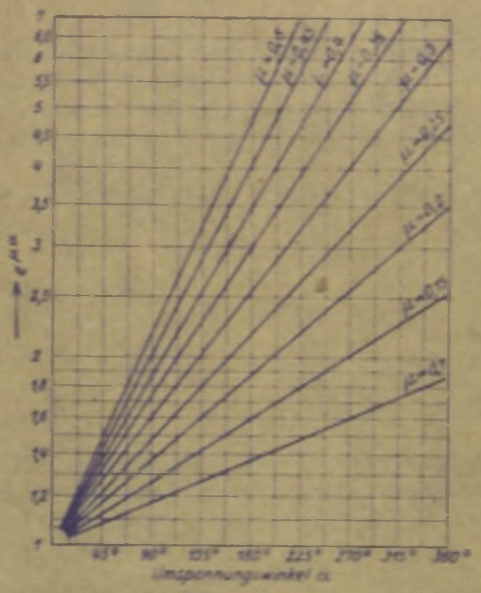


Abb. 288.

a) Einfache Bandbremse.

Bei dieser (Abb. 287 u. 289) greift die größere Bandspannkraft S_1 am Drehpunkt des Bremshebels oder an einem besonderen festen Punkte (Abb. 291 und 292) an. Auf den Bremshebel wirkt daher nur die kleinere Bandspannkraft S_2 mit dem Moment $S_2 \cdot a$ ein.

Bremskraft bzw. Belastungsgewicht. Bezogen auf den Bremshebeldrehpunkt I (Abb. 289) werden sie aus der Momentengleichung

$$K \cdot l - S_2 \cdot a = 0 \qquad (145)$$

und unter Einsetzen des Wertes aus Gleichung (140) erhalten zu:

$$K \text{ bzw. } G = S_2 \cdot \frac{a}{l} = U \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \qquad (146)$$

Läuft die Bremse in entgegengesetztem Sinne um, so vertauschen sich die Bandkräfte S_1 und S_2, und die erforderliche Bremskraft wird um das $e^{\mu\alpha}$-fache größer. Die Hebelübersetzung liegt bei den meisten Ausführungen zwischen $i = a/l = 1:3$ bis $1:6$ und ist bis $1:10$ ausführbar.

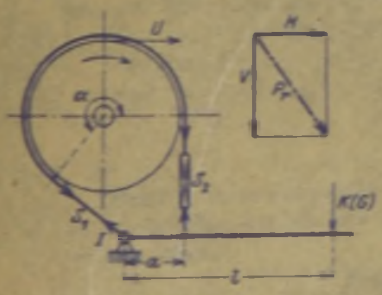


Abb. 289 und 290.

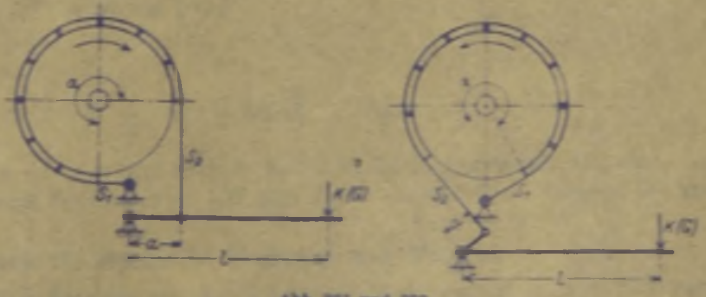


Abb. 291 und 292.

Die Bandkraft S_2 soll möglichst mit einem Winkel von 90° am Bremshebel angreifen. Ist dies nicht der Fall, so ist für den Hebelarm a stets der senkrechte Abstand vom Bremshebeldrehpunkt auf die Richtung von S_2 einzusetzen. Ein zu stumpfer Winkel zwischen dem Bremshebel und der Bandspannung ist unzweckmäßig, da der Bremshebel dann außer auf Biegung noch auf Zug beansprucht wird.

Bei den Bauarten Abb. 291 und 292 greift das auflaufende Bandende nicht am Bremshebeldrehpunkt an, sondern ist zur Vergrößerung des Umspannungsbogens gesondert und oberhalb des Bremshebeldrehpunktes am Windengestell befestigt.

Die Bauart Abb. 291 kommt für Rechtsdrehsinn und die Bauart Abb. 292 für Linksdrehsinn in Betracht.

Lagerkräfte (Abb. 290). Durch die an der Bremsscheibe angreifenden Kräfte wird ein Druck auf die Bremswelle ausgeübt, der von den Lagern der Welle aufgenommen werden muß.

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Senkrechte Lagerkraft:} & V = (S_1 + S_2) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}; \\ \text{waagerechte Lagerkraft:} & H = (S_1 - S_2) \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \\ \text{resultierende Lagerkraft:} & P_r = \sqrt{V^2 + H^2}. \end{array}\right| \quad (147)$$

Lüftweg. Der radial gemessene Lüftweg der Bandbremse wird je nach Größe der Bremse zu $\lambda = 0{,}1$ bis $0{,}5$ cm angenommen. Bei bewehrten Bremsbändern wird ein gleichmäßiges Lüften auf den ganzen umspannten Scheibenumfang dadurch erreicht, daß man über dem Bremsband einen am Windengestell befestigten Flacheisenbügel mit mehreren Stellschrauben anordnet (Abb. 300, S. 127).

Mit Bezug auf Abb. 289 und 293 werden die dem radialen Lüftweg λ entsprechenden Lüftwege am Bremshebel in einfacher Weise erhalten zu:

Am Bremsband:

$$\lambda_0 = [2(R + \lambda) \cdot \pi - 2R\pi] \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \lambda \cdot \alpha. \quad (148)$$

Am Angriff der Bremskraft bzw. am Bremsgewicht:

$$h = \lambda \cdot \alpha \cdot \frac{l}{a}. \quad (149)$$

Die einfache Bandbremse wird nur als Hubwerkbremse verwandt. Für Fahrwerke ist sie ungeeignet, da ihre Bremswirkung in beiden Umlaufrichtungen verschieden groß ist. Gegenüber der Backenbremse hat sie den Vorzug einer größeren Bremsfläche. Auch zieht sie sanfter und stoßfreier an als diese.

Bandbremsen für Handhubwerke und -winden.

Bei den Handhubwerken dient die Bremse nicht nur zum Lasthalten, sondern auch zum Regeln der Geschwindigkeit der niedergehenden Last. Das der Berechnung zugrunde zu legende Bremsmoment nehme man aus Sicherheitsgründen 25 bis 50% größer als das auf die Bremswelle umgerechnete Lastmoment.

Für die Handwinden ist meist ein unbewehrtes blankes Stahlband ausreichend, das leicht eingefettet wird. Für $\alpha \approx 0{,}7 \cdot 2\pi = 252°$ und $\mu \approx 0{,}15$ wird $e^{\mu\alpha} \approx 2$. Bremsscheibendurchmesser: $2R = 200$ bis 500 mm, meist 300 bis 400 mm.

Handkraft am Bremshebel: $K = 10$ bis 20 kg.

Übersetzung des Bremshebels: $i = a/l = 1/4$ bis $1/6$.

Das abbremsbare Moment ist:

$$M_{br} = K \cdot \frac{l}{a} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot R \ \ldots \text{ kgcm}. \quad (150)$$

Für bewehrte Bremsbänder mit $\mu \approx 0{,}25$ und $e^{\mu\alpha} \approx 3$ sind die abbremsbaren Momente doppelt so groß. Das größte mit einer Scheibe von 500 mm Dmr. abbremsbare Moment ist alsdann ≈ 5000 kgcm.

Bremsen für elektrische Hubwerke und Winden.

Sie werden durch ein Gewicht belastet und durch einen Magnetbremslüfter (Abb. 293) gelüftet.

Ebenso wie bei der doppelten Backenbremse ist die abbremsbare Leistung durch die übertragbare Leistung der elastischen Kupplung, auf deren Umfang die Bremse meist angeordnet wird, begrenzt.

Für elektrische Hubwerke kommen nur belegte Bremsbänder in Frage.

Bei $\mu = 0{,}35$ (s. S. 112) und einem durchschnittlichen Umspannungswinkel $\alpha \approx 0{,}7 \cdot 360° = 252°$ wird $e^{\mu\alpha} \approx 4$.

Sicherheit. Der Berechnung und Bemessung der Bremsen für elektrische Hubwerke wird ein Sicherheitsgrad zugrunde gelegt, welcher die Betriebsart des Hubwerks berücksichtigt. Siehe S. 112 „Backenbremsen".

Bandkräfte. Die am Bremshebel angreifende (kleinere) Bandkraft ist z. B. für $e^{\mu\alpha} = 4$:

$$S_2 = \frac{\Sigma \cdot M_r}{R \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)} = \frac{\Sigma U}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{\Sigma U}{3} \quad \ldots \text{kg}. \tag{151}$$

Größte, am Hebeldrehpunkt angreifende Bandkraft:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha} = 4 \cdot S_2.$$

Erforderliche Zugkraft des Bremslüfters. Bezeichnet Σ den, den Betriebsverhältnissen entsprechend angenommenen Sicherheitswert, Z_{erf} die erforderliche Zugkraft des Bremslüfters und (G) das an seiner Angriffsstelle wirkend gedachte Bremsgewicht, so ist:

$$Z_{erf} = (G) = S_2 \cdot \frac{l}{a} = \frac{\Sigma U}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{l}{a} \quad \ldots \text{kg}. \tag{152}$$

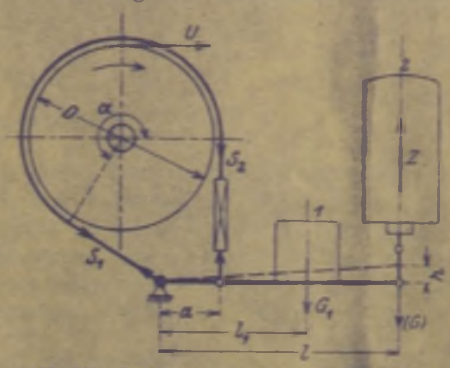


Abb. 293. Bandbremse für elektrische Hubwerke (Berechnungsskizze).

Für z. B. $e^{\mu\alpha} = 4$ und $l/a = 5$ wird

$$Z_{erf} = (G) \approx 1{,}67\,\Sigma U \ldots \text{kg}. \tag{153}$$

Der Wirkungsgrad der einfachen Bandbremse ist bedeutend besser als der der doppelten Backenbremse. Während die doppelte Backenbremse in ihrer üblichen Ausführung ohne den Magnetanschluß sieben Gelenke hat, hat die einfache Bandbremse nur zwei. Der Wirkungsgrad kann daher, besonders im Hinblick auf die Unsicherheit der Reibungszahl, unberücksichtigt bleiben.

Nach Annahme des radialen Lüftweges ($\lambda = 0{,}1$ bis $0{,}5$ cm) wird die Lüftung λ_{erf} an der Stelle des Bremslüfters nach Gleichung (149), S. 122, berechnet, wobei l den Abstand des Bremslüfters vom Hebeldrehpunkt bedeutet (Abb. 293).

Mit der erforderlichen Zugkraft Z_{erf} und dem erforderlichen Hub (Lüftweg) λ_{erf} wird dann der Bremslüfter gewählt (s. Abschnitt „Elektrische Ausrüstung").

Bremsgewicht. Es wird in gleicher Weise wie bei der doppelten Backenbremse (s. S. 113) berechnet.

Belastung der Bremsfläche. Der Flächendruck zwischen Band und Scheibe ist am Angriff der Bandspannkraft S_1 (Abb. 294) am größten, sinkt allmählich und erreicht seinen Kleinstwert am Angriff der Spannkraft S_2.

Für ein Flächenelement von 1 cm Länge und b_0 cm Breite, an dem die Bandspannungen S_1 und $S_1 + dS_1$ angreifen, wird, wenn $S_1 + dS_1 \approx S_1$ gesetzt wird, der Normaldruck N aus den Verhältnisgleichungen (Abb. 294 und 295)

$$\frac{d\alpha}{1} = \frac{1}{R} \quad \text{und} \quad \frac{d\alpha}{N} = \frac{1}{S_1} \tag{154}$$

erhalten zu:

$$N = S_1 \cdot d\alpha = S_1 \cdot \frac{1}{R}. \tag{155}$$

Abb. 294 und 295.

Für die Flächeneinheit von 1 cm² ($b_0 = 1$ cm) ist dann der größte Flächendruck:

$$\max \sigma = \sigma_1 = \frac{N}{b_0} = \frac{S_1}{R \cdot b_0} = \frac{U \cdot e^{\mu\alpha}}{R \cdot b_0 (e^{\mu\alpha} - 1)}. \tag{156}$$

In gleicher Weise ergibt sich der kleinste Flächendruck zu:

$$\min \sigma = \sigma_2 = \frac{S_2}{R \cdot b_0} = \frac{U}{R \cdot b_0 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}. \tag{157}$$

Da der Flächendruck am auflaufenden Bandende (Abb. 294) am größten ist, so ist auch an dieser Stelle das Produkt $\sigma v \mu$ (s. S. 114) am größten und die Abnutzung der Bremsbandbewehrung am stärksten. Nicht genügend breite, mit Holzklötzen bewehrte Bremsbänder fangen daher bei scharfem Einfallen der Bremse an der Angriffsstelle der Bandspannkraft S_1 je nach der Holzart an zu brennen bzw. zu kohlen.

Ist

$$l_0 = 2R \cdot \pi \cdot \frac{\alpha}{360} \quad \ldots \text{ cm} \tag{158}$$

die Auflegelänge des Bremsbandes, so ist die Reibfläche

$$f = b_0 \cdot l_0 = b_0 \cdot 2R\pi \cdot \frac{\alpha}{360} \quad \ldots \text{ cm}^2. \tag{159}$$

Bezeichnen $\frac{U \cdot v}{102}$ die abzubremsende Leistung in kW, $\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$ kg/cm² den mittleren Flächendruck, $\sigma_m \cdot v \cdot \mu \ldots \frac{\text{kg m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$ die Reibungsleistung der Bremse, so ist

$$\frac{U \cdot v}{102} = f \cdot \sigma_m \cdot v \cdot \mu. \tag{160}$$

Hieraus ergibt sich der mittlere Flächendruck zu:

$$\sigma_m = \frac{U}{102 \cdot f \mu} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \tag{161}$$

Der Größtwert σ_1 des Flächendruckes [Gleichung (156)] darf zur Vermeidung zu starker Abnutzung am auflaufenden Bandende die zulässigen, S. 114 bereits bei der doppelten Backenbremse gegebenen Werte nicht überschreiten. Das gleiche gilt auch für die daselbst angegebenen Werte der Reibungsleistung. Im Gegensatz zu den doppelten Backenbremsen kommt man bei den Bandbremsen meist mit den elastischen Kupplungen Bauart A (Abb. 215, S. 93) aus.

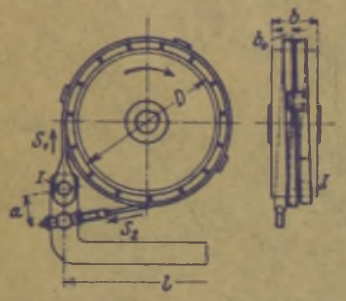


Abb. 296. Schlingbandbremse (Demag).

β) Schlingbandbremse.

Ebenso wie bei der einfachen Bandbremse ist das auflaufende Bandende am Bremshebeldrehpunkt oder an einem anderen festen Drehpunkte angeordnet, während das ablaufende am Bremshebel angreift (Abb. 296). Das mit Holzklötzen oder Ferodofibre belegte Bremsband ist dagegen bei der Schlingbandbremse schmal gehalten und in etwa $1^3/_4$ Windungen schraubenförmig um die Scheibe gelegt. Das Verhältnis der beiden Bandspannkräfte ist daher groß, und bei gegebenem Bremsmoment wird die am Bremshebel angreifende Bandspannkraft bedeutend kleiner als bei dem kleinen Umspannungswinkel der einfachen Bandbremse.

Die Schlingbandbremse dient bei den Greiferhubwerken (s. Abschnitt D. „Winden") als Haltebremse für die Entleertrommel und ist meist mit einer Bremsbandkupplung vereinigt (Abb. 224, S. 96). Sie wird entweder durch einen Handhebel oder durch einen Fußtritt betätigt.

Die Berechnung der Schlingbandbremse ist die gleiche wie die der einfachen Backenbremse, nur ist der Umspannungswinkel mit $\alpha \approx 1{,}75 \cdot 2\pi = 630°$ einzusetzen, während er bei der einfachen Bandbremse höchstens $0{,}75 \cdot 2\pi = 270°$ beträgt.

Dieser große Umspannungsbogen von 630° ergibt bei den in Frage kommenden Reibungszahlen (s. S. 121) folgende hohe Werte für $e^{\mu\alpha}$:

Reibungszahl	$\mu =$	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
	$e^{\mu\alpha} =$	9	15	27	47	80	138	240.

Die Spannkräfte am auflaufenden und ablaufenden Bandende werden nach Gleichung (151), S. 123, berechnet. Für diese werden auch bei großem Bremsmoment kleine Werte erhalten, was bei der stets in Frage kommenden Betätigung von Hand erwünscht ist.

Der Lüftweg der Schlingbandbremse am Angriffspunkt des Schlingbandes am Bremshebel ist bei dem großen Umspannungswinkel ebenfalls groß. Er wird für eine angenommene radiale Lüftung von 0,1 bis 0,3 cm nach Gleichung (149), S. 122, berechnet, und ist etwa 2,3mal so groß als bei der einfachen Bandbremse.

γ) Differentialbremse.

Die größere Bandspannkraft S_1 greift am Hebelarm a_1 des Bremshebels an (Abb. 297). Da sie mit der Bremskraft K gleichen Drehsinn hat, so wird diese entsprechend vermindert.

Aus der auf den Bremshebeldrehpunkt bezogenen Momentengleichung

$$K \cdot l + S_1 \cdot a_1 - S_2 \cdot a_2 = 0 \tag{162}$$

und den Beziehungen

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}; \qquad S_2 = \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} \text{ (s. S. 120)}$$

werden die Bremskraft bzw. das ihr entsprechende Belastungsgewicht erhalten zu:

$$K \text{ bzw. } G = \frac{S_2 \cdot a_2 - S_1 \cdot a_1}{l} = \frac{U}{l} \cdot \frac{a_2 - e^{\mu\alpha} \cdot a_1}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{163}$$

Die Bremskraft läßt sich durch die Wahl des Verhältnisses $a_2 : a_1$ beliebig verkleinern. Für $a_2 : a_1 = 0$ wird K negativ bzw. Null. Die Bremse geht in ein Reibungsgesperre über und wirkt selbsttätig. Da sie bei kleiner positiver Bremskraft stoßweise arbeitet, so muß $a_2 > e^{\mu\alpha} \cdot a_1$ sein.

Die Größe von a_1 wird zunächst mit den Abmessungen des Bremshebeldrehbolzens und des Bolzens des auflaufenden Bandendes konstruktiv festgelegt. Darauf wähle man den Hebelarm der Spannkraft am ablaufenden Bandende zu $a_2 = 2{,}5a_1$ bis $3a_1$.

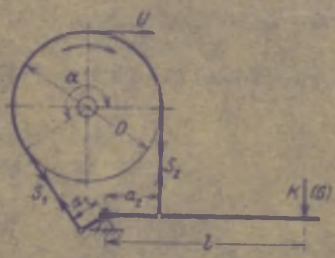


Abb. 297. Differentialbremse.

Bei entgegengesetztem Umlauf der Bremsscheibe vertauschen sich die Bandkräfte S_1 und S_2 und die Bremskraft wird $e^{\mu\alpha}$-mal größer.

Lüftweg. Bezeichnen h' und h'' die Ausschläge der Hebelarme a_1 und a_2, so ist der Unterschied dieser Ausschläge:

$$h_0 = h'' - h' = \lambda \cdot \alpha. \tag{164}$$

Aus der Ähnlichkeitsbeziehung

$$\frac{h'}{a_1} = \frac{h''}{a_2} = \frac{\lambda}{l} \tag{165}$$

werden

$$h' = a_1 \cdot \frac{\lambda}{l} \quad \text{und} \quad h'' = a_2 \cdot \frac{\lambda}{l}. \tag{166}$$

Durch Einsetzen dieser Werte in Gleichung (164) wird der Lüftweg am Angriff der Bremskraft:

$$h = h_0 \cdot \frac{l}{a_2 - a_1} = \lambda \cdot \alpha \cdot \frac{l}{a_2 - a_1}. \tag{167}$$

Wegen ihres kleinen Lüftweges und der Möglichkeit einer stoßweisen Wirkung kommt die Differentialbremse nur für Handwinden in Frage. Aber auch bei diesen zieht man ihr, wenn irgend angängig, die einfache Bandbremse vor.

d) Summenbremse (Bandbremse für wechselnde Drehrichtung).

Bei der Summenbremse (Abb. 298 und 299) greifen beide Bandspannkräfte mit gleichen Hebelarmen ($a_1 = a_2 = a$) am Bremshebel an und wirken der Bremskraft entgegengesetzt.

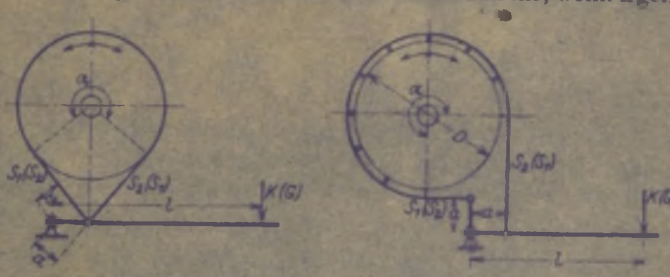


Abb. 298 und 299. Bandbremsen für wechselnde Drehrichtung.

Die auf den Bremshebeldrehpunkt (Abb. 298) bezogene Momentengleichung lautet daher

$$K \cdot l - S_1 \cdot a - S_2 \cdot a = 0. \tag{168}$$

Mit $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}$ und $S_1 - S_2 = U$ wird die Bremskraft bzw. das ihr gleichwertige Belastungsgewicht erhalten zu:

$$K \text{ bzw. } G = \frac{a}{l} \cdot (S_1 + S_2) = U \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}. \tag{169}$$

Diese Bremskraft ist für beide Umlaufsrichtungen der Scheibe die gleiche, da sich nur die am gleichen Hebelarm a wirkenden Bandspannungen S_1 und S_2 [Gleichung (169)] vertauschen.

Gegenüber der einfachen Bandbremse erfordert die Summenbremse, gleichen Durchmesser und Umspannungsbogen sowie gleiche Reibungszahl und Hebelübersetzung vorausgesetzt, eine um den Betrag $(e^{\mu\alpha} + 1)$mal größere Bremskraft. Für $e^{\mu\alpha} = 2$ bzw. 3 wird also die Bremskraft 3 bzw. 4mal größer.

Mit der ebenfalls für wechselnde Drehrichtung in Frage kommenden doppelten Backenbremse (s. S. 111) läßt sich die Summenbremse nicht ohne weiteres vergleichen, da die erstere eine viel größere Übersetzung hat.

Bei den meist vorkommenden durchschnittlichen Gestangeübersetzungen (s. S. 113) ist das für die doppelte Backenbremse erforderliche Bremsgewicht, gleiche Berechnungsgrundlage vorausgesetzt, um etwa 20 bis 30 % kleiner als das der Summenbremse.

Für Dreh- und Fahrwerke zieht man daher fast allgemein die doppelte Backenbremse der Summenbremse vor.

Gestaltung der Bandbremsen.

Bremsscheiben. Für Handwinden werden sie aus Gußeisen hergestellt und ähnlich den normalen Bremsscheiben für Hebemaschinen nach DIN 4003 (s. S. 115) gestaltet.

Der Scheibendurchmesser liegt zwischen 250 und 400 mm und geht nur ausnahmsweise bis 500 mm.

Tabelle 32. Bremsscheiben für Handwinden.

Scheibendurchmesser	$D =$	(250)	300	350	400	(450)	500 mm
Scheibenbreite	$b =$	50	60	70	80	100	120 „
Bandbreite	$b_0 =$	40	50	60	70	80	100 „

Ausführung der Scheiben mit beiderseitigem Bordrand ist nicht erforderlich, da sich das Bremsband im allgemeinen richtig zur Scheibe einstellt. Gegebenenfalls gibt man dem Band einen über den Scheibenkranz greifenden Flacheisenbügel.

Bei Handwinden stellt man Bremsscheibe und Sperrad mitunter aus einem Stück her. In baulicher Hinsicht hat diese Anordnung jedoch den Nachteil, daß die am Bremshebeldrehbolzen wirkende resultierende Kraft einen großen Abstand vom Windenschild hat und einen sehr starken Bolzen erfordert.

Für motorische (elektrische) Hebezeuge erhalten die Bandbremsen, ebenso wie die doppelten Backenbremsen, die nach DIN 4003 (Tabelle 31, S. 115) genormten Bremsscheiben. Meist wird die Bremse jedoch auf dem Umfang der elastischen Kupplung angeordnet, die den Motor mit dem Triebwerk verbindet.

Ausführung der elastischen Kupplungen s. S. 93. Abb. 300: Normale Ausführung der Bandbremse für elektrisch betriebene Hubwerke.

Bremsbänder. Für die Bremsen von Handwinden ist ein blankes Stahlband ausreichend, dessen Abmessungen nachstehend gegeben sind:

Bandbreite	$b_0 =$	40	50	60	70	80	100 mm
Bandstärke	$s_0 =$	2	3	3	4	4	4 „

Ist die Bremse einer Handwinde in ihren Abmessungen beschränkt, so wird das Band auch mit Leder belegt. Der Lederbelag wird durch Kupfernieten am Bremsband befestigt.

Für motorische (elektrische) Winden und Hubwerke kommen nur mit Holz oder Ferodofibre belegte Bremsbänder in Frage:

Tabelle 33. Abmessungen der Bremsbänder für elektrische Hebezeuge.

Scheibenbreite b =	65	80	100	125	160	200	250	mm
Bandbreite b_0 =	60	70	90	100	140	180	230	„
Bandstärke s_0 =	3	4	4	5	5	4	4	„
Ferodostärke δ_1 =	5	6	7	8	8	10	10	„
Holzklotzstärke δ_2 =	30	30	30	35	40	45	45	„
Holzklotzlänge l_1 =	60 bis 80	70 bis 90	90 bis 100	100 bis 130	110 bis 140	130 bis 160	140 bis 160	„

Holzbelag (Abb. 300) wird durch zwei oder vier Holzschrauben am Band befestigt. Zwischen je zwei Holzklötzen ist ein genügend großer Spielraum (4 bis 6 mm) erforderlich. Holzart für die Klötze: Weißbuche oder Pappelholz.

Der Ferodobelag wird entweder durch Kupfernieten oder durch Schrauben am Bremsband befestigt (Abb. 301).

Geteilte Bremsbänder werden durch zwei angenietete Winkel oder durch ein Scharnier miteinander verbunden.

Die Bremsbänder werden mit der größten Bandspannung S_1 (s. S. 120) in dem durch die Nieten geschwächten Querschnitt auf Zug berechnet. Bezeichnen b_0 die Bandbreite, s_0 die Bandstärke und d den Durchmesser zweier im Querschnitt liegender Nieten, so ist die Zugspannung:

$$\sigma = \frac{S_1}{(b_0 - 2d) \cdot s_0} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \qquad (170)$$

Zulässige Zugbeanspruchung (Werkstoff: St 37 · 12): $\sigma_{zul} = 400$ bis 600, im Mittel 500 kg/cm².

Die Bremsbänder der Schlingbandbremsen (s. S. 124) werden mit Holzklötzen oder Ferodofibre bewehrt. Wegen der 1,75fachen Umschlingung werden sie schmäler, aber stärker als die gewöhnlichen Bremsbänder ausgeführt. Für Bremsen von 500 bis 1000 mm Scheibendurchmesser sind nachstehende Bandabmessungen $b_0 \cdot s_0$ zweckmäßig: 30 · 8, 35 · 10, 35 · 12, 40 · 16, 50 · 15 mm. Stärke der Holzklötze: 25 bis 30 mm, des Ferodobandes: 8 bis 10 mm. Spielraum zwischen den beiden Umschlingungen: 2 bis 5 mm.

Bremsbandanschlüsse. Beide Bandenden werden gelenkig (durch Bolzen) am Bremshebel angeschlossen. Blanke (unbewehrte) Stahlbänder nutzen sich nur unwesentlich ab und erhalten daher an beiden Enden festen Bandanschluß.

Mit Holz oder Ferodofibre bewehrte Bänder werden am auflaufenden Bandende fest und am ablaufenden nachstellbar (Abb. 300) angeschlossen.

Die Ausbildung der Bremsbandanschlüsse hängt davon ab, ob der Bremshebel aus einem (Abb. 300) oder zwei Flacheisen besteht.

Für Handwinden kommen nur einfache Flacheisenhebel in Betracht.

Bei den Bremsen für elektrische Hebezeuge wird die Flacheisenschlaufe (*c* auf Abb. 300) allgemein angewendet, da sie zweischnittig mit dem Bremsband verbunden ist. Die Flacheisenstärke der Schlaufe nehme man etwa gleich der 1,25fachen Bandstärke.

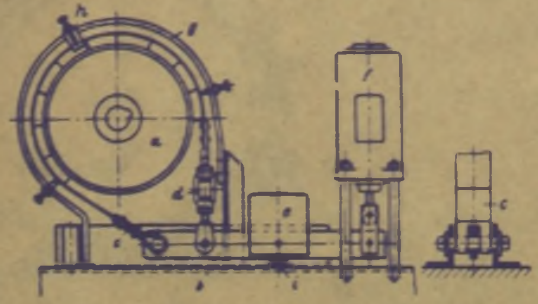


Abb. 300. Bandbremse für elektrisch betriebene Hubwerke (Demag).

a Bremsscheibe; b Bremshebel; c fester, d nachstellbarer Bandanschluß; e Bremsgewicht; f Magnetbremslüfter; g Bügel mit Stellschrauben h; i Anschlag zum Aufsetzen des Bremshebels.

Nietdurchmesser: $d = 8$ bis 13 mm. Kleinste Nietzahl: $z = 4$.

Bezeichnet S_1 die größte Bandkraft, so ist die Scherbeanspruchung des zweischnittigen Nietanschlusses:

$$\tau = \frac{S_1}{2 \cdot z \cdot d^2 \pi / 4} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \tag{171}$$

Der bei der zweischnittigen Nietverbindung noch nachzuprüfende Lochleibungsdruck ist:

$$\sigma_l = \frac{S_1}{z \cdot d \cdot s_0} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \tag{172}$$

Werkstoff der Nieten: St 34 · 13. In Rücksicht auf etwaige Stoßwirkung der Bremse nehme man die Scherbeanspruchung der Niete verhältnismäßig niedrig, $\tau_{zul} = 200$ bis 400 kg/cm², Lochleibungsdruck $\sigma_l = 2\,\tau_{zul}$.

Bei den Bremsbandanschlüssen der Handwinden werden die Niete ($d = 6$ bis 8 mm) kalt geschlagen. Sie werden daher nicht auf Abscheren oder Reibungsschluß, sondern mit $\sigma_{zul} \approx 400$ kg/cm² auf Biegung berechnet.

Abb. 301.

Der nachstellbare Bandanschluß besteht bei einem einfachen Flacheisen als Bremshebel (Abb. 300) aus der Blattschraube, dem Spannschloß *d* und der Gabel. Diese wird entweder aus Sechskanteisen oder als gepreßtes Formstück (Abb. 300) hergestellt.

Die schmalen Bänder der Schlingbandbremsen erhalten für den festen Bandanschluß eine Öse. Der nachstellbare Bandanschluß wird mit einer Traverse ausgeführt (Abb. 303, S. 129).

Flacheisenbügel (Abb. 300). Damit der radiale Lüftweg des Bremsbandes auf den ganzen umspannten Bogen der Bremse gleichmäßig eingestellt werden kann, wird über dem Bremsband ein gebogener Flacheisenbügel angeordnet, dessen beide Enden in geeigneter Weise am Windengestell befestigt werden. An dem Bügel sind in bestimmten Abständen Stellschrauben angeordnet, die nach Einstellen der Lüftung durch eine Mutter festgestellt werden.

Damit der Bügel nicht federt, soll er mindestens 10 bis 12 mm stark sein.

Schraubendurchmesser: $^1/_2$ bis $^5/_8$". Bei großen Bremsen sind diese Abmessungen entsprechend stärker.

Bremshebel und Bremsgewicht. Ist der Bremshebel ein einfaches Flacheisen, so wird das Gewicht ebenso wie bei den doppelten Backenbremsen (s. S. 118) ausgebildet. Besteht er aus zwei Flacheisen, so wird das Gewicht auf diesen aufgesetzt und durch ein oder zwei Schrauben befestigt. Um die Größe der Bremskraft einstellen zu können, macht man den Abstand des Bremsgewichtes vom Hebeldrehpunkt veränderlich und sieht zu diesem Zweck die erforderlichen Schraubenlöcher vor.

Ausführungsbeispiele. Abb. 302: Hubwerkbremse zu einem Hafendrehkran mit Greiferbetrieb. Die Bremse wird beim Heben durch den Magnetbremslüfter und beim Senken von Hand gelüftet. Scheibendurchmesser: 700 mm. Stromart: Drehstrom 500 V, 50 Hz. Type des Magnetbremslüfters (SSW): K 3830. Hubarbeit: 300 kgcm.

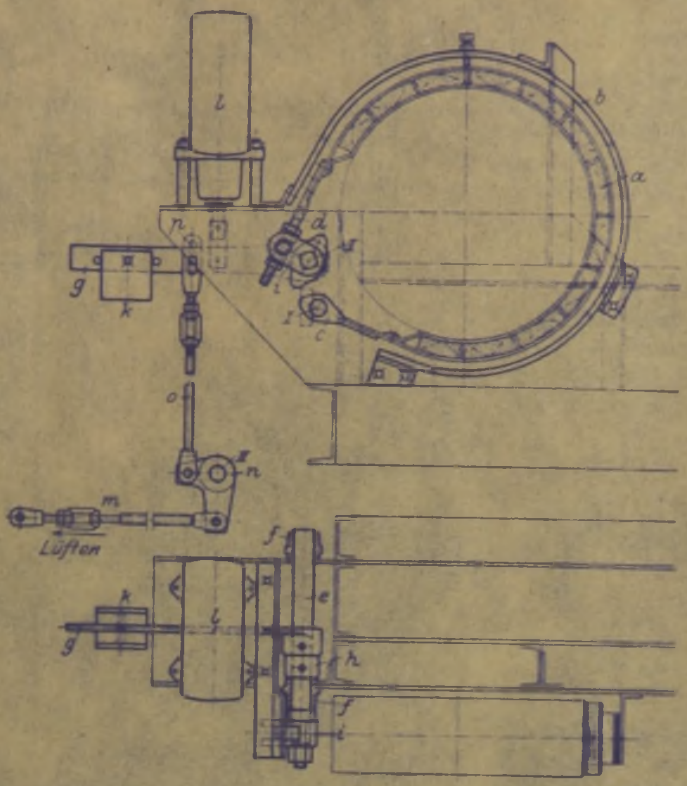


Abb. 302. Hubwerkbremse zu einem Hafendrehkran von 6 t Tragkraft (Demag).

a Bremsband mit Holzklötzen und Lederbelag; *b* Flacheisenbügel mit Stellschrauben zur Einstellung der Bandlüftung; *c* fester Bandanschluß; *d* nachstellbarer Bandanschluß; *e* drehbarer Bolzen; *f* Flanschlager zu *e*; *g* Bremshebel auf dem Bolzen *e* verstellbar; *h* Stellring; *i* Gabel, auf dem Vierkant von *e* sitzend und durch eine Mutter befestigt; *k* Bremsgewicht; *l* Magnetbremslüfter; *m* Rohrgestänge mit Gabeln und Spannschloß zum Lüften der Bremse von Hand (vom Führerstand aus); *n* Winkelhebel; *o* Gestänge mit Spannschloß; *p* Gabel mit Langloch zum Anschluß des Handlüftgestänges an den Bremshebel. *I – II – III* feste Drehpunkte der Bremse.

Abb. 303: Entleerbremse zum Greiferhubwerk einer Führerstandslaufkatze von 5 t Tragkraft. Die Bremse ist als Schlingbandbremse ausgebildet und wird vom Führerstand aus mittels eines Handhebels bedient. Scheibendurchmesser: 600 mm.

c) Sonstige Bremsen.

1. Kegel-, Scheiben- und Lamellenbremsen.

Sie entsprechen in ihrer Wirkung den gleichnamigen Reibungskupplungen und kommen als selbständige Bremsen im Hebezeugbau nicht in Betracht. In Verbindung mit einem Sperrwerk sind sie jedoch ein wesentlicher Bestandteil der Lastdruckbremsen (s. S. 131), bei denen sie durch den von der Last hervorgerufenen Längsdruck der Bremswelle betätigt werden.

Kegelbremse (Abb. 304). Der auf der Welle sitzende Vollkegel wird durch den Längsdruck P (z. B. den Zahndruck eines Schneckengetriebes) in den beim Lasthalten und Bremsen stillstehenden Hohlkegel gedrückt.

Bezeichnen mit Bezug auf Abb. 304 γ den halben Kegelwinkel und R den mittleren Halbmesser der Reibflächen, so ist das Reibungsmoment der Bremse:

$$M_r = W_r \cdot R = U \cdot R = N \cdot \mu \cdot R = P \cdot \frac{\mu}{\sin \gamma} R \quad \text{kgcm} . \qquad (173)$$

Halber Kegelwinkel $\gamma = 20$ bis $28°$. Reibungszahl bei gefetteter Bremsfläche $\mu = 0{,}10$ bis $0{,}15$. Die Kegelbreite b ist durch den zulässigen Flächendruck zwischen Voll- und Hohlkegel bestimmt.

$$\sigma = \frac{N}{b \cdot 2R\pi} \text{ kg/cm}^2;$$

$$N = \frac{P}{\sin\gamma} \text{ (Abb. 305).}$$

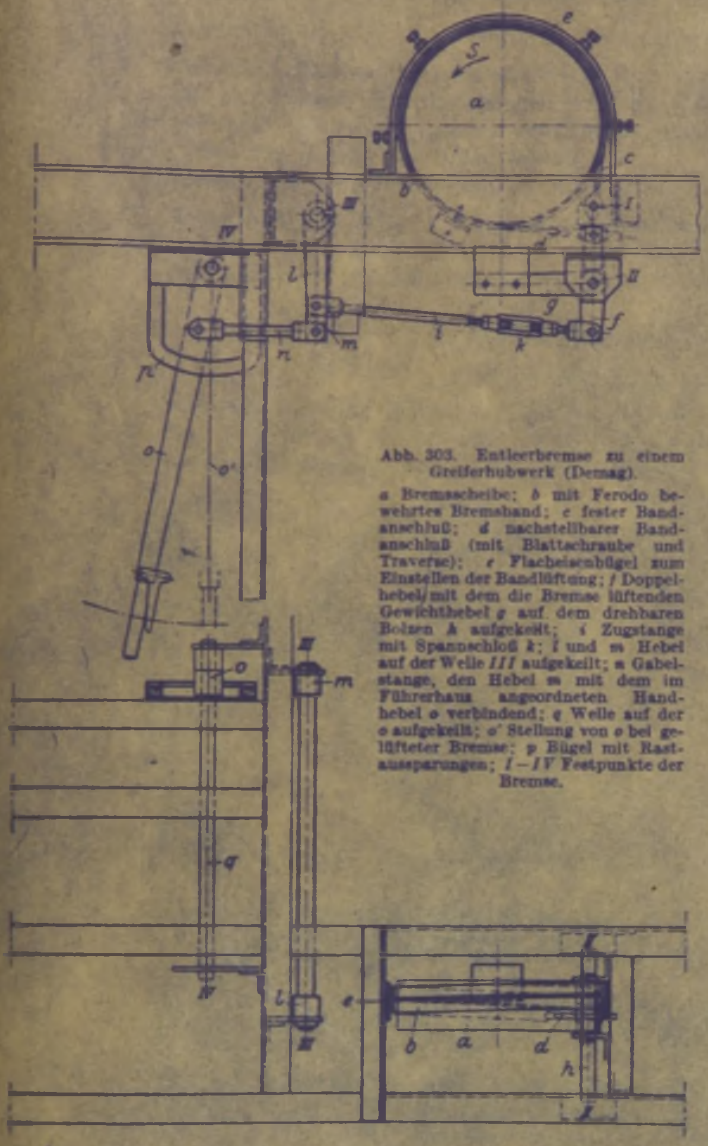


Abb. 303. Entleerbremse zu einem Greiferhubwerk (Demag).

a Bremsscheibe; *b* mit Ferodo bewehrtes Bremsband; *c* fester Bandanschluß; *d* nachstellbarer Bandanschluß (mit Blattschraube und Traverse); *e* Flacheisenbügel zum Einstellen der Bandlüftung; *f* Doppelhebel, mit dem die Bremse lüftenden Gewichthebel *g* auf dem drehbaren Bolzen *h* aufgekeilt; *i* Zugstange mit Spannschloß *k*; *l* und *m* Hebel auf der Welle *III* aufgekeilt; *n* Gabelstange, den Hebel *m* mit dem im Führerhaus angeordneten Handhebel *o* verbindend; *q* Welle auf der *o* aufgekeilt; *o'* Stellung von *o* bei gelüfteter Bremse; *p* Bügel mit Rastaussparungen; *I–IV* Festpunkte der Bremse.

Scheibenbremse. Wird der Winkel γ der Kegelbremse $90°$ ($\sin\gamma = 1$), so geht diese in eine einfache Scheibenbremse (Abb. 306) über. Reibungsmoment:

$$M_r = W_r \cdot R = U \cdot R$$
$$= P\mu \cdot R \ldots \text{ kgcm}. \quad (174)$$

Lamellenbremse (Abb. 307). In dem feststehenden Gehäuse *1* sind die Scheiben (Lamellen) *2* durch Keile, Nasen oder Stifte gegen

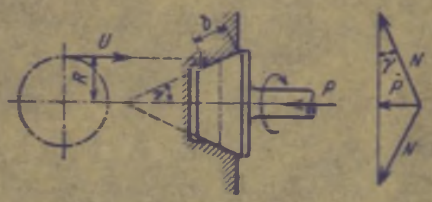


Abb. 304 und 305. Kegelbremse.

Drehen gesichert, während die Scheiben *3* auf der Welle aufgekeilt sind und mit dieser umlaufen.

Durch den Längsdruck P der Welle werden die Scheiben gegeneinander gepreßt, und es wird ein Reibungswiderstand hervorgerufen, der, der Zahl der Reibflächen entsprechend, um ein Vielfaches größer ist als der Reibungswiderstand der Scheibenbremse. Die Zahl der Reibflächen ist doppelt so groß als die Zahl der umlaufenden Lamellen.

Bezeichnet z die Zahl der Reibflächen, so ist das durch den Längsdruck P erzeugte Reibungsmoment:

$$M_r = W_r \cdot R \geq U \cdot R = z \cdot P\mu \cdot R \ldots, \text{ kgcm}. \quad (175)$$

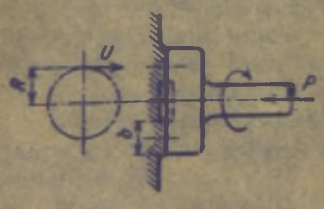


Abb. 306. Scheibenbremse.

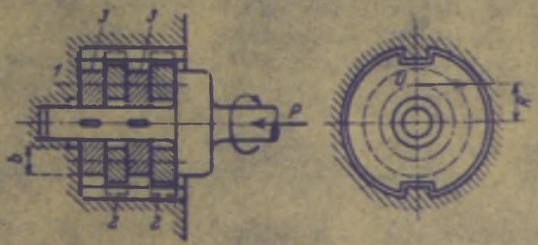


Abb. 307. Lamellenbremse.

Werkstoff der Scheiben: Stahl (St 70 · 11) und Gußbronze (GBz 20). Reibflächen sauber bearbeitet und geschmiert ($\mu \approx 0{,}1$). Als umlaufende Scheiben werden statt der Bronzescheiben auch Stahlscheiben verwendet, die beiderseits mit Ferodofibre belegt sind.

Flächendruck: $\sigma = \frac{P}{i \cdot F}$, wobei F die ringförmige Bremsfläche in cm² bedeutet.

Zulässiger Flächendruck: $\sigma = 4$ bis 8, im Mittel 6 kg/cm².

Bei elektrischen Kleinhebezeugen wird die Lamellenbremse auch als Senkbremse benutzt. Da während des Senkvorganges erhebliche Arbeitsmengen in Wärme übergeführt werden, so läßt man die Bremse im Ölbad laufen.

Alsdann: $\mu = 0{,}03$ bis 0,05, im Mittel 0,04.

Bezeichnet $v = \frac{2 R \pi \cdot n}{60}$ ... m/sek die Gleitgeschwindigkeit, so ist die zulässige Belastung der Bremse $\sigma \cdot v \leq 30$.

Bei schlechter Wärmeableitung ist dieser Wert bis herab auf $^1/_3$ zu vermindern.

2. Sperradbremsen (Lüftbremsen).

α) Sperradbremsen und Zahngesperre.

Abb. 308 zeigt die meist angewendete Bauart mit außen verzahntem Sperrad.

Das Sperrad *a* ist auf der Welle aufgekeilt, während die Bremsscheibe *b* lose auf ihr sitzt. Die Bremse wird durch ein Gewicht *c* angezogen und durch den Bremshebelhandgriff gelüftet. Die um die halbe Teilung zueinander versetzten Sperrklinken *d* sitzen auf den, an der Bremsscheibe befestigten Bolzen *e* und werden durch Spiralfedern *f* in Eingriff gehalten.

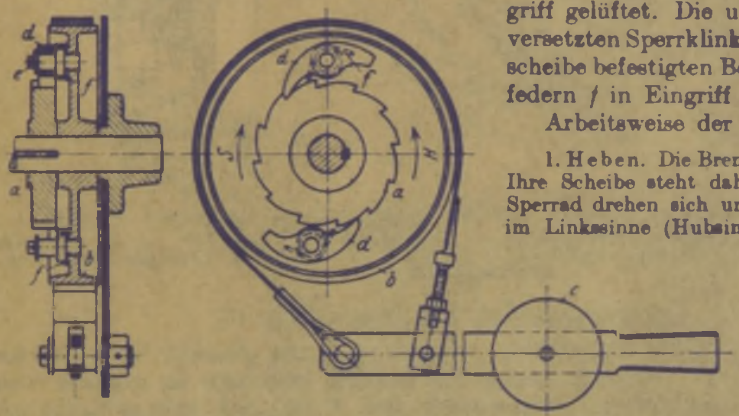


Abb. 308. Normale Sperradbremse für Handkabelwinden (Piechatsek).
a Sperrad; *b* Bremsscheibe; *c* Belastungsgewicht; *d* Sperrklinken; *e* Bolzen zu *d*, an *b* angeschraubt; *f* Spiralfedern, den Klinkeneingriff erzwingend.

Arbeitsweise der Bremse (Abb. 308).

1. Heben. Die Bremse ist durch das Gewicht angezogen. Ihre Scheibe steht daher still. Die Bremswelle mit dem Sperrad drehen sich unter dem Einfluß der Antriebskraft im Linkssinne (Hubsinne) und die Zähne des Sperrades laufen unter den Klinken durch.

2. Lasthalten. Die Antriebskraft des Windwerks hört auf. Die Bremswelle wird durch den Lastzug um einen kleinen Betrag (die halbe Sperradteilung) im Senksinne gedreht, bis der nächste Sperradzahn sich an die eine Klinke anlegt. Da die Bremse angezogen ist, so wird die Last vermittels der Klinke abgestützt und ihr Niedergang verhindert.

3. Senken. Der gewichtbelastete Bremshebel wird gelüftet. Sperrad und Bremsscheibe bleiben durch die Klinke gekuppelt und drehen sich mit der Welle im Senksinn (Rechtssinn Abb. 308).

Die Senkgeschwindigkeit der Last ist durch mehr oder weniger starkes Lüften der Bremse regelbar.

Die Sperradbremse ist nicht vollkommen betriebssicher, da bei ungeschickter Handhabung (zu starkem Lüften) die Last freigegeben wird und abstürzen kann. Sie wird deshalb vielfach in Verbindung mit einer Fliehkraftbremse (s. S. 133) angewendet.

Das beim Lastheben auftretende klappernde Geräusch der Sperradklinken wird dadurch vermieden, daß man die Klinken durch ein Reibzeug steuert. Siehe Abb. 261, S. 108.

Zur Erhöhung der Sicherheit und um den Klinkengleitweg auf die Hälfte zu verringern, sieht man zweckmäßig zwei um die halbe Zahnteilung zueinander versetzte Klinken vor.

Die Bremse wird am besten als einfache Bandbremse ausgeführt. Ist man bei Handwinden mit dem Scheibendurchmesser begrenzt und wird das während des Senkens anzuhebende Belastungsgewicht zu schwer, so macht man, um dieses zu vermindern, auch von der Differentialbremse Gebrauch. Diese hat jedoch einen sehr kleinen Lüftweg und erschwert daher das Regeln der Senkgeschwindigkeit.

Bei den Sperradbremsen mit innen verzahntem Sperrad (Abb. 309) werden die Sperradzähne am Bremsscheibenkranz angegossen. Diese Bremsen erhalten stets durch ein Reibzeug gesteuerte Klinken.

Die für Handwinden und Bremsmomente von 2000 bis 3000 kgcm in Frage kommende Innensperradbremse, Abb. 309, hat zwei Klinken, die an einem, auf der Welle aufgekeilten doppelarmigen

Hebel angeordnet sind. Die Klinkenbolzen sind dadurch auf Biegung entlastet, daß der Klinkendruck das hintere runde Klinkenteil gegen eine entsprechend gehaltene Aussparung in dem gußeisernen Doppelhebel preßt.

Das Reibzeug zum Steuern der Klinken besteht aus einer Scheibe, die durch eine Spiralfeder axial gegen die Bremsscheibe gedrückt wird. Diese Reibscheibe ist durch Schleppfedern mit den Klinken verbunden.

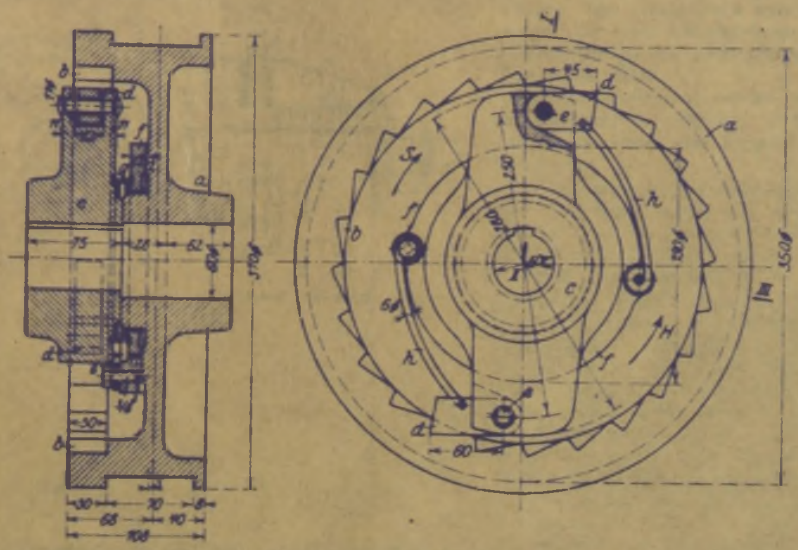


Abb. 309. Sperradbremse mit innen verzahntem Sperrad und gesteuerten Klinken (Weismüller).

a Bremsscheibe, lose auf der Welle sitzend; *b* Sperradzähne, an *a* angegossen; *c* Doppelhebel, auf der Welle aufgekeilt; *d* Klinken, an *c* drehbar angeordnet; *e* Klinkenbolzen; *f* Reibring; *g* Spiralfeder, *f* gegen *a* pressend; *h* Schleppfedern, an *f* und *d* gelenkig angeordnet.

β) Lüftbremsen mit Reibungsgesperre.

Sie werden verhältnismäßig selten angewendet. Als Bremsen für motorische Hubwerke (bei Drehkranen) erhalten sie stets zwei Klinken mit innerem Eingriff, die an ihrer Reibfläche mit Ferodofibre belegt werden (Abb. 263, S. 109). Diese Ausführung zieht man dem keilnutenförmigen Klinkeneingriff (Abb. 264, S. 109) vor.

Ausführungen von Reibungsklinkenbremsen siehe: Volk, Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, 8. Heft, S. 61 ff.

3. Lastdruckbremsen.

Die Lastdruckbremsen stellen, ebenso wie die Sperradbremsen, eine Vereinigung von Sperrwerk und Bremse dar. Sie werden durch den abwärts wirkenden Lastzug des Windwerks betätigt und hauptsächlich bei den von Hand betriebenen Flaschenzügen und Winden (siehe Abschnitt D.) angewendet. Vorteile: Selbsttätiges Arbeiten, einfache Bedienung und große Betriebssicherheit. Diesen Vorteilen steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die Last zwangläufig durch Rückwärtskurbeln bzw. Herabhaspeln gesenkt werden muß, was einen entsprechenden Arbeits- und Zeitaufwand erfordert.

Bei elektrischen Hebezeugen ist ihre Verwendung auf Kleinhebezeuge mit Motorleistungen bis etwa 6 PS beschränkt.

4. Sicherheitskurbeln.

Bei Handwinden mit Stirnräderübersetzung gefährden die während des Lastsenkens herumschlagenden Kurbeln die Bedienungsmannschaft.

Man führt daher die Kurbelwelle ausrückbar (axial verschiebbar) aus, so daß sie während des Senkvorganges stillgelegt ist. Die hierbei an der Winde vorzunehmenden Handgriffe erfordern jedoch seitens des Arbeiters eine gewisse Aufmerksamkeit und vermindern die Betriebssicherheit. Man verwendet deshalb bei Zahnstangenwinden und Räderwinden mit einfacher Stirnräderübersetzung die Sicherheitskurbeln, die einfach in der Bedienung sind und volle Betriebssicherheit gewährleisten.

a) Sicherheitskurbeln mit zwangläufigem Lastsenken (einfache Sicherheitskurbeln).

Die „einfache Sicherheitskurbel" (Abb. 310) entspricht in baulicher Hinsicht der Gewinde-Lastdruckbremse, nur tritt bei ihr an Stelle des Ritzels mit der Druckscheibe die Kurbel. Das Ritzel selbst ist auf der Kurbelwelle aufgekeilt.

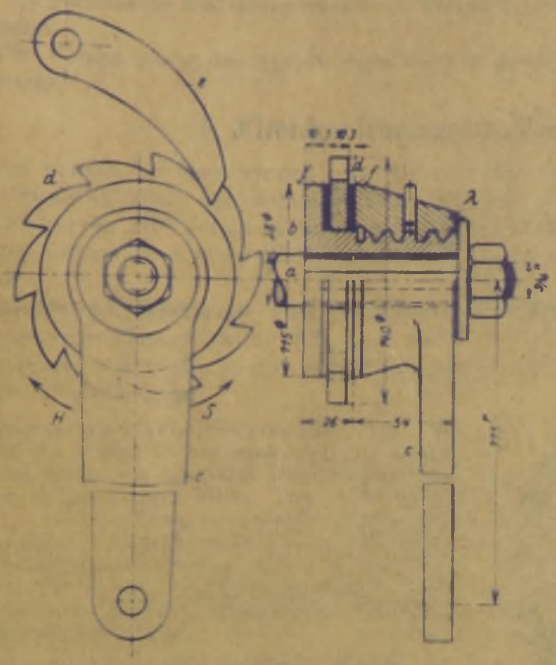


Abb. 310. Sicherheitskurbel an einer Zahnstangenwinde von 20 t Tragkraft (Blechabzug).

a Antriebwelle, *b* Gewinderitzel mit Druckscheibe auf dem Vierkant der Welle sitzend, *c* Handkurbel, auf dem Gewinde von *b* sitzend, *d* Sperrad, lose auf *b* sitzend, *e* Sperrklinke, *f* Lederne Reibscheiben.

Der am Ritzel wirkende Rücktrieb der Last ruft im Gewinde einen Längsdruck hervor, durch den Kurbel, Sperrad und Welle miteinander gekuppelt werden. Der Längsdruck wird vermittels eines Stellringes oder einer Druckscheibe von der Welle selbst aufgenommen und geht daher nicht weiter in das Triebwerk über.

Beim Lastheben werden die gekuppelten Teile im Rechtssinne gedreht, wobei die Sperradzähne unter der stets im Eingriff befindlichen Klinke fortgleiten.

Bei Aufhören der Antriebkraft werden sie durch den Lastdruck etwas im entgegengesetzten Sinne gedreht, bis der nächste Sperradzahn an der Klinke anliegt und die Last festgehalten ist.

Zum Lastsenken wird die Kurbel im Linkssinne (Senksinn) gedreht und um den einstellbaren Lüftbetrag nach rechts verschoben. Hierdurch wird der Reibungsschluß aufgehoben und die Last geht nieder. Sobald jedoch die Geschwindigkeit der Bremswelle größer als die Geschwindigkeit der stets im Senksinne gedrehten Kurbel wird, wird diese wieder gegen die Sperrscheibe gepreßt und die Bremse wird so lange angezogen, bis Kurbel und Welle wieder gleiche Winkelgeschwindigkeit haben.

Bei diesem zwangläufigen Lastsenken wird keine Bremsarbeit geleistet, da durch das Rückwärtsdrehen der Kurbel nur ein ständiges Lüften und Schließen der Bremse entsteht.

Um eine sichere Bremswirkung beim Lastniedergang zu erreichen, ist es Bedingung, daß bei Vorlaufen der Welle gegenüber der Kurbel die zum Schließen der Bremse erforderliche Relativbewegung der Schraubenmutter (Kurbelnabe) zur Spindel gewahrt ist. Das Moment der Gewindereibung muß daher wesentlich kleiner als das der Kurbelmasse sein. Eine etwaige Vergrößerung der Kurbelmasse durch Anordnung eines Gegengewichtes hat einen gleichförmigeren Umlauf der drehenden Teile und eine gleichmäßigere Bremswirkung zur Folge.

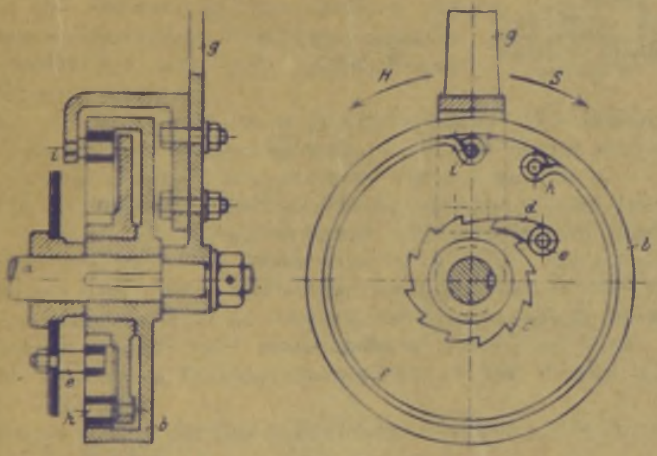


Abb. [illegible] Sicherheitskurbel mit Lüftbremse.

a Kurbelwelle, *b* Bremsscheibe auf *a* aufgekeilt, *c* Sperrad, lose auf der Nabe von *b* sitzend, *d* Kurbel, *e* Klinkenbolzen, am Windengestell befestigt, *f* Spreizband, *g* Handkurbel, lose auf *a* sitzend, *h* Befestigung des Spreizbandes an der Kurbelscheibe, *i* Befestigung an der Kurbel.

β) Sicherheitskurbeln mit Lüftbremse.

Sie stellen eine Vereinigung von Kurbel, Bremse und Sperrwerk dar und erfordern — im Gegensatz zur „einfachen Sicherheitskurbel" — kein zwangläufiges Senken der Last. Die als Bremshebel dienende Kurbel wird beim Lastsenken um einen kleinen Betrag rückwärts gedreht, und die Bremse gelüftet. Durch mehr oder weniger starkes Lüften der Bremse ist die Senkgeschwindigkeit beliebig — bis zum Freifall der Last — regelbar. Damit bei unsachgemäßer Bedienung ein Abstürzen der Last vermieden wird und die Senkgeschwindigkeit innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt, werden diese Sicherheitskurbeln mit einer Fliehkraftbremse (s. S. 133) vereinigt.

Bei der Sicherheitskurbel, Abb. 311, ist die Bremse eine Spreizbandbremse, deren hohlzylindrische Scheibe auf der Welle aufgekeilt ist. Das Sperrad hat eine seitlich angegossene

Scheibe und sitzt lose auf der Bremsscheibennabe. Seine Klinke ist am Windengestell drehbar angeordnet. Das Spreizband ist mit Vorspannung in die Scheibe eingesetzt. Es ist einerseits an der Sperradscheibe und andererseits am Hebel der lose auf der Welle sitzenden Kurbel gelenkig befestigt.

Die Vorspannung des Spreizringes wird so groß gewählt, daß seine Reibung zum Lasthalten ausreicht.

5. Fliehkraftbremsen (Zentrifugalbremsen).

Sie werden bei Handwinden mit Stirnräderübersetzung angewendet und haben die Aufgabe, die Geschwindigkeit der sinkenden Last bei voll geöffneter Bremse selbsttätig zu regeln und das Absturzen der Last zu verhindern. Die Fliehkraftbremse wird meist in Verbindung mit einer Sperradbremse oder einer Sicherheitskurbel angewendet und kann mit diesen baulich vereinigt werden.

Beckersche Fliehkraft- oder Geschwindigkeitsbremse. Sie ist die bekannteste und meist angewendete Bauart (Abb. 312), und stellt eine Innenbackenbremse mit sichelförmigen Fliehkraftklötzen dar.

Bauart und Arbeitsweise (Abb. 312). Die Spiralfeder i wird so bemessen, daß die Bremse bei der kleineren Umlaufzahl während des Lasthebens außer Eingriff bleibt. Tritt während des Senkens eine unzulässig hohe Geschwindigkeit auf, so schlagen die Fliehkraftklötze aus, überwinden die Federkraft und drücken gegen die hohlzylindrische Fläche der festen Bremsscheibe, an der sie den zum Bremsen erforderlichen Reibungswiderstand hervorrufen.

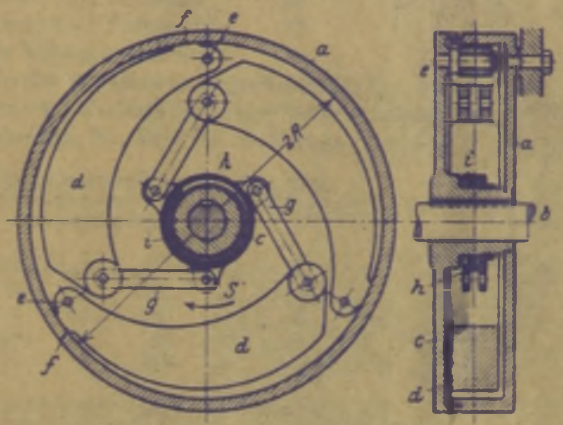


Abb. 312. Fliehkraftbremse Bauart Becker.

a hohlzylindrische Bremsscheibe, am Windengestell befestigt; b Bremswelle; c Planscheibe, auf b aufgekeilt; d Fliehklötze, deren Drehpunkte e an c angeordnet; f Reibfläche der Fliehklötze; g Zugstangen, die Fliehklötze mit dem Ring h verbindend; i Spiralfeder, einerseits an der Nabe von c, andererseits an h befestigt.

Die Drehzahl, bei welcher die Bremswirkung eintreten soll, ist von der Federkraft bzw. der Bemessung der Feder innerhalb gewisser Grenzen abhängig und einstellbar. Auch lassen sich durch geeignete Wahl des Bremsscheibendurchmessers, des Klotzgewichtes und der Hebelübersetzung der Fliehkraftklötze sehr verschiedene Bremswirkungen erzielen.

Da die Bremskraft an der hohlzylindrischen Bremsfläche mit dem Quadrat der Umlaufgeschwindigkeit der Bremswelle steigt, so ist die Bremse sehr wirksam und ermöglicht, die Drehzahl in engen, vorher bestimmbaren Grenzen zu halten.

Ein erheblicher Nachteil der Fliehkraftbremse besteht darin, daß die Drehzahl der Bremswelle und damit die Senkgeschwindigkeit mit abnehmender Last kleiner wird, während das umgekehrte erwünscht ist. Dieser Nachteil läßt sich baulich nicht vermeiden.

Wegen ihrer kleinen Reibflächen kann die Bremse nur kleine Reibungsleistungen aufnehmen und ist daher in ihrer Anwendung auf Handhebezeuge beschränkt, bei denen sie auf der Antriebswelle (Kurbel- oder Haspelradwelle) angeordnet wird.

Die Becker-sche Fliehkraftbremse wird in fünf Größen mit 250, 300, 350, 400 und 500 mm Dmr. hergestellt.

Wegen der mit der Zeit auftretenden Abnutzung erhalten die Klötze zweckmäßig auswechselbare Schleifbacken.

Der Reibungswiderstand läßt sich durch keilnutenförmigen Eingriff der Klötze steigern.

Literatur.

Kammerer: Versuche mit einer elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse der Firma E. Becker, Berlin-Reinickendorf. Z. d. V. I. 1912, S. 1925.
Kleinn: Die Bremskräfte bei Backenbremsen für Hebemaschinen. Maschinenkonstrukteur 1928, Nr. 2 u. 3.
Siebeck: Systematische Untersuchung und Berechnung der Bandbremsen. Z. d. V. I. 1910, S. 630.
Reibung zwischen Rad und Bremsklotz. Z. d. V. I. 1929, S. 1208.

XV. Laufräder und Laufrollen.

Fahrbahnschienen. Die Räder laufen entweder unmittelbar auf dem waagerechten Obergurt oder auf den schrägen Unterflanschen von I-Trägern.

In den meisten Fällen werden jedoch besondere Schienen angewendet, die auf den Fahrbahnträgern befestigt werden. Werkstoff der Schienen: St 37 · 12 oder St 60 · 31.

Abb. 313.

Als Schienen kommen für den Kranbau in Betracht:

1. Flacheisenschienen (Abb. 313) mit den normalen Abmessungen nach Tabelle 34. Diese Schienen werden auch mit oben abgerundeten oder abgekanteten Ecken oder mit gewölbter Oberfläche geliefert.

Tabelle 34. Laufkranschienen (Abb. 313)[1].

Breite b mm	Höhe h mm	Querschnitt F cm²	Gewicht g kg/lfd. m
50	25	12,5	9,81
50	30	15	11,70
50	40	20	15,60
60	30	18	14,02
60	40	24	18,70

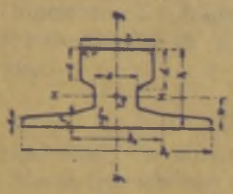


Abb. 314.

2. Laufkranschienen (Sonderprofile für den Kranbau). Tabelle 35 (Abb. 314) gibt die Abmessungen und Querschnittswerte der am meisten angewendeten Profile Nr. 1 bis 4 mit den Schienennummern 5000 bis 5003 des Stahlwerksverbandes. Abmessungen der sonstigen Kranschienen Nr. 5004 bis 5009 siehe „Eisen im Hochbau"[1].

Tabelle 35. Laufkranschienen (Abb. 314).

Profil Nr.	Abmessungen mm											Gewicht g kg/lfd. m
	h	b	c	d	s	r	b_1	b_2	e	t	g	
1	55	45	20	23,5	24	3	125	54	8	11	14,5	22,5
2	65	55	25	28,5	31	4	150	66	9	12,5	17,5	32,2
3	75	65	30	34	38	5	175	78	10	14	20	43,8
4	85	75	35	39,5	45	6	200	90	11	15,5	22	57

Querschnittsfunktionen und größte Raddrücke.

Profil Nr.	Querschnitt F cm²	Schwerpunkt-Abstand η mm	Trägheitsmomente J_x cm⁴	Trägheitsmomente J_y cm⁴	Widerstandsmomente W_x cm³	Widerstandsmomente W_y cm³	Größter Raddruck in kg bei k ... kg/cm² 40	50	60	Laufraddurchmesser D mm
1	28,7	22,7	94,05	182,4	29,12	29,18	6240	7800	9360	400
2	41,01	26,8	180,4	352,6	47,2	47	11280	14100	16920	600
3	55,8	30,6	328,6	646,12	74	73,8	17600	22000	26400	800
4	72,6	35,2	523,4	988,7	105,1	98,87	25200	31500	37800	1000

3. Eisenbahnschienen. Abb. 315 und 316 geben die Abmessungen der Schienen Preußen Nr. 6 und 7 der Deutschen Reichsbahn mit den Nummern 2105 und 2159 des Stahlwerkverbandes. Tabelle 36: Querschnittswerte und Einheitsgewichte dieser Schienen.

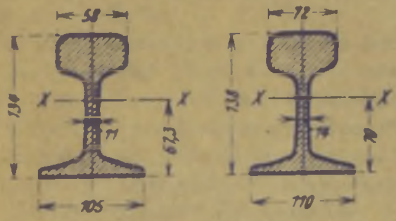


Abb. 315 und 316.

Tabelle 36. Eisenbahnschienen (Abb. 315 und 316).

Schienen Nr.	Figur Nr.	Querschnitt F cm²	Gewicht g kg/lfd. m	Trägheitsmoment J_x cm⁴	Widerstandsmoment W_x cm³
6	315	42,6	33,4	1040	154
7	316	52,3	41,0	1350	193

Werkstoff der Laufräder. Je nach der Antriebsart (von Hand oder motorisch), Raddruckgröße, Fahrgeschwindigkeit und Betriebsanstrengung (s. S. 1) werden die Laufräder aus Gußeisen (Ge 21 · 91), Hartguß oder Stahlguß (Stg 38 · 81 bis Stg 60 · 81) hergestellt. Bei größerem Raddruck und schwerem Betrieb (z. B. bei Hüttenwerkskranen) Ausführung des Radkörpers aus Stahlguß mit warm aufgezogenem Stahlreifen.

Zulässiger Raddruck. Der größte Raddruck, für den die Laufräder eines Fahrwerks bemessen werden, ist aus der ungünstigsten Belastungsart zu ermitteln.

Im allgemeinen sind große Laufraddurchmesser, die kleine Fahrwiderstände ergeben, anzustreben.

[1] Stahlwerks-Verband A.-G.: „Eisen im Hochbau". Berlin: Julius Springer 1928.

Bezeichnen (Abb. 320, S. 136) D den Laufraddurchmesser in cm, b die Schienenbreite in cm, r den Abrundungshalbmesser des Schienenkopfes in cm (Abb. 314) und k die Beanspruchungszahl des Laufrades in kg/cm², so ist der zulässige Raddruck:

$$_{max}P = D \cdot (b - 2r) \cdot k \ldots \text{kg} \quad (176)$$

Die zulässige Beanspruchungszahl ist von der Fahrgeschwindigkeit und der Betriebsanstrengung abhängig. Es kann gesetzt werden für:

Gußeisen (Ge 21 · 91) auf Stahl $k = 15$ bis 40 kg/cm².
Hartguß[1] „ „ $k = 40$ „ 60 „
Stahlguß (Stg 38 · 81) „ „ $k = 40$ „ 60 „

Wesentliches Überschreiten der angegebenen Werte hat bei flott arbeitenden Kranen und bei größerer Fahrgeschwindigkeit vorzeitiges Abnützen der arbeitenden Laufradfläche zur Folge.

Gußeiserne Laufräder kommen nur für von Hand bediente Krane und wenig angestrengte elektrische Krane (z. B. Maschinenhaus-Laufkrane) in Frage. Sonst allgemein Stahlguß oder Hartguß.

a) Laufräder für I-Trägerbahnen.

Laufräder, die unmittelbar auf dem Obergurt von I-Trägern fahren, werden nur bei den von Hand betriebenen Laufkatzen angewendet.

Laufräder mit beiderseitigem Spurkranz (Abb. 317) werden zum Anpassen an verschiedene Träger-Flanschbreiten mit einem veränderlichen Zwischenstück ausgeführt.

Die angetriebenen Laufräder erhalten einen angegossenen Zahnkranz (Abb. 318).

Die für die Obergurtlaufkatzen verwendeten Laufräder mit beiderseitigem Spurkranz laufen stets lose auf den, in den Katzenschilden festgestellten Bolzen.

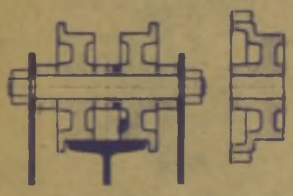


Abb. 317 und 318.

Die auf den schrägen Unterflanschen der I-Träger rollenden Laufräder werden stets paarweise angeordnet und bei waagerechtem Laufradbolzen mit einem der I-Flanschneigung entsprechenden kegeligem (schwach balligem) Kranzprofil (Abb. 319) ausgeführt.

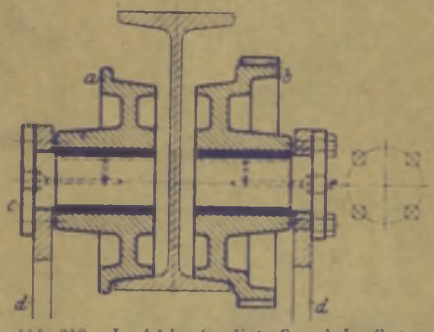


Abb. 319. Laufräder für Unterflansch-Laufkatzen (Demag).

a Laufräder ohne, *b* mit Zahnkranz, *c* Bolzen, an den Windenschilden *d* befestigt, *e* Stauffertbüchse.

Flanschneigung der I-Träger: 14 %. Entsprechender Neigungswinkel zur Waagerechten: $\alpha \approx 8°$.

Die Laufräder sitzen lose auf den in den Windenschilden fest angeordneten Bolzen und haben in Rücksicht auf das Befahren von Krümmungen etwas Längsspiel.

Berechnung der fliegend angeordneten Bolzen nach den Angaben S. 56.

Die auf Biegung und Zug beanspruchten Windenschilde sind kräftig zu halten und, wenn nötig, zu versteifen.

Bei Handlaufkatzen werden die Laufräder in Gußeisen und ohne Rotgußbüchsen hergestellt. Es werden in der Regel zwei, auf einer Trägerseite befindliche Räder durch ein gemeinsames Ritzel angetrieben und mit einem Zahnkranz ausgeführt.

Elektrische Laufkatzen erhalten Stahlgußräder mit Rotgußbüchsen (Abb. 319).

Wird der Laufradbolzen parallel zur Flanschneigung der I-Trägerbahn angeordnet, so erhalten die Laufräder zylindrische (schwach ballige) Form, die Ausführung hat jedoch den Nachteil, daß sich der Antrieb der Laufräder umständlicher gestaltet.

b) Laufräder für Flacheisen-, Laufkran- und Eisenbahnschienen.

Die gußeisernen Laufräder der auf Flacheisen- oder Laufkranschienen fahrenden Handlaufkatzen erhalten einseitigen oder beiderseitigen Spurkranz (Abb. 320). Sie werden meist auf der Welle aufgekeilt, die durch ein Stirnradervorgelege angetrieben wird.

Bei den elektrischen Kranlaufwinden (bis etwa 20 t Tragkraft) werden die aus Hartguß[1] oder Stahlguß gefertigten Laufräder ebenfalls auf der Welle aufgekeilt (Abb. 320). Meist wendet

[1] Fried. Krupp, A.-G., Grusonwerk, Magdeburg.

man jedoch, die Ausführung Abb. 323, S. 137. an, bei der der Laufradbolzen durch Achshalter festgestellt ist und das Laufrad zwei Rotgußbüchsen erhält.

Die Laufräder für die elektrisch betriebenen Laufkatzen und Krane sind nach DIN 4004 bis 4009 genormt.

Die am meisten angewendete Bauart ist die nach Abb. 323 mit zweiseitigem Spurkranz und gleichseitiger oder ungleichseitiger Nabe.

Die angetriebenen Laufräder dieser Bauart erhalten bei kleinem Durchmesser ($D = 200$ bis 300 mm) ein auf der Laufradnabe aufgekeiltes Zahnrad (Abb. 321).

Bei größerem Durchmesser wird an dem Laufrad ein gegen dieses zentrierter Zahnkranz angeschraubt (Abb. 325). Die Befestigungsschrauben werden durch Scherringe (Abb. 326) gegen Abscheeren entlastet. Die Zahl der Scherringe (mindestens zwei) hängt von der Belastung ab.

Die Bolzen der mit Rotgußbüchsen versehenen Laufräder sind in Profileisen, meist [-Eisen gelagert und werden durch Achshalter (s. S. 61) festgestellt. Die Bolzen werden auf Biegung und zulässigen Flächendruck gerechnet. Für die Berechnung ist nur der größte Raddruck $_{max}P$

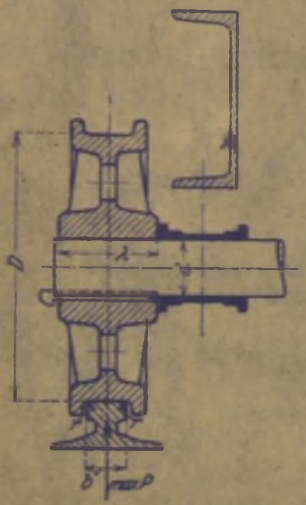


Abb. 320. Auf der Achse aufgekeiltes Laufrad.

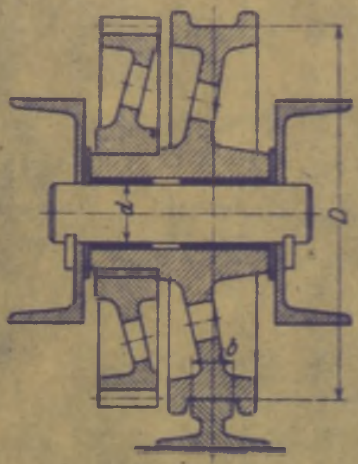


Abb. 321. Laufrad mit aufgekeiltem Zahnrad nach DIN 4005.

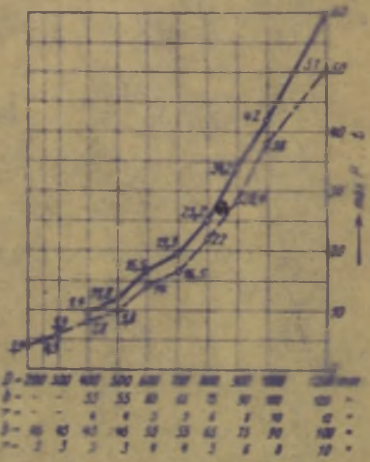


Abb. 322. Zulässige Raddruckdrucke der genormten Laufräder für Profil I (Laufkranschienen nach Tabelle 35, S. 134).

maßgebend. Der bei den angetriebenen Laufrädern noch als Biegekraft auftretende Zahndruck kann vernachlässigt werden.

Berechnung der Laufradbolzen s. S. 57.

Laufrädernormen: DIN 4004: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.
DIN 4005: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.
DIN 4006: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und gleichseitiger Nabe.
DIN 4007: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und gleichseitiger Nabe.
DIN 4008: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.
DIN 4009: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.

Tabelle 37, S. 137 (Abb. 323 bis 326) gibt die Abmessungen der nach DIN 4009 genormten Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.

Abb. 322 gibt die zulässigen Raddrucke der nach DIN 4004 bis 4009 genormten Laufräder für Profil I, Stg 38·81 und für $k = 50$ kg/cm².

Die Laufräder lasse man nicht unmittelbar gegen die Lagerbleche bzw. [-Eisenstege laufen, sondern ordne beiderseits von ihnen je ein Schleißblech an.

Schmierung der Laufradbüchsen nach den S. 62 für feststehende Bolzen und Achsen gemachten Angaben.

Die Laufräder der normalspurigen fahrbaren Drehkrane erhalten wegen des Befahrens von Weichen und Krümmungen das gleiche Kranzprofil wie die Eisenbahnräder. Diese Räder sind in der Regel auf den Achsen aufgekeilt, von denen eine oder beide angetrieben werden.

Sonderausführungen: Abb. 327 und 328, S. 138, zeigen ein Laufrad von 1000 mm Durchm., wie es für den angestrengten Betrieb der Hüttenwerkskrane ausgeführt wird. Der aus Sonderstahl gefertigte Radkranz ist auf dem Stahlgußkörper des Laufrades warm aufgezogen.

Tabelle 37. Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe. DIN 4009. (Abb. 323 bis 326.)

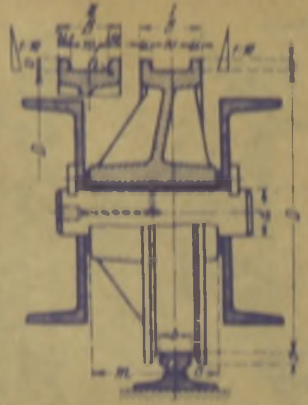


Abb. 323 und 324. Laufrad ohne Zahnkranz nach DIN 4009.

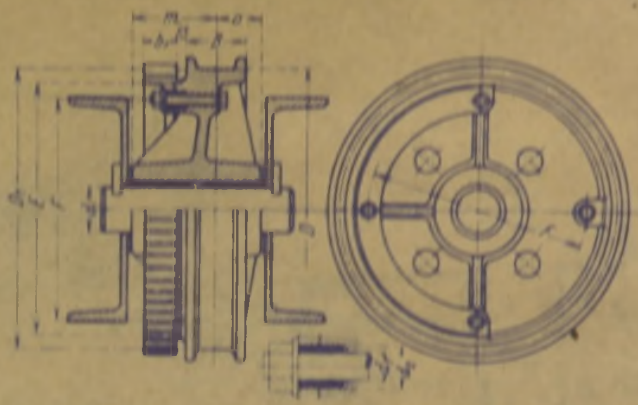


Abb. 325 und 326. Laufrad mit angeschraubtem Zahnkranz nach DIN 4009.

Maße in mm.

Laufraddurchmesser D	Schienenbreite Profil I	Schienenbreite Profil II	Bolzendurchmesser d		Spurkranz B	Spurkranz v	Spurkranz Profil I u	Spurkranz Profil I w	Spurkranz Profil II u_1	Spurkranz Profil II w_1	Spurkranz Profil II r_1	Nabe m	Nabe o	Zahnkranz Zähnezahl Modul	Zahnkranz Teilkreisdurchmesser D_1	Zahnkranz Zahnbreite b_1	Zahnkranz Zentrierkreisdurchmesser E	Schrauben Anzahl Stärke	Schrauben Lochkreisdurchmesser F	Scherring d_1 / d_2
400	45 55	58	60 70	70 80	100	15	22,5 17,5	55 65	17	66	12	140	70	50 8	400	55	350	4 5/8"	300	18 28
500	45 55	58	70 80	80 90	105	20	25 20	55 65	19,5	66	12	150	80	50 10	500	60	450	4 5/8"	390	18 28
600	55 65	72	80 90	90 100	115 125	20	25	65 75	22,5	80	12	160	90	60 10	600	65	550	6 5/8"	490	18 28
700	55 65	72	90 100	100 110	120 130	25	27,5	65 75	25	80	12	170	100	70 10	700	70	650	6 5/8"	580	18 28
800	65 75	72 72	100 110	110 125	130 140	25	27,5	75 85	25 29	80 82	12 12	180	110	68 12	816	75	750	6 3/4"	680	22 35
900	75 90	72	110 125	125 140	140 155	25	27,5	85 100	29	82	12	200	120	76 12	912	90	830	6 3/4"	770	22 35
1000	90 100		125 140	140 160	160 170	27,5	30	100 110				220	130	72 14	1008	100	930	6 7/8"	850	25 40
1200	100 120		140 160	160 180	170 190	27,5	30	110 130				250	140	86 14	1204	120	1120	8 1"	1030	28 45

Profil I nach Tabelle 35, Profil II nach Tabelle 36, S. 134.

Fehlende Maße sind freie Konstruktionsmaße. Für den Einbau von Kugel- oder Rollenlagern sind die Naben der Laufräder entsprechend größer zu halten. Für Laufräder mit angegossenem Zahnkranz ist dieses Normblatt nicht gültig. Die Anzahl der Scherringe richtet sich nach der Belastung.

Werkstoff: Für Laufrad und Zahnkranz je nach dem Verwendungszweck Stahlguß oder Gußeisen.

An Stelle der Rotgußbüchsen führt man in neuerer Zeit die Laufräder vielfach mit Kugel- oder Rollenlagern aus.

Abb. 329. Laufrad mit breiten Rollenlagern.

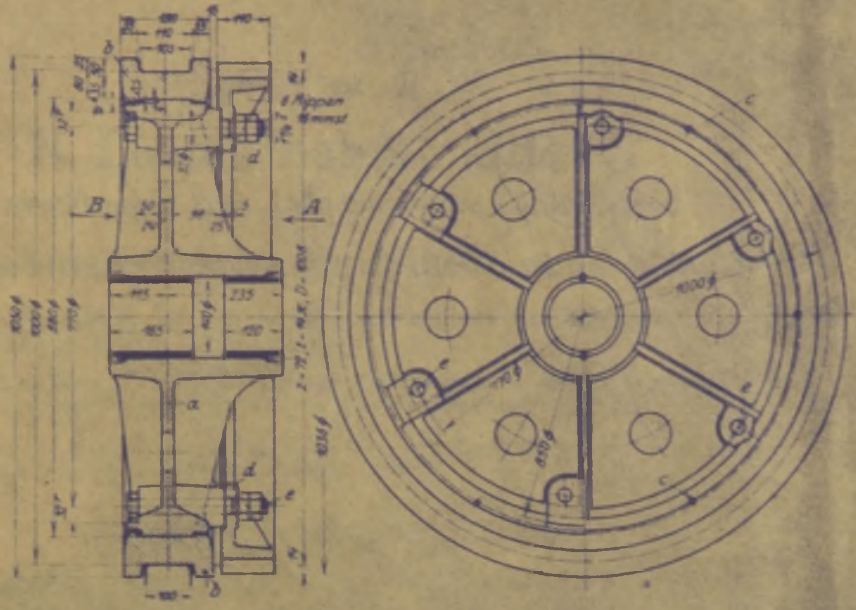


Abb. 327 und 328. Laufrad mit warm aufgezogenem Reifen (Demag).
a Radkörper aus Stahlguß; b warm aufgezogener Stahlreifen; c Madenschrauben; d Zahnkranz aus Stahlguß.

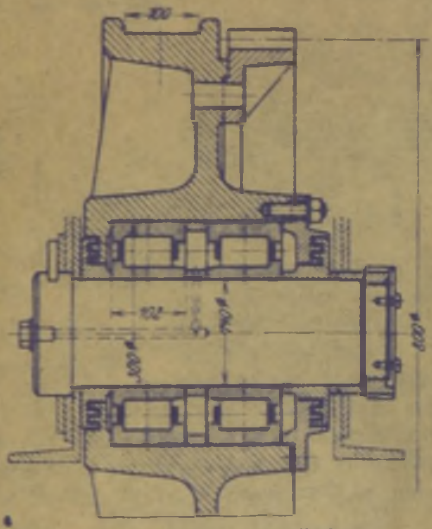


Abb. 329. Laufrad mit Rollenlagern (Ardeltwerke).

c) Laufrollen (Laufräder ohne Spurkranz).

Ausführung nach DIN 697: Laufräder ohne Spurkranz. Durchmesser: 200 bis 800 mm. Werkstoff: Stahlguß.

Bei den Konsolkranen übertragen sie die aus den Kippkräften herrührenden waagerechten Drucke auf eine obere bzw. untere waagerechte Fahrbahn. Die Druckrollen der Konsolkrane werden am Kranz schwach ballig abgedreht und fliegend oder beiderseitig gelagert. Ausführung auch mit Kugellagern.

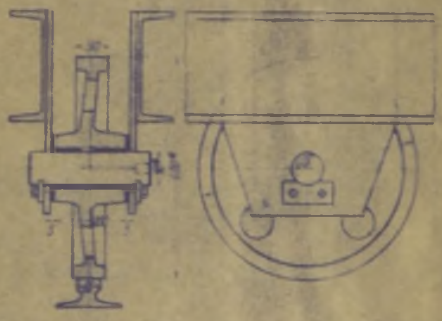


Abb. 330 und 331. Laufrad ohne Spurkränze.

Die Laufräder ohne Spurkranz werden auch bei den Laufkranen mit verschiebbarem Ausleger angewendet und dienen bei diesen als senkrechte Druckrollen zur Stabilisierung des verschiebbaren Auslegers.

Bei den Drehscheibenkranen sind die Laufrollen am drehbaren Teil des Kranes gelagert und rollen auf einer kreisförmig gebogenen, auf dem Kranunterteil befestigten Schiene ab. Diese Laufrollen erhalten ebenfalls schwach balliges Kranzprofil und laufen mit Bronzebüchsen versehen auf den festgestellten Bolzen (Abb. 330 und 331).

Literatur.

Fromm: Zulässige Belastungen von Reibungsgetrieben mit zylindrischen oder kegeligen Rädern (Laufrädern). Z. d. V. I. 1929. S. 957.

139

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
Wydział Budownictwa Przemysłowego
ZAKŁAD
BADANIA MATERIAŁÓW STATYKI DOŚWIADCZALNEJ
Gliwice, ul. Stalinogrodzka 8
cz. II Sk. 139 – 248 III/157

B. Lastaufnahmemittel[1].

(Vorrichtungen zum Aufnehmen des Fördergutes.)

I. Lastaufnahmemittel für Einzellasten und Stückgüter.

Einzellasten und Stückgüter werden im allgemeinen durch Anschlagketten oder -seile, die im Kranhaken eingehängt werden, aufgenommen.

Kranhaken. Die Kranhaken (s. S. 16) sind entweder einfache Haken oder Doppelhaken, die das Einlegen endloser Schlingen gestatten, oder Lastbügel (Schäkel), bei denen die Anschlagseile bzw. -ketten durchgezogen werden müssen.

Einfache Haken werden in der Regel für Lasten bis etwa 50 t, Doppelhaken für Lasten von 25 bis 100 t und Schäkel für Schwerlasten (über 100 t) angewendet.

a) Anschlagketten und -seile.

Zulässiger Anschlagwinkel. Auf Abb. 332 ist eine zweisträngig aufgehängte Last dargestellt. Die Zugkraft der Anschlagketten bzw. -seile und die zusätzliche waagerechte Beanspruchung des Fördergutes (Abb. 333) sind von der Größe des Anschlagwinkels α abhängig. Mit Q = Vollast (Höchstlast) ist die Zugkraft eines Stranges

$$S = \frac{Q}{2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} \quad \ldots \text{ t oder kg.} \qquad (177a)$$

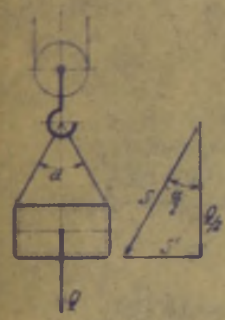


Abb. 332 und 333.

Die waagerechte Komponente dieser Zugkraft ist:

$$S' = \frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad \ldots \text{ t oder kg.} \qquad (177b)$$

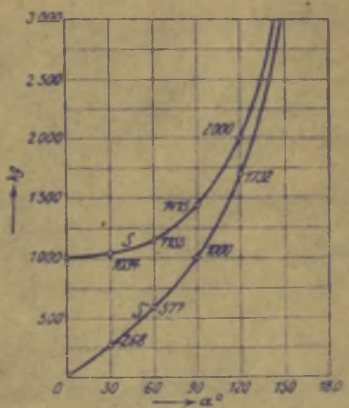


Abb. 334.

Die Kräfte S und S' sind für $Q/2 = 1000$ kg und die Winkel zwischen $\alpha = 0$ bis 180° berechnet. Ihr Verlauf ist in Abb. 334 zeichnerisch dargestellt. Die Abbildung zeigt, daß große Anschlagwinkel hohe Zugkräfte in den Seilen bzw. Ketten und große Druck- oder Biegekräfte auf das Transportstück ausüben.

Da die Zugkraft der Ketten und Seile die Nutzzugkraft nicht überschreiten darf, so wird die Belastbarkeit der Zugorgane mit steigendem Anschlagwinkel kleiner.

Bezeichnet S_n die Nutzzugkraft, so ist die in Abhängigkeit vom Anschlagwinkel zugelassene Zugkraft:

Anschlagwinkel	$\alpha =$ 0°	90°	120°
Zugkraft eines Stranges . . .	$S =$ $1{,}0\,S_n$	$0{,}7\,S_n$	$0{,}5\,S_n$

Der Anschlagwinkel von 120° soll nicht überschritten werden.

AWF-Betriebsblätter für das Anschlagen (Anbinden) von Lasten. Betriebsblatt 6: „Vorschriften für Kranführer und Anbinder". — Betriebsblatt Nr. 23: „Seilbefestigung zum Materialtransport". — Betriebsblatt Nr. 24: „Kettenbefestigung zum Materialtransport".

Deutsche Eisen- und Stahlberufsgenossenschaften: Merkblatt für die Beförderung von Lasten durch Hebe- und Fahrzeuge (Tragmittel — Falsches und richtiges Anhängen von Lasten).

[1] Weiteres s. AWF-Broschüre „Lastaufnahmemittel für Krane und Hängebahnen". Berlin 1926. Beuth-Verlag GMBH. Berlin SW 9.

1. Ketten.

Die Anschlagketten sind gewöhnliche (nicht lehrenhaltige) Rundeisenketten nach DIN 672 mit Einhängeringen und Haken oder Tragklauen. Sie werden entweder unmittelbar an die Last gelegt oder die Einzelketten werden um die Last geschlungen und ihre Endhaken werden in den Einhängering am Kranhaken angehängt.

Abb. 335: Kette mit Haken und Einhängering. Abb. 336: Doppelkette mit Einhängering und Haken. Abb. 337: Klauenhaken zum Herstellen einer Kettenschlinge.

Die Klauenhaken (Werkstoff: Stahlguß) werden von den Vereinigten Stahlwerken A.-G., Dortmund, in 18 Größen und nach genormten Abmessungen für Kettendurchmesser von 6 bis 40 mm gefertigt[1].

Abb. 338 und 339 zeigen das Aufhängen von Fässern durch zwei Hakenketten mit Schäkel. Die Haken sind der hohlkegeligen Form der Faßenden angepaßt (Abb. 340).

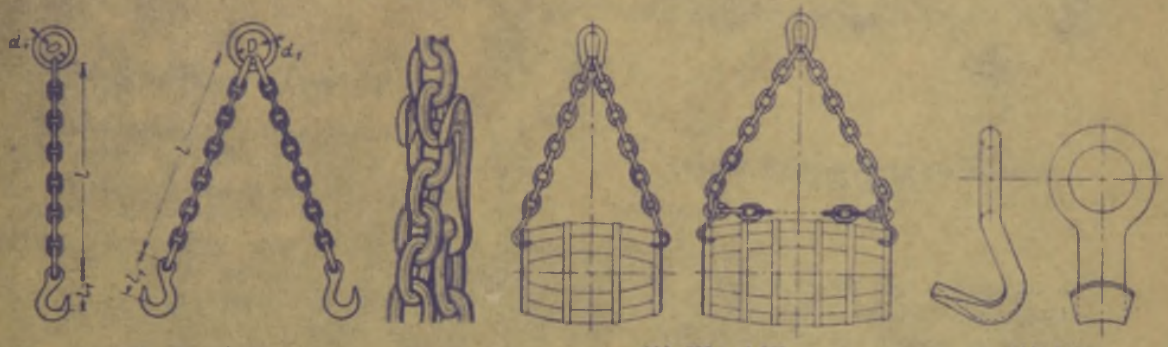


Abb. 335 und 336. Abb. 337. Abb. 338 und 339. Abb. 340.

Die Ketten werden hauptsächlich in der Schwerindustrie angewendet. Sie sind empfindlicher gegen Stöße als die elastischen Seile. In Betrieben mit großen Temperaturschwankungen, beispielsweise in Gießereien, in denen der Kran innerhalb und außerhalb der Halle tätig ist, wo er am heißen Kupolofen und darauf an einer kalten Stelle der Halle arbeitet, sind Ketten den Drahtseilen vorzuziehen. In Betrieben mit dauernd hohen Temperaturen kommen nur Ketten in Frage.

Kettenbrüche sind meist weniger auf Stoßwirkung als auf ungeeigneten Werkstoff, schlechte Schweißstellen, oder auf Unterschätzung des Lastgewichtes zurückzuführen.

Um Beschädigungen der Bearbeitungskanten zu befördernder Maschinenteile zu vermeiden, sind weiche Zwischeneinlagen beim Anlegen der Ketten zu verwenden.

2. Drahtseile.

Für schwere Lasten werden vielfach auch Drahtseile verwendet. Sie sind jedoch, besonders bei größerem Durchmesser, sehr unhandlich, da sie zu steif sind, sich leicht verdrehen und viel Platz wegnehmen. Andererseits aber haben sie den Ketten gegenüber den Vorzug eines geringeren Gewichtes und einer größeren Elastizität. In der Länge abgepaßte, mit Kauschen versehene Drahtseile sind sehr zweckmäßig, wenn zeitweise schwere gleichartige Stücke ohne scharfe Kanten befördert werden.

Bei der Beförderung von Teilen mit scharfen Kanten werden die Drahtseile stark auf Biegung beansprucht. In diesem Falle sind dann Ketten günstiger, deren leicht bewegliche Glieder sich der Form des Stückes und der Zwischenlagen besser anpassen.

Drahtseile, besonders Seile mit Hanfseele, sind gegen strahlende Wärme empfindlich.

3. Hanfseile.

Fest geschlagene, ungeteerte Hanfseile werden im Betriebe allgemein als Anschlagseile benutzt. Sie haben zwar eine viel geringere Festigkeit als die Drahtseile, sind jedoch bedeutend biegsamer als diese und lassen sich leicht knoten.

[1] Vereinigte Stahlwerke Akt.-Ges. Dortmund (Dortmunder Union-Hörder Verein, Dortmund): Anker und Ketten. Dortmund 1929.

Da die Hanfseile an den scharfen Bearbeitungskanten zu befördernder Maschinenteile leicht verletzt werden, so sind an den Kanten weiche Zwischenlagen erforderlich, oder man verwendet einen besonderen Seil- und Kantenschützer[1].

Beim Anschlagen einer Last durch Ketten oder Seile ist stets darauf zu achten, daß die Last stabil aufgehängt ist und ihre Lage während des Transportes nicht ändern kann.

Tragringe, Räder u. dgl., die in waagerechter Lage befördert werden, werden am besten an drei Seilsträngen aufgehängt. Diese Aufhängung ist statisch bestimmt. Zweifache Aufhängung ist bei waagerechter Lastlage nicht zulässig, da die Last leicht kippt und abstürzen kann. Vierfache Aufhängung ist nicht empfehlenswert, da sie statisch unbestimmt ist.

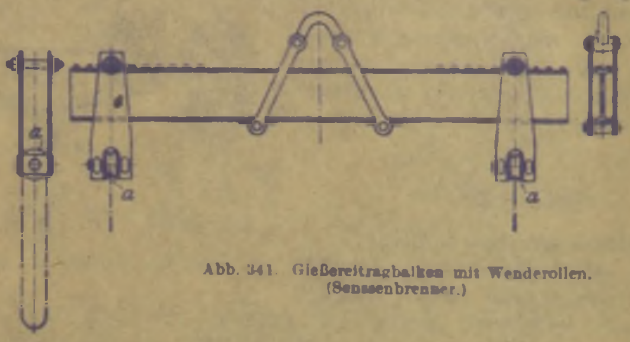


Abb. 341. Gießereitragbalken mit Wenderollen. (Sensenbrenner.)

b) Tragbalken (Traversen).

Die Tragbalken haben den Vorzug einer sicheren Lastaufhängung und werden zum Transport mittlerer, hauptsächlich jedoch großer und schwerer Lasten wie Lokomotiven, Tender, Kessel, Wagen u. dgl. verwendet.

1. Gießereitragbalken. Die Tragbalken werden im Gießereibetriebe zum Aufhängen und Wenden der Formkästen benutzt. Die Formkästen werden mit ihren Wendezapfen in Rundeisenschlaufen oder in Ketten aufgehängt, die in entsprechende Vertiefungen der oberen Balkenkante eingreifen.

Da die meisten Unglücksfälle im Gießereibetriebe auf schlechte Schweißstellen der Aufhängebügel und der Schlaufen zurückzuführen sind, so sind Tragbalken mit Wenderollen *a* (Abb. 341) den gewöhnlichen Tragbalken vorzuziehen. Diese Wenderollen gestatten ein leichteres Umlegen der Formkästen als die geschweißten Rundeisenschlaufen der üblichen Bauart.

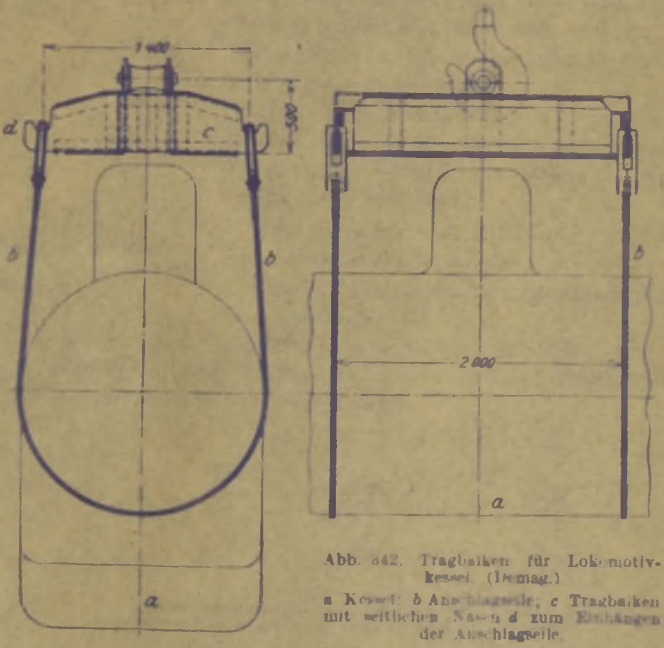


Abb. 342. Tragbalken für Lokomotivkessel. (Demag.)
a Kessel; *b* Anschlagseile; *c* Tragbalken mit seitlichen Nasen *d* zum Einhängen der Anschlagseile.

2. Tragbalken für Lokomotivkessel (Abb. 342). Er ist als genieteter Kastenträger ausgebildet und wird vermittels einer Rolle im Kranhaken eingehängt, deren Form sich der Anlegefläche im Hakenmaul anpaßt. Die Querträger an den Enden des Balkens haben seitliche Nasen, in die die Aufhängestücke der Drahtseile eingehängt werden.

3. Tragbalken zur Beförderung schwerer Lasten durch zwei Krane von verschiedener Tragkraft (Abb. 343). In Werkstätten, in denen die Tragkraft eines Kranes zum Transport schwerer Lasten nicht ausreicht, werden zwei auf derselben Fahrbahn befindliche Laufkrane hierzu herangezogen. Diese Krane werden durch einen Tragbalken nach Abb. 343 miteinander verbunden, der in die beiden Kranhaken eingehängt wird. Die Aufhängestelle des Lasthakens am Tragbalken bzw. die Entfernungen e_1 und e_2 sind durch die Tragkräfte Q_1 und Q_2 der Krane bestimmt.

$$Q_1 + Q_2 = Q; \qquad e_1 = l \cdot \frac{Q_2}{Q}; \qquad e_2 = l \cdot \frac{Q_1}{Q}. \tag{178a}$$

[1] Hersteller: Sonnenthal jun., Berlin.

Haben beide Krane gleiche Tragkraft, so wird $e_1 = e_2 = l/2$ und der Lasthaken wird auf Mitte Tragbalken angeordnet.

Gekuppelte Laufkrane mit einem Tragbalken von 245 t Tragfähigkeit siehe Demag-Nachrichten, Oktober 1930, S. 2 und 3.

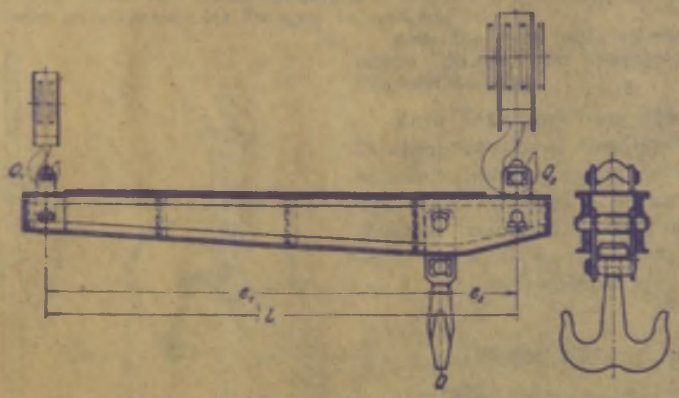


Abb. 343. Tragbalken zur Beförderung schwerer Lasten. (Ardeltwerke.)

4. Tragbalken mit Pratzen für einen Tenderhebekran (Abb. 344). Der Balken ist unmittelbar an den beiden zweirolligen Flaschen der Laufkatze angeordnet und hat in der Mitte einen Hilfshaken. Die Pratzen greifen gelenkig am Balken an und werden bei Benutzung des Hilfshakens hochgeklappt oder abgenommen.

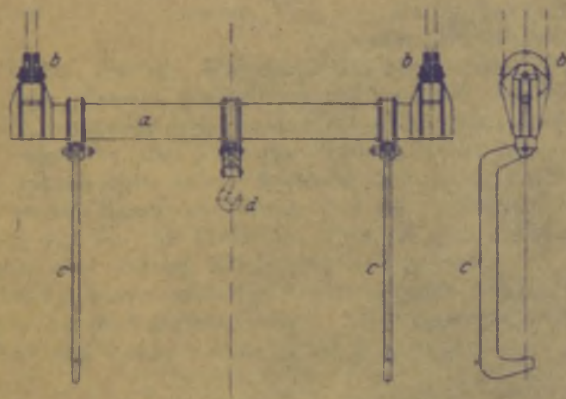


Abb. 344. Tragbalken für einen Tenderhebekran. (Demag.)
a Tragbalken; b Unterflaschen der Katze; c Pratzen, an a gelenkig angeordnet; d Hilfshaken.

c) Gehänge.

Für gleichartige, regelmäßig zu befördernde Teile wie Radsätze, Achsen, Wellen, Bleche, Kesselböden, Drahtbündel u. dgl. werden besondere, der Form des Fördergutes angepaßte Gehänge verwendet.

1. Gehänge für Radsätze, Achsen und Wellen. Ihre Ausführung hängt davon ab, ob kurze Achsen oder lange Wellen einzeln oder gruppenweise befördert werden. Lange Wellen sind zur Vermeidung der Durchbiegung mehrmals aufzuhängen.

Für den gruppenweisen Transport von Achsen und Wellen werden auch stapelbare Tragrahmen benutzt, die sich auf Transportwagen absetzen lassen.

Beispiele. Abb. 345 zeigt ein Gehänge für Achsen und Radsätze.

Radsatzgehänge mit Stahlrollen zum Drehen der Radsätze und Gehänge zum Transport zweier Radsätze s. „Das Eisenbahnwerk", 1925, Heft 10.

Bei dem Pratzengehänge für lange Wellen (Abb. 346) sind die Pratzenenden etwas nach oben gebogen, wodurch seitliches Abrollen der Wellen verhindert wird.

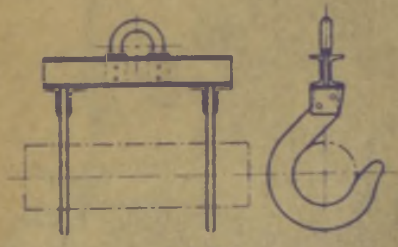


Abb. 345.

Abb. 346. Pratzengehänge für lange Wellen. (Ardeltwerke.)

2. Gehänge für Blechtransport. Je nach Größe, Stärke und Zahl werden die Bleche in senkrechter oder in waagerechter Lage befördert. Im letzteren Falle sind sie derart aufzuhängen, daß der Anschlagwinkel (s. S. 139) kleiner als 120° ist und ein Kippen der Bleche ausgeschlossen ist. Im allgemeinen und wenn mehrere Bleche gleichzeitig befördert werden, zieht man den Transport in waagerechter Lage vor. Lange Bleche sind so anzubinden, daß sie nicht zu stark durchhängen.

Beispiele. Abb. 347: Blechklemme Bauart Mork für senkrecht stehende Blechtafeln. Diese ist so gestaltet, daß das Blech durch sein Eigengewicht festgeklemmt und durch die Reibungskräfte festgehalten wird. Ähnlich in ihrer Wirkung ist die Blechklemme Bauart Sartorius (Abb. 348).

Für den waagerechten Transport von Blechen werden entweder gekuppelte Traghaken[1] verwendet oder die Bleche werden an vier Ketten vermittels Schraubenzwingen oder selbstspannender Zwingen aufgehängt.

Abb. 347.

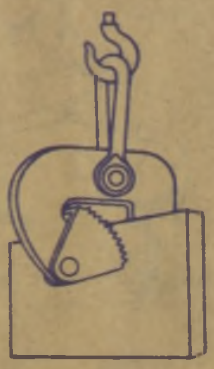


Abb. 348.

Abb. 349 zeigt eine selbstspannende Zwinge zur waagerechten Blechaufhängung.

Abb. 349.

Zum Transport von Blechen in stehender Lage werden auch selbstspannende Zangen verwendet. Sind größere Mengen von Blechen regelmäßig zu befördern, so sind Lasthebemagnete (s. S. 145) vorzuziehen.

d) Ladepritschen und Plattformen.

Zur gruppen- bzw. mengenweisen Beförderung von Stückgütern (Kisten, Säcken, Stabeisen, Maschinenteilen u. dgl.), sowie von Kleingütern (Briketts, Ziegelsteinen, Masseln, Gußteilen u. dgl.) werden Ladepritschen und Plattformen verwendet.

Bei der Benutzung dieser Lastaufnahmemittel kommt es, besonders beim Transport von Kleingütern, leicht vor, daß Teile des Fördergutes abstürzen. Die Statistiken der Berufsgenossenschaften führen eine Anzahl schwerer derartiger Unfälle auf und die Lagerei-Berufsgenossenschaften lehnen daher die Verwendung von Ladepritschen und Plattformen beim Umladen von Briketts u. dgl. ab. An Stelle der Pritschen und Plattformen wird alsdann die Benutzung von Ladekästen und anderen Fördergefäßen empfohlen.

Die Ladepritschen und Plattformen werden vielfach derart ausgebildet, daß sie auf Transportwagen abgesetzt werden können. Bei Hängebahnen werden die Plattformen heb- und senkbar angeordnet und häufig auch kippbar ausgeführt.

e) Zangen und zangenartige Greifzeuge.

Das Bestreben, die Handarbeit möglichst auszuschalten, hat zur Verwendung von Zangen und zangenartigen Greifzeugen geführt, die für die verschiedenartigsten Fördergüter (Säcke, Ballen, Fässer, Kisten, Hölzer, Steine, Schienen, Blöcke, Stahlflaschen, Schmelztiegel, Werkstücke usw.)

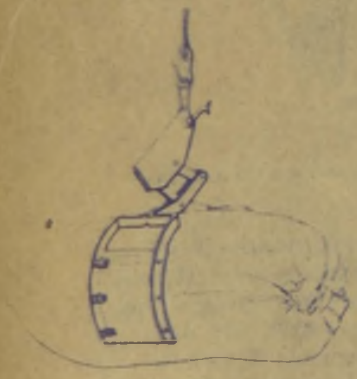


Abb. 350.

Abb. 351.

Abb. 352.

[1] Deutsche Eisen- und Stahlberufsgenossenschaften: „Merkblatt zur Beförderung von Lasten durch Hebe- und Fahrzeuge".

in Frage kommen und daher in ihrer Ausführung sehr mannigfaltig sind. Die meisten Zangen sind selbstspannend und werden unter dem Einfluß des Fördergutgewichtes geschlossen und nach Absetzen des Gutes von Hand geöffnet.

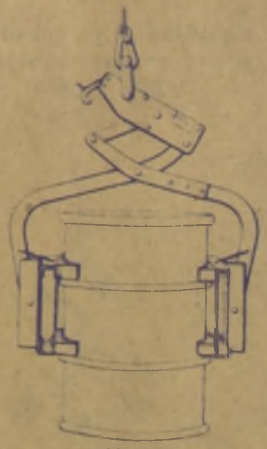


Abb. 353.

Abb. 354.

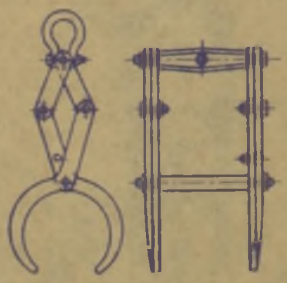


Abb. 355. Zange für zylindrische Körper.

Weitgehende Anwendung finden die Zangen in Stahlwerken, Hammer- und Preßwerken. Siehe Abschnitt „Hüttenwerkskrane".

Abb. 350 bis 354[1] zeigen verschiedene Greifzangen für Säcke, Ballen, Benzinfässer und Kisten. Die Zangen werden durch einen Schäkel in den Kranhaken eingehängt und vermittels eines selbsttätig einklinkenden Sperrhakens offen gehalten und an das Gut angelegt. Nach dem Auslösen der Sperrklinke werden die Zangen durch Anziehen der Hubseile geschlossen.

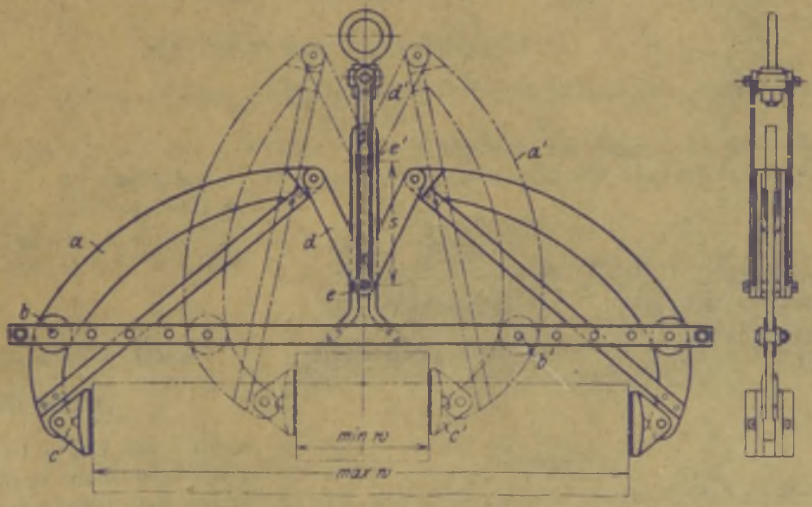


Abb. 356. Steinzange Bauart Wolff.

a (a') Zangenhebel; b (b') verstellbare Festpunkte; c (c') gerauhte Greifbacken; d (d') Kniehebel; e (e') senkrecht geführter Drehbolzen; s Drehbolzenweg; max w größte, min w kleinste Maulweite der Zange.

Im Werkstättenbetriebe ist die Verwendung zangenartiger Greiforgane beim Transport größerer Mengen gleichartiger Werkteile besonders angebracht, da sie die Zeit zum Lastaufnehmen und -abgeben auf einen Kleinstwert vermindern.

Abb. 355: Selbstspannende Zange für zylindrische Werkteile.

Weitere Zangenbauarten: Steinzange mit verstellbarer Öffnungsweite (Abb. 356) und Holzzange oder Schere (Abb. 357).

Zum Aufnehmen und Fördern regelmäßig gestapelter Rundhölzer mit Durchmessern bis etwa 200 mm und Längen bis etwa 2 m, wie sie als Grubenhölzer und Hölzer in Zellstoffabriken in großen

[1] Geist-Greiferwerkstätten, Kraiburg (Bayern).

Mengen vorkommen, werden Rundholzgreifer (Abb. 358) verwendet. Diese gleichen in ihrer Bauart den Schüttgutgreifern (s. S. 150) und eignen sich bei entsprechender Ausführung auch zum Umschlag regelmäßig gestapelter Schienenschwellen (Demag, Duisburg).

Ausführung eines drehbaren Rundholzgreifers (Demag) siehe Z. V. d. I. 1929, S. 1640.

Abb. 357.

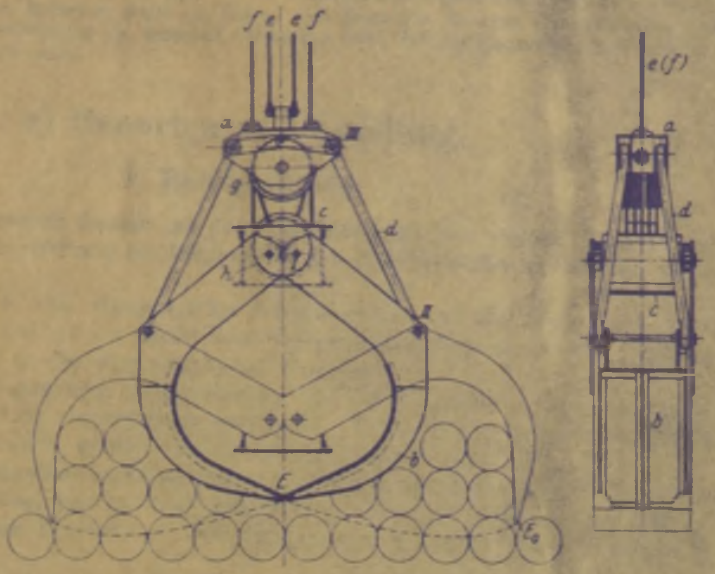


Abb. 358. Rundholzgreifer. (Mohr & Federhaff.)

a Greiferkopf; *b* Greifhebel, deren Drehpunkte *I* an dem auf- und abbewegbaren Querstück *c* angeordnet; *d* Lenkerstangen, bei *II* an den Greifhebeln und bei *III* am Greiferkopf angreifend; *e* Entleerseile; *f* Hub- und Schließseile; *g* feste, *h* lose Rollen des Schließflaschenzuges; $E - E_0$ Entleerkurve.

II. Lasthebemagnete.

a) Anwendungsgebiete.

Ihr Hauptanwendungsgebiet finden die Lasthebemagnete in den Hochofen-, Stahl- und Walzwerken.

In den Betrieben der Maschinen- und Eisenindustrie kommen die Magnete hauptsächlich zur Förderung außerhalb der Werkstätten, für den Ladeverkehr und zur Lagerplatzbedienung in Betracht. Besonders vorteilhaft sind die Magnete zum Aufnehmen und Fördern von Schrott, Spänen und sonstigen Kleineisenteilen.

b) Arbeitsweise und Schaltung.

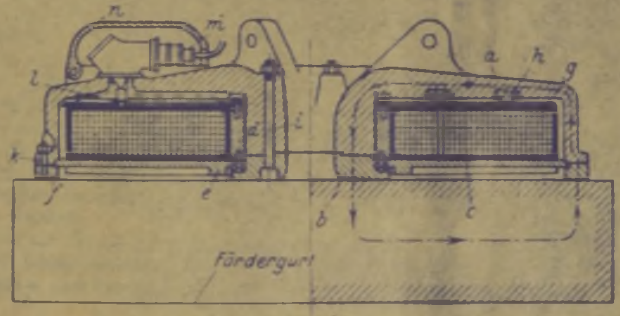


Abb. 359. Runder Lasthebemagnet mit herausnehmbaren Spulen. (Demag.)

a Magnetgehäuse; *b* Polschuh; *c* Spule; *d* Polring; *e* Grundplatte; *f* Befestigungsring zu *e*; *g* Deckplatte; *h* Federn; *i* Polschrauben; *k* Schrauben zu *f*; *l* Wärmeschutzpatrone; *m* Steckkontakt; *n* Schutzhaube zu *m*.

Der Magnet wird so auf das Fördergut aufgesetzt, daß er nicht hohl liegt, sondern dasselbe möglichst mit seiner ganzen Polfläche berührt. Hierauf wird der Strom eingeschaltet und es wird ein magnetisches Feld erzeugt, dessen Stärke von der Größe des Magneten, der Windungszahl der Spule und der durch die Windungen fließenden Stromstärke abhängt.

Abb. 359 zeigt den Verlauf der magnetischen Kraftlinien. Diese gehen vom Kern des Magneten in das Fördergut über und treten am Rande wieder in das Magnetgehäuse ein.

Zum Ein- und Abschalten der Lasthebemagnete werden Steuerwalzen mit auswechselbaren Kontaktstücken und Funkenlöschspulen (s. S. 167) verwendet, die beim Einschalten des Magneten die Erregung mittels Widerständen schwächen, wodurch schädliche Spannungserhöhungen beim Kurzschließen der Spule vermieden werden.

Für Magnete größerer Tragkraft wendet die Demag eine Schaltung an, die es ermöglicht, den Magneten beim Aufsetzen auf das Fördergut stärker zu erregen. Durch diese anfängliche Übererregung wird eine stärkere magnetische Kraft hervorgerufen, was zum Heranholen der Stücke bei sich sperrendem Schrott oder bei Masseln vorteilhaft ist. Nach erfolgtem Anziehen stellt ein Schütz mit Zeitrelais die zum Festhalten des Gutes ausreichende geringere Erregung selbsttätig ein, wodurch vermieden wird, daß der Magnet dauernd mit der größten Erregung arbeitet und zu warm wird.

c) Bauarten und Leistung.

1. Rundmagnete.

Die am meisten angewendete Bauart ist der Rundmagnet mit ebener Polfläche. Er wird für Durchmesser von 700 bis 1900 mm bei Tragkräften von 4000 bis 30000 kg (bezogen auf massive Blöcke) hergestellt.

Bei dem in Abb. 359, S. 145, dargestellten Rundmagneten ist die Spule nach Lösen der Schrauben herausnehmbar. Sie ist, um Stöße beim Aufsetzen des Magneten von ihr fernzuhalten, vermittels Federn elastisch in das Magnetgehäuse eingebaut.

Die Spule ist der wichtigste und empfindlichste Teil des Magneten. Zu ihrer Bewickelung wird entweder Kupfer- oder Aluminiumdraht verwendet. Für das Kupfer spricht dessen höhere Leitfähigkeit, die um etwa 50% größer als die des Aluminiums ist.

Die Magnete mit Aluminiumbewickelung sind je nach der Magnetgröße um 14 bis 20% leichter als die mit Kupferbewickelung, was bei flott arbeitenden Kranen mit 80 und mehr stündlichen Kranspielen von erheblichem Einfluß auf die Bemessung des Hubmotors und dessen Stromverbrauch ist.

Der Stromverbrauch der Magnete ist bei Anwendung von Aluminiumspulen um 28 bis 30% höher als bei Kupferspulen.

Trotz dieses höheren Stromverbrauches bietet die Verwendung des Aluminiums für den Magnetbetrieb wirtschaftliche Vorteile und man zieht es daher in neuerer Zeit meist dem Kupfer vor.

Da die Rundmagnete vorwiegend zum Fördern von Schrott, Masseln u. dgl. verwendet werden, und meist mit ihrer vollen Senkgeschwindigkeit auf das Gut geworfen werden, so müssen sie aus gutem Werkstoff hergestellt und kräftig bemessen werden. Das Gehäuse wird aus Dynamostahlguß (Stg 45·81 D) und die Grundplatte aus harter Zinnbronze (GBz 20) oder zähem Manganstahl ausgeführt. Hierdurch wird die Abnutzung der arbeitenden Magnetfläche auf das äußerste vermindert.

Bei der auf Abb. 359 dargestellten Bauart haben sich nach längerer Benutzungsdauer des Magneten die Polschrauben gelängt. Durch den hierbei auftretenden Luftspalt zwischen Polring und Gehäuse wurde die Magnetleistung wesentlich vermindert, auch konnten Staub und Feuchtigkeit in das Magnetinnere eintreten. Die Isolation der Spule wurde dadurch allmählich verschlechtert und es traten mit der Zeit Überschläge auf das Gehäuse oder Windungsschluß innerhalb der Spule auf.

Bei der neuen Ausführungsart[1] wird ein Lösen der Spule und ein Undichtwerden des Magneten dadurch vermieden, daß der äußere und innere Polring (*f* bzw. *d* auf Abb. 359) fortfallen und die ringförmige Grundplatte durch verschweißte Sprengringe im Gehäuse befestigt wird. Eine etwaige Kondens- bzw. Schwitzwasserbildung wird an den inneren Gehäusewänden dadurch verhindert, daß die Hohlräume zwischen Spule und Gehäusewand mit einer zähen Masse ausgefüllt werden, die so beschaffen ist, daß sie ihre Konsistenz auch bei Erwärmung bis 200° noch beibehält. Durch Überziehen des Aluminiumdrahtes mit einer hochwärmebeständigen Sonderisolation ist die Spule wesentlich verbessert worden.

Bei einer neuen Sonderausführung wurde die Spule in zwei übereinanderliegende Hälften unterteilt, wodurch die Abkühlungsverhältnisse wesentlich besser wurden. Die Hubleistung des Magneten mit Doppelspule ist für Schrott, Masseln, Gußbruch, Eisenspäne u. dgl. um etwa 40% größer als bei einem gewöhnlichen Magneten mit gleichem Durchmesser.

Die Magnete werden für Betriebsspannungen von 110 bis 600 V gewickelt und von den Firmen in den gängigsten Größen und für die meist vorkommenden Spannungen auf Lager gehalten.

Unter der Abreißkraft eines Magneten versteht man diejenige Last, die der Magnet gerade noch hält. Man läßt die nutzbare Tragkraft wesentlich niedriger, mit etwa einem Fünftel der Abreißkraft, zu.

Die Tragkräfte der Magnete bzw. ihre durchschnittlichen Leistungen für einen Hub sind für große, massive Blöcke, die den magnetischen Kraftlinien einen großen Durchflußquerschnitt bieten, am größten und werden daher auf diese bezogen.

[1] Demag-Nachrichten 1931, S. C 15.

Für andere Fördergüter, wie Fallkugeln, Masseln, Schrott und Späne sinkt die durchschnittliche Tragkraft der Magnete außerordentlich.

Abb. 360 gibt einen Vergleich der durchschnittlichen Hubleistungen eines Rundmagneten bei verschiedenen Fördergütern. Durchmesser des Magneten: 1150 mm. Energieverbrauch in kaltem Zustande: 4,2 kW.

Der Vergleich läßt erkennen, daß die durchschnittliche Tragkraft des Magneten bei Kleinschrott, Blechabfällen und Gußeisen- bzw. Stahlspänen äußerst gering ist, und bei langlockigen Stahlspänen nur etwa 3,4% der Tragkraft an Einzelblöcken beträgt. Trotzdem ist das Verladen dieser Güter mit Hilfe eines Magneten wirtschaftlicher als von Hand.

Die Magnete sind auch zur Förderung heißer Eisenstücke verwendbar. Der Wärmegrad des Fördergutes ist hierbei von geringem Einfluß auf die Tragkraft des Magneten, da Eisenteile mit Temperaturen von 400 bis 500° noch mit hinreichender Sicherheit getragen werden. Magnete zum Verladen von heißem Gut werden mit einem besonderen Wärmeschutz ausgerüstet (Demag, Duisburg) und können dann Eisen mit Temperaturen bis etwa 600° tragen. Diese Temperatur stellt besonders in elektrischer Hinsicht die oberste Grenze dar, da von 600° ab die Magnetisierbarkeit des Eisens schnell sinkt und bei 700° praktisch gleich Null wird. Die Magnetisierbarkeit des Eisens sinkt auch mit dem Mangangehalt. Eisensorten mit etwa 7% Mangangehalt sind durch Magnete nicht mehr beförderungsfähig.

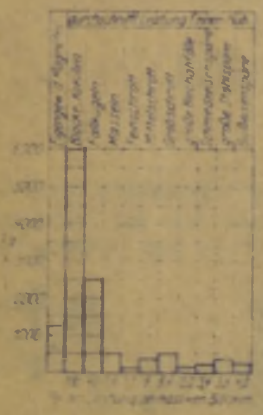


Abb. 360.

2. Flachmagnete (rechteckige Magnete).

Die Flachmagnete (Abb. 361 und 362) dienen zur Förderung regelmäßig gestapelter Blöcke und Masseln, sowie Walzen, Trägern, Rundmaterial, Blechen u. dgl. Die Ausführung der Spule ist grundsätzlich die gleiche wie bei den Rundmagneten.

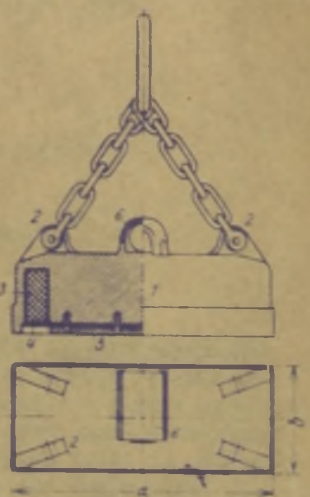


Abb. 361 und 362. Flachmagnet (Ardeltwerke).
1 Magnetgehäuse, 2 Aufhängeösen, 3 Spule, 4 Deckplatte, 5 Grundplatte, 6 Kabelanschluß.

Der in Abb. 361 und 362 dargestellte Magnet wird in drei Größen $a \cdot b = 770 \cdot 270$, $1016 \cdot 416$ und $1520 \cdot 420$ mm geliefert.

Tragkraft der Magnete an massiven Blöcken: 3000, 12000 und 20000 kg.

3. Magnete mit schmalen Polflächen (Hufeisenmagnete).

Die Hufeisenmagnete (Abb. 363 und 364) haben schmale Polflächen und eignen sich daher besonders zum Aufnehmen von Schienen, Trägern, Stabeisen u. dgl., die von ihnen gut gefaßt werden. Ausführung in vier Größen von 400 bis 4000 kg Tragkraft. Abmessungen: $a \cdot b = 400 \cdot 500$, $490 \cdot 600$, $610 \cdot 1000$ und $810 \cdot 1300$ mm.

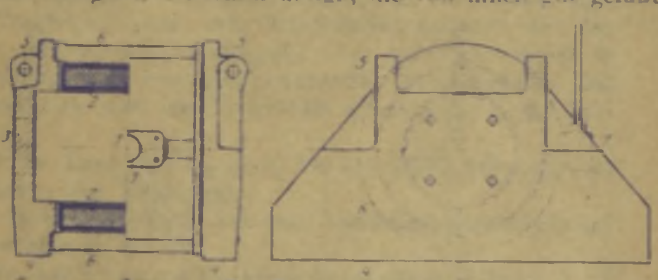


Abb. 363 und 364. Magnet mit schmalen Polflächen (Lastaufnahme).
1 Kern, 2 Spule, 3 Polschuh, 4 Polfläche, 5 Aufhängeöse, 6 Gehäuse; Kabelanschluß.

4. Magnete mit beweglichen Polen.

Diese Magnete (Abb. 365) dienen zum Verladen von geordnet liegendem Gut, wie Blöcken, Schienen, Trägern u. dgl. Ihre rechteckigen schmalen Polfinger stellen sich den kleinen Höhenunterschieden des Materials entsprechend ein, wodurch die Wirkung des Magneten entsprechend gesteigert wird.

Für Fallwerkkugeln werden auch Sondermagnete hergestellt, da die nutzbare Tragkraft der Rundmagnete mit ebener Polfläche wegen der geringen Anlagefläche der Kugel am Magneten zu gering ist.

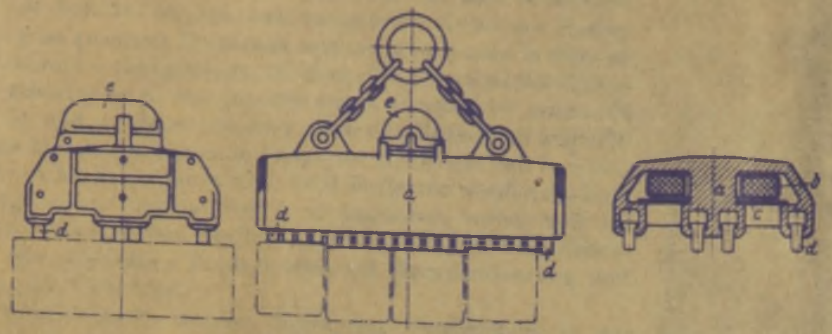


Abb. 365. Magnet mit beweglichen Polen. (Demag.)
a Magnetgehäuse; *b* Spule; *c* Deckplatte; *d* beweglich aufgehängte Polfinger; *e* Kabelanschluß.

III. Fördergefäße für Schüttgüter.

a) Kippkübel.

Bei den Kippkübeln (Abb. 366) ist das Fördergefäß mittels eines Bügels am Kranhaken aufgehängt und um eine waagerechte Achse kippbar. Der Schwerpunkt des gefüllten Kübels ist derart gewählt, daß der Kübel unter der Einwirkung des Fördergutgewichtes zu kippen sucht, durch eine geeignete Verriegelung aber daran verhindert wird. Nach Auslösen der Verriegelung kippt der Kübel und gibt das Fördergut ab. Da der Schwerpunkt des leeren Kübels hinter der Kippachse liegt, so kehrt der Kübel selbsttätig in seine Beladestellung zurück, in der er wieder verriegelt wird.

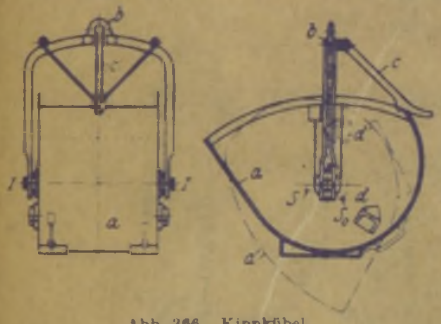


Abb. 366. Kippkübel.
a Fördergefäß, mittels des Bügels *b* am Kranhaken aufgehängt und um die Achse *I—I* kippbar; *c* Riegelhebel; *d* Anschlag, die Kipplage *a'* begrenzend; *S* Schwerpunkt des gefüllten, S_0 Schwerpunkt des leeren Gefäßes.

Die im Krambetriebe verwendeten Kippkübel haben meist die Form des alten Brownschen Kübels mit schrägem Auslauf. Dieser bietet den Vorteil, den Kübel an der Böschung des Fördergutes anzusetzen, so daß das Gut zum großen Teil hineingeschoben werden kann und nur der Rest einzuschaufeln ist. Auch erleichtert er das Herausgleiten des Fördergutes und macht ein vollständiges Kippen des Gefäßes überflüssig.

Das gefüllte Gefäß wird entweder wie in Abb. 366 durch einen Nasenhebel verriegelt, der von Hand ausgelöst wird oder es sind zwischen den Tragbügelhälften zwei Winkelhebel gelagert, die den aufgerichteten Kübel durch Eingreifen in Aussparungen verriegeln und durch Federkraft in dieser Stellung halten. Beim Entleeren stoßen die oben hervorstehenden Anschlagenden der Riegelhebel gegen einen Entleerring. Hierdurch wird die Federkraft überwunden, die Verriegelung ausgelöst und der Kübel gekippt.

Die Kippbewegung des Kübels wird durch Anschläge begrenzt, die am Gefäß befestigt sind und sich in der äußersten Kippstellung gegen den Bügel legen.

Damit der Kübel beim Anschlagen am Entleerring nicht aus dem Lasthaken herausspringen kann, soll der Haken ein Sicherheitshaken sein (s. S. 19).

Die Kippkübel werden angewendet, wenn das Fördergut zeitweise in derselben Höhe, z. B. in einen Schüttrumpf, abgegeben wird. Herstellung der Kippkübel (Demag, Duisburg) mit folgenden Inhalten:

Inhalt:	0,5	1,0	2,0	3,0 m³.
Kübelgewicht: . . .	285	540	780	1620 kg.

b) Fördergefäße mit Boden- oder Seitenentleerung.

Fördergefäße mit Bodenentleerung werden im Kranbetriebe zum Verladen von Kies, Sand, Erde u. dgl. verwendet und haben den Kippkübeln gegenüber den Vorzug, daß sie beim Entleeren das Gut nicht so sehr zerstreuen.

Der auf Abb. 367 schematisch dargestellte Kübel mit Bodenentleerung ist an einem Tragkreuz und vermittels eines Rohres an den Hubseilen c—c aufgehängt. Die Bodenklappen sind durch Zugstangen gelenkig an einem Stempel angeschlossen, der senkrecht geführt ist und an dessen oberem Ende das Entleerseil angreift.

In geschlossenem Zustande hängt der Kübel am Seil h, wobei die Seile c—c leicht gespannt sind. Zum Entleeren werden die Seile c—c festgehalten und das Seil h nachgelassen, wobei sich die Bodenklappen unter dem Einfluß des Fördergutgewichtes öffnen.

Abb. 368 zeigt einen Förderkasten mit Bodenentleerung und selbsttätigem Verschluß.

Die Bodenklappen werden durch eine Verriegelung in geschlossenem Zustande gehalten. Soll der Kasten entleert werden, so wird der Riegelhebel ausgelöst und die Klappen öffnen sich durch den Druck des Fördergutes. Nach dem Entleeren werden die Bodenklappen unter der Einwirkung eines Gegengewichtes selbsttätig geschlossen und wieder verriegelt.

Der Förderkasten wird in folgenden Größen hergestellt:

Inhalt:	0,4	0,5	0,75	1,00 m³,
Gewicht:	200	260	410	560 kg.

Fördergefäße mit Seitenentleerung werden im Kranbau nur ausnahmsweise verwendet.

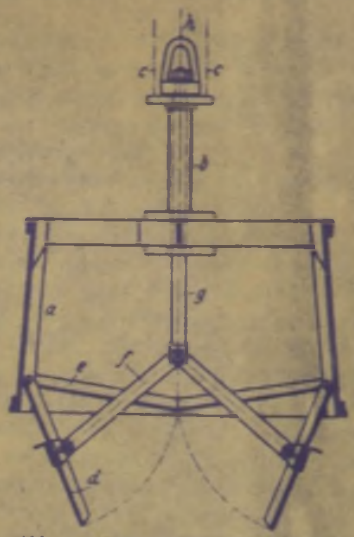
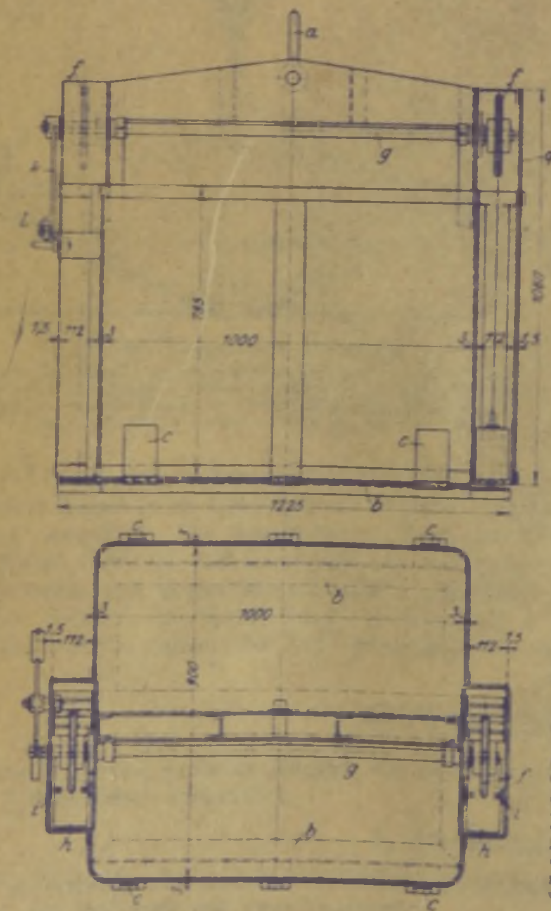


Abb. 367. Fördergefäß mit Bodenentleerung. (Zobel & Neubert.)

a Gefäß, vermittels Tragkreuz am Rohr b aufgehängt; c Hubseile, am Flansch von b befestigt; d Bodenklappen; e Anschläge zu d; f Zugstangen, an dem Stempel g angreifend; h Entleerseil, an g befestigt.



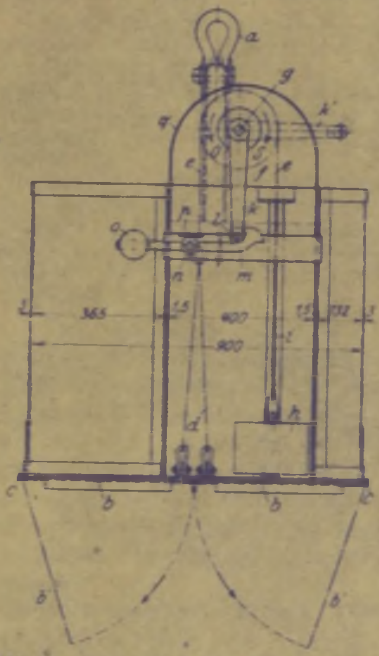


Abb. 368. Fördergefäß mit Bodenentleerung von 0,75 m³ Inhalt. (Weyermann.)

a Aufhängeschäkel; b Bodenklappen; b' Bodenklappen geöffnet; c Scharniere zu b; d Schließketten an b angreifend und mit dem einen Ende der Gelenkketten e verbunden; f Kettenräder, auf der Welle g aufgekeilt; h Gewichte am anderen Ende der Gelenkketten e befestigt und zum selbsttätigen Schließen der Bodenklappen dienend; i Führungen zu h; k Gabelhebel, mittels Vierkant auf der Kettenradwelle g sitzend; k' Stellung des Gabelhebels bei geöffnetem Gefäß; l Keile an k; m Verschlußhebel, bei n drehbar und durch das Gewicht o belastet; p Anschlag zu m; q Schutzgehäuse zum Schließkettentrieb; O Drehrichtung der Kettenradwelle beim Öffnen, S beim Schließen der Bodenklappen.

c) Klappkübel (Klappmulden).

Das muldenförmige Gefäß (Abb. 369) ist in der Mitte geteilt und seine beiden Hälften (Schalen) sind zum Abgeben des Fördergutes um eine waagerechte Achse aufklappbar. Die beiden Hubseile des Kübels sind an einer Traverse befestigt, an der der Kübel an seinen Drehpunkten vermittels Ketten aufgehängt ist. Am oberen seitlichen Rande der Schalen greifen die Entleerketten an, die ebenso wie die Entleerseile an einer Traverse befestigt sind.

Zur Betätigung der Klappkübel ist ein besonders gestaltetes Hubwerk mit zwei Trommeln erforderlich, das in baulicher Hinsicht einem Greiferhubwerk (s. S. 211) entspricht.

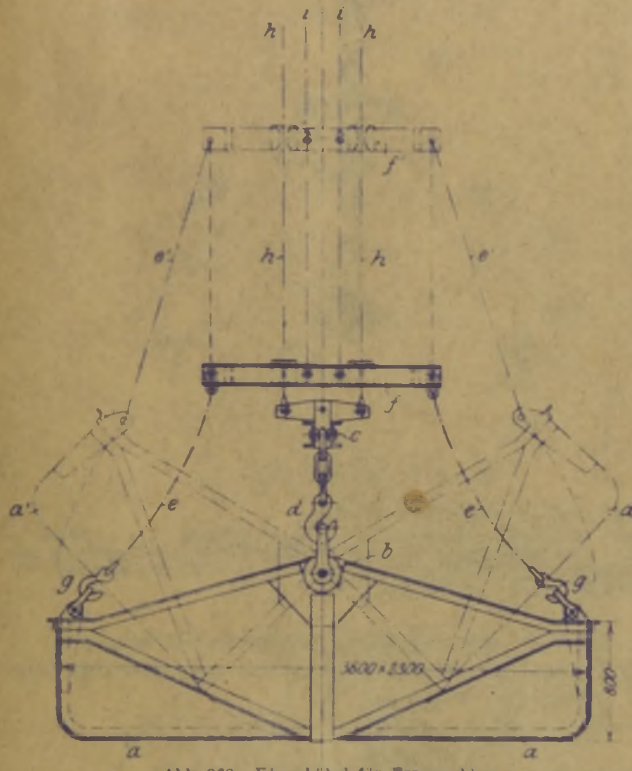


Abb. 369. Klappkübel für Erzumschlag.

a Schalen; *b* Schalendrehpunkt; *c* Hubtraverse, an der der Kübel mittels der Ketten *d* aufgehängt; *e* Ketten, einerseits an der Entleertraverse *f* befestigt, andererseits bei *g* an den Schalen eingehängt; *h* Hubseile, an der Traverse *c* befestigt; *i* Entleerseile, an der Traverse *f* befestigt.

Beim Beladen, Heben und Senken ist der Kübel an seinen Schalendrehpunkten aufgehängt und wird durch das Gewicht der Schalen und des Fördergutes geschlossen. Zum Öffnen (Entleeren) des Kübels (Abb. 369) werden die Entleerseile festgehalten und die Hubseile nachgelassen. Die Hubseiltraverse bewegt sich abwärts, und die Schalen gehen unter Abgeben des Fördergutes auseinander. Durch Festhalten der Hubseile und durch Nachlassen der Entleerseile wird der Kübel wieder geschlossen.

Die Klappkübel der Demag werden in folgenden Größen hergestellt:

Inhalt: . . .	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0 m³,
Gewicht: . . .	500	580	650	750	900 kg.

Bei kleinerem Inhalt und weniger flottem Betrieb können die Klappkübel auch ohne besonderes Hubwerk betätigt werden. Während des Beladens und Beförderns ist der Kübel an seinen Schalendrehpunkten aufgehängt und bleibt daher geschlossen. Zum Entleeren wird der Kübel abgesetzt.

Die Ketten der Hubtraverse werden an den Schalendrehpunkten ausgehängt und die Entleerketten im Kranhaken eingehängt. Durch Anziehen der Hubseile werden die Schalen geöffnet und das Fördergut wird abgegeben (Demag, Duisburg).

Zum Transport von Erz erhalten die Klappkübel statt der meist halbrunden flache Form und möglichst niedrige Seitenwände, damit das Fördergut beim Einschaufeln nicht zu hoch gehoben werden muß (Abb. 369).

Auf den Kohlenzechen werden Klappkübel bis zu 6 und 8 m³ Inhalt verwendet. Es werden mehrere Kübel (ohne Gehänge) auf je einen Plattformwagen abgesetzt und von einem Schüttrumpf aus gefüllt. Die Wagen werden dann zur Schiffverladestelle gefahren. An dieser werden die Kübel durch Tordrehkrane, die mit einem entsprechenden Gehänge nach Art von Abb. 370 ausgerüstet sind, aufgenommen, und in das Schiff entladen.

Die Gehänge der Kübel werden zweckmäßig so gestaltet, daß sie sich beim Aufsetzen der Gefäße und Nachlassen der Seile selbsttätig von den Gefäßen lösen.

d) Selbstgreifer.

Der Umschlag größerer Mengen von Schüttgut wird am schnellsten und wirtschaftlichsten mit Selbstgreifern ausgeführt.

1. Zweiseilgreifer.

Die Zweiseilgreifer sind in jeder Höhenlage entleerbar, erfordern jedoch, ebenso wie die Klappkübel, ein Hubwerk mit zwei Trommeln.

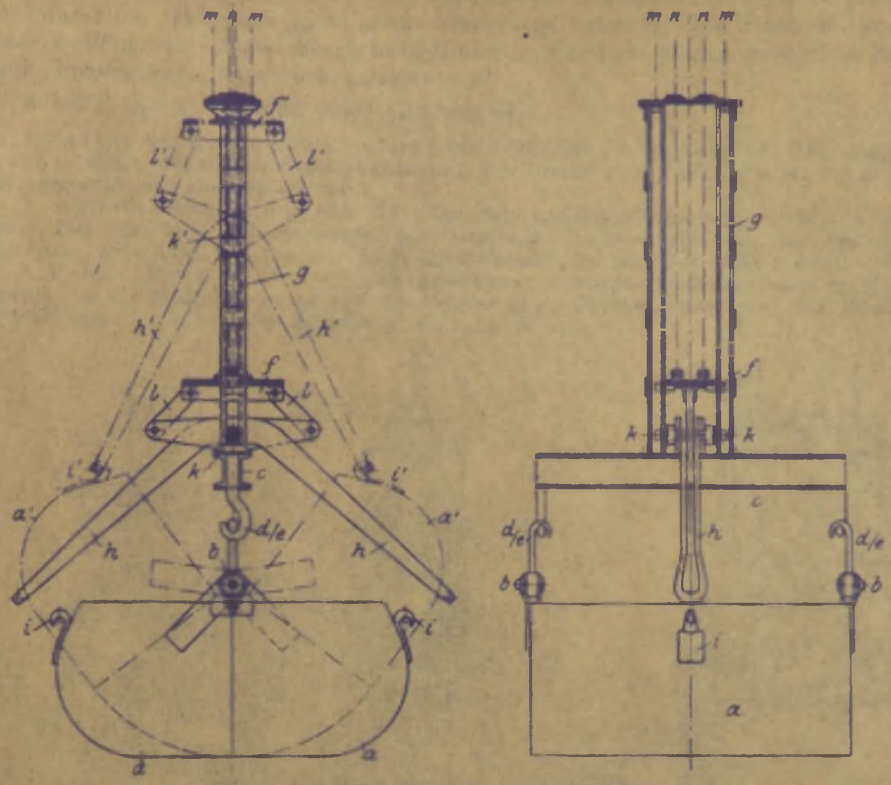


Abb. 370. Klappkübel mit Zangengehänge. (Ardeltwerke.)

a Gefäßschalen; b Drehachse, um die a—a aufklappbar; c Querstück; d—e Haken, mittels denen der Kübel an c aufgehängt; f auf und ab bewegbares Querstück; g Führungsrahmen zu f, an dessen unterem Ende e angebaut; h Zangenhebel, deren Bügel in die Haken e der Gefäßschalen eingreifen; k Drehachse der Zangenhebel h im Rahmen g auf und ab bewegbar; l Gelenkstangen zwischen f und h; m Hubseile, an g befestigt; n Entleerseile, an f befestigt.

Von den verschiedenen Greiferbauarten hat sich der Priestmann-Greifer mit inneren auf- und abbewegbaren Schaufeldrehachsen und äußerer Schaufelaufhängung durch Lenkerstangen am besten bewährt[1]. Es wird daher von den meisten Kranbaufirmen mit mehr oder weniger großen baulichen Abänderungen ausgeführt.

Abb. 371 bis 374 zeigen den Stangengreifer in schematischer Darstellung unter Fortlassen des Schließflaschenzuges.

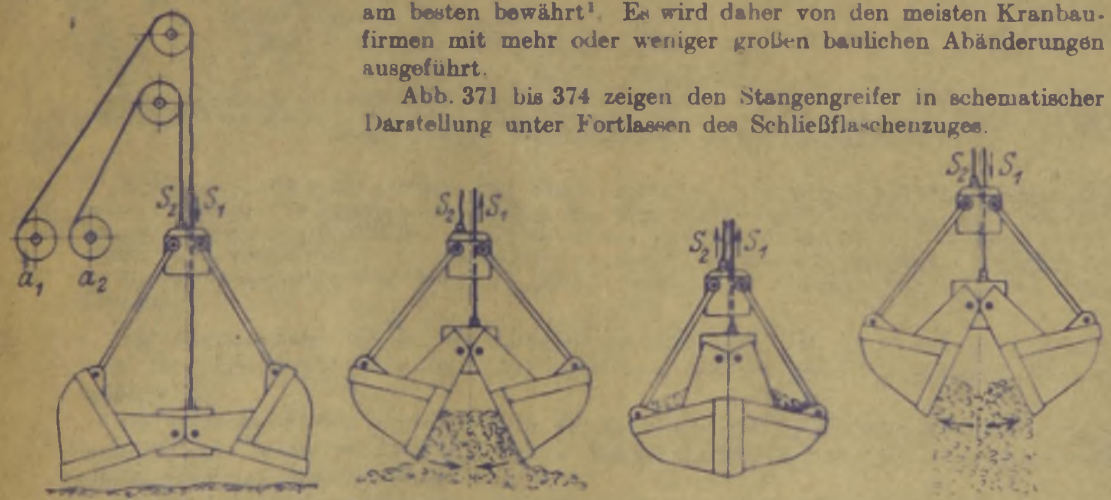


Abb. 371 bis 374. Arbeitsweise des Stangengreifers. (Schematische Darstellung unter Fortlassen des Schließflaschenzuges.)
S_1 Hub- und Schließseil; S_2 Entleer- oder Halteseil; a_1 Hub- und Schließtrommel; a_2 Entleertrommel.

Der Greifer ist am Entleerseil aufgehängt und wird durch Nachlassen oder Anziehen des Hub- und Schließseiles geöffnet oder geschlossen.

[1] Kammerer: Versuche mit Selbstgreifern. Z. V. d. I. 1912, S. 617.

In der Ausführung (Abb. 375) sind zwei Entleerseile und zwei Hubseile vorgesehen. Die ersteren sind durch ein Querstück gelenkig am Greiferkopf befestigt. Die letzteren dienen als Zugorgane eines Zwillingsrollenzuges, dessen feste Rollen im Greiferkopf und dessen lose Rollen in dem auf- und abbewegbaren Querstück gelagert sind.

Arbeitsvorgang während eines Greiferspiels:

1. Senken des geöffneten Greifers (Abb. 371). Der Greifer hängt am Entleerseil. Beide Trommeln a_1 und a_2 drehen sich im Senksinne (Rechtssinn). Der Greifer wird so lange gesenkt, bis er sich auf das Fördergut aufgesetzt und eingegraben hat.

2. Schließen und Füllen (Abb. 372). Die Hub- und Schließtrommel a_1 dreht sich im Hubsinne (Linkssinn). Das Schließseil wird eingezogen, das Querstück (Traverse) geht nach oben und die Schalen bewegen sich unter Aufnehmen des Gutes so lange gegeneinander, bis ihre Schneiden zusammentreffen.

3. Heben (Abb. 373). Ist der Greifer geschlossen, so werden beide Trommeln im Hubsinne (Linkssinn) bewegt und die Schließbewegung geht unmittelbar in die Hubbewegung über. Der Greifer hängt am Hub- und Schließseil, während das Entleerseil spannungslos ist.

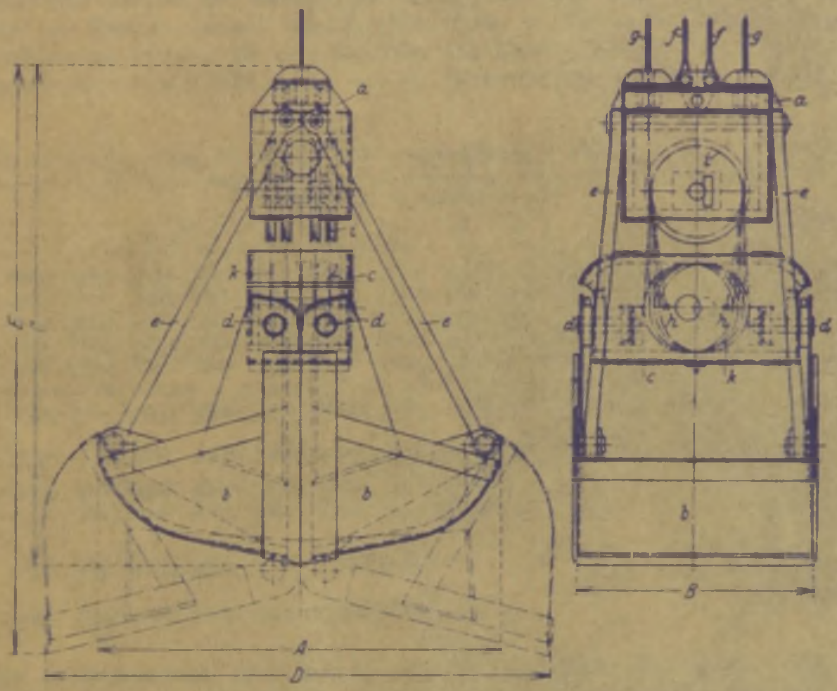


Abb. 375. Demag-Greifer.

a Greiferkopf; b Schalen; c Traverse; d Schalendrehachsen, an c angeordnet; e Lenker; f Entleerseile, am Greiferkopf gelenkig befestigt; g Hub- und Schließseile; h Befestigungen von g an der Traverse; i feste Rollen, k lose Rollen des Schließflaschenzuges; l Anschläge an den Schaufelwangen zur Begrenzung der größten Maulweite.

4. Öffnen und Entleeren (Abb. 374). Die Entleertrommel wird festgehalten und die Hub- und Schließtrommel dreht sich im Senksinne (Rechtssinn). Das Hub- und Schließseil wird nachgelassen und die Traverse bewegt sich unter dem Einfluß ihres Gewichtes und des Schalengewichtes (bzw. auch des Fördergutes) so lange abwärts, bis die Schalenwangen zusammentreffen und der Greifer seine größte Maulweite erreicht hat (Abb. 371).

Das Heben des leeren Greifers geht wie unter 1. vor sich, nur drehen sich beide Trommeln im Hubsinne (Linkssinn).

Die Greiferschalen werden für schweres, grobstückiges Gut vorteilhaft flach gebaut, während für Sand, leicht fließende Salze, Getreide u. dgl. die gewölbte halbrunde Form zweckmäßiger ist.

Die Greiferschneiden werden je nach Art des Fördergutes glatt (Abb. 375) oder gezahnt ausgeführt. Für besondere Zwecke wie zum Aufnehmen steinhaltiger Erde werden die Schalen aus zugespitzten Stahlstäben gebildet.

Der in den Greifer eingebaute Schließflaschenzug ist in der Regel ein Zwillingsrollenzug und dient als Übersetzungsmittel zwischen der verhältnismäßig großen Schließkraft und dem Seilzug der Hub- und Schließtrommel. Die Größe der Übersetzung hängt von der Art des Fördergutes ab und beträgt bei Greifern für Kohle und Erz $^1/_4$ bis $^1/_6$. Steigerung der Schließkraft wird durch den Einbau von Kniehebeln erreicht.

Abb. 375 zeigt die Ausführung des Demag-Greifers, dessen Hauptabmessungen auf Tabelle 38 gegeben sind.

Herstellung je nach Art des Fördergutes in drei Bauarten.

Die Greifer leichter Bauart werden normal in 14 Größen von $^3/_4$—5 m³ Inhalt ausgeführt und kommen für Kohle, nicht zu harten und zu grobstückigen Koks, mulmige Erze, Salze u. dgl. in Betracht.

Für harte grobstückige Kohle, Erze von mittlerem spezifischen Gewicht, Klinker, Kies und Sand werden die Greifer mittlerer Bauart (9 Größen von $^3/_4$ bis $2^3/_4$ m³) verwendet, während die Greifer schwerer Bauart (7 Größen von 1 bis 2,5 m³) zum Aufnehmen und Fördern harten grobstückigen Erzes und anderer Schüttgüter gleicher Beschaffenheit dienen.

Für das Entladen von Schüttgütern an Eisenbahnwagen wähle man keine Greifer mit zu großem Inhalt (nicht über 2 m³), da sonst die Wände des Wagenkastens zu leicht beschädigt werden.

Die Greifer werden entweder mit der Aufhängung nach Abb. 375 geliefert, bei der der Bolzen der festen Flaschenzugrollen parallel zur Bewegungsebene des Greifers steht oder der Rollenbolzen steht unter 90° zur Bewegungsebene und damit auch der Greifer zu den Aufhängeseilen. Die Art der Greiferaufhängung ist beim Be- und Entladen von Eisenbahnwagen von Bedeutung, da hierbei die Bewegungsebene des Greifers stets mit der Gleisrichtung der Wagen zusammenfallen soll.

Tabelle 38. Hauptabmessungen, Gewichte und Krantragkräfte der Demag-Greifer (Abb. 375).

Hauptmaße	Rechnerischer Greiferinhalt in m³															
	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	2	$2^1/_4$	$2^1/_2$	$2^3/_4$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	8	10	
A . . . mm	1780	1860	2000	2050	2250	2370	2370	2500	2500	2700	3000	3100	3200	3200	3550	3620	
B . . . mm	1000	1050	1150	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1700	1850	1950	2050	2100	2300	2500	
C . . . mm	1850	2055	2200	2300	2300	2650	2650	2680	2680	3000	3250	3400	3500	3500	3870	4100	
D . . . mm	2050	2250	2350	2650	2750	2850	2850	3000	3000	3250	3450	3650	3850	3700	4440	4900	
E . . . mm	2300	2500	2700	2750	2850	3000	3000	3315	3315	3700	3900	4050	4200	4200	4730	4950	
Gewicht . kg	1350	1500	1700	1800	1950	2200	2300	2650	2700	3200	3600	4000	4250	4900			Leichte Bauart
Tragkraft d. Kranes kg	2000	2500	2750	3000	3500	4000	4250	4750	5500	6000	6750	7500	8250	9000			
Gewicht . kg	1700	2500	2800	3000	3000	3600	4000	4600	5200	—	—	—	—	—			Mittelschwere Bauart
Tragkraft d. Kranes kg	3000	4250	5000	5750	6250	7000	8000	9000	10000	—	—	—	—	—			
Gewicht . kg	—	3400	3700	4100	4600	5100	5700	6300	—	—	—	—	—	—			Schwere Bauart
Tragkraft d. Kranes . kg	—	5500	6500	7500	8500	9500	10500	12000	—	—	—	—	—	—			

Weitere neuzeitige Greiferbauarten. Bei dem Laudi-Greifer (Abb. 376) ist an Stelle der Lenkerstangen ein Kniehebelsystem angeordnet, das seine Kräfte vermittels Dreieckhebeln auf die Schaufeln überträgt. Hierdurch wird die Schließkraft außerordentlich gesteigert, so daß der Greifer besonders zum Umschlag von hartem Fördergut, wie Erz und großstückige Kohle geeignet ist.

Das Gesamtgewicht der beweglichen Greiferteile kommt beim Laudi-Greifer während des Öffnens voll zur Geltung, da der Greifer an den Entleerseilen hängt und die großen Zugkräfte der Kniehebel besonders zu Beginn des Öffnens eintreten. Diese großen Zugkräfte werden auf die Dreieckhebel übertragen und wirken um die Schaufeldrehachse als Drehpunkt auf die Schaufeln sowie auf das Hubseil ein. Sie pflanzen sich auf den Umfang der Hubtrommel fort, so daß das Hubwerk im Senksinne angetrieben wird, was eine Ersparnis an Arbeitsverbrauch und Zeit bedeutet.

Die Firma Laudi stellt auch eine beachtenswerte Vorrichtung zum Aufheben der bei den Greifern zu Ende des Schließvorganges auftretenden Stöße her (D.R.P. 378592). Im Greiferkopf sind mehrere Ölbremsen derart eingebaut, daß diese beim Zerbeißen der Stücke durch den Greifer in Tätigkeit treten, wodurch ein plötzliches Schließen bzw. Fallen des Greifers verhindert und ein sanftes Schließen erreicht wird. Die Schließkraft des Greifers selbst wird durch die Vorrichtung nicht vermindert.

Der Vulcaan-Greifer der Demag[1] ist sowohl als normaler Greifer wie als Trimmgreifer verwendbar und zeichnet sich durch eine sehr große Maulweite aus. Seine Leistung ist beim Ent-

[1] Demag-Nachrichten, Sonderheft zur 2. Weltkraftkonferenz 1930, S. 55.

laden von Schiffen um 25% größer als die des Normalgreifers. Durch seine Verwendung werden erhebliche Ersparnisse an Trimmlöhnen gemacht und Schiffsbeschädigungen nach Möglichkeit vermieden.

Der Polyp-Greifer[1] hat acht, im Kreis angeordnete und gebogene Schalen, die mit ihren spitzen, schaufelartigen Klauen in das Fördergut eindringen und eine gute Füllung gewährleisten. Anwendung zum Umschlag von grobstückigem Erz, Kohle, Koks und Braunkohlenbriketts. Letztere Güter werden bei Benutzung des Polyp-Greifers mehr geschont als beim üblichen Zweischalen- oder Stangengreifer.

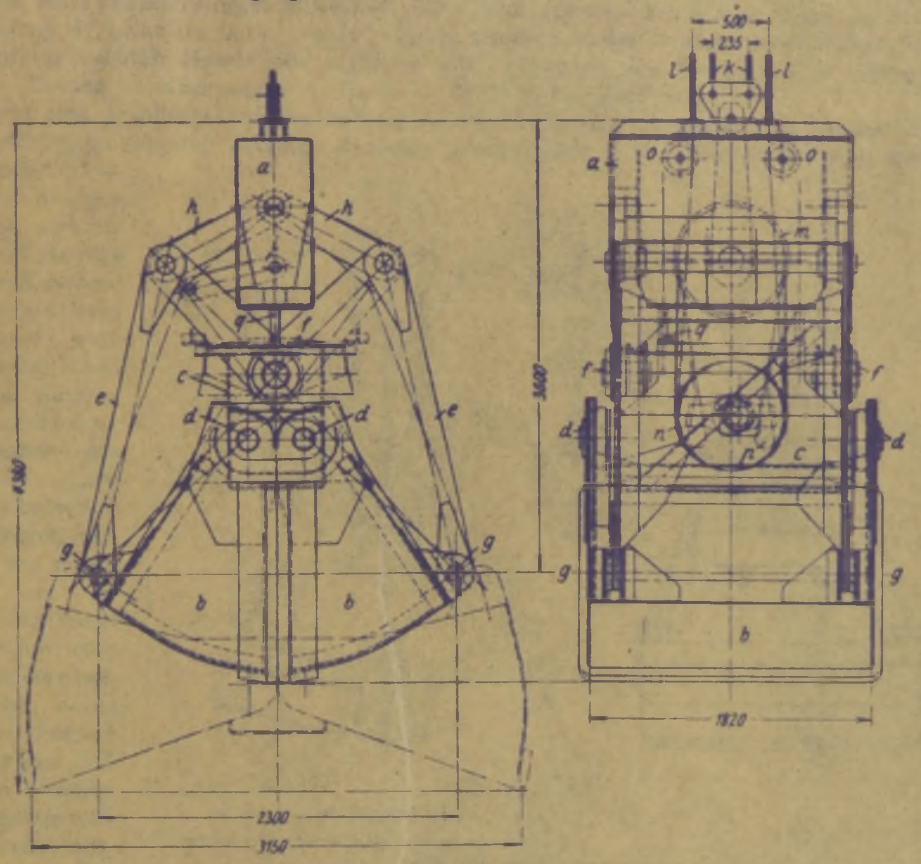


Abb. 376. Laudi-Greifer von 2 m³ Inhalt. (Maschinenfabrik Carl Laudi, Einbeck, Prov. Hannover.)

a Greiferkopf; b Schalen; c auf- und abbewegbare Traverse, an der die Schalendrehachsen angeordnet; e Dreieckshebel mit senkrecht bewegbarer Drehachse f, bei g an den Schaufeln gelenkig angreifend und durch Kniehebel h mit dem Greiferkopf verbunden; i Lenker, ein symmetrisches Öffnen des Hebelsystems erzwingend; k Entleerseile, am Greiferkopf befestigt; l Hub- und Schließseile; m feste Rollen des Schließflaschenzuges, im Greiferkopf gelagert; n lose Rollen, in der Traverse gelagert; o Lenkrollen zu den Hub- und Schließseilen; p Befestigungen der Hub- und Schließseilenden in der Traverse; q Kolbenstangen, der im Greiferkopf eingebauten Ölbremsen zum sanften Schließen des Greifers.

Die kugelsektorartigen Schalen des Polyp-Greifers sind derart an den gebogenen Armen befestigt, daß sie leicht zu entfernen sind. Der Greifer ist dann zum Aufnehmen von Roheisenmasseln, Blechschrott, langlockigen Eisenspänen u. dgl. an Stelle eines Lasthebemagneten verwendbar. Der Polyp eignet sich auch als Baggergreifer, da er infolge seiner hohen Schließkraft große Steine und Blöcke fassen und festhalten kann.

Herstellung des Polyp auch als Einseilgreifer (mit Fangglocke) und als Motorgreifer (Pohlig).

2. Einseilgreifer.

Anwendung bei Kranen, die vorwiegend Stückgüter und nur zeitweise Schüttgüter verladen. Die Einseilgreifer haben den Vorzug, daß sie kein besonderes Windwerk (mit zwei Trommeln) erfordern und nach Bedarf ohne weiteres am Kranhaken aufgehängt werden können.

[1] Hersteller: Demag, A.G., Duisburg; I. Pohlig, A.G., Köln-Zollstock.

Der Einseilgreifer wird, ebenso wie der Zweiseilgreifer, in geöffnetem Zustande auf das Fördergut aufgesetzt. Er wird dann durch Anziehen der Hubseile geschlossen und durch ein Klinkwerk in diesem Zustande gehalten. Bei den meist üblichen Ausführungen wird der Schließ- und Lösekopf durch einen Entleerring[1] gezogen, der am Auslegerkopf des Kranes aufgehängt ist. Der Greifer wird dann soweit gesenkt, bis die Klinkennasen auf dem Entleerring aufsitzen. Durch weiteres Nachlassen der Hubseile wird das Klinkwerk ausgelöst und der Greifer entleert. Nach dem Entleeren kann der Greiferkopf bei eingezogenen Klinken den Entleerring passieren und geöffnet gesenkt werden. Das Entleeren des Einseilgreifers kann nur in der Höhenlage des Entleerringes geschehen. Diese kann dadurch eingestellt werden, daß man die Ketten oder Seile, an denen der Entleerring aufgehängt ist, nicht am Auslegerkopf befestigt, sondern an der Trommel einer kleinen, im Führerhaus untergebrachten Handwinde angreifen läßt. Bauarten von Einseilgreifern: Bünger — Burgdorf — Demag — Kampnagel — Laudi — Mohr & Federhaff u. a.

Abb. 377 gibt eine grundsätzliche Darstellung des MAN-Einseilgreifers, der sich hinsichtlich der Entleervorrichtung von den anderen Bauarten unterscheidet. Der Greifer hat zwei auf- und abbewegbare Traversen, die durch Stangen am Greiferkopf geführt sind. Die losen Rollen der beiden Schließflaschenzüge sind in der mittleren Traverse gelagert, während die Schaufeldrehpunkte an der unteren Traverse angeordnet sind. Die festen Seilenden der Rollenzüge sind am Greiferkopf gefedert befestigt. Die beiden bewegten Seilenden greifen an einem Gehängebügel an, der im Kranhaken eingehängt wird. An der mittleren Traverse ist eine Verriegelung angebracht, deren Riegelhebel beim Senken des Greifers in einen Bolzen der unteren Traverse eingreift. Hierdurch werden beide Traversen miteinander gekuppelt und der Greifer wird beim Hochgehen derselben geschlossen. Zum Entleeren wird die Verriegelung vermittels einer Zugkette von Hand ausgelöst. Die untere Traverse geht, wie beim Zweiseilgreifer, abwärts und der Greifer wird entleert. Die Zugvorrichtung kann auch so ausgeführt werden, daß sie vom Führerstand des Kranes aus betätigt wird. Wird der geöffnete Greifer auf das Fördergut aufgesetzt und werden die Flaschenzugseile nachgelassen, so setzt sich die obere Traverse auf die untere auf und beide werden durch Einschnappen der Verriegelung wieder miteinander verbunden. Beim Anziehen der Hubseile gehen beide Traversen nach oben und der Greifer wird geschlossen.

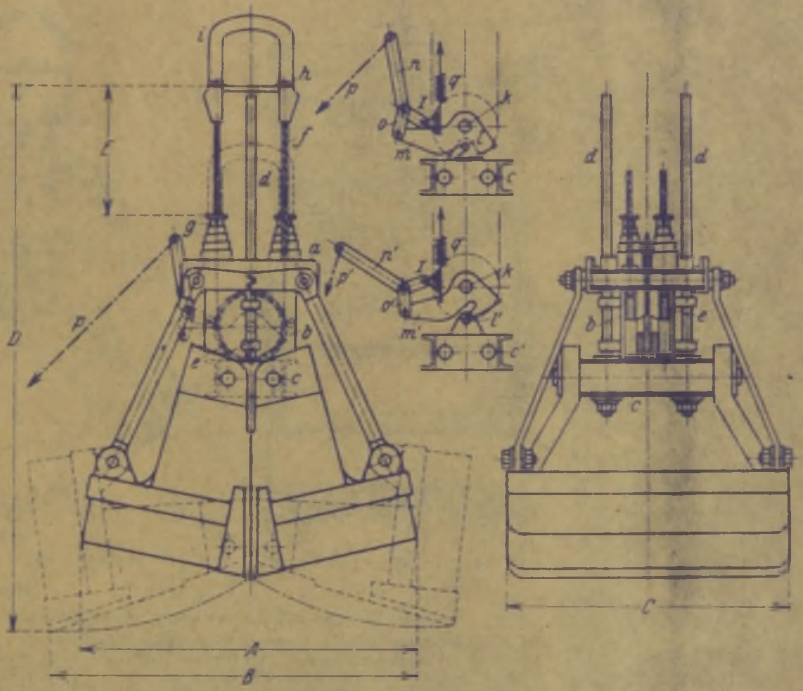


Abb. 377. MAN-Einseilgreifer.

a obere Traverse; *b* mittlere Traverse; *c* untere Traverse mit den Schaufeldrehpunkten; *d* Stangen, an *c* befestigt und zur senkrechten Führung der Traversen dienend; *e* lose Rollen zu den beiden Schließflaschenzügen; *f* Schließseile, bei *g* federnd an der oberen Traverse befestigt; *h* Befestigung der Schließseile am Aufhängebügel *i* des Greifers; *k* loser Rollenbolzen; *l* bis *o* Verriegelung zum Kuppeln der Traversen *b* und *c*; *p* Zugkette zum Auslösen der Verriegelung; *q* Feder, den Riegelhebel *m* in Eingriff haltend; *I* fester Drehpunkt an der mittleren Traverse.

Tabelle 39. Hauptabmessungen und Gewichte der MAN-Einseilgreifer (Abb. 377).

Inhalt	Abmessungen in mm					Gewicht
m³	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	kg
0,5	1500	1800	1300	3250	1400	1200
1,0	1700	2100	1600	3450	1600	1600
1,5	1900	2400	1900	3650	1700	2100

[1] Oder in eine Fangglocke.

3. Motorgreifer.

Die Motorgreifer (Abb. 378) entsprechen in ihrer Ausführung den Zweiseilgreifern, nur werden sie mittels eines Elektromotors und eines entsprechenden Windwerks geschlossen, die entweder im Greiferkopf oder in der auf- und abbewegbaren Traverse des Greifers eingebaut und staubdicht gekapselt sind.

Der Strom wird dem Schließmotor des Greifers durch ein bewegliches Kabel zugeführt, das an einen Steckkontakt angeschlossen wird. Zum Anlassen des Motors dient eine kleine Steuerwalze im Führerstand des Kranes. Ist der Motorgreifer an einem Dampfkran aufgehängt, so wird ihm der Strom durch Steckkontakte zugeführt, die in bestimmten Abständen längs der Kranfahrbahn angeordnet sind und an die das bewegliche Kabel des Motorgreifers angeschlossen wird.

Der Motorgreifer Bauart Laudi (Abb. 378) ist für großstückiges Fördergut (Steine u. dgl.) bestimmt; seine Schneiden sind zu diesem Zweck mit Stahlzähnen versehen. Der Schließflaschenzug des Greifers ist ein Zwillingsrollenzug mit sechs tragenden Seilsträngen.

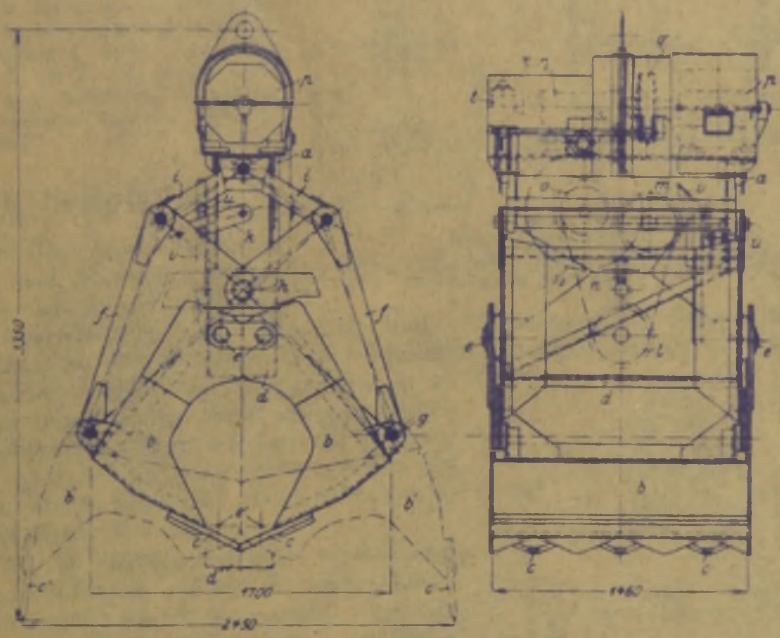


Abb. 378. Motorgreifer Bauart Laudi für großstückiges Fördergut.

a Greiferkopf; *b* Schalen; *c* zugespitzte Stahlzähne; *d* Traverse; *e* Schalendrehachsen an *d*; *f* Winkelhebel bei *g* an den Schalen angreifend und bei *h* an der Traverse drehbar; *i* Lenker, an *a* und *f* gelenkig angreifend; *k* Lenker, ein symmetrisches Öffnen der Schalen erzwingend; *l* lose Rollen, *m* Lenkerrollen, *n* Ausgleichrolle, *o* Trommel mit Rechts- und Linksgewinde zum Schließflaschenzug; *p* Motor; *q* elastische Kupplung, auf der die Haltebremse angeordnet; r_1/r_2 eingängiges Schneckengetriebe; s_1/s_2 Trommelvorgelege; *t* Magnetbremslüfter zur Haltebremse; *u* Endschalter (Kurbelschalter) zum Abschalten des Motors bei Beendigung des Schließvorganges; *v* Schalterlineal, an der Traverse befestigt.

Der Motorgreifer bietet im Betriebe verschiedene Vorteile. Seine hohen Beschaffungskosten infolge des eingebauten motorischen Windwerks werden dadurch teilweise ausgeglichen, daß der mit ihm ausgerüstete Kran kein besonderes Zweitrommelhubwerk erfordert. Auch fällt bei Kranen, die gleichzeitig zum Stückgutverladen herangezogen werden, das umständliche Lösen des Greifers von den Kranseilen und das Ansetzen einer Traverse fort, wodurch wesentlich an Zeit gespart wird.

Der Motorgreifer kann ferner beliebig weit geöffnet werden, was in manchen Fällen, wie beim Abgeben des Formsandes in der Gießerei, wo der ganze Greiferinhalt nicht auf einmal benötigt wird, erwünscht ist. Im Gießereibetrieb kann der Motorgreifer neben der Förderung von Schüttgütern (Koks, Sand u. dgl.) auch zum Graben der Gießgruben verwendet werden. Da er sich schnell abhängen läßt, so ist der Lasthaken des Kranes jederzeit zur Beförderung von Formkästen, Modellen und Gußstücken frei.

Weitere Bauarten von Motorgreifern: Demag („Maschinenbau" 1922, Heft 4, S. 230). — Losenhausenwerk („Maschinenbau" 1923/24, Heft 16, S. 575).

Der Ulmog-Greifer der Maschinenfabrik Unruh & Liebig ist ein elektrisch-hydraulischer Motorgreifer, der von der üblichen Stangengreifer-Bauart abweicht. Seine wesentlichen Vorzüge sind folgende:

Kleinere Bauhöhe und geringeres Gewicht sowie größere Maulweite und höhere Schließkraft gegenüber den bisherigen Motor- und Zweiseilgreifern.

Das Verhältnis von Nutzlast zu Totlast ist günstiger als bei anderen Bauarten. Z. B. ist dieses Verhältnis für Kohle mit einem Schüttgewicht von 0,8 t/m³ größer als 1.

Die Schließ- und Öffnungszeiten des Greifers sind außerordentlich niedrig, was eine entsprechend größere stündliche Spielezahl und Leistungserhöhung zur Folge hat. Für Greifer mit 1 bis 2,5 m³ Inhalt ist die Schließzeit beispielsweise 10 bis 13 sek und die Öffnungszeit 4 bis 5 sek.

Einfache Steuerung, da (bei Drehstrom) zum Betätigen des Greifers ein Schalter dient, der nur die Stellungen „Schließen" und „Öffnen" aufweist. Da dieser Schalter und die Hubsteuerwalze gleichzeitig bedienbar sind, so können beide Bewegungen ohne Gefahr überlagert werden.

Bauart des Ulmog-Greifers siehe Z. V. d. I. 1930, S. 161.

IV. Gießgefäße.

(Fördergefäße für flüssiges Eisen, flüssigen Stahl und andere flüssige Metalle.)

a) Schmelztiegel.

Die Schmelztiegel werden aus feuerfestem Stoff gefertigt und zum Schmelzen von Kupferlegierungen, zum Umschmelzen von schmiedbarem Guß sowie zur Herstellung von Tiegelgußstahl verwendet.

Inhalt der Tiegel: 40 bis 300 kg.

Für das Ausheben der Tiegel aus den feststehenden Tiegelöfen sowie zum Tragen der Tiegel dienen besonders gestaltete Zangen und Gabeln, die die Tiegel so fassen, daß die durch die Hitze weniger widerstandsfähig gewordenen Tiegelwandungen nicht beschädigt werden. Bei Tiegeln größeren Inhalts sind besondere Hebezeuge zum Ausheben aus dem Ofen erforderlich.

b) Gießpfannen.

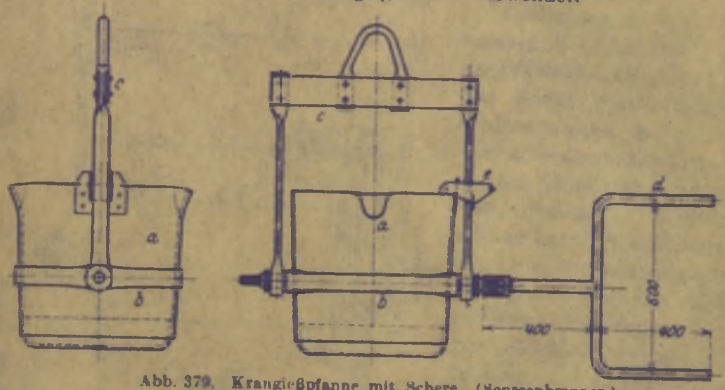


Abb. 379. Krangießpfanne mit Schere. (Sensenbrenner.)
a Pfanne; *b* Tragring mit Zapfen; *c* Bügel zum Aufhängen im Kranhaken; *d* Kippschere; *e* Klinke zum Feststellen der Pfanne während des Transportes.

Die Gießpfannen sind kippbare, aus Stahlblech hergestellte Gefäße, die im Innern mit feuerfesten Steinen ausgekleidet sind. Gießpfannen mit kleinem Eiseninhalt werden mit Lehm ausgeschmiert und von Hand befördert. Handgießpfannen von 15 bis 25 kg Inhalt haben einen angenieteten Stiel, Pfannen von 50 bis 300 kg Inhalt werden durch geeignet gestaltete Scheren getragen. Größere Gießpfannen (mit über 300 kg Eiseninhalt) werden auf Schmalspurbahnen, auf Hängebahnen oder durch Krane befördert.

Die im Gießereibetriebe verwendeten Krangießpfannen werden für einen Eiseninhalt von 0,3 bis 15 t hergestellt. Sie haben eine schwach konische Form und lichte Durchmesser von 400 bzw. 500 bis 1500 bzw. 1650 mm. Lichte Höhe: 470 bis 1650 mm. Blechstärke: 6 bis 16 mm. Fertiggewicht (einschließlich Chamottefutter): 105 bis 3000 kg.

Zum Aufhängen am Kranhaken sind die Pfannen in einem Gehängebügel kippbar gelagert. Dieser Bügel wird bei kleineren Pfannen aus einem gebogenen Flacheisen und bei größeren nach Art von Abb. 379 hergestellt.

Besondere Aufmerksamkeit erfordert das Kippen der Gießpfannen.

Krangießpfannen mit kleinerem Inhalt werden vermittels einer Schere von Hand gekippt (Abb. 379) und gegen unbeabsichtigtes Kippen durch eine Feststellklinke gesichert. Pfannen dieser Art sind im Bereich der Rheinisch-Westfälischen Maschinen- und Kleineisen-Industrie-Berufsgenossenschaft nur für einen Eiseninhalt bis 1000 kg zugelassen.

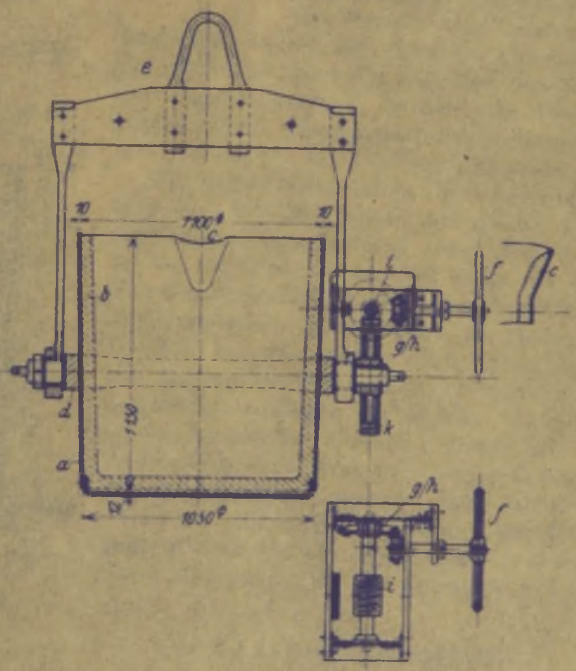


Abb. 380. Gießpfanne für 5000 kg Eiseninhalt. (Ardeltwerke.)
a Pfanne mit angenietetem Boden; *b* Chamottefutter; *c* Schnauze (beiderseitig); *d* Ring mit Zapfen; *e* Gehängebügel; *f* Handrad zum Kippwerk; *g*–*h* Kegelräderpaar; *i*–*k* Schneckenvorgelege.

Das Kippen größerer Gießpfannen geschieht durch ein besonderes Kippwerk, das durch ein Handrad angetrieben wird. Die Übersetzung des Kippwerks ist je nach der Pfannengröße ein

eingängiges, selbsthemmendes Schneckengetriebe oder ein Kegelrädergetriebe und ein Schneckenvorgelege (Abb. 380). Bei ersterer Ausführung kreuzt die Handradwelle die Kippachse, bei letzterer liegt sie parallel zu ihr. Diese Ausführung hat den Vorzug, daß die Arbeiter nicht so sehr von der strahlenden Wärme belästigt werden.

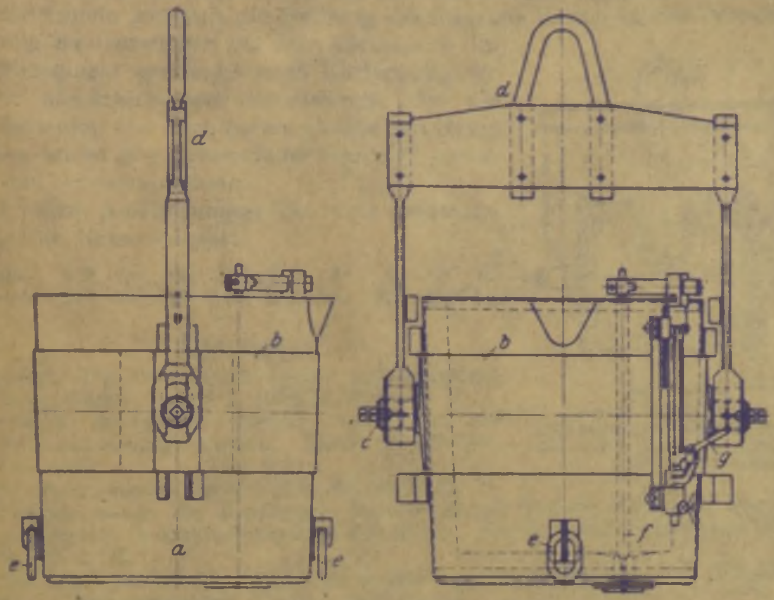


Abb. 381. Stahlgießpfanne mit Stopfenverschluß. (Demag.)
a Pfanne; b Ring mit angeschweißten Zapfen c; d Gehängebügel; e Kettenglieder zum Einhängen der Kippkette; f Stopfen zum Verschließen des Bodenloches; g Handhebel zur Betätigung des Stopfenverschlusses.

Gießpfannen mit Bodenverschluß (Abb. 381) erhalten im Pfannenboden ein Gießloch, das durch einen Stopfen verschlossen wird, der an einer auf- und abbewegbaren Stange sitzt.

Die Stopfenstange (Abb. 382) wird durch ein seitliches Gestänge betätigt und muß wegen der Temperaturausdehnung mit genügend großem Spielraum geführt sein. Wegen des schnellen Verschleißes durch Abbrand müssen die verschiedenen Einzelteile stark bemessen und leicht auswechselbar sein.

Die Gehänge der Gießpfannen erfordern eine sorgfältige Durchbildung. Die Tragzapfen der Pfannen sind reichlich zu bemessen und mit dem Ring aus einem Stück zu schmieden und nicht gesondert anzunieten. Die Zugstangenaugen, in denen die Pfannenzapfen ruhen, müssen reichlich breit sein, da sich die Zapfen sonst leicht festfressen.

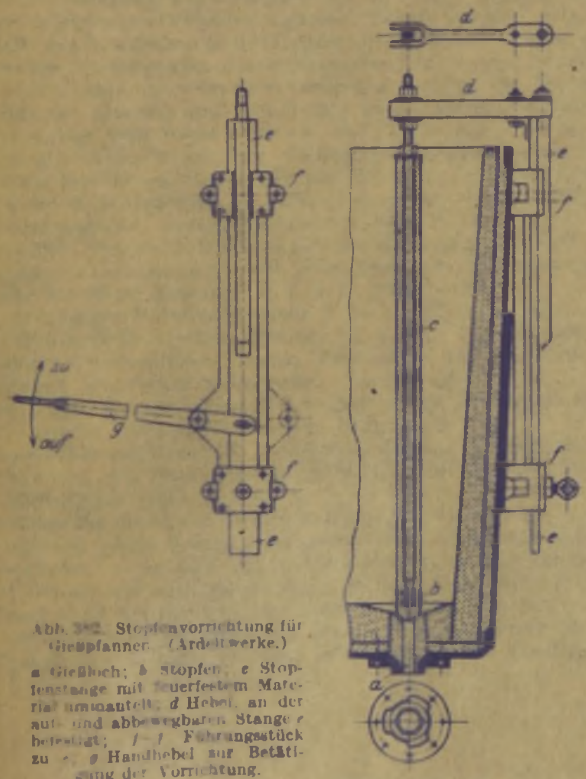


Abb. 382. Stopfenvorrichtung für Gießpfannen. (Ardeltwerke.)
a Gießloch; b Stopfen, c Stopfenstange mit feuerfestem Material ummantelt; d Hebel, an der auf- und abbewegbaren Stange c befestigt; e f Führungsstück zu c; g Handhebel zur Betätigung der Vorrichtung.

Die in den Stahlwerken verwendeten Gießpfannen (Abb. 381) haben den großen Transportmengen entsprechend einen Inhalt von 30 bis 100 t, in neuerer Zeit sogar bis 150 t. Für das Eingießen des flüssigen Stahls in die Kokillen haben die Pfannen im Boden ein Gießloch mit Stopfenverschluß. Zum Kippen sind am unteren Mantelende der Pfannen Ösen angenietet, an denen der Seilzug des elektrischen Kippwerks angreift. Dieses ist entweder als Hilfshubwerk auf der Laufkatze des Krans angeordnet, oder der Kran erhält eine besondere Hilfslaufkatze, die auf den Untergurt je eines Haupt- und Seitenträgers fährt. Siehe Abschnitt „Hüttenwerkskrane".

c) Gießtrommeln.

Die Gießtrommeln (Abb. 383) werden im Gießereibetriebe für Eiseninhalte von 0,5 bis 5 t verwendet und zur Beförderung durch Schmalspurwagen, wie auch für den Krantransport ausgeführt.

Die Anwendung der Gießtrommeln bietet folgende Vorteile: Leichte Handhabung, völlig gefahrlose Bedienung und geringe Wärmestrahlungsverluste infolge der geschlossenen Gefäßform. Die Arbeiter werden nicht so sehr durch Hitze- und Lichtausstrahlung belästigt wie bei den Gießpfannen.

Das Kippen einer Gießtrommel erfordert weniger Kraftaufwand als das einer, an Eiseninhalt gleichwertigen Gießpfanne, bei der das Eisen teilweise gehoben werden muß, während bei den Gießtrommeln lediglich die Reibung des flüssigen Eisens an der Trommelwand und die Zapfenreibung zu überwinden ist. Das Ausmauern der Gießtrommeln geschieht nach Entfernung der leicht abschraubbaren Seitenwände. Da die Gießpfannen von allen Seiten gleiche Spannung haben, so ist ihre Lebensdauer erheblich größer als die der Gießpfannen.

Übliche Ausführungsgrößen von Gießtrommeln für Krantransport:

Inhalt:	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	5 t,
Gewicht:	270	350	470	575	705	885	950	1200 kg.

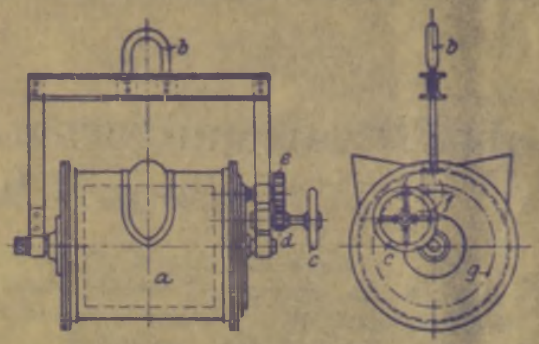


Abb. 383. Gießtrommel. (Sensenbrenner.)
a Trommel, mit Chamotte ausgefüttert; *b* Aufhängebügel; *c* Handrad zum Kippen der Trommel dienend und mittels des Vorgeleges *d—e* und des Ritzels *f* auf den an der Trommelstirnwand befestigten Innenzahnkranz *g* arbeitend.

Literatur.

Aumund: Das Verladen und Lagern umladeempfindlicher Güter. Z. V. d. I. 1928, S. 1221.

Borchers: Starrgeführte Greifer, ihre Vorteile und Entwicklungsmöglichkeiten. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1919.

Götz: Kranwaagen. Fördertechn. Bd. 20, S. 22.

Seilablenkwaage der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff. Fördertechn. Bd. 21, S. 40.

Hänchen: Die Lastaufnahmemittel der Krane. Maschinenbau (Gestaltung) 1922/23, S. 197; 1923/24, S. 1, S. 567 u. 717.

— Die Lasthebemagnete und ihre Anwendung im Werkstättenbetriebe. Betrieb 1921, S. 157.

Müller: Lasthebemagnete. Dingler 1917, S. 246.

Nineelt: Über Kraft- und Arbeitsverteilung an Greifern, besonders an Motorgreifern. Fördertechn. 1927, S. 174.

Pfahl: Versuche mit Selbstgreifern. Z. V. d. I. 1912, S. 2005.

— Kräfteverteilung bei Selbstgreifern. Z. V. d. I. 1913, S. 1182.

Neuer selbsttätiger Stücklastengreifer (Bauart Gerdes). Der Kranführer steuert von seinem Standort aus, läßt den Kranhaken in die Tragöse des Greifers schlüpfen und hebt an. In diesem Augenblick nehmen die beiden Schließwangen des Greiferkopfes Fühlung mit der Hakenflasche und umklammern sie, wodurch der Greifer gegen unerwünschtes Verdrehen gesichert ist. Der Führer kann daher die Last sicher greifen, nach Belieben absetzen und den Greifer wieder allein aushängen. Auch kann er ohne Hilfsarbeiter Lasten stapeln oder vom Stapel abbauen. Der Greifer hat einen bestimmten Schließweg und ist eine Sonderbauart für gleichartige Stückgüter. Herstellung für Formkästen. Maschinenteile, tragbügellose Lastgefäße u. dgl., sowie für Walzen, Röhren, Fässer, Blöcke u. dgl. Fördertechn. 1931, S. 376.

Temperaturschutzpatrone für Lasthebemagnete. Dingler 1921, S. 228.

Lasthebemagnete. Demag-Nachrichten 1928, S. 43.

Krankübel (Betonkübel) mit regelbarer Entleerung (Bauart Wolff). Fördertechn. 1931, S. 325.

Klappkübel-Verladeanlagen mit selbstgreifenden Kübelgeschirren. Demag-Nachrichten 1929, S. 86.

Greifer für 23 m³ Fassung. Z. V. d. I. 1919, S. 967.

Ein neuzeitiger Holzgreifer (Mohr & Federhaff, Mannheim). Z. V. d. I. 1929, S. 1174.

Ein drehbarer Holzgreifer (Demag). Z. V. d. I. 1929, S. 1640.

Grubenholz-Selbstgreifer. Demag-Nachrichten 1931, S. A 19.

Elektrisch betriebener Selbstgreifer. Dingler 1920, S. 32.

Wandlungen im Greiferbau (Trimmgreifer und Mehrschalengreifer). Z. V. d. I. 1931, S. 269.

Polyp-Greifer. Demag-Nachrichten 1929, S. 26.

Einseilgreifer von Dango & Dienenthal, Siegen. Fördertechn. 1931, S. 78.

Verwendung von Einseilgreifern in der Gießerei (Bauart; Milwaukee Electric Crane- and Hoist Corporation). Fördertechn. 1930, S. 416.

Vierseilgreifer Bauart Orenstein & Koppel, A.-G., Berlin. Der Greifer kann in jeder Höhenlage schnell oder langsam geöffnet oder geschlossen werden, d. h. man kann die teilweise geöffneten Greiferschalen wieder schließen, wenn noch ein Teil des Fördergutes im Greifer ist. Der Greiferinhalt läßt sich daher beim Entladen auf mehrere Stellen verteilen. Die beiden Hub- und Schließseile und die beiden Entleerseile sind nicht am Greifer selbst geteilt, sondern bestehen aus je einem durchlaufenden Seil, das am Greifer über eine Ausgleichrolle läuft. Durch diese Anordnung fällt das Einstellen des Greifers fort und der Greifer hängt sich in jeder Stellung selbsttätig in die günstigste senkrechte Lage. Fördertechn. 1931, S. 351.

C. Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane[1].

Elektrischer Antrieb s. S. 8 „Antriebsarten der Winden und Krane".

Zur elektrischen Ausrüstung eines Kranes gehören: Die Motoren, die Steuervorrichtungen und Widerstände, die Bremslüfter, die Sicherheitsvorrichtungen, die Schaltanlage, die Schleifleitungen und Stromabnehmer, sowie die auf dem Kran isoliert verlegten Leitungen.

Der Betrieb der Winden und Krane ist aussetzend.

Arbeitsbedingungen des aussetzenden Betriebes.

Für die Wahl und Bemessung der Teile der elektrischen Ausrüstung eines Kranes sind folgende vier Richtwerte maßgebend:

1. Prozentuale Einschaltdauer.

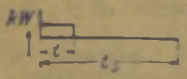


Abb. 384.

Das Verhältnis

$$\varepsilon = \frac{\text{Einschaltdauer während eines Spiels}}{\text{Spieldauer}} = \frac{t}{t_s} \quad \text{(Abb. 384)}$$

wird „relative Einschaltdauer" genannt.

Das Hundertfache dieses Wertes wird als „prozentuale Einschaltdauer" (% ED) bezeichnet. Für die prozentuale Einschaltdauer sind folgende Normalwerte festgelegt:

15%, 25% und 40% ED.

Als Spieldauer für die prüffeldmäßige Ermittelung der Aussetzleistung der Motoren sind 10 Minuten vorgeschrieben, was einer Spielzahl von 6 in der Stunde entspricht.

Die von den Elektrizitätsfirmen für die drei prozentualen Einschaltdauern in ihren Listen geführten Motoren müssen beliebig lange mit ihrer Nennleistung nach folgenden Spielen arbeiten können, ohne sich über die in den REM festgelegten Grenzen zu erwärmen.

Bei 15% ED (Abb. 384): $t = 90$ sek; $t_s = 600$ sek;
„ 25% ED (Abb. 384): $t = 150$ sek; $t_s = 600$ sek;
„ 40% ED (Abb. 384); $t = 240$ sek; $t_s = 600$ sek.

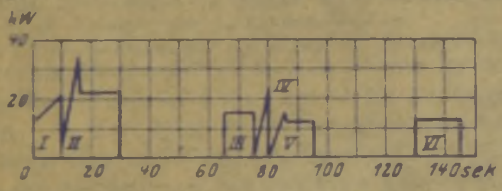


Abb. 385. Arbeitsspiel zum Hubwerk eines Greiferdrehkranes. (SSW.)

I	Greifer schließen	10 sek
II	Greifer voll heben	20 „
III	Greifer voll senken (Bremsschaltung)	10 „
IV	Greifer öffnen	5 „
V	Greifer leer heben	15 „
VI	Greifer leer senken (Bremsschaltung)	14 „
	Summe der Einschaltzeiten:	74 sek

Die zeichnerische Darstellung der Einschaltzeiten und stromlosen Pausen während einer bestimmten Betriebszeit wird als Arbeits- oder Förderspiel bezeichnet.

Ein Arbeitsspiel läßt sich nur bei regelmäßig arbeitenden Hebezeugen, z. B. für das Hubwerk eines Greiferkranes (Abb. 385), aufstellen.

Aus dem Diagramm Abb. 385 werden die Summe der Einschaltzeiten mit 74 sek und die Spieldauer zu 150 sek entnommen. Die prozentuale Einschaltdauer beträgt daher: $100 \cdot \frac{74}{150} = 49\%$. Da jedoch die Motor-

[1] Schiebeler: Elektromotoren für aussetzende Betriebe und Planung von Hebezeugantrieben. Leipzig: S. Hirzel. 1926. — SSW: Berechnung von Kranmotoren für gegebene Arbeitsspiele. — SSW: Fahr- und Hubwerksschaltungen für Hebezeuge. — VDE: Normen für die Betriebsspannungen elektrischer Starkstromanlagen (Sonderdruck Nr. 393). — VDE: Regeln für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen. REM 1923 (SD Nr. 288). — VDE: Regeln für die Bewertung und Prüfung von Steuergeräten, Widerstandsgeräten und Bremslüftern für aussetzenden Betrieb. RAB 1927 (SD Nr. 368). — VDE: Leitsätze für die Errichtung von Fahrleitungen für Hebezeuge und Transportgeräte (SD Nr. 322).

listen nur Motoren bis 40% ED enthalten, so muß die bei 40% ED aus dem Diagramm berechnete mittlere quadratische Leistung auf 40% ED umgerechnet werden, um dann einen passenden Motor auswählen zu können.

Für die meisten Hebezeuge (z. B. Werkstättenkrane) kann ein Arbeitsspiel nicht ermittelt werden, da sie vollkommen unregelmäßig arbeiten. Die prozentuale Einschaltdauer muß dann nach Erfahrungswerten bestimmt werden.

Abb. 386 gibt einen Vergleich der Aussetzleistungen eines Motors (DH 203/10—600 der SSW) bei 15, 25 und 40% ED und läßt die Leistungsabnahme N_{kW} bei zunehmender ED erkennen.

Motoren mit 15% ED kommen heute nur noch selten vor. Häufigster Wert: 40 und 50% ED. Äußerst (z. B. bei Stripperkranen): 70 bis 75% ED. Siehe auch S. 186 „Literatur".

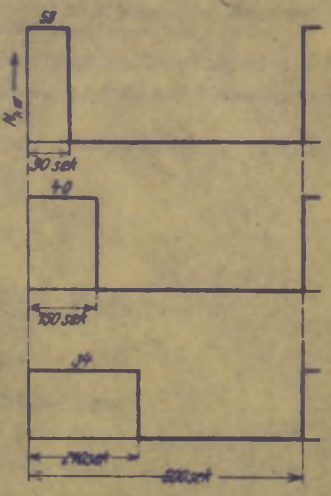


Abb. 386.

2. Relative (prozentuale) Last.

Das Spiel eines Kranes, z. B. eines Laufkranes, setzt sich aus folgenden einzelnen Arbeitsvorgängen zusammen:

Kranfahren (leer) — Katzenfahren (leer) — Senken des leeren Hakens — Lastanbinden — Heben des belasteten Hakens — Katzenfahren (belastet) — Kranfahren (belastet) — Senken des belasteten Hakens — Losbinden der Last. Hierbei wird je ein Weg mit der Vollast (Nutzlast + Totlast) und einer mit der Totlast zurückgelegt.

Beim Hubwerk eines Kranes für Stückguttransport ist die Größe der Nutzlast den jeweiligen Betriebsverhältnissen entsprechend veränderlich. Maßgebend für die Bemessung des Hubwerks ist die Vollast Q = größte Nutzlast Q_n + Totlast Q_0. Die Totlast (leerer Haken, Gehänge, Zange u. dgl.) ist bei den Stückgut-Hubwerken im allgemeinen klein im Verhältnis zur Vollast, während sie bei Hubwerken mit Magnet-, Greifer- oder Gießpfannenbetrieb groß ist.

Für das Katzenfahrwerk gilt das Gewicht der Katze einschließlich dem Lastaufnahmemittel als Totlast, für das Kranfahrwerk das gesamte Krangewicht.

Die relative Last kennzeichnet den Lastenwechsel durch den Mittelwert der Drehmomente an der Motorwelle bei Vollast (M) und bei Totlast (M_0) im Verhältnis zum Vollastmoment.

Relative Last:
$$M_r = \frac{1}{2}\left(\frac{M}{M} + \frac{M_0}{M}\right) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{M_0}{M}\right). \qquad (178\,b)$$

Für den Hubmotor eines Stückgutkranes ist das Drehmoment bei Totlast $M_0 \approx 0{,}1\,M$, und die relative Last $M_r = 0{,}55$.

Bei Greiferhubwerken ist das Gewicht des leeren Greifers etwa gleich dem halben Gewicht des gefüllten Greifers. $M_0 \approx 0{,}5\,M$; $M_r = 0{,}75$.

Für Katzenfahrwerke ist die relative Last im Durchschnitt $M_r = 0{,}65$ bis $0{,}75$, und für Kranfahrwerke je nach Größe der Spannweite 0,75 bis 0,90.

Bei der Bestimmung des Wertes M_0/M ist auch der Wirkungsgrad des Triebwerks zu berücksichtigen, der sich mit abnehmender Last verschlechtert.

Die Listenleistungen (der AEG) sind für die relative Last = 1, d. h. für Gleichlast aufgestellt. Bei Wechsellast kann das Motormodell um so höher belastet werden, je kleiner die relative Last ist.

Der Begriff der relativen Last ist für die Bemessung der Motoren nicht von wesentlicher Bedeutung. So z. B. muß ein Hubmotor seinem Anzugsmoment nach der Vollast gewachsen sein, auch wenn diese nur selten gehoben wird. Im übrigen wird die durchschnittliche Motorbelastung durch die Bestimmung der mittleren quadratischen Leistung berücksichtigt.

3. Beschleunigung.

Eine Berücksichtigung der Anlaufbeschleunigung ist im allgemeinen, sowohl bei Gleichstrom-, wie auch bei Drehstrommotoren, nicht erforderlich, da hierfür bereits in den Konstanten der Motoren Zuschläge enthalten sind. Dies gilt besonders für Krantriebwerke, bei denen die Summe der auf die Motorwelle bezogenen Schwungmomente der Triebwerkteile den zu beschleunigenden Motorschwungmassen (Anker und elastische Kupplung) gegenüber klein ist. Eine Nachprüfung des Motoranzugmomentes bzw. ein Zuschlag für die Beschleunigungsarbeit kommt nur gelegentlich, z. B. bei dem Fahrmotor der schnell fahrenden Katze einer Verladebrücke, in Frage.

4. Schalthäufigkeit.

Die Anzahl der während einer Stunde lebhaften Betriebes vorkommenden Schaltungen kennzeichnet mit den an die Regelung des Krans gestellten Anforderungen die Art des Schaltbetriebes.

Arten des Schaltbetriebes:

α) Gewöhnlicher Betrieb. Bei diesem wird ein stoßfreies Anlassen des Motors, aber keine besonders feine Regelung gefordert.

Beispiele: Kleinhebezeuge und Laufkrane in elektrischen Zentralen. Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 30. — Werkstätten-Laufkrane und ähnliche Transportkrane. Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 120.

β) Anlaufregelungsbetrieb. Es wird ein sanftes Anlaufen und eine feinstufige Regelung des Motors gefordert, wobei die Benutzung der ersten Regelstufen besonders häufig ist.

Beispiele: Gießerei-, Montage- und Nietkrane. Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 150 bis 300.

γ) Beschleunigungsbetrieb. Es wird eine schnelle Beschleunigung größerer Massen gefordert, wobei meist bis auf die letzte Stellung des Kontrollers geschaltet wird.

Beispiele: Flott arbeitende Greiferkrane, Hüttenwerkskrane und Blockrollgänge in Walzwerken. Zahl der stündlichen Schaltungen: 240 bis 300 und 600.

I. Motoren.

a) Betriebseigenschaften der Motoren.

1. Gleichstrommotoren.

α) Reihenschlußmotor (Hauptstrommotor).

Anker und Feld liegen in demselben Stromkreis (Abb. 387). Zum Anlassen des Motors dient ein in dem Stromkreis liegender Widerstand, der stufenweise abgeschaltet wird, bis der Motor seine volle Drehzahl erreicht hat. Umkehren der Drehrichtung geschieht durch Umkehren der Ankerstromrichtung unter Beibehalten der Feldstromrichtung.

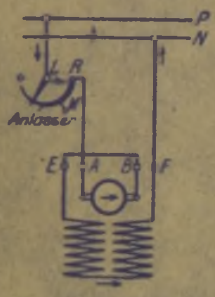


Abb. 387. Schaltbild des Reihenschlußmotors.
P—N Netz. *A—B* Anker. *E—F* Feld.

Der Hauptstrommotor hat ein großes Anzugsmoment, das etwa gleich dem 2,5 bis 3fachen normalen Drehmoment (Vollastmoment) ist. Bei zunehmender Belastung läßt seine Drehzahl nach, bei sinkender Belastung nimmt er höhere Drehzahlen an (siehe Kurve v_1 auf Abb. 388). Wegen dieser Eigenschaften ist der Reihenschlußmotor der gegebene Kranmotor, und etwa 95% aller mit Gleichstrom betriebenen Kranmotoren sind Reihenschlußmotoren.

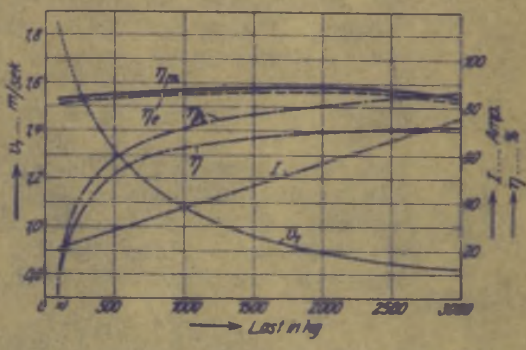


Abb. 388. Schaulinien des Gleichstrom-Hubwerkes eines Stückgut-Tordrehkranes von 3 t Tragkraft (AEG).
Motor: 28 kW; 600 Uml./min; 440 V.
v_1 Hubgeschwindigkeit in m/sek; I Strom in Amp.; η_A Hubwerk-, η_m Motor-, η_e elektrischer-, η Gesamtwirkungsgrad. *) Leerer Haken.

Die Möglichkeit des Durchgehens liegt bei dem Reihenschlußmotor nur da vor, wo Leerlauf eintreten kann (z. B. durch Herabfallen des Riemens). Leerlauf kommt aber im Kranbau kaum vor, da schon der Reibungswiderstand eines Triebwerks eine genügende Belastung für den Motor darstellt.

Auch bei den Hubwerken der Hafendrehkrane für Stückgutbetrieb (Tragkraft 2,5 bzw. 3 t), die nur ein im Ölbad laufendes Stirnrädergetriebe mit genau geschnittenen Zähnen und entsprechend hohem Wirkungsgrad haben, wurde festgestellt, daß das Hubmoment des leeren Hakens nur etwa 10% des Vollastdrehmomentes beträgt[1]. Auch diese starke Entlastung ist bei Wahl eines langsam laufenden Motors noch zulässig.

Beim Senken schwerer Lasten wird der Motor von der Last angetrieben und ist daher negativ belastet. Auch in diesem Falle kann ein Durchgehen nicht eintreten, da die Last zwecks Regeln der Senkgeschwindigkeit mechanisch oder elektrisch abgebremst wird (s. S. 172).

Reihenschlußmotoren mit Hilfspolen (Wendepolen) beseitigen bei schwerem Kranbetrieb (z. B. bei Hüttenwerkskranen) die am Kollektor auftretende Funkenbildung, die auf zu starke Überlastung, das erforderliche schnelle Anlassen und das scharfe Bremsen zurückzuführen ist. Die Anordnung der Hilfspole erhöht zwar die Anlagekosten des Motors, steigert aber dessen Betriebssicherheit und Lebensdauer.

[1] Schiebeler: Die elektrischen Ausrüstungen der Hebezeuge in Hafenanlagen. Jahrb. d. Hafenbautechn. Gesellschaft 1920.

β) Nebenschlußmotor.

Die Feldwicklung liegt parallel zum Anker (Abb. 389). Der Motor verhält sich wie ein fremderregter Motor, dessen Erregerstrom konstant gehalten wird. Läuft er leer, so nimmt er nur einen geringen Strom auf, der die Leerlaufverluste deckt. Seine Drehzahl ist begrenzt, da er — im Gegensatz zum Reihenschlußmotor — mit vollem Flusse arbeitet. Mit zunehmender Belastung ändert sich die Drehzahl nur wenig und kann daher praktisch als konstant angenommen werden. Der Motor läuft gut an, so lange die Klemmenspannung den ihr zukommenden Wert hat. Er wird überall da angewendet, wo bei wechselnder Belastung eine ziemlich gleichbleibende Geschwindigkeit gefordert wird (Aufzüge, Fördermaschinen u. dgl.).

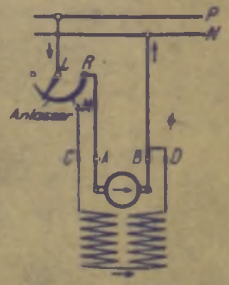


Abb. 389. Schaltbild des Nebenschlußmotors. *P—N* Netz. *A—B* Anker. *C—D* Feld.

2. Drehstrommotoren.

Die im Hebezeugbau angewendeten Drehstrommotoren sind Asynchronmotoren mit Induktionswirkung[1].

Motoren mit Kurzschlußläufern kommen nur für sehr kleine Leistungen (bei elektrischen Kleinhebezeugen) in Betracht. In allen übrigen Fällen haben die Motoren Schleifringläufer (Abb. 390). Für kleinere Leistungen wird der Läufer zweiphasig, für mittlere und größere dreiphasig gewickelt.

Die Ständerwicklung des Drehstrommotors liegt unmittelbar (ohne Widerstand) am Netz. Die Enden der Läuferwicklung sind an drei Schleifringe geführt (Abb. 390), an die je ein regelbarer Vorschaltwiderstand angeschlossen ist. Diese drei Widerstände werden gleichzeitig und durch ein Steuerorgan aus- und eingeschaltet. Umkehr der Drehrichtung dadurch, daß zwei der Netzanschlüsse der drei Ständerwickelungen miteinander vertauscht werden.

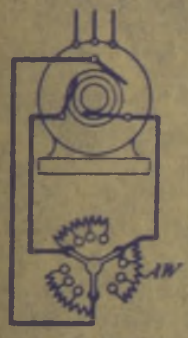


Abb. 390. Drehstrommotor mit Schleifringläufer (Schaltbild).

Nenndrehzahlen bei einer Frequenz von 50 Hz in der Sekunde: 1500—1000—750 und 600.

Die Nenndrehzahl des Drehstromasynchronmotors tritt ebenfalls bei Leerlauf auf und auch dann, wenn die Widerstände in den Läuferkreis geschaltet sind. Gibt der Motor Leistung ab, so kann seine Drehzahl durch Einschalten von Widerständen nur vermindert werden. Bei kurz geschlossenem Läufer und einer Belastung gleich dem Vollastmoment sinkt die Drehzahl nur um etwa 5% und kann daher — ebenso wie beim Gleichstromnebenschlußmotor — praktisch als unveränderlich betrachtet werden (Kurve v_1 auf Abbildung 391).

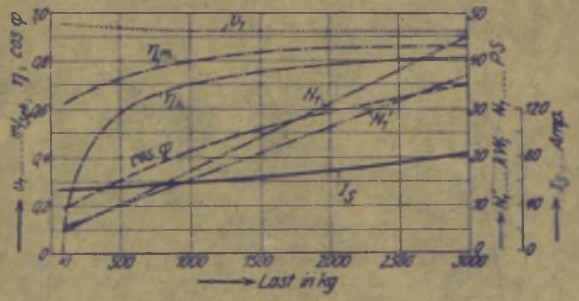


Abb. 391. Schaulinien des Drehstromhubwerkes eines Stückgut-Tordrehkranes von 3 t Tragkraft (AEG).
Motor: 33,2 kW (45 PS); 585 Uml./min; 380 V, 50 Hz.
v_1 Hubgeschwindigkeit in m/sek; N_1 aufgenommene Leistung in kW; N'_1 abgegebene Leistung in PS; η_a Hubwerk-; η_m Motorwirkungsgrad in Proz.; I_s Ständerstrom in Amp (bei 380 V); $\cos\varphi$ Leistungsfaktor. *) Leerer Haken.

Wird der Drehstrommotor von einer durchziehenden Last als Generator angetrieben, so steigt seine Drehzahl über die synchrone, und zwar in dem Maße, je mehr Widerstand in den Läuferkreis gelegt wird.

Der Höchstwert des Drehmomentes eines Drehstrommotors (Abb. 392) wird als Kippmoment bezeichnet. Belastet man den Drehstromasynchronmotor über sein Kippmoment hinaus, so bleibt er stehen und läuft bei Entlastung unter dasselbe wieder weiter. Der Synchronmotor dagegen würde nicht weiterlaufen und müßte neu angelassen werden. Er ist daher für den Hebezeugbau ungeeignet.

Das Kippmoment (Anzugsmoment) des Asynchronmotors ist bei 25% ED etwa gleich dem 2,5 bis 2,8fachen Nenndrehmoment. Bei 15% ED ist es kleiner und bei 40% ED größer.

Der Doppelkranmotor der AEG unterscheidet sich von dem normalen Schleifring-Asynchronmotor dadurch, daß er im Ständer und Läufer eine zweite Wicklung von niederer Polzahl aufweist. Die Ständerwicklung

[1] In neuerer Zeit werden im Kranbau auch Kommutatormotoren (Drehstrom-Reihenschlußmotoren) angewendet, deren Drehzahl wirtschaftlich regelbar ist (S8W).

mit hoher Polzahl für langsameren Gang arbeitet zusammen mit einer Schleifringwicklung im Läufer, die zweite Ständerwicklung mit geringerer Polzahl für schnelleren Gang mit einer Kurzschlußwicklung im Läufer.

Für kleinere Leistungen wird der Doppelkranmotor für die synchronen Drehzahlen 750 und 1500, für größere Leistungen für die beiden Drehzahlen 600 und 1000 ausgeführt. Die beiden Wicklungen werden für Kranhubwerke für gleiche Leistung ausgelegt. Der Hauptvorteil des Motors liegt in der, durch die Geschwindigkeitssteigerung bedingten erhöhten Förderleistung. Diese kommt auch bei kleineren Hubhöhen zur vollen Geltung, weil

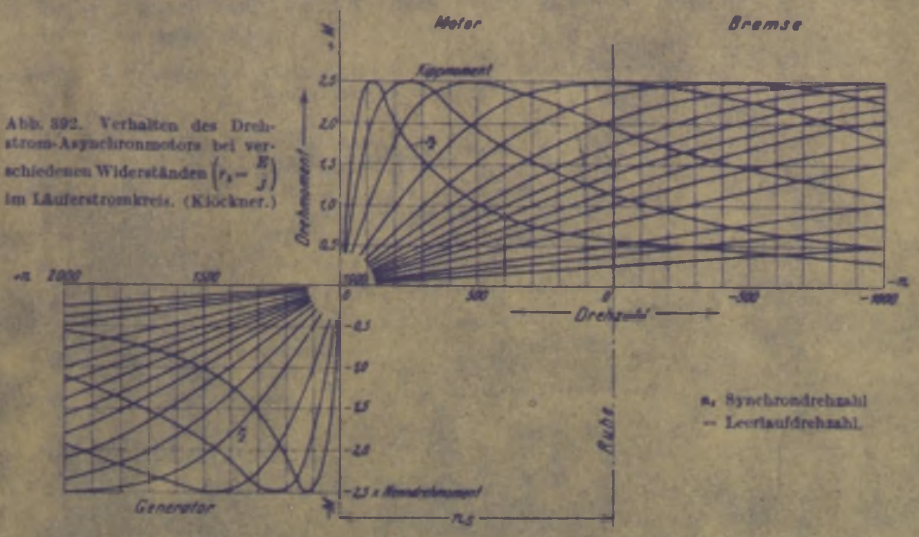


Abb. 392. Verhalten des Drehstrom-Asynchronmotors bei verschiedenen Widerständen $\left(r_v = \frac{E}{J}\right)$ im Läuferstromkreis. (Klöckner.)

die Beschleunigung von der normalen auf die doppelte Geschwindigkeit sehr schnell vor sich geht. Bei einem Hafenstückgutkran würde beim Heben der Halblast diese in $1^1/_2$ sek von der normalen auf die doppelte Geschwindigkeit beschleunigt. Der Doppelkranmotor weist einen günstigeren Stromverbrauch und einen besseren Leistungsfaktor als der normale Asynchronmotor auf. Beim Senken durchziehender Lasten ist die Energierückgewinnung beim Einschalten der Kurzschlußwicklung doppelt (bei $n = 1500$) oder 1,66 mal (bei $n = 1000$) so groß als beim normalen Asynchronmotor, der unter Einschalten der Anlaßwiderstände übersynchron mit der gleichen Höchstdrehzahl läuft.

b) Bauarten der Motoren.

Die Kranmotoren werden in ihrer überwiegenden Zahl mit Füßen für stehende Anordnung ausgeführt.

Nach der Ausführungsart unterscheidet man offene und geschlossene Motoren.

Offene Motoren. Sie kühlen leichter ab und sind daher belastungsfähiger als die geschlossenen. Da ihr Beschaffungspreis niedriger ist, so wähle man, wo irgend angängig, offene Motoren. Dies trifft auf alle Krane zu, die in geschlossenen, staub- und feuchtigkeitsfreien Räumen (Montagewerkstätten u. dgl.) arbeiten, sowie auf diejenigen im Freien fahrenden Krane, bei denen die Motoren in geschlossenen Maschinenhäusern aufgestellt sind (Hafendrehkrane u. a.).

Geschlossene Motoren werden bei Kranen angewendet, die im Freien oder in staubigen Räumen (Gießereien, Hüttenwerken u. a.) arbeiten. Die Verwendung der geschlossenen Motoren überwiegt die der offenen.

Bei den Drehstrommotoren erfordert die Lagerung des Läufers wegen des kleinen Luftspaltes (0,25 bis 1,25 mm) besondere Aufmerksamkeit, da die meisten Betriebsstörungen dieser Motoren auf ein Schleifen der Läuferwickelung im Ständer infolge ausgelaufener Lager zurückzuführen sind. Einbau von Rollenlagern, die sich auch nach langer Laufzeit kaum abnutzen, ermöglicht es, den Luftspalt dauernd zu wahren.

Bei den Drehstrom-Hebezeugmotoren mit Oberflächenkühlung (SSW) ist ein zusätzlicher Lüfter angebracht, der einen kräftigen Außenluftstrom zwischen den Kühlrippen durchbläst. Durch diese Maßnahme ist es gelungen, die Belastbarkeit zu steigern, so daß diese Motoren billiger als die älteren gleicher Leistung werden. (Fördertechn. 1931, S. 225: Neue Drehstrommotoren für Kranbetriebe).

Außer Motoren mit Fußbefestigung werden noch Motoren mit Flanschbefestigung und Zentrierleiste für Gleich- und Drehstrom hergestellt. Diese Flanschmotoren kommen jedoch nur für elektrische Kleinhebezeuge (z. B. Elektroflaschenzüge) in Frage und haben daher nur kleine Leistungen (bis etwa 8 kW).

c) Leistung, Drehzahl und Normung der Motoren.

Die Motorlisten der Elektrizitätsfirmen enthalten die Leistungen in kW für 15, 25 und 40% ED. Mit diesen Aussetzleistungen werden die Motoren seit dem 1. Januar 1923 abgestempelt.

Die Nenndrehzahl der Drehstrommotoren ist durch die Frequenz festgelegt. Bei Gleichstrom trägt sie dem Reihenschlußcharakter der Motoren Rechnung und ist möglichst den Umlaufzahlen der Drehstrommotoren angepaßt.

Tabelle 40. Drehstrom-Kranmotoren. Zylindrische Wellenstümpfe. DIN VDE 2701.
(Ausgeführt für d = 18 bis 42 mm).

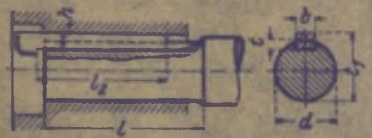


Abb. 393.

Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen				Abmessungen in mm					
Nennleistung kW bei 25% ED	Durchmesser d[1] für Nenndrehzahl			Wellenstumpf				Nabennuttiefe	Für Nasenkeil[2] nach DIN 493
	1500	1000	750	d	l	b	t	t_1	$b \cdot h \cdot l_k$
0,8	18			18	50			20,5	6 · 6 · 30
1,1	20	22		20	55	6	3,5	22,5	6 · 6 · 35
1,5	22	25		22	60			24,5	6 · 6 · 40
2,2	25	28		25	65			28	8 · 7 · 45
3	28	30		28	75	8	4	31	8 · 7 · 60
4	30	32		30	80			33	8 · 7 · 60
5,5	32	35		32	85			35,5	10 · 8 · 70
7,5	35	(38 od.) 40	(42)	35	90	10	4,5	38,5	10 · 8 · 70
11	(38 od.) 40	(42)		(38)	95			41,5	10 · 8 · 70
				40	100	12	4,5	43,5	12 · 8 · 80
				(42)	105			45,5	12 · 8 · 80

[1] Die Durchmesser sind für die angegebenen Nennleistungen Richtmaße.
[2] Nasenkeile werden nicht mitgeliefert.

Tabelle 41. Drehstrom-Kranmotoren. Kegelige Wellenstümpfe. DIN VDE 2702.
(Ausgeführt für d = 45 bis 100 mm).

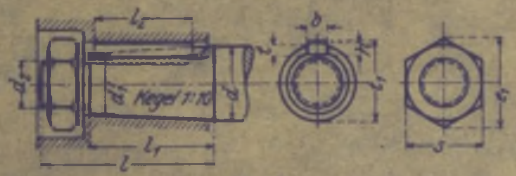


Abb. 394.

Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen				Abmessungen mm											
Nennleistung kW bei 25% ED	Durchmesser d[1] für Nenndrehzahl			Wellenstumpf						Gewindezapfen mit Mutter			Nabennuttiefe	Für Paßfeder nach DIN 496	
	1000	750	600	d	l	l_1	d_1	b	t	d_2[2]	s	t_2	t_1	$b \cdot h \cdot l_k$	
7,5		45		45	110	75	37,5	14	6,5	R 7/8″	46	53,1	47,9	14 · 9 · 55	
11	45	(45 od.) 50		50	120	85	41,5			R 1″	50	57,7	52,9	14 · 9 · 65	
15	(45 od.) 50	55		55	130	95	45,5	16	7,5	R 1″	50	57,7	57,9	16 · 10 · 75	
22	55	60	70	60	140	100	50	18	8,5	R 1 1/4″	65	75	62,9	18 · 11 · 80	
30	60	70	70	70	170	120	58	20	9	R 1 1/2″	75	86,5	73,4	20 · 12 · 95	
40	70	70	80	80	185	130	67	24	10,5	R 1 3/4″	85	98	83,9	24 · 14 · 100	
50	70	80	80	90	200	140	76			R 2″	90	104	93,9	24 · 14 · 110	
64		80	90	100	220	150	85	28	12	R 2 1/2″	110	127	104,5	28 · 16 · 120	
80		90	90												
100		90	100												
125			100												

[1] Die Durchmesser sind für die angegebenen Nennleistungen Richtmaße.
[2] Whitworth-Rohrgewinde mit Spitzenspiel nach DIN 260. Metrisches Feingewinde 3 nach DIN 243 zugelassen. Blanke Sechskantmuttern nach DIN 934. Federringe nach DIN 127.

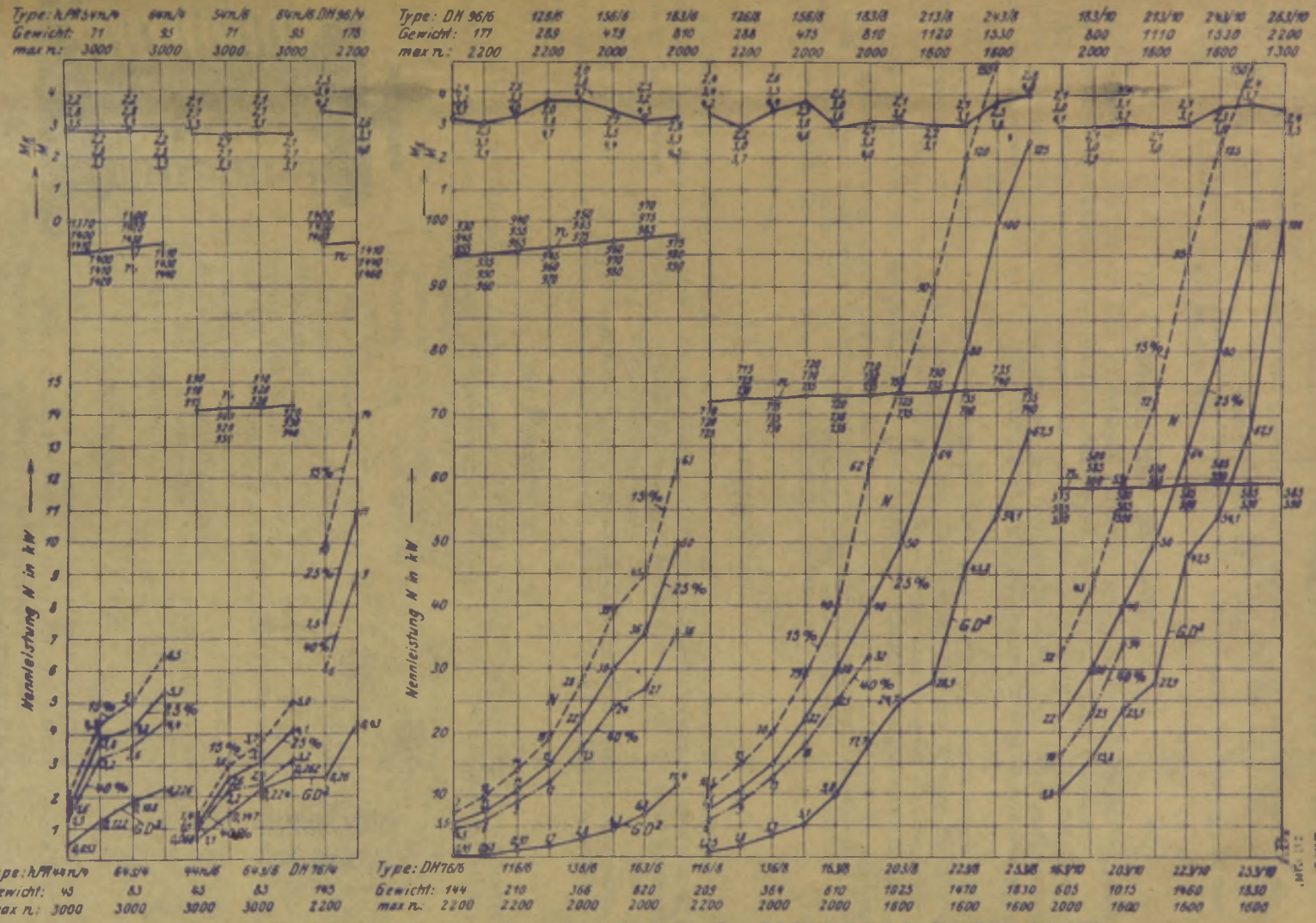


Abb. 395. Geschlossene Drehstrom-Kranmotoren mit Schleifringläufer. (Form B 3 der SSW nach der Liste F 50 v. Juli 1928[1].)

[1] Neueste Liste: F 71 v. Juli 1931, S. 2: Oberflächengekühlte Drehstrommotoren (Type hOR).

DIN VDE 2010: Gleichstrom-Kranmotoren mit Reihenschlußwicklung. Geschlossene Ausführung. Normale Leistungen und Drehzahlen (Nennleistungen in kW und Drehzahlen in 1 min bei 25% ED. Betriebsspann. 110—220—440—500—[550] V).

DIN E 2105: Gleichstrom-Kranmotoren. Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen [Wellenstümpfe für d = 18 bis 42 mm sind normal zylindrisch nach DIN VDE 2701 (Tab. 40, S. 165), solche für d = 45 bis 100 mm normal kegelig nach DIN VDE 2702 (Tab. 41, S. 165)].

DIN VDE 2660: Drehstrom-Kranmotoren mit Schleifringläufer. Geschlossene Ausführung. Normale Leistungen. (Nennleistungen in kW bei 25% ED.)

d) Planung der Motoren.

Bei Hebezeugen, für die sich kein Arbeitsspiel aufstellen läßt (z. B. Werkstättenkrane), wird die erforderliche Motorleistung für die Höchstlast und ihre Geschwindigkeit berechnet.

Liegt ein Arbeitsspiel (bei einem regelmäßig arbeitenden Kran) vor, z. B. Abb. 385, S. 160, so sind folgende Verfahren zur Bestimmung der Motorgröße anwendbar. Für geschlossene Gleichstrommotoren nach Osborne: ETZ 1922, S. 681; für geschlossene Drehstrommotoren nach Liwschitz: ETZ 1926, S. 1345[1].

Abb. 395 gibt eine zeichnerische Darstellung der wichtigsten Daten der geschlossenen Drehstromkranmotoren der SSW. Es bezeichnen: N_{kW} die Nennleistung des Motors für 15%, 25% und 40% ED; n die Nenndrehzahl in der Minute, $M_K : M$ das Verhältnis des Kippmomentes zum Nenndrehmoment für die genannten % ED und GD^2 das Läuferschwungmoment in kgm².

Die Motoren mit Hüttenwicklung (DH 204—8 bis DH 284—10) werden nur für 25 und 40% ED geliefert. Sie sind für alle Antriebe mit hohen Spielzahlen und großer prozentualer ED bestimmt. Unterhalb ihrer Leistungen können die normalen DH 3- bzw. DH 6-Typen (Abb. 395) verwendet werden.

Oberflächengekühlte Drehstrommotoren (SSW) siehe S. 186 „Literatur".

II. Steuergeräte.

Die Steuergeräte dienen zum Anlassen der Motoren, zum Umkehren ihrer Drehrichtung und zum Regeln der Geschwindigkeit. Bei den Gleichstrom- und Drehstromasynchronmotoren geschieht das Anlassen und das Regeln der Geschwindigkeit durch Widerstände, die meist getrennt vom Steuergerät aufgestellt sind (Widerstandsregelung).

Einphasenstrommotoren (Repulsionsmotoren) und Drehstrom-Reihenschluß-Kommutatormotoren werden durch Bürstenverschiebung gesteuert. Diese Steuerung arbeitet, ebenso wie die Leonard-Schaltung, verlustlos.

a) Bauarten.

Je nach der Schalthäufigkeit (Richtwert 4, S. 161), der Art des Schaltbetriebes (gewöhnlicher Betrieb — Anlaufregelungsbetrieb — Beschleunigungsbetrieb) und der höchstzulässigen Schaltleistung (in Prozent der Nennschaltleistung) werden folgende Bauarten von Steuergeräten verwendet.

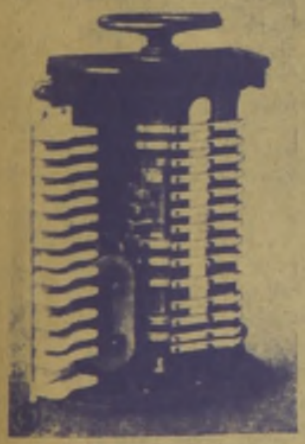


Abb. 396. Gleichstromsteuerwalze, geöffnet (SSW).

Steuerwalzen mit Kontaktsegmenten und Schleiffingern, Steuerschalter mit Wälzkontakten und Schützensteuerungen. Die beiden ersteren werden unmittelbar von Hand betätigt, die letzteren mittelbar durch eine sog. Meisterwalze und mehrere Schützen.

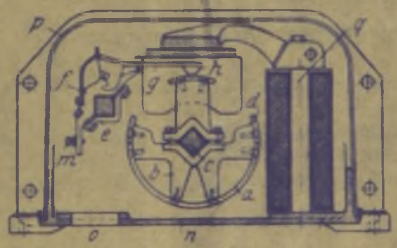


Abb. 397. Gleichstromsteuerwalze, Querschnitt (SSW).

a Kontaktring; *b* Kontaktringhalter, isoliert auf der Vierkantachse *c* befestigt; *d* auswechselbare Brennstücke; *e* Hammerleiste; *f*—*g* Kontakthammer; *h* kupferner Hammerkopf; *m* Kabelanschluß; *n* Gehäusewand; *o* Schlitz zum Einführen der Leitungen; *p* aufklappbare Gehäusekappe; *q* Funkenbläser.

1. Steuerwalzen.

Sie sind das im Kranbau am meisten angewendete Steuergerät.

Eine normale Steuerwalze (Abb. 396 und 397) besteht im wesentlichen aus dem eisernen aufklappbaren Gehäuse, der Hammer- oder Fingerleiste, der meist vermittels eines Handrades drehbaren Schalt-

[1] Die Druckschrift der SSW, Berechnung von Kranmotoren für gegebene Arbeitsspiele (2. Aufl.), gibt Beispiele für diese Berechnungsverfahren.

walze mit den Kontaktringen, dem auf der Schaltwalze sitzenden Rastenrad (auf Abb. 396 nicht ersichtlich) und dem Funkenfächer. Bei Gleichstrom tritt noch ein Funkenbläser hinzu, der das an den Kontaktstellen auftretende Schaltfeuer löscht (Abb. 397). Ein an dem Gehäuseoberteil vorgesehener Skalenring und ein am Antriebsorgan angebrachter Zeiger gibt die einzelnen Schaltstellungen an. Diese sind durch das Rastenrad und eine in seine Zahnlücken eingreifende federbelastete Klinke fühlbar gemacht.

Die einzelnen Kontakthämmer (Abb. 398 bis 400) sind isoliert an der vierkantigen Hammerleiste befestigt und werden vermittels der Schrauben *m* an das Stromführungskabel angeschlossen.

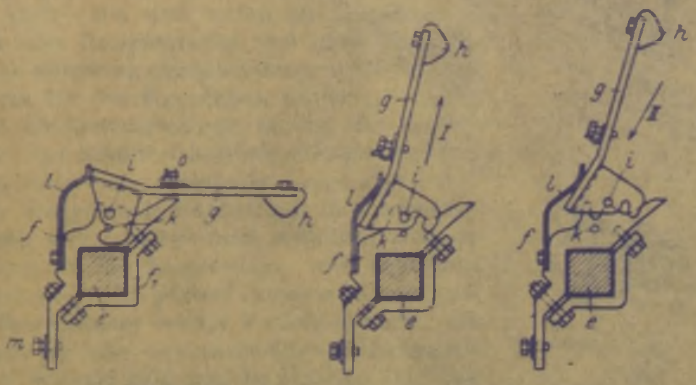


Abb. 398 bis 400. Auswechselbarer Kontakthammer. (SSW.)
e Hammerleiste; *f* Grundkörper; *f*, Schelle, beide isoliert auf *e* befestigt; *g* Kontaktfinger mit Hammerkopf *h*; *i* Stift an *g*, in einen Schlitz an *f* eingreifend; *k* Stift an *f*, in einen Schlitz an *g* eingreifend; *l* übereinander liegende Bronze- und Stahlfedern; *m* Kabelanschluß.

Auf der Vierkantwelle der Steuerwalze sind die kupfernen Kontaktringsegmente isoliert aufgesetzt. Durch Drehen der Steuerwalze kommen diese Kontaktringsegmente mit den unter Federkraft stehenden Kontakthämmern in sichere Berührung, wodurch der Stromkreis geschlossen wird. Die Anzahl und Form der Kontaktringsegmente und die Zahl der Kontakthämmer sind von der gewählten Schaltung (s. S. 170 u. f.) abhängig.

Da die Kontaktteile durch das auftretende Schaltfeuer starkem Verschleiß unterworfen sind, so haben die Ringsegmente auswechselbare Brennstücke und die Hämmer auswechselbare kupferne Kopfstücke.

In Rücksicht auf das Auswechseln werden die Kontakthämmer so gestaltet, daß sie leicht herausnehmbar sind (Abb. 398 bis 400). Zu diesem Zweck sind die Federn *l* so angeordnet, daß der Hammer bequem um 90° gedreht werden kann. Er läßt sich dann in dieser Stellung in Richtung des Pfeiles *I* (Abb. 399) herausziehen und wird durch Drücken in Richtung des Pfeiles *II* (Abb. 400) und unter Überwinden der Federkraft wieder eingesetzt.

Ein wesentlicher Vorzug der dargestellten Kontakthammerbauart ist der, daß zum Herausnehmen der Kontaktfinger mit den auswechselbaren Kopfstücken keinerlei Verbindungen zu lösen sind und keine Werkzeuge benötigt werden.

Der Übergang von Schaltfeuer von einem Kontaktsegment zum andern wird durch Funkenfächer vermieden, die aus nichtleitendem Werkstoff bestehen und an einer seitlich herausklappbaren Wand aus dem gleichen Werkstoff befestigt sind (Abb. 396).

Beschreibung des Radial-Gleitfingers (der Firma Klöckner, Köln-Bayenthal) s. Hänchen: Steuervorrichtungen und Schaltkästen für elektrische Krane. Helios 1924, S. 21.

Weitere bewährte Kontaktfingerausführungen sind die der AEG, des Sachsenwerks, Dresden-Niedersedlitz, der Brown-, Boveri & Co., Mannheim, u. a.

Die letztgenannte Firma führt ihre Steuerwalzen nur in vier Größen mit Leistungen von 15—30—60 und 100 kW bei 500 V Spannung aus. Diese vier Walzengrößen entsprechen den im Kranbau üblichen Motorleistungen und haben sich als vollkommen ausreichend gezeigt. Sie werden für Gleichstrom oder Drehstrom und für die verschiedenen Schaltungen verwendet.

2. Steuerschalter.

Anwendung bei hoher stündlicher Schaltzahl und großen Schaltleistungen.

Die Steuerschalter gleichen in ihrem Äußeren den Steuerwalzen. Sie bestehen aus einer Reihe von Einzelschaltern, die durch Nockenscheiben mechanisch geöffnet und geschlossen werden. Nach § 8 der RAB 1927 (Regeln für die Bewertung und Prüfung von Steuergeräten für aussetzenden Betrieb) sind folgende höchstzulässige Schaltleistungen in Prozenten der Normalschaltleistung (Listenwert) festgelegt:

1. Anlaufregelungsbetrieb (240 Schaltungen je Stunde): 120%,

2. Beschleunigungsbetrieb (240—300—600 und 1000 Schaltungen je Stunde): 115—110—100 und 80%.

Bei dem Steuerschalter der SSW sind die festen Teile der Einzelschalter (Abb. 401a und b) an isolierten Leisten aus Flacheisen befestigt. Zwischen den Einzelschaltern sind Funkenfächer angeordnet, die das Übertreten des Stromes von einem Schalter zum anderen verhindern. Die Kontaktgebung der Einzelschalter geschieht durch Federkraft (Abb. 401a), das Öffnen durch Nockenscheiben unter Überwindung der Federkraft (Abb. 401b). Die aus sechskantigem, mit Regulit umpreßtem Eisen bestehende Steuerwelle läuft oben und unten in Kugellagern. Durch eine Rastenscheibe und eine Sperrolle sind die einzelnen Schaltstellungen des Steuerschalters für den Kranführer fühlbar gemacht.

Bei Drehstrommotoren werden die Einzelschalter der Ständerschaltung mit, die der Läuferschaltung ohne Blasspulen ausgeführt.

Die Steuerschalter haben sich im schwersten Betriebe gut bewährt und erfordern weniger Wartung als die Steuerwalzen und Schützensteuerungen, welch letztere in vielen Fällen durch die Steuerschalter ersetzt werden können. Sie werden für alle vorkommenden Schaltungen gebaut. Hierbei sind nur die richtige Zahl von Einzelschaltern und entsprechend ausgebildete Nocken vorzusehen.

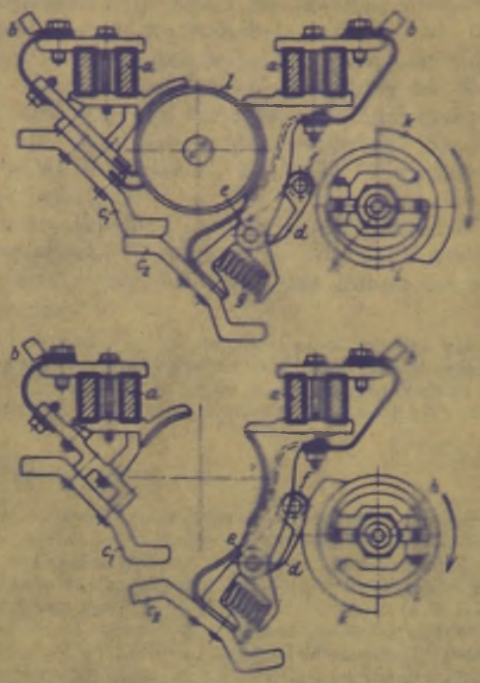


Abb. 401a und b. Steuerschalter der SSW (Einzelschalter geschlossen und geöffnet.)

a mit Isolierstoff umpreßte Leisten; b Kabelanschlüsse; c feste, c_1 bewegliche, gegeneinander auswechselbare Kontaktstücke; d Doppelarmiger Hebel, um den festen Bolzen e drehbar; f Nockenrolle, in d gelagert; g Feder, den Kontakt c_1–c schließend; h Steuerwelle (durch Handrad oder Hebel betätigt); i Steuerscheibe (isoliert auf h befestigt) mit Nocken k; l Blasspule.

3. Schützensteuerungen.

Das Steuern großer Motorleistungen erfordert entsprechend große Steuerwalzen. Da jedoch deren Betätigung einen großen Kraftaufwand erfordert, so verwendet man in diesem Falle die Schützensteuerung.

Bei der Schützensteuerung bedient der Führer eine kleine Steuerwalze, die sog. Meisterwalze, die ihrerseits eine Anzahl elektromagnetisch betätigter Schalter, die Schützen, steuert (Abb. 402 bis 404).

Da die Meisterwalze nur die kleinen Zugspulenströme der Schützen schaltet und die eigentliche Arbeit des Aufeinanderpressens der Wälzkontakte von den Magneten geleistet wird, so ist sie auch bei flottem, schwerem Betrieb leicht bedienbar.

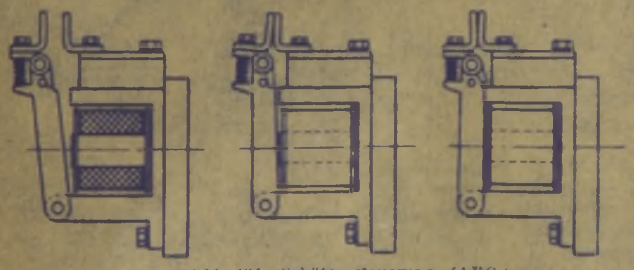


Abb. 402 bis 404. Schützensteuerung. (AEG.)

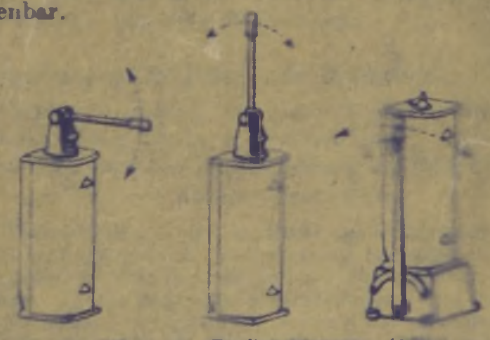


Abb. 405 bis 407. Handbetätigung. (AEG.)

Die Schützensteuerung eignet sich hauptsächlich für Krane mit mehr als drei Motoren, bei denen größere Steueranforderungen an den Führer gestellt werden.

Antriebsmittel der Steuervorrichtungen.

Das in der Bedienung bequemste und sicherste Antriebsmittel ist das Handrad, das daher auch am meisten angewendet wird.

Die Bedienung der Steuerwalzen durch einen Handhebel (Abb. 405 bis 407) hat den Nachteil, daß der Führer für die einzelnen Stellungen der Schaltwalze nicht das gleiche sichere Gefühl hat wie bei der Handradsteuerung. Er erkennt jedoch aus der Abweichung des Hebels aus der waagerechten bzw. senkrechten Lage sofort die jeweilige Schaltwalzenstellung. Ein wesentlicher Vorzug des Handhebelantriebes ist, daß der Hebel so angeordnet werden kann, daß seine Bewegung mit der Lastbewegung sinnfällig ist. Für Hubsteuerwalzen steht dann der Hebel in der Nullage waagerecht (Abb. 405) und für Fahr- oder Drehsteuerwalzen senkrecht (Abb. 406). Die Ausführung mit seitlichem Steuerhebel (Abb. 407) wird zweckmäßig angewendet, wenn der Hebel gleichzeitig auch das Bremsgestänge betätigt.

Abb. 408 und 409. Universalsteuerung.

Die Bedienung zweier Steuerwalzen, z. B. Hub- und Katzenfahrsteuerwalze (Abb. 408) oder Katzen- und Kranfahrsteuerwalze (Abb. 409), durch einen gemeinsamen Hebel, die sog. Universalsteuerung, erleichtert dem Führer das Steuern von flott arbeitenden Kranen mit mehreren Motoren.

Steuerwalzen, die an Trägerlaufkatzen oder erhöht an Kranbrücken angebaut sind, erhalten als Antrieb eine Seilscheibe, die vom Fußboden aus durch Zugschnüre bedient wird. Der Antrieb ist mit einer Rückschnellfeder ausgerüstet, die die Walze nach Loslassen der Zugschnüre sofort wieder in ihre Nullage zurückführt. Der Seilscheibenantrieb kommt nur für Steuerwalzen mit kleiner Leistung (bis etwa 8 kW) in Frage.

b) Schaltungen[1].

Im folgenden werden die Schaltungen der Steuervorrichtungen durch Schaltbilder erläutert. In den Schaltbildern (z. B. Abb. 410) denke man sich die Nullinie der abgewickelten Walze mit den Anschlüssen der Kontaktfingerleiste (E bis b_2) zusammenfallend. Je nach der Bewegungsrichtung wird dann die abgewickelte Walze nach rechts oder nach links verschoben und die Kontakte werden nacheinander ein- oder abgeschaltet.

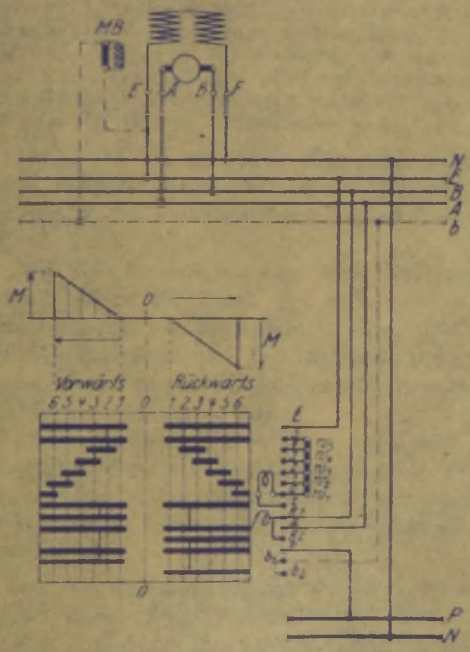


Abb. 410 und 411. Einfache Fahrschaltung. (SSW.) $P-N$ Netz; $A-B$ Anker; $E-F$ Feld; MB Magnetbremslüfter; w_1 w_5 Widerstand; b Funkenbläser.

Die Schaltungen werden durch Schaulinien (z. B. Abb. 411) gekennzeichnet, in denen die Abszissen den Schaltweg der Steuerwalze und die Ordinaten das jeweilige Drehmoment (M) darstellen.

Die Regelfähigkeit der Schaltungen ist aus den Regellinien ersichtlich, bei denen das Drehmoment der Motorwelle in Prozent auf der Abszissenachse und die Drehzahl in Prozent auf der Ordinatenachse aufgetragen sind. Das im Vorwärts- bzw. Hubsinne wirkende Drehmoment ist nach oben, das im Rückwärtssinne wirkende und das Bremsmoment sind nach unten aufgetragen.

1. Gleichstromschaltungen.

Der Drehsinn des Motors wird durch Umkehren der Stromrichtung im Anker geändert. Zum Anlassen des Motors und zum Regeln der Geschwindigkeit dient ein im Stromkreis liegender Widerstand.

α) Schaltungen für Fahr- und Drehwerke.

Der Bewegungsvorgang ist nach beiden Seiten gleich, die Schaltung ist daher symmetrisch.

Einfache Fahrschaltung (Fahrschaltung α). Abb. 410 und 411: Schaltbild und Drehmomentenbild.

In der Walzenstellung *1* ist dem Motor der Gesamtwiderstand w_1 bis w_5 vorgeschaltet. Dieser ist so bemessen, daß auch das unbelastete Fahrzeug mit geringer Geschwindigkeit anfahren kann. In den folgenden Schaltstellungen wird der Widerstand stufenweise abgeschaltet, wodurch die Geschwindigkeit erhöht wird. Bei ganz abgeschaltetem Widerstand (Stellung *6*) läuft der Motor mit seiner größten Drehzahl. Die beiden Schaltseiten unterscheiden sich nur durch die Umkehr der Stromrichtung, entsprechend der Vorwärts- und Rückwärtsfahrt.

Abb. 414, S. 172 (rechte Hälfte) zeigt die Abhängigkeit der Drehzahl von dem jeweiligen Drehmoment in den einzelnen Schaltstellungen der Steuerwalze.

Das Schaltbild Abb. 410 gibt die einfache Umkehrung ohne Endschaltung. Wird ein Nebenschluß-Magnetbremslüfter vorgesehen, so wird er an b_1 und an E angeschlossen. Ein Hauptstrom-

[1] Weiteres s. SSW. Fahr- und Hubwerkschaltungen für Hebezeuge.

bremslüfter wird zwischen F und N gelegt. Der Magnet hält die Bremse so lange gelüftet, als der Motor unter Strom steht und fällt dann in Stellung 0 ab. Gegenstromgeben kommt nur im äußersten Notfall in Frage

Die einfache Fahrschaltung wird mit Hauptstrom- oder mit Hilfsstromendschaltung (siehe S. 183) ausgeführt.

Sie wird für Katzen- und Kranfahrwerke, sowie für Drehwerke angewendet. Bei größeren Arbeitsgeschwindigkeiten (über 30 m/min) wird in Rücksicht auf genaues Anhalten eine mechanische Bremse zum Abbremsen des Nachlaufes vorgesehen.

Fahrbremsschaltung (Fahrschaltung mit Nachlauf-Generatorbremsung)[1]. Abb. 412 und 413: Schaltbild und Drehmomentenbild.

Die Schaltung ist die gleiche wie auf Abb. 410, nur sind in der Mitte zwischen den Vorwärts- und Rückwärtsschaltstellungen ($6 \leftarrow 1$ bzw. $1 \rightarrow 6$) noch drei Bremsstellungen B_1—B_2—B_1 angeordnet, die für Rechts- wie für Linksumlauf des Motors benutzt werden. Das Umkehren der Ankerstromrichtung geschieht durch einen Schleppschalter und in Abhängigkeit von der letzten Schaltstellung.

In den Bremsstellungen B_1—B_2—B_1 wird der Motor vom Netz getrennt und über den Anlaßwiderstand kurz geschlossen. Er arbeitet daher als Generator und setzt die lebendige Kraft der bewegten Massen in elektrische Energie um, die dann in den Widerständen vernichtet wird (Ankerkurzschluß-Bremsung). Die Bremswirkung und der auftretende Stromstoß sind um so stärker, je kleiner der im Bremsstromkreis liegende Widerstand ist. Sie ist also in „Bremse B_2" am größten und in „Bremse B_1" am kleinsten. Der Bremsstromkreis wird beim Überschalten der mittleren Bremsstellung B_2 nicht unterbrochen, sondern die Bremswirkung nur vermindert, da der Anker durch den Schleppschalter erst dann umgeschaltet wird, wenn sämtliche Bremsstellungen verlassen sind und die Walze auf einer der beiden Nullstellungen steht.

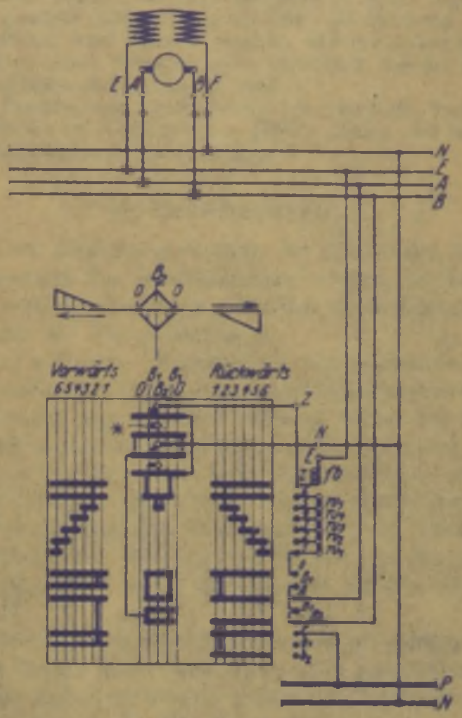


Abb. 412 und 413. Fahrbremsschaltung. (SSW.)

* Kontaktstellungen: Ausgezogen für Bremsen nach Vorwärtsfahrt, punktiert für Bremsen nach Rückwärtsfahrt.

Ein etwa vorhandener Magnetbremslüfter ist in allen Bremsstellungen stromlos. Die mittlere Bremsstellung B_2 ist die eigentliche Nullstellung der Steuerwalze.

Die Fahrbremsschaltung wird bei gewöhnlichem Betrieb (s. S. 162) und bei nicht zu großen Fahrgeschwindigkeiten angewendet. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und bei Drehkranen zieht man die mechanische Bremse (Fußbremse oder Magnetlüftbremse) der Kurzschlußbremse vor.

Für Anlaufregelungsbetriebe, bei denen auf genaues und sicheres Anhalten Wert gelegt wird, kommt die Fahrbremsschaltung nicht in Frage, da das Erregen des Motors eine bestimmte Zeit erfordert und daher noch eine längere Strecke gefahren wird, bis die Bremse wirkt. Die mechanische Bremse (Hand- oder Fußbremse) ist in diesem Falle am besten, da sie am feinfühligsten regelbar ist.

Bei den Beschleunigungsbetrieben wird die Fahrbremsschaltung mit Nachlaufbremsung in ausgedehntem Maße verwendet. Da hier stets in sehr kurzen Zeiten umgesteuert wird, so liegt es nahe, daß der Führer durch Gegenstromgeben stillegt, was einen starken Verschleiß der Kontaktteile der Steuerwalze und eine unzulässig hohe Beanspruchung des Kollektors zur Folge hat. Dies wird durch eine Steuerwalze mit Bremsschaltung vermieden.

Fahrwerke, bei denen große lebendige Kräfte abzubremsen sind, erhalten Ankerkurzschlußbremsung und eine mechanische Bremse (Hand-, Fuß- oder Gewichtbremse mit Nebenschluß-Magnetbremslüfter).

Der Magnet kann dann so geschaltet werden, daß er auf den ersten Fahrbremsstellungen noch lüftet und erst auf der letzten (mittleren) Bremsstellung einfällt.

Abb. 414 zeigt die Regellinien der Fahrbremsschaltung.

[1] Fahrbremsschaltung c der SSW.

Fahrbremsschaltung mit Ankerparallelwiderstand (Fahrbremsschaltung am der SSW). Der Forderung, auch bei kleinster Belastung niedrige Drehzahlen zu erhalten (z. B. bei Gießereikranen), wird dadurch Rechnung getragen, daß die Fahrschaltung mit Ankerparallelwiderstand ausgeführt wird. Dieser verursacht eine Feldverstärkung des Motors und vermindert dadurch die Drehzahl.

Der durch die Anwendung des Ankerparallelwiderstandes bedingte, etwas größere Stromverbrauch ist im Hinblick auf die guten Regeleigenschaften der Schaltung belanglos.

Fahrbremsschaltung mit Feldteilung (D.R.P. 392 920)[1]. Eine weitere Verbesserung der Regel- und Bremseigenschaften des Reihenschlußmotors wird durch die Unterteilung der Feldwicklung erreicht. Diese wird so ausgeführt, daß z. B. bei dem vierpoligen Motormodell mit hintereinanderliegenden Feldspulen die Wicklungen je zweier gegenüberliegender Pole unter Beibehaltung ihres Stromflusses bzw. ihrer Polarität in Serie geschaltet werden, die dann paarweise in Reihe liegend die gesamte Feldwicklung ergeben. Die Wirkung der Schaltung wird dadurch erreicht, daß der Anker parallel zu einem Feldspulenpaar und einem Teil des Anlaßwiderstandes geschaltet wird.

Beschreibung der Schaltung mit Schaltbild, Stromlaufbild und Regelkurven s. SSW: „Fahr- und Hubwerkschaltungen für Hebezeuge".

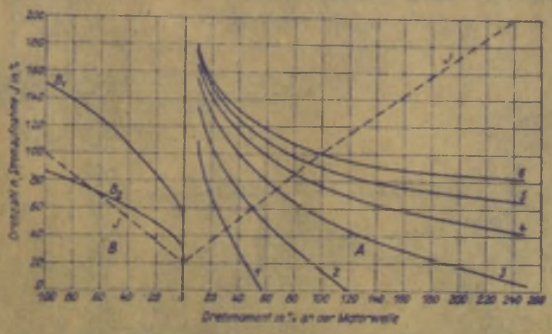


Abb. 414. Regellinien der Fahrbremsschaltung.
A Fahren; *B* Bremsen; *J* Strom.

β) Hubschaltungen.

Der Bewegungsvorgang der Hubwerke, insbesondere das betriebssichere Senken der Last und die Anpassung der Senkgeschwindigkeit an die jeweilige Lastgröße gestalten die sachgemäße Durchbildung der Hubschaltungen schwieriger als die der Fahrschaltungen.

Die Hubschaltungen lassen sich in zwei Gruppen einteilen: Schaltungen mit mechanischer Senkbremse (Reibungsbremse) und elektrische Senkschaltungen (Senkbremsschaltungen und Senkkraftschaltungen). Sie unterscheiden sich im allgemeinen nur auf der Senkseite durch die Art der Bremsung, auf der Hubseite sind sich alle Schaltungen im wesentlichen einander gleich.

Bei allen elektrischen Senkschaltungen ist stets eine mechanische Bremse (Band- oder doppelte Backenbremse) erforderlich, die durch ein Gewicht belastet ist und durch einen Nebenschluß-Magnetbremslüfter gelüftet wird. In der Nullstellung der Steuerwalze ist die Bremse angezogen, da Motor und Magnet stromlos sind (Haltebremse). Während des Hebens und Senkens ist die Bremse gelüftet. Beim Hubauslauf und Senkauslauf dient die Bremse als Nachlaufbremse.

Während des Senkens ist der am Netz liegende Motor über den Anlaßwiderstand als Generator geschaltet und wird durch die Last angetrieben. Der Motor übernimmt hierbei die Lastführung. Wegen der Triebwerkreibung ist jedoch das auf den Motor rückwärts arbeitende Lastmoment kleiner als das zum Lastheben erforderliche Motordrehmoment. Bei einem Hubwerkwirkungsgrad von 70% beträgt das Senklastmoment an der Motorwelle nur 50% des bei der gleichen Last erforderlichen Hubmomentes[2]. Da der Senkwirkungsgrad des Hubwerkes mit der Lastgröße sinkt, so wird der Prozentsatz der dem Motor zugeführten Energie beim Senken leichterer Lasten noch kleiner.

Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung (Schaltung *h*). Abb. 415: Schaltbild und Drehmomentenlinie. Die Schaltung beim Heben (*1* bis *6*) entspricht der Fahrschaltung (Abb. 410).

Beim Senken der Last wird auf Stellung *I* die Bremse gelüftet. Hierbei ist der Motoranker über einen Teil des Anlaßwiderstandes kurz geschlossen. Der Motor wird von der sinkenden Last angetrieben und arbeitet als Generator. Die von ihm erzeugte elektrische Energie wird in den Widerständen in Wärme umgesetzt; der Widerstand ist dabei so gewählt, daß auch die Höchstlast langsam abläuft. In den folgenden Stellungen (*II* bis *IV*) wird die Senkgeschwindigkeit durch Einschalten weiterer Widerstände gesteigert. Die Geschwindigkeit der Höchstlast kann zwischen 20 und 150% einreguliert werden. Bei kleiner Last ist die Höchstgeschwindigkeit in Stellung *II* etwa 120%. Wird bei gleicher Last am Haken bzw. gleichem Drehmoment weiter geschaltet, so steigt die Senkgeschwindigkeit. Ist die angehängte Last gerade so groß, daß sie die Reibung im Hubwerk überwindet, aber eine übermäßige Beschleunigung nicht hervorruft, so kann auf Freifallstellung *0* vor den folgenden Senkkraftstellungen geschaltet werden. Hierbei ist der (Nebenschluß-)Magnetbremslüfter ebenfalls gelüftet, aber der Anker vom Netz und auch der Kurzschlußkreis vollständig getrennt.

[1] SSW, Berlin-Siemensstadt.
[2] Ritz: Über die Ausnutzungsmöglichkeiten der Kransteuerungen. Westdeutsche Techn. Blätter 1924.

Reicht die Hakenlast nicht aus, um die Triebwerkreibung zu überwinden, so wird auf „Senken mit Kraft" (*2* ← *1*) geschaltet. In diesen beiden Stellungen ist der Motor im Senksinne geschaltet.

In der Freifallstellung (*0* zwischen *IV* und *1*) ist die Last bei unvorsichtigem Steuern sich selbst überlassen. Die Betriebsicherheit der Schaltung ist daher nur durch Umsicht seitens des Kranführers gewährleistet.

Die Regellinien der Schaltung (Abb. 416) lassen erkennen, daß man leichte Lasten auch mit einer verhältnismäßig hohen Geschwindigkeit senken kann.

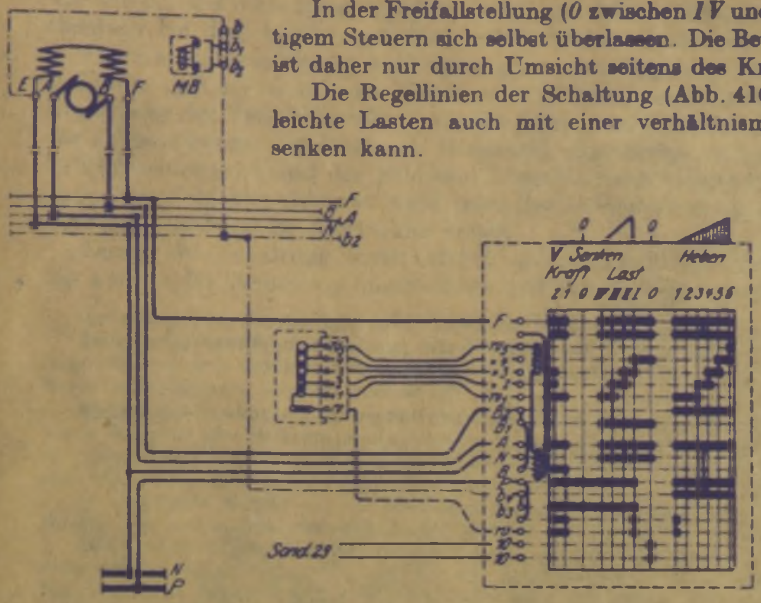


Abb. 415. Senkbremsschaltung ohne Endausschaltung. (Klöckner.)
P – N Netz; *A – B* Anker; *E – F* Feld; *MB* Magnetbremslüfter; *b – b₁ – b₂* Vorschalt- und Schutzwiderstände zu *MB*; w_1 bis w_4 (und w) Widerstände. Sond. 29 nur für Doppelschlußmotor.

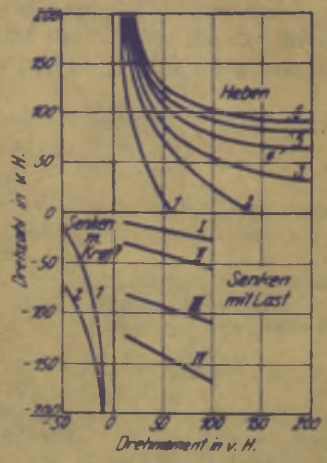


Abb. 416. Regellinien zur Senkbremsschaltung.

Die Senkbremsschaltung wird im allgemeinen bei gewöhnlichem Schaltbetrieb angewendet. Voraussetzung für die Anwendung der Schaltung ist ein Hubwerk mit gutem Wirkungsgrad (60 bis 80%).

Senkkraftschaltung (Schaltung *r*). Abb. 417: Schaltbild und Drehmomentenbild. Bei dieser Schaltung ist ein Durchgehen der Last ohne besondere Hilfsmittel durch das Wesen der Schaltung selbst ausgeschlossen.

Der Motor liegt in allen Senkstellungen am Netz und arbeitet, je nachdem die Last groß oder klein ist, als Motor oder als Generator. Da

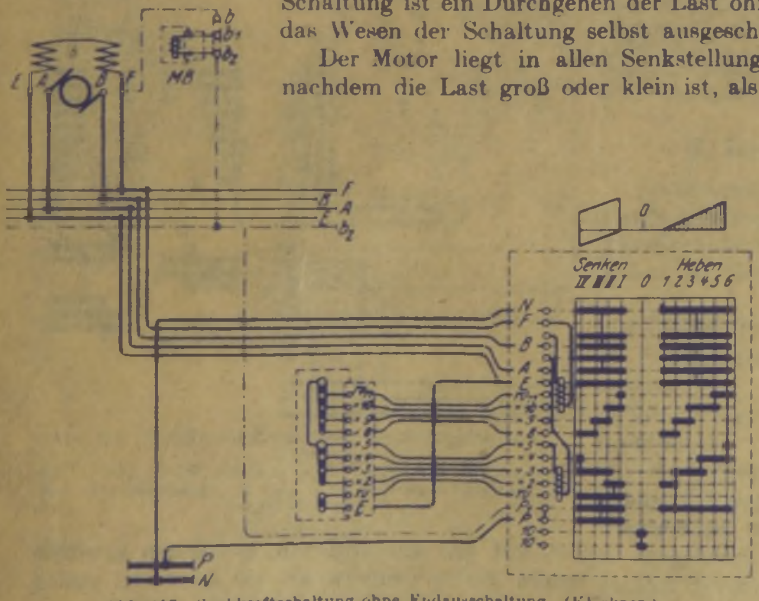


Abb. 417. Senkkraftschaltung ohne Endausschaltung. (Klöckner.)
(Bezeichnungen wie unter Abb. 415.)

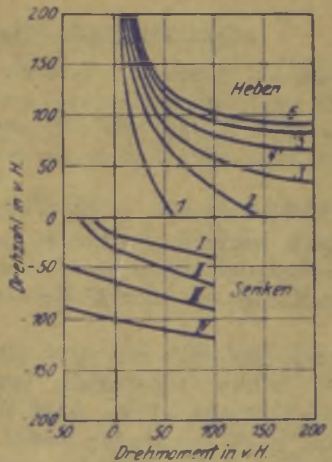


Abb. 418. Regellinien zur Senkkraftschaltung.

der Motor auf dem größten Teil der Regellinie Nebenschlußcharakteristik hat, so ändert sich die Senkgeschwindigkeit mit steigender Last nur wenig. Die Regellinien (Abb. 418) zeigen die ausgezeichnete Regelfähigkeit der Schaltung, vor allem bei kleinen Lasten.

Die dem Anker und Feld vorgeschalteten Widerstände sind für sich regelbar. Das größte Drehmoment, das der den leeren Haken abwärts treibende Motor auszuüben hat, beträgt im allgemeinen nicht mehr als 30 bis 40% des Vollastdrehmomentes. Man kann daher mit verhältnismäßig schwachem Feld, also geringem Stromverbrauch, arbeiten. Niedrige Ankerdrehzahlen werden bei der Schaltung durch die Ankervorschaltwiderstände erreicht. Diese verbrauchen ebenfalls bei dem kleinen positiven erforderlichen Drehmoment wenig Strom.

Die Unabhängigkeit der Felderregung von der Regelung des Ankerstromes ist darauf zurückzuführen, daß der eingebaute Brems- oder Brückenwiderstand w—E in gewissem Sinne von der Einstellung der Vorschaltwiderstände für Anker und Feld unabhängig ist. Wird durch Änderung des Drehmomentes der Motor als Generator angetrieben, so geht der erzeugte Stern durch den Brückenwiderstand und das Feld und wirkt dadurch bremsend auf den Anker. Da der Bremsstrom das Feld verstärkt, so wird trotz der verhältnismäßig schwachen Felderregung aus dem Netz eine kräftige Bremswirkung erzielt.

Damit die Schaltung wirtschaftlich arbeitet, soll der Hubwirkungsgrad über 75% liegen. Sie kommt für Anlaufregelungsbetrieb und Beschleunigungsbetrieb in Frage.

An neueren Hubwerkschaltungen haben die SSW folgende entwickelt[1]:

Sicherheits-Senkbremsschaltung mit Netzspeisung (Schaltung *l*, D.R.P. 253448 und 307292). Die Schaltung zeichnet sich durch den dem Motor aufgezwungenen großen Drehzahlbereich aus, in dessen Grenzen die Senkgeschwindigkeit beliebig regelbar ist.

Sicherheits-Senkbrems-Sparschaltung (Schaltung *r*, D.R.P. 304722). Beim Heben wird die feldverstärkende Wirkung des Ankerparallelwiderstandes (s. S. 172) zum Erreichen kleiner Hubgeschwindigkeiten und zur Abbremsung des Nachlaufes außer auf Hubstellung *1* auch auf Hubstellung *2* benutzt. Hierdurch kann den weitestgehenden Regelanforderungen entsprochen werden.

Die Senkseite besteht aus den Stellungen für Generatorbremsung ohne Stromentnahme aus dem Netz zum Senken von Lasten und den Senkkraftstellungen für leichte Lasten und den leeren Haken.

Der Stromverbrauch der Schaltung ist gering, da der Kranführer die Senkschaltung als Sparschaltung benutzen kann, die es ermöglicht, mittlere und schwere Lasten ohne Stromentnahme aus dem Netz zu senken. Bei geschickter Benutzung der Senkkraftstellungen zum Senken schwerer Lasten ist es möglich, Strom in beträchtlichen Mengen in das Netz zurückzuliefern.

Sicherheits-Senkschaltung mit Feldteilung (Schaltung *w*, D.R.P. 448370). Der besondere Vorteil der Schaltung liegt in der guten Regelfähigkeit des Motors über den gesamten Drehmomentenbereich, sowohl beim Heben als auch beim Senken.

Gleichstrom-Hubwerkschaltungen der AEG: Senkbremsschaltung (Steuerwalze Typ R-SB). — Senkkraftschaltung (Steuerwalze Typ R-SK). — Spez. 12 Hub: Senkbremsschaltung mit Hilfsstrom-Endschaltung beim Heben. — Spez. 16 Hub: Sicherheits-Endschaltung. Spez. 12 Hub —29: Hilfstrom-Endschaltung für einen, Höchststromauslöserschaltung für mehrere Motoren. — Spez. 32 Hub: Starkstrom-Endschaltung beim Heben. — Spez. 51: Senkkraftschaltung mit Erhöhung der Regelfähigkeit durch Drehzahlverminderung. — Spez. 82: Senkkraftschaltung mit Drehzahlsteigerung bei mittleren und leichten Lasten[2].

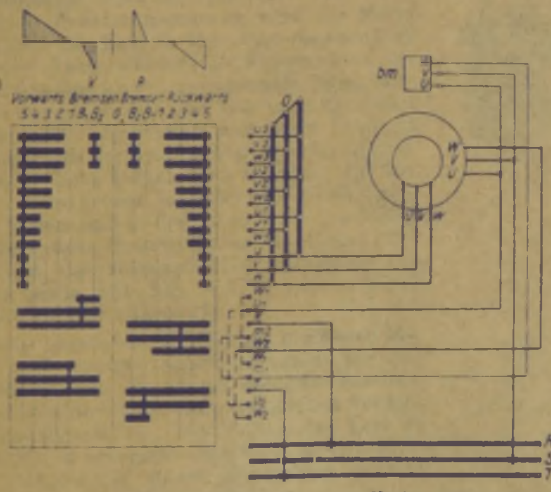


Abb. 419. Drehstrom-Fahrschaltung mit Nachlaufbremsung (SSW.)

RST Netz; *UVW* Ständer; *u v w* Läufer; *bm* Bremslüfter; $B_1 B_2$ Bremsstellungen; $u_1 - u_2$, $v_1 - v_2$, $w_1 - w_2$ Widerstände im Läuferstromkreis.

2. Drehstromschaltungen.

Umkehren des Motordrehsinnes geschieht durch Vertauschen zweier Netzanschlüsse der Ständerwicklungen. Die Widerstände zum Anlassen der Motoren liegen im Läuferstromkreis.

a) Schaltungen für Fahr- und Drehwerke.

Fahrschaltung (einfache Umkehrung, Fahrschaltung *a*). Sie wird auch mit Hauptstromendschaltung oder mit Hilfsstromendschaltung ausgeführt.

Im Gefahrfalle kann der Nachlauf durch „Gegenstromgeben" abgebremst werden. Die Steuerwalze wird dann auf die andere Fahrtrichtung geschaltet, der Drehsinn des Motors also umgekehrt. Sobald jedoch der Motor stillgelegt ist, muß die Steuerwalze sofort wieder in ihre Nullstellung gebracht werden. Öfteres

[1] SSW: Fahr- und Hubwerkschaltungen für Hebezeuge.

[2] Sonderschaltung spez. 51 und 82 s. Steigerung der Produktion und Regulierfähigkeit von Hebezeugen durch neue Hub- und Senkschaltungen. ETZ 1924, S. 242.

Bremsen mit Gegenstrom hat einen vorzeitigen Verschleiß der Steuerwalzenkontakte zur Folge und ist auch für den Motor schädlich.

Fahrschaltung mit Nachlaufbremsung (Fahrschaltung *c* der SSW, DRP a). Abb. 419: Schaltbild und Drehmomentenlinie.

Der Motor wird in den Bremsstellungen ähnlich wie ein Einphaseninduktionsmotor an eine Netzphase gelegt. Treibt nun die kinetische Energie des beschleunigten Fahrwerks den Läufer an, so entsteht durch das Zusammenwirken von Ständer und Läuferfeld ein Drehmoment, das der Drehrichtung des Läufers entgegengesetzt ist. Das entstehende Bremsmoment ist von der Drehzahl und von der Größe des dem Läufer vorgeschalteten Widerstandes abhängig. Ebenso wie bei dem Gleichstrom-Reihenschlußmotor fällt die Bremsung mit abnehmender Drehzahl stark ab und wird bei kleiner Drehzahl wirkungslos.

Hinsichtlich der mechanischen Bremse gelten die bei der Gleichstrom-Fahrbremsschaltung gemachten Angaben.

Abb. 420 gibt die Regellinien dieser einfachen Schaltung.

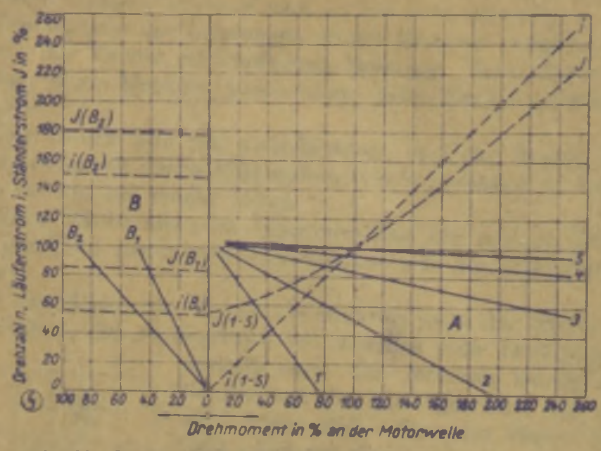


Abb. 420. Regellinien der Drehstrom-Fahrschaltung mit Nachlaufbremsung.
A Fahren; *B* Bremsen; *J* Ständer-; *i* Läuferstrom.

β) Hubschaltungen.

Sicherheitssenkschaltung mit übersynchroner Bremsung (Schaltung *ag* der SSW). Bei dieser einfachen Drehstromsteuerung wird der Motor zum Heben der Last im Hubsinne eingeschaltet und durch Läuferwiderstände entsprechend der geforderten Geschwindigkeit geregelt. Beim Lastsenken mit durchziehender Last wird der Motor als Generator angetrieben und seine Drehzahl liegt oberhalb der synchronen. Hierbei gibt er Strom ins Netz zurück. Die Drehzahl des Motors ist um so größer, je größer die Last ist und je mehr Widerstand in den Läuferkreis geschaltet ist. Die größte übersynchrone Geschwindigkeit entspricht der zulässigen Höchstdrehzahl des Motors (siehe Abb. 392, S. 164) und ist durch den Widerstand eingestellt.

Beim Lastheben und Senken des leeren Hakens ist die Geschwindigkeit bis nahezu zur synchronen regelbar. Sie nimmt mit zunehmendem Einschalten der Steuerwalze (bei kleiner werdendem Widerstand) ab. Das Halten der Last in der Schwebe geschieht durch die gewichtbelastete Haltebremse, deren Bremslüfter parallel zum Ständer des Motors liegt.

Trotz ihrer wenig günstigen Regelverhältnisse ist die Sicherheits-Senkschaltung die am meisten angewendete Hubwerkschaltung.

Gegenstrom-Senkbremsschaltung (Schaltung *e* der SSW). Sie bietet zwar eine brauchbare Drehzahlcharakteristik, hat jedoch den Nachteil, daß sie zur Sicherung des Betriebes umfangreiche Vorrichtungen (Hub- und Senksperrradbremse, Schleppschalter, Fliehkraftschalter u. dgl.) erfordert. Man zieht ihr daher die nachfolgenden Schaltungen vor.

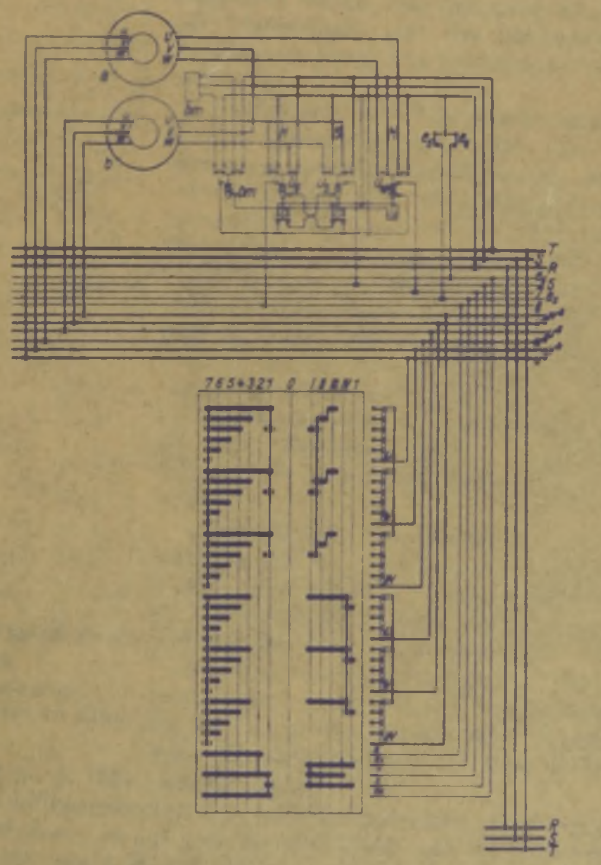


Abb. 421. Zweimotoren-Senkschaltung. (SSW.)
a Hubmotor; *b* Senkmotor; *bm* Magnetbremslüfter; *1* bis *7* Hubstellungen; *I* bis *IV* Senkbremsstellungen; *1* Senkkraftstellung; U_a und U_{1a} Schütze zum Hubmotor; U_s Schütz zum Senkmotor, auf den Endausschalter e_3 e_4 wirkend.

Zweimotoren-Senkschaltung (Schaltung *r* der SSW, DRP 308092). Abb. 421: Schaltbild; Abb. 421a: Drehmomentenlinie.

Bei dieser Schaltung sind zwei gleich große Asynchronmotoren starr miteinander gekuppelt. Jeder der beiden Motoren hat seinen Anlaßwiderstand und ist für sich steuerbar.

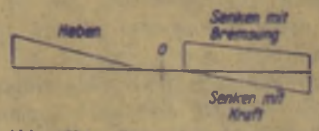


Abb. 421a. Drehmomentenlinie zur Zweimotoren-Senkschaltung.

Die Summe der Leistungen beider Motoren entspricht der zum Heben der Vollast erforderlichen Leistung. Beim Heben der Last werden beide Motoren gleichsinnig, beim Senken gegensinnig geschaltet.

Das Heben mit den zwei Motoren und das Regeln der Hubgeschwindigkeit durch Einschalten von Widerstand in den Läuferkreis ist wie bei einem Motor.

Zum Senken wird der eine Motor (Hubmotor) im Hubsinne und der andere (Senkmotor) im Senksinne geschaltet. Beides geschieht durch eine Steuerwalze, mit der alle erforderlichen Lastbewegungen ausgeführt werden.

Auf der ersten Senkstellung (*I*) der Walze wird in den Läuferkreis jedes der beiden Motoren ein gleich großer Widerstand geschaltet, der so bemessen ist, daß das volle Drehmoment entwickelt wird. Die Motoren halten sich also bei Leerlast das Gleichgewicht, und das Hubwerk steht still. Eine am Haken hängende Last wirkt mit dem im Senksinne geschalteten Motor gleichsinnig. Es tritt daher eine Abwärtsbewegung und eine Geschwindigkeitssteigerung bis zu dem Zeitpunkt ein, in dem das Lastmoment und das Drehmoment des Senkmotors gleich dem Drehmoment des Hubmotors ist.

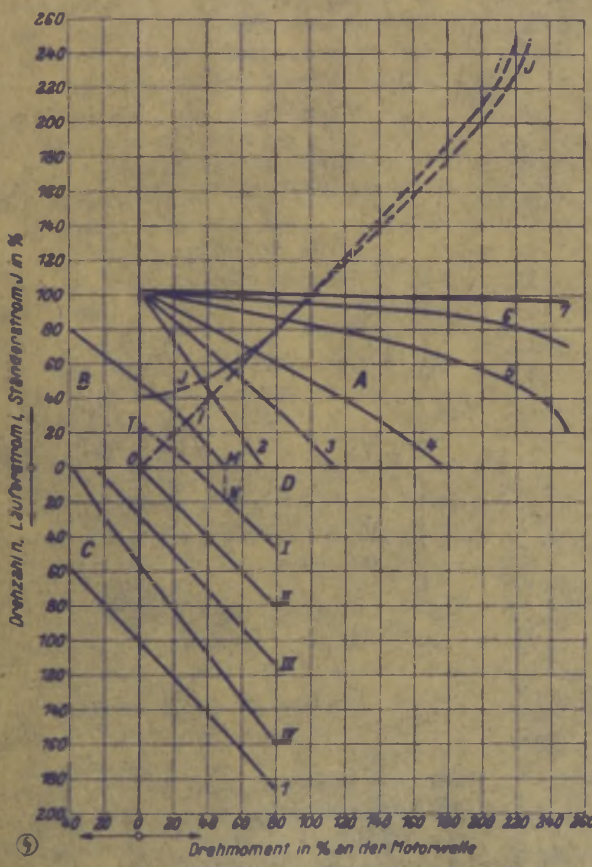


Abb. 422. Regellinien zur Zweimotoren-Senkschaltung.
A Heben; *B* Nachlaufbremsung beim Heben; *C* Senken mit Kraft; *D* Senken mit elektrischer Bremsung.

Hierbei sind die Widerstände auf der Stellung *I* unverändert geblieben, während die Spannung an den Läuferklemmen des Hubmotors infolge der Drehzahlsteigerung zugenommen und die an den Klemmen des Senkmotors abgenommen hat. Die Stromaufnahme in den Widerständen und damit auch die Drehmomente konnten sich daher ändern, so daß das Lastmoment und das Senkmoment gleich dem Drehmoment des Hubmotors geworden sind. Hierdurch wird erreicht, daß sich der Doppelmotor der jeweiligen Last gleichsam elastisch anpaßt, ohne daß er eine unzulässig hohe Drehzahl annimmt.

Abb. 422 gibt die Regellinien der Zweimotorenschaltung. Die Regelkurven *II* und *III* ergeben sich, wenn der Läuferwiderstand des im Hubsinne geschalteten Motors vergrößert und der des Senkmotors verkleinert wird.

Größere Senkgeschwindigkeiten werden erreicht, wenn der Hubmotor in den Stellungen *IV* bis *VI* der Steuerwalze ganz abgeschaltet wird. Es wird dann nur mit dem Senkmotor in der übersynchronen Senkschaltung (s. S. 175) weitergearbeitet.

Die Zweimotorenschaltung ist den vollkommensten Gleichstromschaltungen gleichwertig und ist bei solchen Kranen angebracht, bei denen es auf gute Regelfähigkeit und die Beherrschung kleiner Senkgeschwindigkeiten ankommt, was z. B. auf Gießerei- und Montagekrane zutrifft.

Sicherheitssenkschaltung für untersynchrone Bremsung (Schaltung *eh* der SSW, DRPa). Abb. 423: Schaltbild, Abb. 424: Drehmomentenlinie.

Durch die Einführung der einphasigen Bremsung ähnlich wie bei der Fahrbremsschaltung (Abb. 419) wurde eine einfache, betriebssichere Schaltung mit sehr guter Regelbarkeit erhalten. Die Schaltung ist sowohl für den in Stern, wie für den in Dreieck geschalteten Ständer anwendbar.

Ist der Ständer beim Heben in Stern geschaltet, so liegt beim Senken die eine Ständerphase des Motors mit den beiden anderen parallel geschalteten Ständerphasen in Reihe an einer Netzphase, so daß der Motor ein Kraftdrehmoment nicht entwickeln kann. Erst wenn der Läufer durch eine sinkende Last angetrieben wird, entsteht durch das Zusammenwirken von Ständer- und Läuferfeld ein Bremsmoment. Die Läuferdrehzahl steigt so weit, bis zwischen Motordrehmoment und Lastdrehmoment Gleichgewicht herrscht. Die Drehzahl ist um so größer, je größer der im Läuferkreis eingeschaltete Widerstand ist.

Die Regellinien der Schaltung (Abbildung 425) liegen bedeutend günstiger als bei der Gegenstrom-Senkbremsschaltung.

Die einphasige Stromentnahme aus dem Netz ist bei kleinster Senkgeschwindigkeit am größten und bleibt in zulässigen Grenzen, nämlich dem 1,8fachen Nennstrom. Bei Kranen mit einem Hubwirkungsgrad von 70% läßt sich mit der Schaltung eine Senkdrehzahl erreichen, die etwa gleich 50% der Nenndrehzahl ist.

Um bei Kranen mit höherem Wirkungsgrad ebenso niedrige Senkgeschwindigkeiten zu erhalten, wird die Senkstellung *I* als Gegenstrombremsstellung ausgebildet. Hat ein Hubwerk einen Wirkungsgrad von 80%, so kann die Vollast auf Senkstellung *I* mit etwa 40% der normalen Geschwindigkeit gesenkt werden. Hierbei ist der Regelwiderstand des Läufers für ein Motordrehmoment von etwa 50% des normalen, bezogen auf die Nennleistung, bemessen.

Ist nun das Lastdrehmoment plus dem Reibungsmoment kleiner als das Motordrehmoment, so wird die Last gehoben statt gesenkt. Es muß dann schnell auf Stellung *II* geschaltet werden, in der entweder Senkbewegung oder Motorstillstand eintritt. Durch Weiterschalten auf die nächsten Stellungen wird sodann die Last gesenkt.

Zum Senken des leeren Hakens folgt noch eine Senkkraftstellung (*I*), in der der Motor wie beim Heben, jedoch nur für umgekehrte Drehrichtung geschaltet ist.

Bei versehentlicher Benutzung der nicht gerasteten Zwischenstellungen (— —) tritt keine unzulässig große Senkgeschwindigkeit ein, da der Motor mit entsprechend kleinem Regelwiderstand im Läufer einphasig am Netz liegt. In dieser Art geschaltet, kann der laufende Asynchronmotor sowohl ein Kraft- wie auch ein Bremsmoment ausüben.

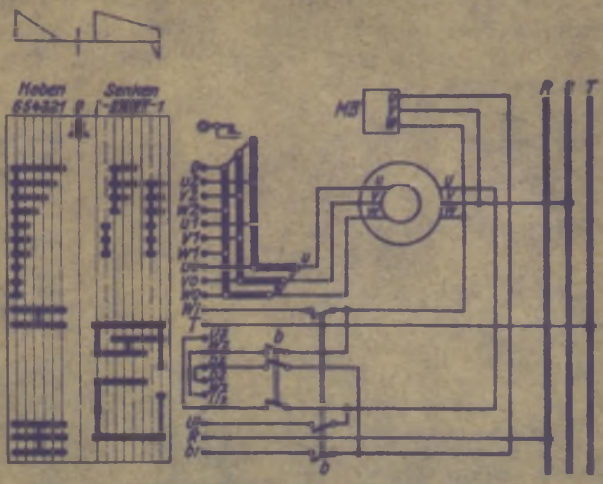


Abb. 423 und 424. Sicherheits-Senkschaltung für untersynchrone Bremsung. (SSW.)

RST Netz; *UVW* Ständer; *u v w* Läufer; *MB* Magnetbremslüfter; u_0 bis u_4, v_0 bis v_4, w_0 bis w_4 Widerstände im Läuferstromkreis; *b* Endausschalter.

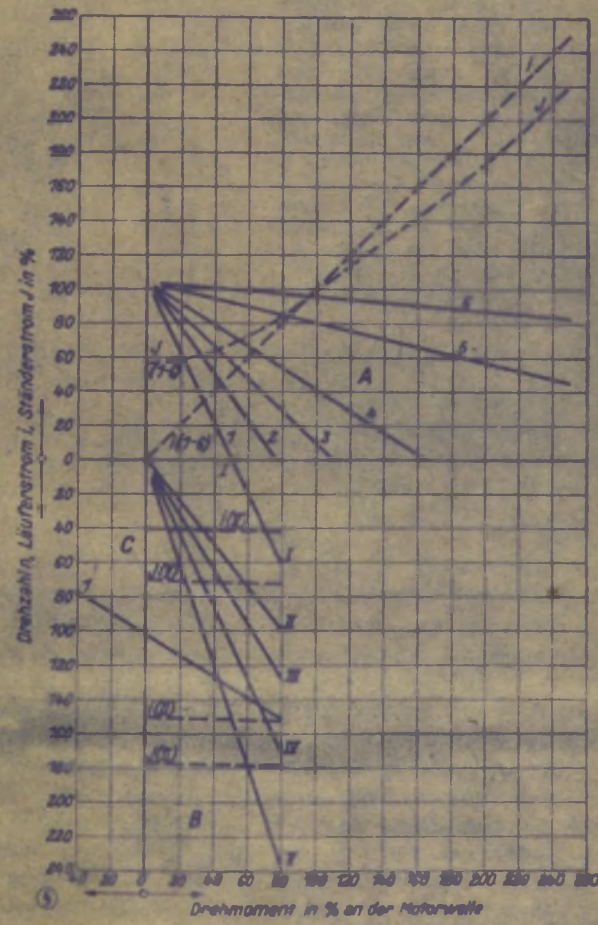


Abb. 425. Regellinien der untersynchronen Senkschaltung.
A Heben; *B* Senken mit elektrischer Bremsung; *C* Senken mit Kraft.

Wesentliche Vorteile der neuen Senkbremsschaltung sind: Einfachster Aufbau unter Vermeidung jeglicher Hilfsapparate (im Gegensatz zur Gegenstromsenkbremsschaltung), gute Regelbarkeit bei ziemlich flachen Drehzahllinien, sowohl im unter-, wie auch im übersynchronen Drehzahlbereich und grundsätzliche Vermeidung von Freifallstellungen. Durch die untersynchrone Bremsung werden ferner die mechanischen Bremsen weitgehend geschont.

Die auf Senkstellung *I* in Abhängigkeit von der Last sich gegebenenfalls einstellende unerwünschte verkehrte Lastbewegung läßt sich beim Senken leichter Lasten durch Weiterschalten unterdrücken.

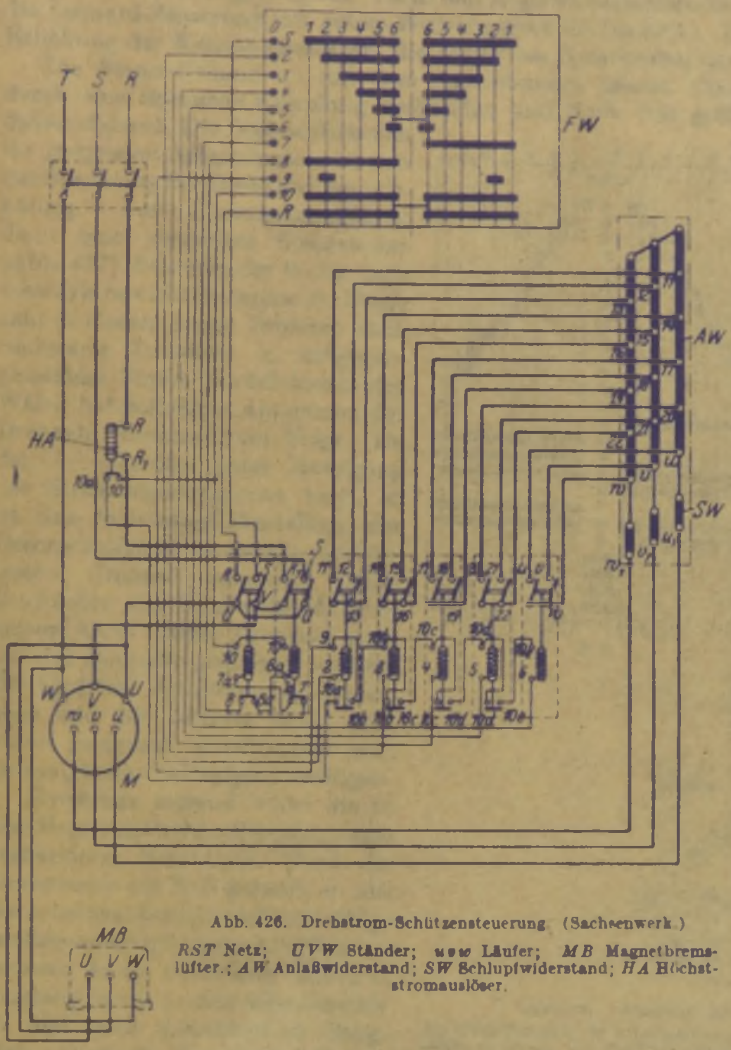


Abb. 426. Drehstrom-Schützensteuerung (Sachsenwerk).

RST Netz; *UVW* Ständer; *u v w* Läufer; *MB* Magnetbremslüfter.; *AW* Anlaßwiderstand; *SW* Schlupfwiderstand; *HA* Höchststromauslöser.

Drehstrom-Hubschaltungen der AEG: 1. Als übersynchrone Senkschaltung wirkende Fahrschaltung (Steuerwalze Typ D). — 2. Tippschaltung (D spez. 51 und D spez. 52). Durchziehende Lasten werden mit Gegenstrom gesenkt. Anwendung, wenn größere Anforderungen hinsichtlich der Regelung gestellt werden. — 3. Gegenstrom-Senk- und übersynchrone Schnellsenkschaltung (Steuerwalzentypen DZ 353 SBS, DZ 273 SBS, DZ 343 SP und Dz 303 SP). Der Übergang von „Senken Bremse" auf „Senken Kraft" erfolgt ohne Freifallstellung (DRP) und die Kurzschlußgefahr ist durch die Lichtbogensperrung der Ständerschütze (DRP) beseitigt. Anwendung bei größeren Schaltleistungen. — 4. Sonderschaltungen für Doppelkranmotoren (siehe S. 163). — 5. Sonderschaltungen für zwei nicht mechanisch gekuppelte Hubmotoren (z. B. bei Lokomotivhebekranen mit zwei Laufkatzen). — 6. Schaltungen für Greiferhubwerke siehe Abschnitt D. „Winden".

3. Schützensteuerung.

Während bei den Steuerwalzen und Steuerschaltern (siehe S. 167) die einzelnen Kontakte vom Führer unmittelbar ein- oder abgeschaltet werden, geschieht dies bei der Schützensteuerung mittelbar. Der Führer bedient eine kleine Steuerwalze, die sog. Führer- oder Meisterwalze (Abb. 426) durch die eine Anzahl elektromagnetisch betätigte Kontakte, die „Schütze", geschlossen oder geöffnet werden. Die Schütze (Abb. 402 bis 404, S. 169) werden für Gleichstrom ein- oder zweipolig, für Drehstrom nur zweipolig hergestellt. Die Zahl der Schütze ist von der gewählten Schaltung abhängig. Anwendbar sind alle S. 170ff. beschriebenen Schaltungen. Auf Abb. 426 ist die Schaltung eine einfache Umkehrschaltung für Drehstrom. Da die Führerwalze nur schwache Erregerströme führt, so erhält sie kleine Abmessungen und ist auch bei sehr großen Motorleistungen leicht bedienbar. Auch bei einer großen Zahl von Arbeitsspielen, wie sie bei vielen Hüttenwerkskranen vorkommt, wird der Führer nicht müde und kann die ganze Schicht durchhalten. Sind gleichzeitig mehrere Steuervorrichtungen zu bedienen, so ermöglicht es die Schützensteuerung mit einem Führer auszukommen und entsprechend Lohn zu sparen. Da die stark beanspruchten, leicht zugänglichen Schütze nur elektrisch mit der Führerwalze verbunden sind, so können sie getrennt vom Führerstand und an leicht erreichbarer Stelle angeordnet werden. Um den Motor vor einem zu hohen Anlaufstrom zu schützen, ist vor die Schützen ein Höchststromauslöser (Abb. 426) geschaltet.

4. Leonard-Steuerung.

Die Leonard-Steuerung (Schaltbild Abb. 427) wird bei Hebezeugen mit großen Motorleistungen (Schwerlastkranen), bei Gießerei-Laufkranen, hauptsächlich jedoch bei Fördermaschinen angewendet. Sie zeichnet sich durch eine besonders feine, mit den gewöhnlichen Steuervorrichtungen nicht erreichbare Regelung aus. Da in den Regelwiderständen keine Verluste auftreten, so arbeitet die Leonard-Steuerung mit gutem Wirkungsgrad (60 bis 80%). Ein Nachteil der Steuerung ist die Erhöhung der Krananlagekosten, die durch das Hinzutreten der Steuerdynamo verursacht wird.

Die Steuerdynamo ist mit dem Antriebmotor (einem Gleichstrom- oder Drehstrommotor) durch eine elastische Kupplung verbunden und läuft, von größeren Betriebspausen abgesehen, dauernd durch. Die Drehzahl des von ihr gespeisten Arbeitsmotors ist von der Spannung der Steuerdynamo abhängig. Zur Spannungsregelung dient eine besondere Steuerwalze (Abb. 427). Schalten der Walze nach vorwärts bewirkt Zunahme der Drehzahl in diesem Sinne, Schalten nach rückwärts Zunahme in entgegengesetztem Sinne. Zurückdrehen der Walze hat sofortiges Abnehmen der Drehzahl (Bremsen) zur Folge. Da der Arbeitsmotor jeder Bewegung des Steuerorganes genau folgt, so ist eine feinstufige Einstellung der Geschwindigkeit innerhalb der weitesten Grenzen möglich. Durch Schwächen des Feldes des Arbeitsmotors kann dessen Drehzahl noch auf das Doppelte gesteigert werden. Die Einflüsse der Steuerung, Remanenz und der Verluste lassen sich durch geeignete Schaltungen (sog. Genauigkeitsschaltungen) beseitigen.

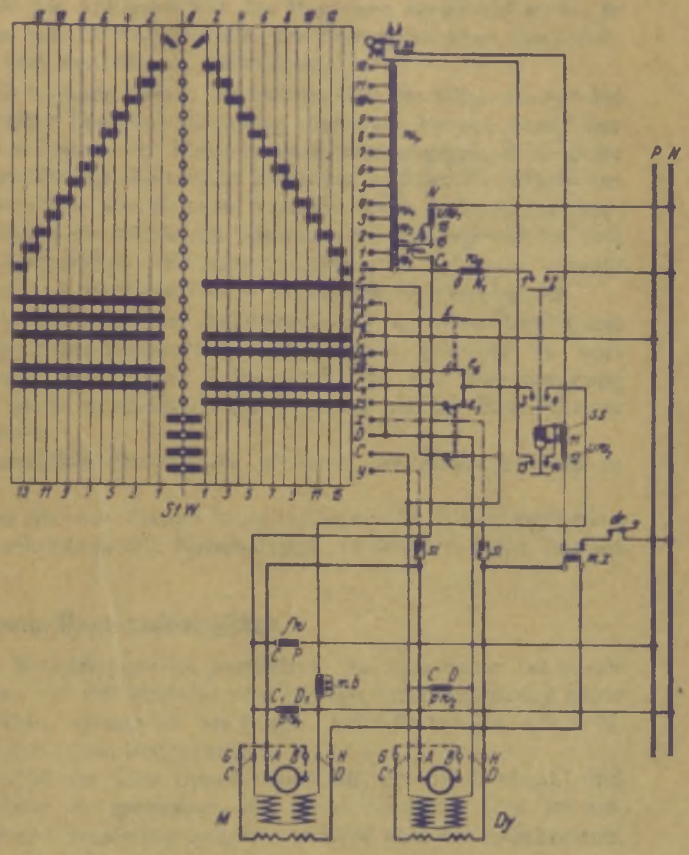


Abb. 427. Schaltbild der Leonard-Steuerung. (SSW.)

Dy Steuerdynamo; *M* Arbeitsmotor; *StW* Leonardwalze; w_1 feste Widerstandsstufe; w_2 bis w_{12} (z. B.) Regelwiderstände; *ws* Maximalkontakt; *hi* Hilfskontakt; *fw* Feldschwächwiderstand; pw_1 und pw_2 Parallelwiderstände; *dr* Druckknopf; $vw_1 - vw_3$ Vorschaltwiderstände; *mb* Magnetbremslüfter; *ss* Sicherheitsschütz; *si* Sicherungen; *fb* Funkenbläser; $e_1 - e_4$ Endschalter mit stufenweiser Ausschaltung.

Besonders störend wirkt die in dem Magnetgestell der Steuerdynamo vorhandene Remanenz. Wird die Steuerwalze auf Null gestellt, so soll der Arbeitsmotor still stehen. Infolge der Remanenz gibt jedoch die Steuerdynamo trotz stromloser Erregerwicklung Strom an den Arbeitsmotor ab und setzt denselben in Gang. Diese ungewollte Bewegung läßt sich dadurch verhindern, daß man die Erregerwicklung, die normal fremd erregt ist, kurz vor dem Bewegungsende umgekehrt an die Klemmen der Steuerdynamo legt, die dadurch Selbsterregung erhält. Diese selbstmordende Selbsterregung bzw. die Remanenzspannung treibt einen Strom durch die Erregerwicklung, die die Magnete umzupolen sucht und den Magnetismus schwächt. Dadurch verschwindet der Kraftfluß fast vollständig und damit die Spannung. Der Arbeitsmotor steht also still (Selbstmordschaltung).

III. Bremslüfter.

Zum Lüften der gewichtbelasteten Bremsen werden je nach der Stromart und dem Arbeitszweck der Bremse Magnetbremslüfter oder Motorbremslüfter verwendet. Diese erhalten, sobald die Steuerwalze auf Bewegung geschaltet wird, Strom und lüften die Bremse so lange, als die Bewegung andauert. Wird die Steuerwalze in die Nullstellung zurückgedreht, so wird der Strom unterbrochen, der Bremslüfter läßt das Gewicht los, und die Bremse wird angezogen.

a) Magnetbremslüfter.

1. Gleichstrom-Magnetbremslüfter.

In einem gußeisernen Gehäuse (Abb. 428) ist die Spule untergebracht. In dieser ist ein zylindrischer Ankerkern auf und ab bewegbar, an dessen Unterteil eine Bohrung für den Anschluß an den Bremshebel vorgesehen ist. Die Wirkung des Magneten besteht darin, daß die vom Strom durchflossene Spule ein magnetisches Feld hervorruft, durch das der Ankerkern angezogen und die Bremse gelüftet wird.

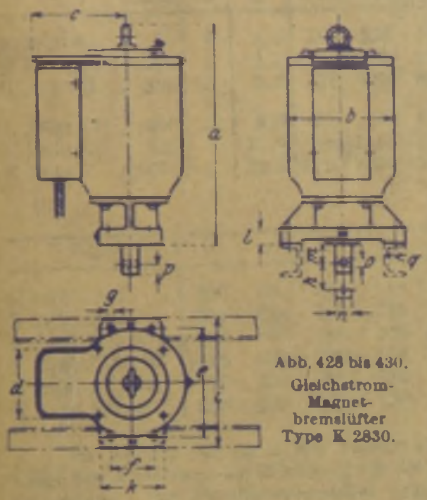


Abb. 428 bis 430. Gleichstrom-Magnetbremslüfter Type K 2830.

Da das Ankergewicht des Magneten bremsend wirkt, so ist es auf die Angriffsstelle des Bremsgewichtes umzurechnen und von diesem abzuziehen.

Es ist auch darauf zu achten, daß der Magnetanker bei gelüfteter Bremse vollständig angezogen werden kann. Der in den Listen der Elektrizitätsfirmen angegebene Hub ist der größtmögliche und in Rücksicht auf den Verschleiß der Bremsklötze und sicheres Anziehen nicht voll auszunutzen.

Wegen der Stöße bei Loslassen des Bremsgewichtes sind die Bremslüfter mit einem Luftpuffer versehen, dessen Dämpfung vermittels einer Stellschraube regelbar ist.

Die Bohrung des Ankerkerns ist mit dem Bremshebel durch Zwischenschalten einer Lasche gelenkig zu verbinden, damit keine Kräfte senkrecht zur Kernbewegung und keine unzulässig hohe Reibung in der Kernführung auftreten.

Da der Ankerkern der Gleichstrombremslüfter drehbar ist, so kann das Magnetgehäuse in beliebiger Lage befestigt werden.

Maßgebend für die Wahl der Bremslüfter sind die relative Einschaltdauer (15, 25 und 40% ED), die Schalthäufigkeit und die aus diesen berechnete größte Einschaltzeit. In seltenen Fällen beträgt die ED 100% (Dauereinschaltung).

α) Hauptstrom-Magnetbremslüfter.

Der Hauptstrombremslüfter ist in den Motorstromkreis geschaltet. Es sind daher bei seiner Verwendung keine besonderen Kontakte an der Steuerwalze und bei der Stromzuführung keine besonderen Schleifleitungsdrähte erforderlich. Dieses ist bei langen Schleifleitungen, wie z. B. den Querschleifleitungen der Verladebrücken, von Bedeutung.

Ein Nachteil des Hauptstrommagneten ist der hohe Spannungsabfall, der die Drehzahl und Leistung des Motors, in dessen Stromkreis er geschaltet ist, herabmindert. Dies ist besonders bei Hubwerken störend, da bei diesen vorsichtig angefahren wird und der Anfahrstrom etwa ein Drittel des normalen Betriebsstromes beträgt.

Bei Hubwerken mit Senkbremsschaltung ist die Anwendung des Hauptstrommagneten ausgeschlossen, da der Motorstrom erst durch das Senken der Last erzeugt wird und die Bremse schon vorher gelüftet sein muß.

β) Nebenschluß-Magnetbremslüfter.

Der Nebenschlußbremslüfter ist parallel zum Motor geschaltet. Seine Stromstärke ist daher vom Motorstrom unabhängig, was für das sichere Arbeiten der Bremse wesentlich ist.

Der Nebenschlußbremslüfter erfordert an der Steuerwalze einen besonderen Kontaktring und in der Stromzuführung einen besonderen Leitungsdraht. Bei Anwendung einer Endausschaltung werden sogar zwei besondere Zuleitungen erforderlich.

Der Nebenschlußbremslüfter wird hauptsächlich angewendet. Bei Senkbremsschaltungen ist seine Verwendung Bedingung.

Für Dauereinschaltung (z. B. bei den Katzenfahrwerken der Verladebrücken und Kranfahrwerken mit langer Fahrstrecke des Kranes) werden die Magnetbremslüfter auch mit einem Sparschalter ausgerüstet. Der Sparschalter öffnet sich nach erfolgtem Anziehen selbsttätig und schaltet dadurch einen Widerstand vor die Magnetwicklung, wodurch der Stromverbrauch während der folgenden Einschaltzeit vermindert wird.

Tabelle 42. Nebenschluß-Magnetbremslüfter[1] für aussetzenden Betrieb der SSW (Abb. 428 bis 430).
Höchstzulässige Spieldauer: 5 min.

Type	15% Einschaltdauer						25% Einschaltdauer						40% Einschaltdauer					
	Hubarbeit	Hub	Kerngewicht	Aufnahme bei 220 Volt etwa Watt	440 Volt etwa Watt	500 Volt etwa Watt	Hubarbeit	Hub	Kerngewicht	Aufnahme bei 220 Volt etwa Watt	440 Volt etwa Watt	500 Volt etwa Watt	Hubarbeit	Hub	Kerngewicht	Aufnahme bei 220 Volt etwa Watt	440 Volt etwa Watt	500 Volt etwa Watt
	cmkg	cm	kg				cmkg	cm	kg				cmkg	cm	kg			
K 2830 *0*	75	4	1,6	300	390	450	40	4	1,6	185	290	350	35	4	1,6	130	230	260
K 2830 *I*	100	5	2,7	340	400	465	75	5	2,7	200	250	300	45	5	2,7	140	175	200
K 2830 *II*	230	5	5,4	470	600	600	150	5	5,4	330	360	365	115	5	5,4	185	240	285
K 2830 *III*	400	5	8,9	570	770	810	300	5	8,9	410	485	490	220	5	8,9	260	310	210
K 2830 *IV*	825	5	17,5	880	1150	1220	600	5	17,5	585	690	730	480	5	17,5	375	425	460
K 2830 *V*	1670	5	32,5	1120	1370	1560	1200	5	32,5	620	840	915	850	5	32,5	410	525	525

Abmessungen in mm.

Type	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*
K 2830 *0/40*	300	116	135	116	160	60	10,5	40	190	90	18	40	20	8	14	30
K 2830 *I/75*	340	128	145	128	160	60	10,5	50	190	90	18	30	20	8	14	40
K 2830 *II/150*	385	167	160	130	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	20	40
K 2830 *III/300*	425	202	180	130	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	20	40
K 2830 *IV/600*	470	230	200	130	310	110	17	50	370	170	40	50	45	20	30	50
K 2830 *V/1200*	500	290	235	130	310	110	17	50	370	170	40	50	45	20	30	50

[1] Sie werden für die in der Tabelle angegebenen Nennspannungen gewickelt. Bei anormalen Spannungen unter 600 V erhalten sie Wicklung für die nächstniedrige Nennspannung nebst einem entsprechenden Vorschaltwiderstand. Ein Parallelwiderstand zum Schutze der Nebenschlußwicklung ist stets im Preise der Bremslüfter enthalten. Abweichungen von den Nennspannungen bis zu ±5% sind zulässig.

2. Drehstrom-Magnetbremslüfter.

Der Drehstrom-Magnetbremslüfter wird stets parallel zum Ständer des Motors geschaltet. Wegen seiner dreiphasigen Wickelung hat der Magnetanker flache gabelartige Form. Der Anker ist daher nicht drehbar. Zum Anschluß an den Bremshebel ist er mit zwei um 90° zueinander versetzten Bohrungen an der Ankerzugstange versehen. Das Magnetgehäuse kann daher nur in zwei entsprechenden Stellungen befestigt werden.

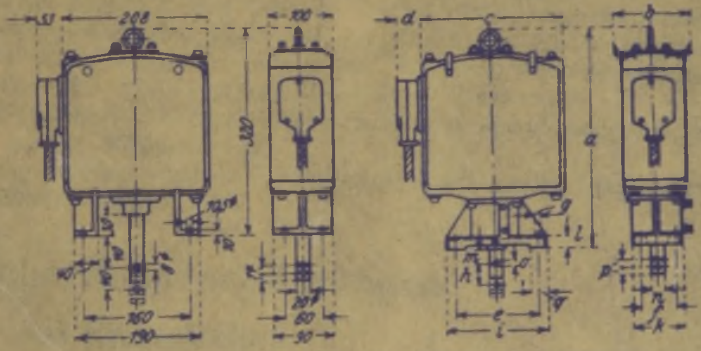


Abb. 431 und 432. Drehstrom-Magnetbremslüfter Type K 3830/0 und K 3830/I bis K 3830/IV.

Der Drehstrommagnet nimmt im Augenblick des Einschaltens einen verhältnismäßig hohen Strom auf, der dann schnell sinkt. Seine Leistungsfähigkeit ist deshalb weniger von der Einschaltdauer als von der Zahl der Einschaltungen abhängig.

Für die Wahl der Größe des Drehstrommagneten sind daher die relative Einschaltdauer und die Zahl der stündlichen Schaltungen (Schalthäufigkeit) maßgebend. In den Listen werden die Magnete für 120 und 300 Schaltungen je Stunde und für Dauerschaltung geführt.

Wegen des nach erfolgtem Anziehen niedrigen Stromverbrauches (des Haltestromes) sind die Drehstrommagnete mit verringerter Leistung für Dauerschaltung geeignet.

Die Drehstrommagnete müssen so eingebaut sein, daß der Anker ohne Behinderung durch das Bremsgestänge ganz angezogen werden kann, bis die Polflächen sich berühren. Ist dies nicht der Fall, so verbrennen die Spulen.

Um diese gegen zu hohe Stromstärke, hervorgerufen durch etwaiges Klemmen des Bremsgestänges, zu schützen, werden auch besondere Sicherungen angeordnet.

Der beim Anziehen der Drehstrommagnete auftretende hohe Strom erfordert einen Zuschlag zum Arbeitsstrom. Dieser Gesamtstrom ist für die Bemessung der Motorsicherungen maßgebend.

Tabelle 43. Drehstrom-Magnetbremslüfter für aussetzenden Betrieb der SSW (Abb. 431 u. 432). Spannung: 125—220—380 und 500 V; Frequenz: 50 Hz.

Type	Kern-gewicht	Hub	Höchstzulässige Spieldauer 5 Minuten bei 15 bis 40% ED						Bei Dauereinschaltung[1]		
			Schalthäufigkeit bis 120 je Std.[1]			Schalthäufigkeit bis 300 je Std.[1]					
			Hub-arbeit	Schein-verbrauch beim Einschalten	Aufnahme bei angezogenem Kern	Hub-arbeit	Schein-verbrauch beim Einschalten	Aufnahme bei angezogenem Kern	Hub-arbeit	Schein-verbrauch beim Einschalten	Aufnahme bei angezogenem Kern
—	kg	cm	kgcm	etwa V · A	etwa Watt	kgcm	etwa V · A	etwa Watt	kgcm	etwa V · A	etwa Watt
K 3829	0,9	2	15	2150	50		—	—	12	2040	40
K 3830 *0*	2	4	40	4500	70		—	—	37	4100	50
K 3830 *I*	3,5	5	75	9400	110	50	6000	65	65	8000	75
K 3830 *II*	4,5	5	150	15000	90	100	10000	85	140	15000	90
K 3830 *III*	12	5	300	33000	160	250	30000	130	280	33000	160
K 3830 *IV*	22	5	600	68000	450	400	47000	180	450	50000	240
K 3830 *V*	54	5	1200	128000	650	675	67000	275	900	93000	410

Abmessungen in mm.

Type	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
K 3830 *I*	374	125	245	60	160	60	10,5	50	190	90	18	30	20	8	14	40
K 3830 *II*	434	137	260	60	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	18	40
K 3830 *III*	515	155	334	60	230	80	14	50	270	120	28	34	30	13	18	40
K 3830 *IV*	596	190	390	82	310	110	17	50	370	170	40	50	45	20	30	50

[1] Die Magnetbremslüfter sind, da sie verschiedene Spulenwicklungen für 120 Schaltungen und 300 Schaltungen je Stunde und für Dauereinschaltung haben, für keine größere als die bestellte Schaltzahl verwendbar. Das Bremsgewicht muß so schwer sein, daß die Zugkraft mindestens zu $^1/_3$ ausgenutzt wird.

b) Motorbremslüfter.

Bei Drehstrom (und einphasigem Wechselstrom) werden auch Motorbremslüfter angewendet.

Ein kleiner Asynchronmotor mit Kurzschluß- oder Schleifringläufer arbeitet über ein Stirnrädergetriebe auf eine Kurbel, die mittels einer Zugstange am Bremshebel angreift.

Erhält der Motor Strom, so wird die Bremse gelüftet. In der höchsten Lüftstellung der Bremse wird die lebendige Kraft des Läufers durch einen Spiralfederpuffer aufgenommen.

Bei Stromunterbrechung geht die Kurbel in ihre Ruhelage zurück. Ein Luftpuffer, dessen Dämpfung vermittels einer Stellschraube regelbar ist, nimmt den Stoß in der Endstellung auf.

Die Motorbremslüfter werden angewendet, wenn der starke Stromstoß beim Einschalten des Lüfters und der dadurch verursachte Spannungsabfall vermieden werden soll.

Für die Bemessung der Motorbremslüfter ist die stündliche Schaltzahl nicht maßgebend, da der Einschaltstrom nicht größer als der Haltestrom ist.

Motorbremslüfter für lange Einschaltdauer müssen besonders gewickelt werden. Bei Dauereinschaltung wird der Magnetbremslüfter angewendet.

IV. Sicherheitsvorrichtungen.

a) Endschalter.

Die Bauart der zur Begrenzung des Weges dienenden Endschalter ist von der Art des Triebwerkes (Hub- oder Fahrwerk), der Größe der abzuschaltenden Motorleistung, der Art der gewünschten Endschaltung (ob Not- oder betriebsmäßige Ausschaltung) und der zulässigen Größe des stromlos befahrenen Nachlaufweges abhängig.

Als Endschalter kommen einfache Vorrichtungen wie Hebelendschalter, Spindelendschalter und Sternradschalter in Frage.

1. Hebel- (Kurbel-) Endschalter.

Der Schalter (Abb. 433) besteht im wesentlichen aus einer kleinen Schaltwalze nach Art der Steuerwalzen, die in einem gußeisernen Gehäuse gelagert ist, einer Rückzugfeder, die die Walze in Schaltstellung hält und einem auf der Welle der Walze sitzenden Rollenhebel. Dieser wird

durch eine geeignete Vorrichtung (z. B. ein abgeschrägtes Lineal, Abb. 433, oder eine andere mechanische Vorrichtung) gedreht, wodurch der Motorstrom und gegebenenfalls auch der des Bremslüfters unterbrochen und das Triebwerk stillgelegt wird.

Hinsichtlich der Wirkungsweise und Bauart unterscheidet man Hauptstrom- und Hilfsstrom-Endausschalter.

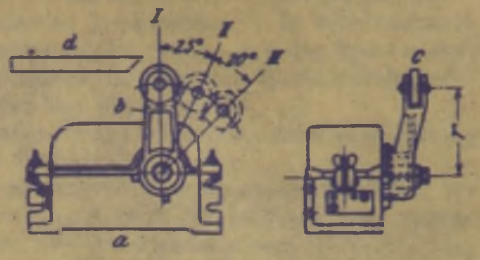


Abb. 433. Kurbel-Endausschalter. (AEG.)
a Schaltergehäuse; b Kurbel mit Rolle c; r Kurbelhalbmesser; d Lineal; *I* Einschaltstellung; *II–III* Ausschaltstellungen.

Bei den **Hauptstrom-Endausschaltern** (Abb. 434 und 436) wird der Motorstrom unmittelbar unterbrochen. Das Ausschalten muß vor Erreichen der Endstellung geschehen, damit die bewegten Massen auf einen bestimmten Weg auslaufen können. Wird das schaltende Organ (Lineal u. dgl.) zurückgezogen, so wird der Schalter selbsttätig wieder eingeschaltet. Die Endausschalter für Gleichstrom sind ein- oder zweipolig. Einpolige Schalter lassen ein gleichzeitiges Abschalten des Bremslüfters nicht zu. Die Endausschalter für Drehstrom sind zwei- oder dreiphasig.

Bei den **Hilfsstrom-Endausschaltern** (Abb. 435 und 437) betätigt das schaltende Organ nur einen verhältnismäßig kleinen Hilfsschalter (e bzw. e_1 und e_2). Dieser schaltet seinerseits den Strom eines Schützes S ab, durch welches der Strom des Motors und gegebenenfalls auch der des Bremslüfters unterbrochen wird. Die Hilfsstrom-Endausschalter werden bei häufigem (betriebsmäßigem) Schalten, bei großen Motorleistungen und großer Entfernung des Schalters von der Steuerstelle angewendet. Ausführung der Hilfsstrom-Endausschalter im allgemeinen nur einpolig.

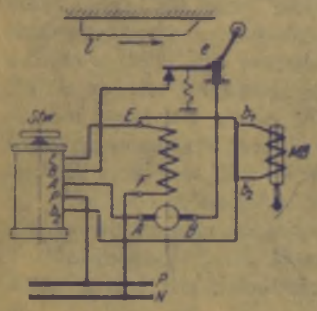


Abb. 434. Gleichstrom-Hauptstrom-Endausschalter.

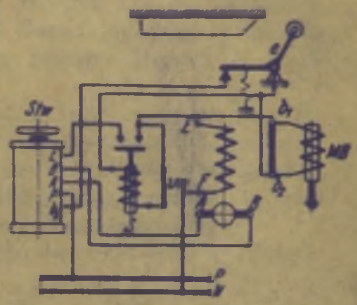


Abb. 435. Gleichstrom-Hilfsstrom-Endausschalter.

Endschalter mit Umgehungsschaltung. Die Umgehungsschaltung ermöglicht es, nach erfolgtem Abschalten des Motors nicht nur rückwärts, sondern in der alten Richtung weiter zu fahren und den sonst verlorenen Nachlaufweg wieder zu gewinnen.

Der Umgehungsschalter wird parallel zum Endschalter gelegt und hebt dessen Wirkung auf. Er wird neben der zugehörigen Steuerwalze angeordnet und durch Niederdrücken eines Fußhebels geschlossen.

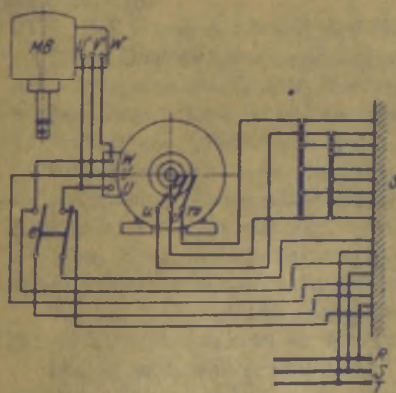


Abb. 436. Drehstrom-Hauptstrom-Endausschalter.

Die Umgehungsschaltung wird bei Fahrwerken angewendet, bei denen oft in der Nähe der Endstellungen gefahren wird. Bei Hubwerken mit Endschaltung für die höchste Hakenstellung kommt sie dann in Frage, wenn die Hubhöhe möglichst ausgenutzt werden soll.

Der Schalter wird dann für den Nachlauf des leeren Hakens eingestellt, da hierbei die verzögernde Wirkung der Last fehlt und die Geschwindigkeit und damit auch der Nachlaufweg am größten sind.

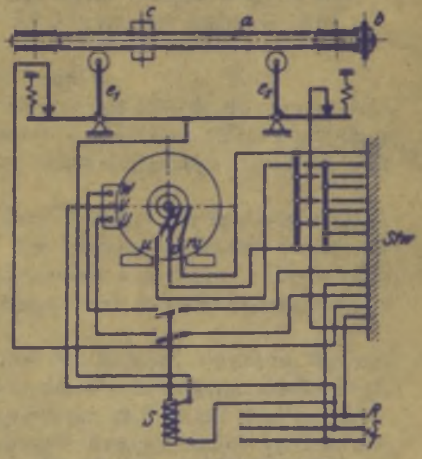


Abb. 437. Drehstrom-Hilfsstrom-Endausschalter (Spindel-Endausschalter.)
a Spindel; b Antrieb der Spindel; c Wandermutter (gegen Drehen gesichert); e_1 und e_2 Endausschalter (z. B. für höchste und tiefste Hakenstellung).

Endschaltung mit Geschwindigkeitsverminderung. Sie wird angewendet, wenn der Nachlaufverlustweg zu groß und der Arbeitsweg unzulässig verkürzt wird. Bei dieser Schaltung wird der Hebelendschalter zweimal hintereinander betätigt und die Geschwindigkeit stufenweise herabgesetzt.

2. Spindelendschalter.

Sie werden bei Hubwerken ausgeführt und sind bei diesen die sicherste Endausschaltung.

Die Spindel (Abb. 437) wird von einem langsam laufenden Triebwerkteil, z. B. dem Trommelrad, durch kleine Zahnräder oder durch einen Kettentrieb angetrieben. Auf der Spindel sitzt eine Wandermutter. Diese unterbricht in den, der höchsten und tiefsten Hakenstellung entsprechenden Stellungen den Strom des Motors und den des Bremslüfters.

Die Spindelendschalter werden von den Elektrizitätsfirmen nur für Hilfsstromendausschaltung geliefert. Ausführung mit gußeisernem Gehäuse und Ölfüllung.

Die Hebezeugfirmen stellen die Spindel mit ihrer Lagerung und der Wandermutter selbst her und bringen diese Vorrichtung, je nachdem in der höchsten oder in der höchsten und tiefsten Hakenstellung ausgeschaltet wird, mit einem oder mit zwei Hebelendschaltern in Verbindung (Abb. 437).

3. Sternradschalter.

Sie werden bei Katzen- und Kranfahrwerken verwendet und ebenfalls nur für Hilfsstromausschaltung geliefert.

Der Sternradschalter[1] ist für beide Fahrtrichtungen verwendbar. Beim Einfahren in die Schaltstellungen stößt der mit sechs Zähnen versehene Stern gegen einen, an der Fahrbahn befestigten, mit einer Rolle versehenen Anschlagbolzen und wird dadurch aus der Freifahrtstellung in die Verzögerungsstellung gedreht. Hierdurch wird die Geschwindigkeit selbsttätig auf etwa die Hälfte vermindert, so daß die Katze oder der Kran ohne heftigen Anprall bis an die Puffer in den Endstellungen heranfahren können.

Bei besonders großer Massenwirkung, wie bei den schnellfahrenden Laufkatzen der Verladebrücken, sowie bei Kranfahrwerken wird eine zweite Verzögerungsstellung vorgesehen. Die Geschwindigkeit wird dann in zwei Stufen auf etwa ein Drittel der normalen Geschwindigkeit herabgesetzt.

Wird eine selbsttätige Stromunterbrechung vor Erreichen der Endstellung gefordert, so wird die zweite Verzögerungsstellung als Ausschaltstellung für den Bremslüfter vorgesehen.

Maßgebend für die Bemessung der den Strom unterbrechenden Endschalter sind die Schaltleistung und die Schalthäufigkeit.

b) Überstromauslöser.

Die Schutzvorrichtungen der Motoren gegen zu hohe Stromaufnahme (Überstrom) müssen folgenden Bedingungen genügen:

1. Der Anlauf des Motors muß unter allen Umständen auch unter Vollast möglich sein.
2. Während des Betriebes soll der Motor gegen Dauerüberlastungen von mehr als 20% geschützt sein.
3. Bei Kurzschluß soll der Motor unverzögert abgeschaltet werden.

Diese Forderungen werden durch die Schmelzsicherungen nicht erfüllt, da sie zum Durchschmelzen eine bestimmte Zeit erfordern, in der der Motor unter Umständen schon geschädigt werden kann. Auch ist in lebhaften Kranbetrieben das Einsetzen neuer Sicherungen lästig und der Verbrauch an Sicherungen entsprechend hoch.

Ein vollwertiger Motorenschutz wird durch die Anwendung der Überstromauslöser erreicht, die auf einem Selbstschalter (Höchststromauslöser) einwirken. Die Überstromauslöser werden als magnetische Relais mit Zeitverzögerung oder als thermische Zeitrelais ausgebildet. Sie werden mit dem Höchststromauslöser, sowie den Strom- und Spannungszeigern in einem gemeinsamen Schaltkasten untergebracht (siehe S. 186, „Schaltanlage").

Bei der Relaissicherung eines Kranes[2] wird für jeden Motor ein Relais vorgesehen, das mit seinen Schaltkontakten im Erregerstromkreis der Festhaltespule des Höchststromauslösers liegt.

Das in Abb. 438 schematisch dargestellte Relais ist so eingerichtet, daß es bei dem betriebsmäßigen hohen Anlaufstrom, der durch das vom Motor verlangte Anzugmoment bedingt ist, anzusprechen beginnt, daß aber die Auslösung über die normale Überlastungszeit beim Anfahren des Motors hinaus verzögert wird. Dauert jedoch eine Überlastung, auch bei kleinerer Stromstärke als beim Anlauf, zu lange oder treten kurzschlußartige Stromstöße auf, so löst das Relais aus und der Höchststromauslöser schaltet den Motor vom Netz ab. Das Relais arbeitet also bei weniger gefährlichen Überlastungen mit Verzögerungsauslösung und bei Kurzschluß mit Schnellauslösung.

[1] Hersteller: AEG, Berlin.
[2] Ritz: Relaissicherungen für elektrische Antriebe von Kranen, Rollgängen usw. ETZ 1917, S. 542.

Arbeitsweise des Relais: Die Zugkraft des Drehankers *a* wird durch eine Feder *b* im Gleichgewicht gehalten. Spricht das Relais an, so trifft der am Drehanker angebrachte Anschlag *c* auf den Anschlaghebel *d* eines Hemmwerks *e*, das ähnlich dem einer einfachen Uhr ausgebildet ist. Dieses Hemmwerk hindert den Anker an der weiteren Drehbewegung und gibt ihn erst dann frei, wenn die im Hemmwerk vorgesehene Sperrklinke durch einen Anschlag ausgelöst wird. Dieser Anschlag läßt sich durch Drehen des Gehäusedeckels des Hemmwerks leicht verstellen und damit die Laufzeit des Hemmwerks regeln. Eine Skala zeigt die jeweilige Einstellung des Hemmwerks an. Ist der Anker freigegeben, dann trifft der federnde Hebel *f* auf einen Anschlag *g* und öffnet den Kontakt *h*.

Um bei größeren Stromstößen eine Schnellauslösung zu erreichen, steht der Anschlag *d* unter Federkraft. Das bei Stromstößen durch den Anker hervorgerufene Drehmoment ist imstande, das federnde Gabelende *d* soweit zu drehen, daß der Anschlag *c* vorbeigleiten und dadurch das Relais auslösen kann.

Nach Aufhören der Überlastung wird der Relaisanker wieder durch die Feder *b* in seine ursprüngliche Lage zurückgeführt. Die Zugkraft der Feder *b* und damit die Auslösestromstärke des Relais ist durch eine Stellschraube regelbar.

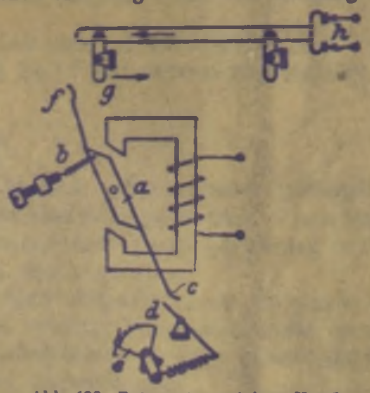


Abb. 438. Relais mit vereinigter Verzögerungs- und Schnellauslösung. (SSW.)

Beim Antrieb eines Kranes mit mehreren Motoren wird bei der Stromverteilung für jeden Motor ein Relais vorgesehen, die alle gemeinsam auf den Kontakt *h* arbeiten (Abb. 438).

Der Höchststromausschalter ist mit der bekannten Freiauslösung versehen. Er wird mit der Schaltung der Steuerwalze so in Verbindung gebracht, daß der Kranführer alle Steuerwalzen auf Null stellen muß, bevor der Schalter wieder eingelegt werden kann.

Schaltbild eines Laufkranes mit Drehstrombetrieb und Relaissicherungen siehe Abschnitt „Laufkrane".

Abb. 439 gibt das Schaltbild des von den SSW auf Grund umfangreicher Versuche entwickelten Mehrmotoren-Schutzschalters H 920 III. Der Schalter ist vollkommen gekapselt und eignet sich für alle Mehrmotorenantriebe, insbesondere für Krane und Verladebrücken.

Der Strom ist vom Netz an die im unteren Gehäuse *AK* befindlichen Sammelschienen geführt, an denen die zu den einzelnen Motoren abgehenden Leitungen angeschlossen sind. In der mittleren Phase (*V*) jedes Motors liegt einer der im Gehäuse eingebauten Überstromauslöser. Der Schalter wird zwei- oder dreipolig und mit ein oder zwei nichtverzögerten Auslösern geliefert. Der Selbstschalter kann mit einem Gehäuse für 2—4 oder 5—6 Auslösern zusammengebaut werden, so daß bis zu 6 Motoren geschützt werden können.

Die im Schalterkasten *SK* befindlichen Auslöser *a*, deren Spulen für den Gesamtstrom bemessen sind, lösen unverzögert aus und wirken mechanisch auf das Schaltschloß. Sie werden so hoch eingestellt, daß sie z. B. bei gleichzeitigem Anlauf von 2 Motoren nicht ansprechen und nur Schutz gegen Kurzschluß bieten.

Die im unteren Kasten befindlichen Überstromauslöser *c* schützen die Motoren sowohl gegen Kurzschluß wie auch gegen Überlastung. Bei Überlastung lösen sie durch Einschalten eines am Schalter befindlichen Wärmeauslösers *d—d* verzögert aus, während sie bei Kurzschluß durch mechanische Einwirkung auf das Schaltschloß unverzögert auslösen. Die Spulen der einzelnen Auslöser sind nach dem jeweiligen Motornennstrom auszuwählen. Die verzögerte Auslösung kann so eingestellt werden, daß der Motor vor einer Überlastung um mehr als 20% geschützt wird. Die vom Strom unabhängige Verzögerungszeit ist auf 10 bis 20 sek einstellbar, so daß der Motor inzwischen anlaufen und der Strom auf seinen Dauerwert abklingen kann. An den Widerständen, die den einzelnen Wärmeelementen des Wärmeauslösers vorgeschaltet sind, kann die Verzögerungszeit für jeden Motor verschieden eingestellt werden. Die unverzögerte Auslösung ist so hoch wählbar, daß der Anlaufstrom kein Ansprechen zur Folge hat.

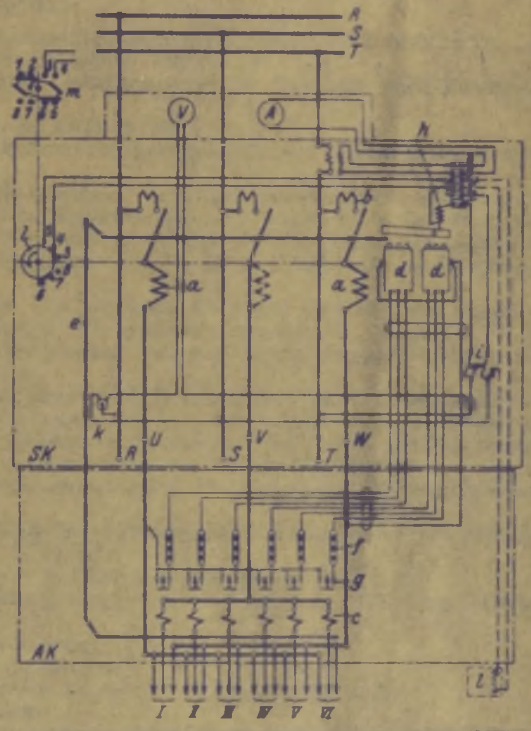


Abb. 439. Schaltbild eines Mehrmotoren-Schutzschalters. (SSW.)
RST Netz; *I* bis *VI* Ständeranschlüsse für sechs Motoren; *AK* Auslöserkasten; *SK* Selbstschalterkasten; *V* Spannungszeiger; *A* Stromzeiger; *a* Überstromauslöser für nicht verzögerte Auslösung; *b* Blasspule; *c* Überstromauslöser für gemischt verzögerte Auslösung; *d* Wärmeauslöser; *e* Auslöserstange; *f* Vorschaltwiderstand für den Wärmeauslöser; *g* Kontakte am Überstromauslöser für die Wärmeauslösung; *h* Spannungs-Rückgang-Auslöser; *i* zweipoliger Hilfsschalter zum Spannungsauslöser; *k* Sicherung; *l* Kontakt (in der Ausschaltstellung der Steuerwalze geschlossen); *m* Meldeschalter.

Neben der geschilderten Überstromauslösung kann der Schalter noch einen Spannungsauslöser A für Ruhe oder Arbeitsstrom erhalten.

Weiteres über Mehrmotoren-Schutzschalter siehe SSW-Druckschrift „Selbstschalter R 910 und H 910". Überstromauslöser der AEG siehe Preisliste D—Kr 2, Teil I „Drehstrom-Steuergeräte für Hebezeuge und Transportmaschinen".

V. Schaltanlage.

Die früher verwendeten offenen Schalttafeln mit einer Marmor- oder anderen Isolierplatte waren den starken Erschütterungen des meist rauhen Kranbetriebes nicht gewachsen. Auch waren sie infolge des mangelhaften Schutzes von Schalthebel und Sicherungen gegen Berührung in dem engen Führerhaus, sowie gegen Schmutz und Feuchtigkeit, wenig geeignet.

Man verwendet daher in neuerer Zeit allgemein eiserne Kranschaltkästen, in denen der Haupt- und Selbstschutzschalter, die Überstromauslöser und sonstige Schaltteile, sowie Strom- und Spannungszeiger untergebracht sind. Die Türen der Schaltkästen dichten derart ab, daß die empfindlichen Schaltteile gegen Staub und Feuchtigkeit gesichert sind.

Der Mehrmotoren-Schutzschalter Abb. 439 hat 2 Kästen, die miteinander verbunden sind. Außer dem am Oberkasten befindlichen Handhebel zum Wiedereinrücken des Haupt- und Selbstschalters haben die Kästen keine hervorstehenden Teile. Die Stellung des Schalters („Ein" oder „Aus") ist an einem kleinen Fenster der Türe durch *E* bzw. *A* kenntlich gemacht. Auf dem Oberkasten ist noch ein Gehäuse befestigt, in dem Strom- und Spannungszeiger untergebracht sind.

Schleifleitungen und Stromabnehmer siehe Abschnitt „Laufkrane", Ringschleifkontakte Abschnitt „Drehkrane".

Literatur.

Adler u. Schiebeler: Die Leistungsbewertung der Motoren für aussetzende Betriebe. ETZ 1920, Nr. 25 u. 26.

Behne: Zweimotorensteuerung für Selbstgreifer. Bergmann-Mitt. 1925, S. 208.

Engel: Elektrische Ausrüstungen für Hebezeuge und Transportanlagen im Gaswerk. AEG-Mitteilungen 1929, S. 249.

— Steuerungen für Greiferhubwerke. AEG-Mitteilungen 1928, S. 369.

Frisch: Die neuen oberflächengekühlten Drehstrommotoren für Walzwerkhilfs- und Kranbetriebe. Siemens-Zeitschrift 1930, Heft 12.

In neuester Zeit geht das Streben dahin, auch aussetzend arbeitende Betriebe immer stärker auszunutzen und durch zweckmäßige Anordnung der Arbeitsmaschine den nicht ausgenutzten Teil des Arbeitsspieles möglichst abzukürzen. Die Motoren werden daher neuerdings für eine größere ED verlangt als bisher. Bei der 1923 festgelegten normalen Einschaltdauer von 15, 25 und 40% war der Hauptnormwert 25% (siehe S. 160 und 165).

Heute kommen 15% ED nur noch selten vor. Als häufigster Wert sind jetzt 40% ED anzusehen. Auch erheblich größere ED wird immer mehr verlangt (für Stripperkrane sind z. B. 70 bis 75% ED fast normal geworden), so daß die Forderung nach geschlossenen Hebezeugmotoren für größere ED als 50% immer dringlicher wurde.

Dieser Forderung haben die SSW durch ihren neuen LOR-Hebezeugmotor mit Oberflächenkühlung Rechnung getragen. Die LOR-Motoren sind Sondermotoren, die auch den Anforderungen sehr rauher Betriebe vollständig genügen. Sie sind um etwa 20% leichter als die bisherigen DH-Motoren gleicher Leistung (Abb. 395, S. 166). Auch ist ihr Schwungmoment erheblich kleiner als das der DH-Motoren.

Gewecke: Die neuen untersynchronen Drehstrombremsschaltungen für Hebezeuge. Siemens-Zeitschrift 1929, S. 565.

— Ein vereinfachtes Verfahren zur Bestimmung der Motorgröße bei Hebezeugtriebwerken. Fördertechn. 1931, S. 1.

Hänchen: Die elektrische Ausrüstung der Krane. Helios 1923, S. 105.

— Steuervorrichtungen und Schaltkästen für elektrisch betriebene Krane. Helios 1924, S. 21.

Huth: Der Elektromotor als Antriebsmittel für Hebezeuge und die Ermittelung der erforderlichen Leistung. Prakt. Masch.-Konstr. 1926, S. 198.

Meyer: Neuerungen im elektrischen Antrieb von Hebezeugen. Z. V. d. I. 1919, S. 617.

Michenfelder: Fortschritte der Elektrizität in der Fördertechnik. ETZ 1928, Nr. 42.

Richter: Berechnung der Kranmotoren für aussetzenden Betrieb. Z. V. d. I., 24. III. 1928.

Rothe: Steuerungen für Greiferwinden. (SSW-Broschüre).

Schiebeler: Derimotor oder Drehstrom-Asynchronmotor für Kranhubwerke? Fördertechn. Bd. 19, S. 273.

— Drehstrom-Asynchronmotoren für Kranhubwerke. Fördertechn. 1926, H. 18 u. 25.

— Elektrische Ausrüstung von Hebezeugen und Transportmaschinen in Hüttenwerken. Stahleisen 1919, Nr. 6.

— Neuerungen bei elektrischen Ausrüstungen von Gießereikranen. Die Gießerei 1930, Heft 8.

Unold: Elektrische Kranschaltungen. Prakt. Masch.-Konstr. 1927, Nr. 18.

Weiler: Regelung und Strombedarf bei Kran- und Hubwerkschaltungen für Gleichstrom-Hauptstrommotoren. Fördertechn. 15. IV. 1927.

— Wahl der elektrischen Steuergeräte, Widerstandsgeräte und Bremslüfter bei aussetzendem Betrieb. Z. V. d. I. 1928, S. 511.

AEG-Feinregelung durch Tippschaltung für Montage-, Gießerei- und Nietkrane. Stahleisen 1930, S. 52.

AEG-Schnellhubschaltungen für Gleichstrom- und Drehstrom-Krane. Stahleisen 24. XII. 1931 (Anz.-S. 29).

Steuerungen für Greiferhubwerke (AEG). Fördertechn. 1929, S. 30.

Über Magnetbremslüfter (auf Grund von Versuchen entwickelte neue Bauart eines Bremslüfters der Firma Brown, Boveri & Co., A.-G., Mannheim). Fördertechn. 1931, S. 300.

D. Winden.

I. Ortsfeste und tragbare Winden.

a) Zahnstangenwinden.

Anwendung zu Montagezwecken, zur Ausrüstung von Lokomotiven, als Wagenwinden u. dgl.

Bei den Zahnstangenwinden (Abb. 440) ruht die Last mittels eines drehbaren Horns auf der im Gehäuse geführten Zahnstange oder auf einer, am Fuß der Zahnstange angeordneten Pratze (Abb. 447, S. 188). Diese darf jedoch der exzentrischen Beanspruchung wegen nur mit der Hälfte der Tragkraft belastet werden.

Antrieb allgemein durch eine Handkurbel, die mit ein oder zwei Stirnrädervorgelegen auf den mit der Zahnstange kämmenden Triebling arbeitet. Zum Festhalten der Last in der jeweiligen Höhenlage dient ein Sperrwerk, dessen Klinke beim Senken der Last ausgelöst wird.

Herstellung der Zahnstangenwinden (Lokomotivwinden) für Tragkrafte von 2 bis 25 t. Hubhöhe (je nach Tragkraft): 300 bis 400 mm. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 30 bis 130 kg.

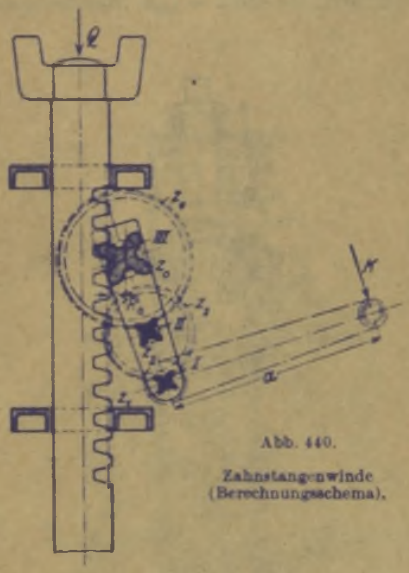


Abb. 440. Zahnstangenwinde (Berechnungsschema).

Berechnung (Abb. 440). Wegen der Tragbarkeit der Zahnstangenwinden sind gedrängter Bau und geringes Gewicht Hauptbedingung. Die Zähne des Zahnstangentrieblings und der Vorgelegeritzel werden daher unmittelbar in die Wellen eingeschnitten und erhalten die kleinst zulässige Zähnezahl $z_{min} = 4$ (Abb. 441).

Damit die Winden möglichst leicht ausfallen, werden die Getriebe sehr hoch beansprucht und aus Stahl von großer Festigkeit hergestellt.

1. Zahnstangen-Triebling. Werkstoff: St 70 · 11 oder leg. Einsatzstahl (s. S. 9). Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung: $\psi = b/t = 1{,}0$ bis $1{,}3$.

Da die Zähne in Vierkantstahl eingefräßt werden (Verzahnung s. Abb. 162 und 163, S. 70) und durch das seitlich stehenbleibende Material versteift werden (Abb. 441), so kann man verhältnismäßig hohe Beanspruchungen zulassen. $c = 150$ bis 210 kg/cm², entsprechend: $\sigma_{zul} = 2500$ bis 3500 kg/cm².

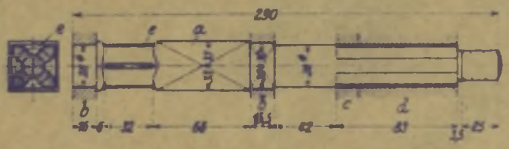


Abb. 441. Kurbelwelle zur Zahnstangenwinde Abb. 447. *a* Vierkant; *b* Lager; *c* Sperrad; *d* Kurbel; *e* Bitzel, in das Vierkantstück eingefräst.

2. Zahnstange (Abb. 442). Werkstoff: St 70 · 11 oder leg. Einsatzstahl. Beanspruchung auf Druck durch die Höchstlast Q. Beanspruchung auf Biegung durch die waagerechte Komponente P' des Zahndruckes P_z und durch das Kräftepaar $Qe = Pl$. Beide Momente M' und M'' (Abb. 443 und 444) ergeben das größte resultierende Biegemoment $_{max}M_r$ (Abb. 445).

Größte resultierende Spannung (Abb. 446):

$$\sigma_r = -\sigma - \sigma' = -\frac{Q}{b \cdot h} - \frac{_{max}M_r}{\frac{b h^2}{6}} \quad \ldots \text{ kg/cm}^2. \tag{179}$$

$\sigma_{zul} = 2200$ bis 3000 kg/cm². Ferner ist der gefährliche Querschnitt der mit $Q/2$ belasteten Tragpratze (Abb. 447, S. 188) auf exzentrischen Zug nachzurechnen.

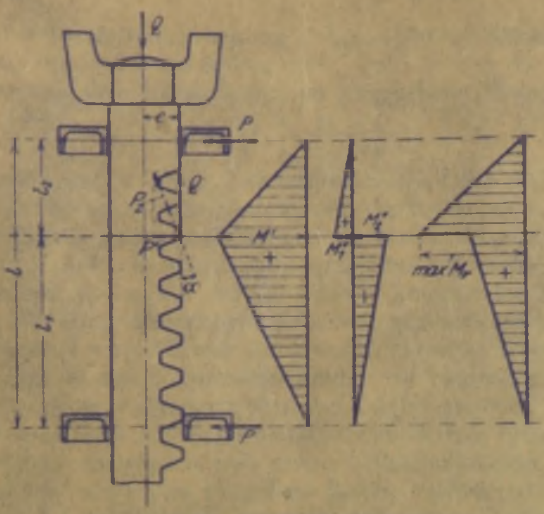


Abb. 442 bis 445. Berechnung der Zahnstange.

3. Erforderliche Übersetzung. Bezeichnen $Q \cdot R_0$ das Lastmoment (Moment des Zahnstangentrieblings) in kgcm, K den Kurbeldruck in kg, a den Kurbelhalbmesser in cm und η den Wirkungsgrad der Winde, so ist die Übersetzung:

$$i = \frac{\eta \cdot K \cdot a}{Q \cdot R_0} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}. \qquad (180)$$

Der Kurbeldruck wird bei der kurzen Hubhöhe zu $K = 20$ bis 30 kg angenommen. Kurbelhalbmesser: $a = 250$ bis 300 mm. Wirkungsgrad $\eta \approx 0{,}70$.

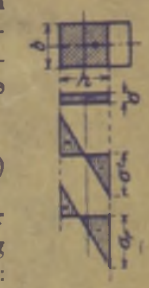


Abb. 446.

4. Vorgelege. Zähnezahl der Trieblinge $z_1 = z_3 = 4$. Zulässige Zahnbeanspruchung (St 70 · 11 bzw. leg. Einsatzstahl) $c = 130$ bis 180, entsprechend. $\sigma_{zul} = 2200$ bis 3000 kg/cm².

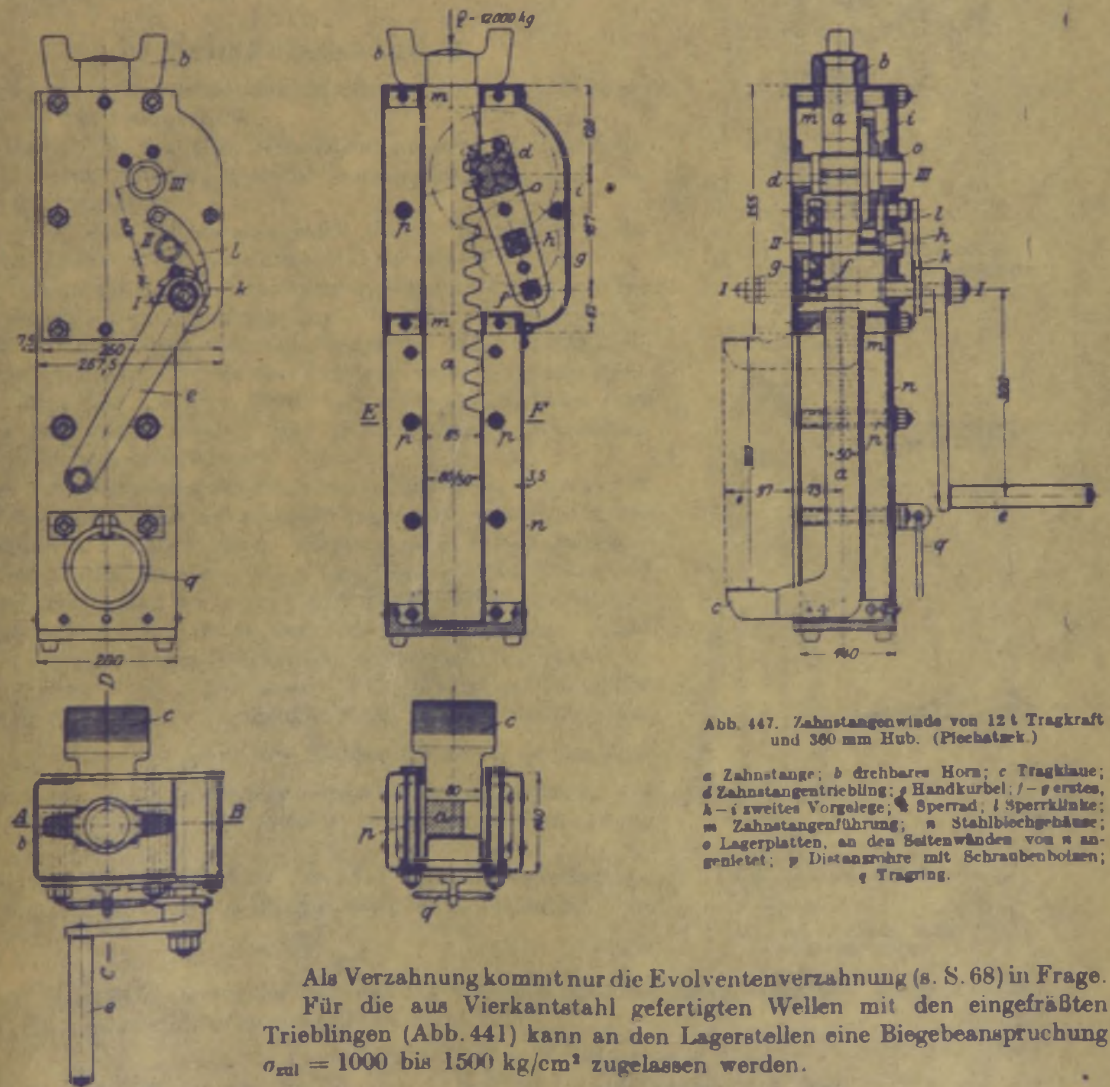


Abb. 447. Zahnstangenwinde von 12 t Tragkraft und 360 mm Hub. (Piechatzek.)

a Zahnstange; b drehbares Horn; c Traghaue; d Zahnstangentrieb; e Handkurbel; f – g erstes, h – i zweites Vorgelege; k Sperrad; l Sperrklinke; m Zahnstangenführung; n Stahlblechgehäuse; o Lagerplatten, an den Seitenwänden von n angenietet; p Distanzrohre mit Schraubenbolzen; q Tragring.

Als Verzahnung kommt nur die Evolventenverzahnung (s. S. 68) in Frage. Für die aus Vierkantstahl gefertigten Wellen mit den eingefräßten Trieblingen (Abb. 441) kann an den Lagerstellen eine Biegebeanspruchung $\sigma_{zul} = 1000$ bis 1500 kg/cm² zugelassen werden.

Verdrehungsbeanspruchung: $\tau_{zul} = 600$ bis 800 kg/cm². Zulässiger Flächendruck in den Lagern: $\sigma_{zul} = 200$ bis 300 kg/cm².

Die von den Herstellerfirmen angegebene Gesamtübersetzung der Zahnstangenwinden ist (Abb. 440):

$$i = \frac{R_0}{a} \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_4} = \frac{1}{x}. \qquad (181)$$

Ausführung. Die sog. Lokomotivwinden (Abb. 447) werden mit Stahlblechmantel hergestellt. Alle der Reibung ausgesetzten Teile, wie die Räder und Wellen, werden im Einsatz gehärtet.

Durch zweifache Ausführung des mittleren Vorgeleges und die Anordnung zweier mit der Zahnstange kämmender Trieblinge (Abb. 448) wird eine erhöhte Sicherheit gegen Bruch der Zähne und ein leichter stoßfreier Gang des Windwerks erreicht. Die Last wird bei den Zahnstangenwinden bei ausgerückter Sperrklinke und durch Zurückdrehen der Kurbel gesenkt. Die Winden werden auch mit Sicherheitskurbeln (siehe S. 132) geliefert.

Zahnstangenwinden mit einem selbsthemmenden Schneckengetriebe als erstes Vorgelege bieten vollkommen sicheres Senken der Last durch Zurückkurbeln, haben jedoch einen schlechten Wirkungsgrad.

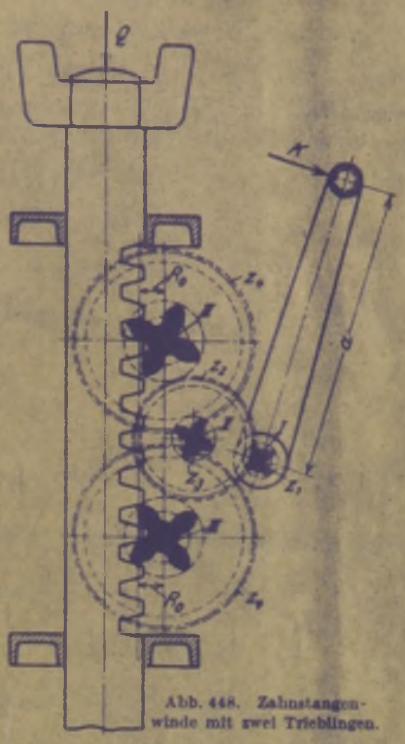


Abb. 448. Zahnstangenwinde mit zwei Trieblingen.

b) Schraubenwinden.

Anwendung als Nietwinden, Montagewinden und als Senkschrauben für Lehrgerüste.

Tragkraft der normalen Schraubenwinden: 2 bis 25 t. Hubhöhe: 100 bis 300 mm. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 5 bis 50 kg.

Antrieb der Schraubenspindel durch Handhebel oder Ratsche. Siehe S. 64, Antriebsmittel für Handbetrieb.

Die Last ruht bei den Schraubenwinden (Abb. 449) auf dem am Spindelkopf angeordneten drehbaren Horn. Die Spindelmutter ist im Gehäuseoberteil eingesetzt, oder das Muttergewinde ist unmittelbar in den Gehäusekörper eingeschnitten. Damit die Last in jeder Höhenlage ohne Anwendung eines Sperrwerks stehen bleibt, muß das eingängige Schraubengewinde selbsthemmend sein.

Der Wirkungsgrad der Schraubenwinden beträgt daher nur 30 und 40%. Den Zahnstangenwinden gegenüber sind die Schraubenwinden in der Herstellung billiger, haben jedoch geringere Last geschwindigkeit. Sie werden daher weniger zum Heben und Senken von Lasten als zum Abstützen derselben verwendet.

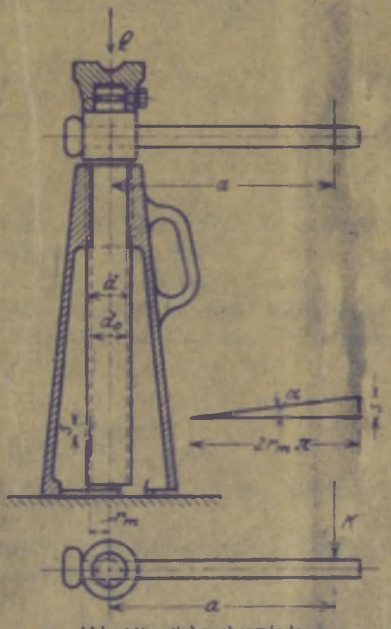


Abb. 449. Schraubenwinde (Berechnungsschema).

Berechnung. Mit Bezug auf Abb. 449 bezeichnen: d den äußeren, d_0 den inneren Gewindedurchmesser der Spindel, r_m den mittleren Gewindehalbmesser, s die (Steigung) Ganghöhe der Spindel in cm, α den mittleren Steigungswinkel in Grad, $\operatorname{tg}\alpha = \frac{s}{2r_m\pi}$ die Tangente des Steigungswinkels, ϱ den Reibungswinkel, $\mu = \operatorname{tg}\varrho$ die Reibungszahl zwischen Spindel und Mutter, P_0 die ideelle und P die wirkliche, am Halbmesser r_m gemessene Antriebskraft.

Die am Handhebel bzw. an der Ratsche erforderliche Antriebskraft ist, wenn a die Hebelarmlänge bedeutet:

$$K = P \cdot \frac{r_m}{a}. \qquad (182)$$

Ohne Berücksichtigung der Spurreibung zwischen dem drehbaren Horn und der Spindel ist die am Halbmesser r_m gemessene Antriebskraft:

$$P_0 = Q \cdot \operatorname{tg}\alpha; \quad P = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \varrho). \qquad (183)$$

Das $+$-Zeichen gilt für das Heben, das $-$-Zeichen für das Senken der Last.

Die Bedingung der Selbsthemmung gegen ungewolltes Senken erfordert:

$$\alpha \leq \varrho .$$

Für $\mu = \operatorname{tg}\varrho \approx 0{,}1$ wird $\varrho \approx 6°$, daher $\alpha \approx 4$ bis $5°$.

Das zum Lastheben erforderliche Antriebmoment ist ohne Berücksichtigung der Spurreibung:

$$M_a = K \cdot a = Q \cdot r_m \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \ldots \text{kgcm}. \qquad (184a)$$

Bezeichnen r den mittleren Halbmesser der ringförmigen Spurfläche und μ_1 die Reibungszahl zwischen Horn und Spindel, so ist das Antriebmoment mit Berücksichtigung der Spurreibung:

$$M_a = K \cdot a = Q \cdot [r_m \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu_1 \cdot r]. \qquad (184b)$$

Nach Annahme der Hebellänge a wird die erforderliche Antriebkraft:

$$K = Q \cdot \frac{r_m}{a} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \quad \text{bzw.} \quad K = \frac{Q}{a} \cdot [r_m \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu_1 \cdot r] \ldots \text{kgcm}. \qquad (185)$$

Der Wirkungsgrad beim Heben ist ohne Berücksichtigung der Spurreibung:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}. \qquad (186a)$$

Mit Berücksichtigung der Spurreibung wird:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu_1 \cdot r}{r_m}}. \qquad (186b)$$

1. Schraubenspindel. Werkstoff: St 50 · 11. Gewinde: Genormtes Trapez- oder Sägengewinde.

Die Spindel wird auf Druck und Verdrehung beansprucht.

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Druckbeanspruchung:} & \sigma = \dfrac{Q}{d_0^2 \cdot \pi/4} \ldots \text{kg/cm}^2, \\ \text{Drehbeanspruchung:} & \tau = \dfrac{M_a}{W_p} = \dfrac{K \cdot a}{\pi/16 \cdot d_0^3} \ldots \text{kg/cm}^2. \end{array}\right| \qquad (187)$$

Hierbei bezeichnet W_p das polare Widerstandsmoment des Kernquerschnittes in cm^3.

Reduzierte Spannung (nach der Schubspannungstheorie):

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \ldots \text{kg/cm}^2. \qquad (188)$$

Zulässige Druckbeanspruchung: $\sigma_{zul} = 800$ bis $1000\ \text{kg/cm}^2$,

Zulässige Drehbeanspruchung: $\tau_{zul} \approx 600\ \text{kg/cm}^2$.

Anstrengungsverhältnis: $\alpha_0 = \dfrac{\sigma_{zul}}{1{,}3 \cdot \tau_{zul}}$.

Bei größerer Spindellänge ist nachzuprüfen, ob die Beanspruchung auf Knickung nicht eine stärkere Bemessung der Spindel erfordert. Knicksicherheitsgrad: $\nu \approx 4$ bis 6.

2. Gehäuse und Mutter. Es wird je nach der Bauart aus Gußeisen, Temperguß oder Stahlguß gefertigt. Das Muttergewinde wird entweder unmittelbar in den Gehäusekörper eingeschnitten, oder die Mutter wird aus Rotguß (Rg 9) hergetellt und in den Gehäusekörper eingesetzt.

Zulässiger Flächendruck:

Stahl auf Gußeisen (Ge 22 · 91): $\sigma_{zul} = 40$ bis 60 im Mittel $50\ \text{kg/cm}^2$,

Stahl auf Rotguß (Rg 9): $\sigma_{zul} = 80$ bis 120 im Mittel $100\ \text{kg/cm}^2$.

Eine Festigkeitsprüfung des Gehäusekörpers ist meist nicht erforderlich, da die Abmessungen in Rücksicht auf die Herstellung genügend groß ausfallen.

Das aus Stahl geschmiedete drehbare Horn muß eine genügend große Auflagerfläche am Spindelkopf haben, da sonst an der Reibfläche ein zu starker Verschleiß auftritt.

Zulässiger Flächendruck (Stahl auf Stahl) $\sigma \approx 100\ \text{kg/cm}^2$.

Ausführung. Trapez- und Sägengewinde (Abb. 16 und 17, S. 18) werden in neuerer Zeit dem Flachgewinde (Abb. 449) allgemein vorgezogen, da sich dieses nicht fräsen läßt. Das auf der Spindel drehbar sitzende Horn wird durch eine Stellschraube, die in eine Rille der Spindel eingreift, gehalten.

Bei Antrieb der Spindel durch einen Handhebel ist der Spindelkopf kreuzweise durchbohrt. Der Antrieb durch eine Ratsche ist teurer, ermöglicht jedoch bequemere Bedienung der Winde.

Für den Gehäusekörper ist besonders bei Winden mit größerer Tragkraft eine genügend große Fußfläche wesentlich. In Rücksicht auf die Tragbarkeit erhält er einen angegossenen Handgriff.

Damit die Spindel in unbelastetem Zustand schnell herausgeschraubt werden kann, werden Mutter und Gehäuse auch getrennt voneinander ausgeführt. Die Mutter erhält dann zum Drehen zwei Handgriffe. Ist die Spindel in die gewünschte Höhe gebracht, so wird die Mutter durch einen in den Windenkörper eingreifenden Vorsteckbolzen festgestellt[1].

Als Bauschrauben, zur Montage eiserner Brücken und sonstiger Stahlkonstruktionen sowie zur Aufstellung von Lehrgerüsten für Betonbauten sind behördlicherseits breitfüßige Winden vorgeschrieben. Diese werden für Tragkräfte von 12 bis 35 t und für Hubhöhen von 190 bis 320 mm hergestellt (Pützer-Defries, Düsseldorf).

Schrauben-Schlittenwinden (Abb. 450) erteilen der Last außer der Hub- und Senkbewegung noch eine waagerechte Verschiebung, die je nach Tragkraft der Winde (5 bis 20 t) 180 bis 300 mm beträgt.

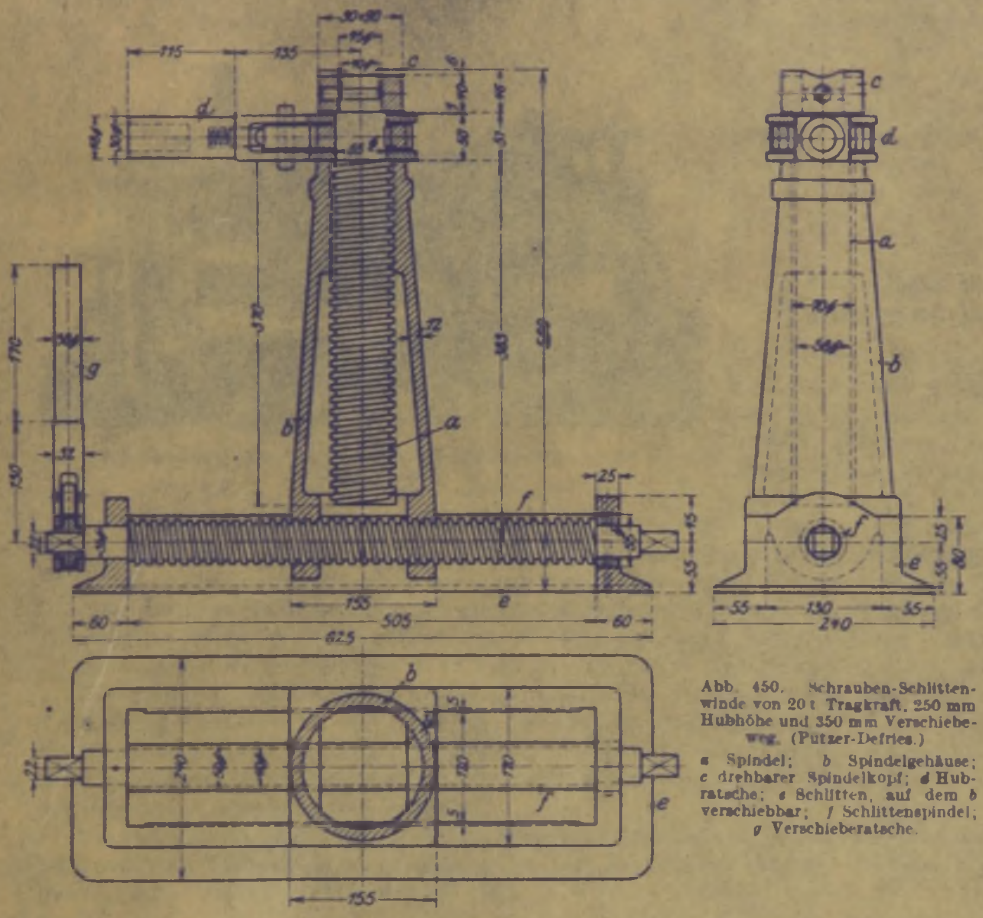


Abb. 450. Schrauben-Schlittenwinde von 20 t Tragkraft, 250 mm Hubhöhe und 350 mm Verschiebeweg. (Pützer-Defries.)

a Spindel; *b* Spindelgehäuse; *c* drehbarer Spindelkopf; *d* Hubratsche; *e* Schlitten, auf dem *b* verschiebbar; *f* Schlittenspindel; *g* Verschieberatsche.

Der Windenkörper sitzt mit seinem entsprechend ausgebildeten Unterteil auf einem Schlitten und wird durch eine im Schlitten gelagerte Spindel mittels einer einfachen Ratsche nach Art von Abb. 153, S. 64, verschoben. Hierbei muß der der Bewegung entgegenwirkende Reibungswiderstand

$$W_r = Q \cdot \mu \ \ldots \ \text{kg} \tag{189}$$

überwunden werden. Trotz Bearbeitung und Schmierung der Gleitflächen nimmt man die Reibungszahl mit $\mu = 0{,}2$ bis $0{,}3$ verhältnismäßig hoch an.

Bezeichnen r_m den mittleren Gewindehalbmesser und a die Länge des Ratschenhebels, so ist unter Vernachlässigung der Spurreibung der Spindel die erforderliche Antriebskraft zum Verschieben der Vollast:

$$K \approx W_r \cdot \frac{r_m}{a} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \ \ldots \ \text{kg}. \tag{190}$$

Die Verschiebespindel erhält, da Selbsthemmung nicht erforderlich ist, eine größere Steigung als die Hubspindel. Sie ist ebenso wie diese auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen.

[1] Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk, Magdeburg.

c) Lokomotivhebeböcke.

Die Lokomotivhebeböcke werden im Eisenbahnbetriebe als Hebemittel beim Instandsetzen von Lokomotiven, Tendern und Wagen verwendet.

Sie sind Schraubenwinden mit 1200 bis 2200 mm Hubhöhe und werden für Tragkräfte bis 100 t je Satz hergestellt. Zu einem vollständigen Satz (Abb. 451) gehören vier Einzelböcke, die paarweise am vorderen bzw. hinteren Lokomotivende aufgestellt und durch je einen Tragbalken miteinander verbunden werden. Diese Tragbalken liegen auf den senkrecht geführten Muttern der Hebeböcke auf, bewegen sich bei entsprechendem Drehsinn der Spindeln nach oben und tragen die Lokomotive am vorderen bzw. hinteren Rahmenende (Abb. 451). Spannweite der Tragbalken bzw. Spindelmittenentfernung eines Bockpaares: 2500 bis 4000 mm. Herstellung der Tragbalken aus I-Eisen mit angenieteten oder angeschweißten Gabeln. Erhöhung der Tragfähigkeit der I-Eisen durch aufgenietete Gurtplatten (Abb. 452).

Abb. 451. Lokomotivhebeböcke mit Antrieb durch einen fahrbaren Elektromotor. (Krupp, Essen.)

1. Von Hand betriebene Lokomotivhebeböcke.

Bei Handantrieb erhält jeder Hebebock zwei Kurbeln, die ein- oder zweimännig sind.

Abb. 452 zeigt die Ausführung eines Lokomotivhebebocks mit Handantrieb von 15 t Tragkraft und 2100 mm Hubhöhe. Die Schraubenspindel ist in einem unteren Längs- und Querlager und einem oberen Querlager drehbar. Als Übersetzung zwischen Kurbelwelle und Spindel dienen ein Kegelrädergetriebe und ein Stirnrädervorgelege, dessen großes Rad auf der Spindel aufgekeilt ist. Die die Last tragende Spindelmutter ist im Bockgestell senkrecht geführt und daher auf- und abbewegbar. Höhe der in Gußeisen (Ge 22 · 91) gehaltenen Spindelmutter: 250 mm.

Halbmesser der einmännigen Kurbeln: 350 mm. Sämtliche Zahnräder haben gefräste Zähne.

Die Spindeln der Lokomotivhebeböcke werden bei der Ausführung Abb. 452 auf Druck und Verdrehung beansprucht und sind für die höchste Mutterstellung noch auf Knickung ($\nu \approx 4$ bis 6) zu berechnen. Günstiger hinsichtlich der Spindelbeanspruchung ist die Anordnung mit oben liegendem Stirnrädergetriebe und obenliegendem Querlager. Die Spindel wird dann nur auf Zug und Verdrehung beansprucht.

Um eine bessere Druckverteilung des belasteten Tragbalkens auf die Spindelmutter zu erzielen, läßt man den Tragbalken nicht unmittelbar auf der Mutter, sondern auf einer kugelig einstellbaren Platte aufsitzen (Abb. 453, S. 194).

2. Elektrisch betriebene Hebeböcke

arbeiten um ein Vielfaches schneller als die von Hand betriebenen. Zu ihrer Bedienung sind nur ein oder zwei Mann erforderlich.

Ausführung des Antriebs derart, daß alle vier Hebeböcke von einem fahrbaren Motor aus angetrieben werden (Abb. 451) oder jeder Hebebock erhält einen besonderen Motor. Die Motoren je zweier, durch einen Tragbalken miteinander verbundener Hebeböcke werden dann durch eine gemeinsame Steuerwalze angelassen.

Die Lokomotivhebeböcke, Bauart Kutruff (Abb. 454, S. 194), sind dadurch gekennzeichnet, daß sie nicht mit Tragbalken, sondern mit Tragklauen arbeiten, die durch vordere und hintere Druckrollen am Hebebock geführt sind und durch Spindeln auf- und abbewegt werden.

Die Tragklauen haben entweder feste oder veränderliche Ausladung.

Der auf Abb. 454 dargestellte elektrisch betriebene Hebebock Bauart Kutruff ist auf drei Rollen fahrbar. Diese Rollen sind derart exzentrisch gelagert, daß sich der Bock bei Drehen der Rollenachsen in einen Sinne auf den Fußboden aufsetzt und im anderen angehoben wird. Trag-

kraft des Hebebockes 10 t. Hubhöhe 1000 mm. Kleinste bzw. größte Ausladung der Tragklauen: 400 bzw. 600 mm.

Hubgeschwindigkeit 0,2 m/min. Motor 2,2 PS bei 945 Uml/min.

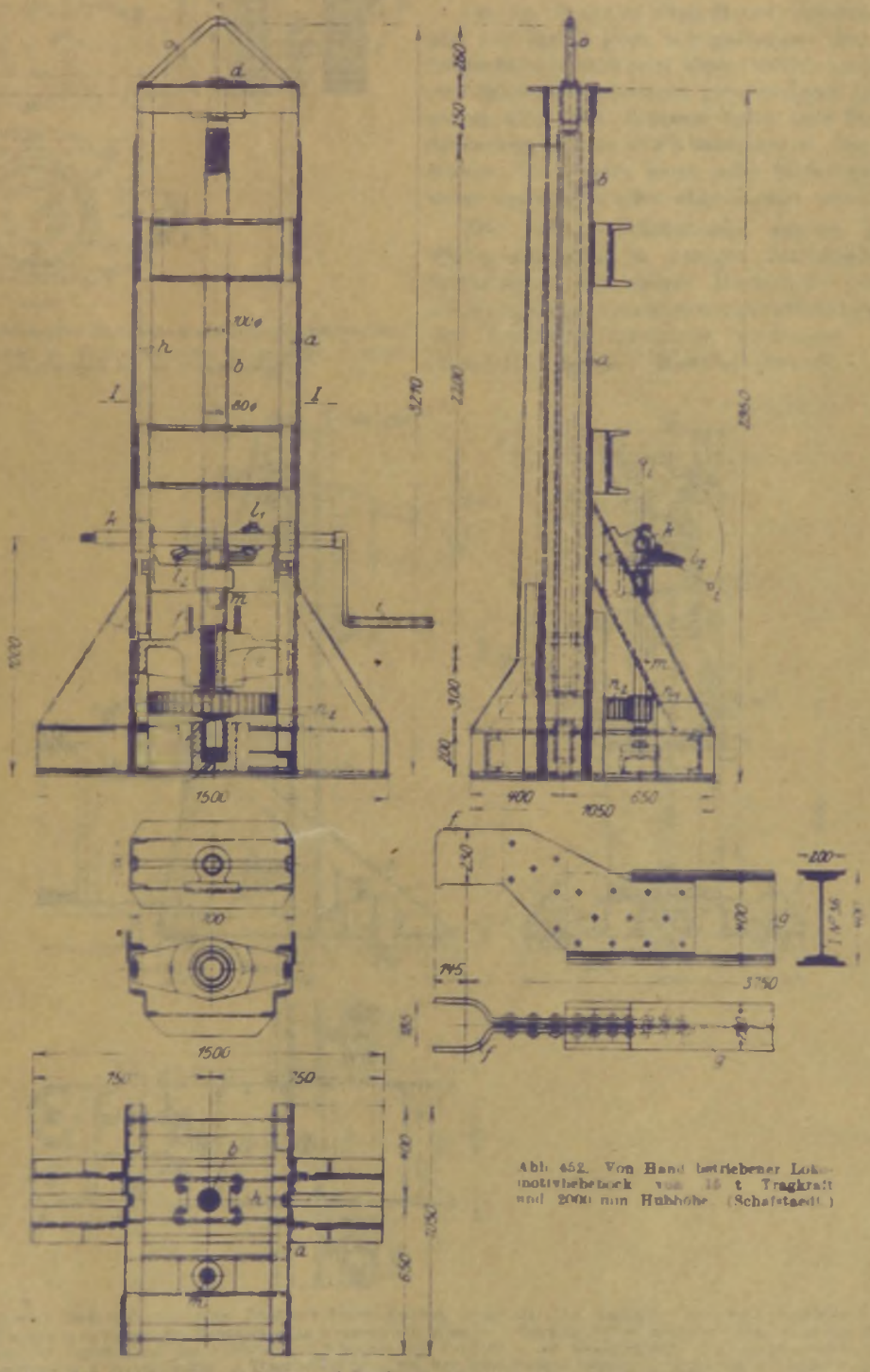


Abb. 452. Von Hand betriebener Lokomotivhebebock von 15 t Tragkraft und 2000 mm Hubhöhe (Schafstedt).

a Ständer; *b* Schraubenspindel; *c* unteres Längs- und Querlager; *d* oberes Querlager; *e* Spindelmutter, auf der die Gabel *f* des Tragarms *g* aufsitzt; *A* Mutterführung am Ständer; *k* Handkurbel; *k* Kurbelwelle; l_1/l_2 Kegelrädergetriebe; *m* senkrechte Getriebewelle; n_1 ... n_3 Stirnrädergetriebe, dessen Rad n_3 auf der Spindel aufgekeilt.

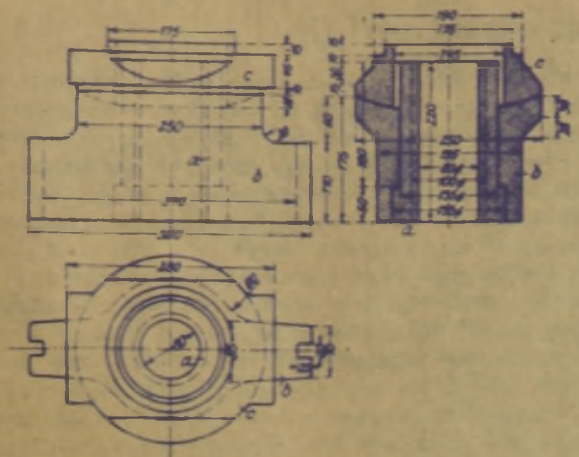


Abb. 453. Spindelmutter mit balliger Einstellscheibe. (Schafstaedt.)
a Rotgußbüchse, in die Spindelmutter b eingepreßt; c ballige Druckscheibe für die Tragbalkengabel.

Übersetzung zwischen Motor und Spindel: Stirnrädervorgelege, Kettentrieb und Schneckengetriebe. Außen- und Innendurchmesser der Spindel 80 bzw. 64 mm.

Die vier Motoren eines Hebebocksatzes werden von einem Bock aus gesteuert. Am Fuße dieses Bockes sind zwei Steuerwalzen angebaut, von denen die eine zum gleichzeitigen Ingangsetzen aller vier Motoren dient und für eine Steuerleistung von 10 PS bemessen ist. Durch die andere Steuerwalze kann jeder Motor wechselweise angelassen oder abgeschaltet werden.

Die Lokomotivhebeböcke werden gegenwärtig nur noch in weniger leistungsfähigen Werkstätten mit kleiner Hallenhöhe benutzt. In neuzeitigen Instandsetzungswerkstätten werden besondere Laufkrane verwendet. Siehe Abschnitt „Krane" (Eisenbahnkrane).

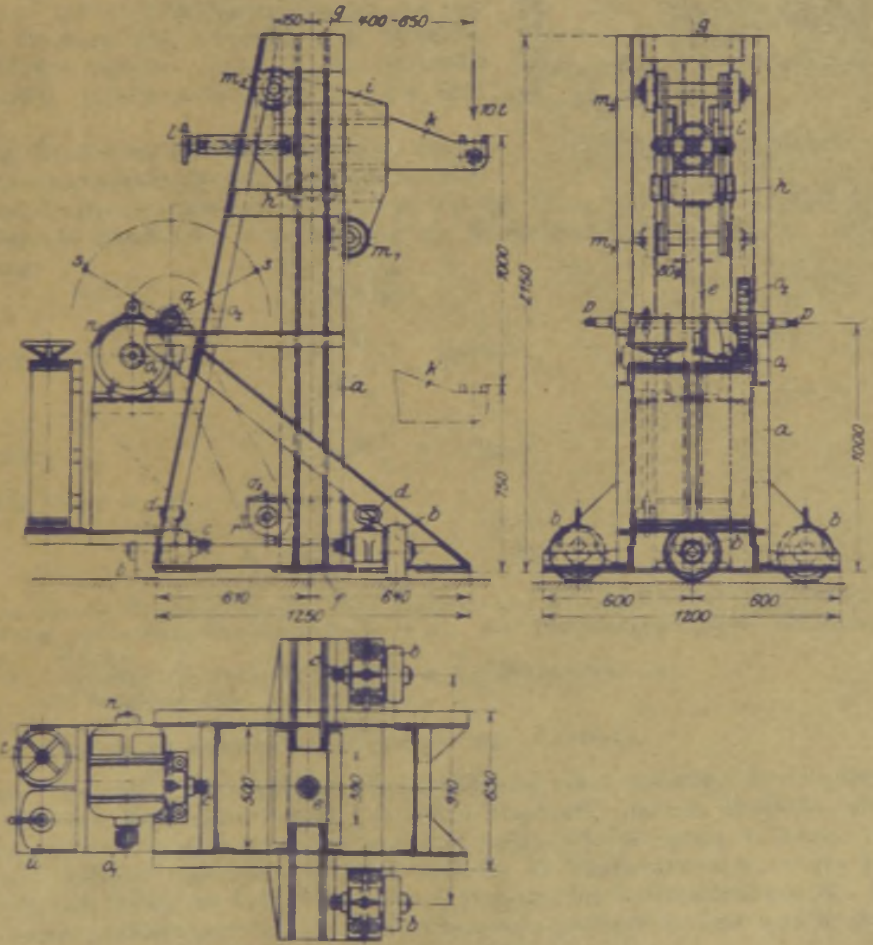


Abb. 454. Elektrisch betriebener Hebebock Bauart Kutruff. Tragkraft: 10 t. Hubhöhe: 1000 mm. (Schafstaedt.)
a Ständer; b Rollen zum Fahren des Hebebockes, an a exzentrisch gelagert; c Vierkant der Exzenterwelle zum Einstellen der Rollen bzw. Absetzen des Ständers auf den Fußboden; d Schraube zum Feststellen der Exzenterwelle; e Schraubenspindel; f unteres, g oberes Spindellager; h Spindelmutter; i Tragklauenwagen, auf den beiderseitigen Zapfen von h ruhend; k Tragklaue, deren Ausladung mittels Handrad l und Spindel verstellbar; m_1—m_2 Druckrollen, das Tragklauenmoment auf den Ständer übertragend; n Motor; o_1—o_2 Motorvorgelege, auf die Welle p arbeitend; q_1—q_2 Kettentrieb; r Schneckengetriebe, dessen Schneckenrad auf der Hubspindel e aufgekeilt; s Kurbeln, die bei Handantrieb (Reserve) auf die Welle p aufgesteckt werden; t Steuerwalze zum gleichzeitigen Steuern aller vier Motoren; u Steuerwalze zum wahlweisen Steuern der Motoren.

d) Druckwasserhebezeuge.

Anwendung. Die Druckwasserhebeböcke (hydraulische Hebeböcke) werden zum Heben und Verschieben schwerer Lasten im Eisenhoch- und Brückenbau sowie im Schiffbau und in Maschinenfabriken verwendet. Auch als Montagewinden werden sie in Dampfkessel- und Maschinenfabriken, in elektrischen Zentralen und im Eisenbahnbetriebe den anderen kleinhubigen Hebemitteln vorgezogen, da sie noch zu besonderen Arbeiten, wie zum Ausdrücken von Beulen an Kesseln, zum Auf- und Lospressen von Rädern, zum Ausrichten schwerer Werkstücke an Bearbeitungsmaschinen usw., benutzbar sind. Ferner werden sie im Bergbau zum Einsetzen der Schachtringe verwendet.

Der erforderliche Druck wird durch eine, mittels eines Handhebels bediente, einfach wirkende Pumpe erzeugt, deren Behälter mit Öl, meist jedoch mit Wasser gefüllt wird. Ein Gefrieren des Druckwassers wird durch Beigabe von Glyzerin (1 Teil Glyzerin auf 2 Teile Wasser) verhindert. Die mit den Druckwasserhebeböcken erreichbare hohe Leistung ist auf die große Übersetzung zwischen Hubstempel- und Plungerquerschnitt, sowie auf den guten Wirkungsgrad (etwa 70 %) zurückzuführen.

Die Druckwasserhebeböcke werden mit feststehendem Zylinder und auf- und abbewegbarem Stempel oder mit feststehendem Stempel und verschiebbarem Zylinder hergestellt. Erstere werden auch als Daumenkräfte (Abb. 456 und 457), letztere als Hebeknechte (Abb. 459) bezeichnet.

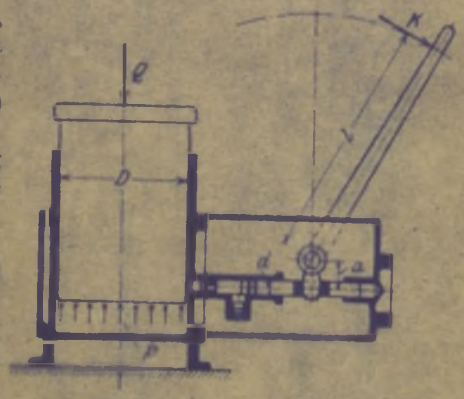


Abb. 455. Druckwasserhebebock (Bauart Demag-Duisburg).

Berechnung. Bezeichnen mit Bezug auf Abb. 455 D den Hubstempeldurchmesser (Durchmesser des Arbeitszylinders), d den Plungerdurchmesser, a die Länge des den Plunger bewegenden Druckdaumens und l die Länge des Handhebels vom Handgriff bis Mitte Daumenwelle in cm, so ist die Gesamtübersetzung

$$i = \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{a}{l} \tag{191}$$

Wasserdruck im Zylinder:

$$p = \frac{Q}{D^2 \frac{\pi}{4}} \ldots \text{kg/cm}^2. \tag{192}$$

Plungerdruck:

$$P = d^2 \frac{\pi}{4} \cdot p \ldots \text{kg}. \tag{193}$$

Erforderliche Kraft am Handhebel:

$$K = d^2 \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad \text{kg} \tag{194}$$

Beispielsweise hat ein Hebebock für $Q = 100$ t Tragkraft und 160 mm Hubhöhe einen Stempeldurchmesser $D = 180$ mm, einen Plungerdurchmesser $d = 18$ mm, eine Druckdaumenlänge $a = 38$ mm und eine Handhebellänge $l = 800$ mm.

Der nach Gleichung (192) benötigte Wasserdruck ist $p = 394 \approx 400$ kg/cm².

Plungerdruck nach Gleichung (193): $P \approx 1000$ kg.

Wirkungsgrad: $\eta \approx 0{,}70$.

Erforderliche Handkraft am Pumpenhebel [Gleichung (194)]: $K \approx 69$ kg.

Ausführung. Abb. 456 und 457 zeigen die Ausführung eines normalen Druckwasserhebebockes (hydraulischen Schiffshebebockes) von 100 t Tragkraft, 160 mm Hubhöhe und den vorstehend angegebenen Abmessungen. Hub bei einer vollen Hebelbewegung: 0,35 mm; rechnerische Hubgeschwindigkeit bei einem Arbeiter und bei 30 Hebelbewegungen in der Minute: 10,5 m/min; Zeit zum Heben der Vollast auf 160 mm Hub und bei 30 Hebelbewegungen: 15 min.

Bei den neueren Ausführungen fällt die Ventilschraube s fort und die Last wird in einfacher Weise durch Auslegen des Handhebels gesenkt (Abb. 458).

Zum Senken der Last wird dann der Handhebel über seine Bewegungsgrenze hinaus nach hinten ausgelegt. Dadurch wird der Plunger so weit vorgezogen (Abb. 458), daß der Ansatz 7 am Plunger auf den Ablaßventilkegel und die Schraube am Plungerende auf den Druckventilkegel 3 drückt. Beide Ventile werden dadurch geöffnet, das Druckwasser strömt in den Wasserkasten

zurück und die Last geht nieder. Durch mehr oder weniger starkes Lüften der Ventile ist der Lastniedergang regelbar.

Die Hebeböcke können nicht nur senkrecht, sondern auch waagerecht zum Verschieben von Lasten angeordnet werden.

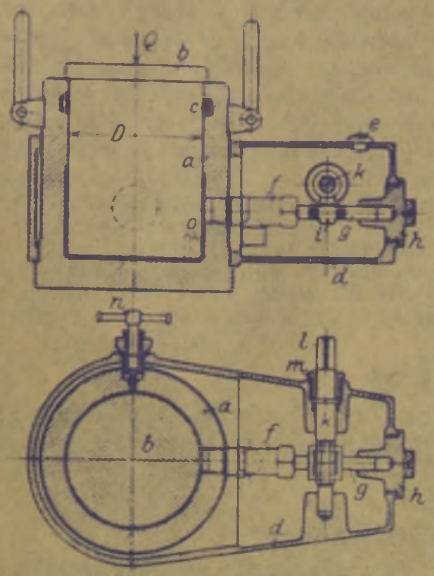


Abb. 456 und 457. Druckwasserhebebock. (Bauart Pützer-Defries.)

a Arbeitszylinder; *b* heb- und senkbarer Stempel; *c* Ledermanschette; *d* Wasserkasten; *e* Verschlußschraube zur Einfüllöffnung; *f* Pumpenzylinder mit Saug- und Druckventil; *g* Plunger; *h* Wasserkastenverschlußdeckel, zur Plungerführung dienend; *i* Daumen, in die Aussparung der Plungerstange eingreifend; *k* Daumenwelle mit Vierkant *l* zum Aufsetzen des Handhebels; *m* Stopfbüchse zur Daumenwelle; *n* Ventilschraube mit Handgriff zum Regeln der Senkbewegung; *o* Kanal, durch den das Druckwasser in der höchsten Stempelstellung ins Freie entweicht.

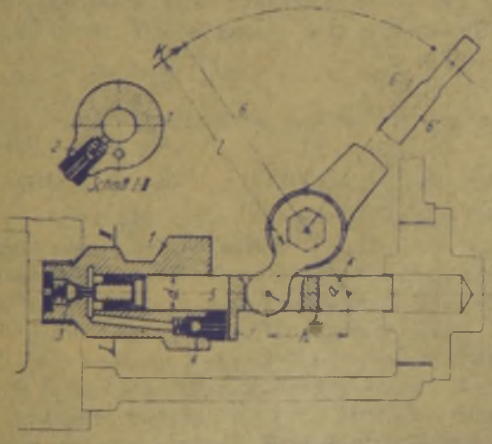


Abb. 458. Vorrichtung zum Lastsenken mittels des Handhebels. (Pützer-Defries.)

1 Pumpenzylinder; *2* Saugventil; *3* Druckventil; *4* Ablaßventil; *5* Plunger; *6* Handhebel; *7* Ansatz am Plunger zum Öffnen der Ablaßschraube, wobei gleichzeitig die Druckschraube am Plungerende das Druckventils öffnet.

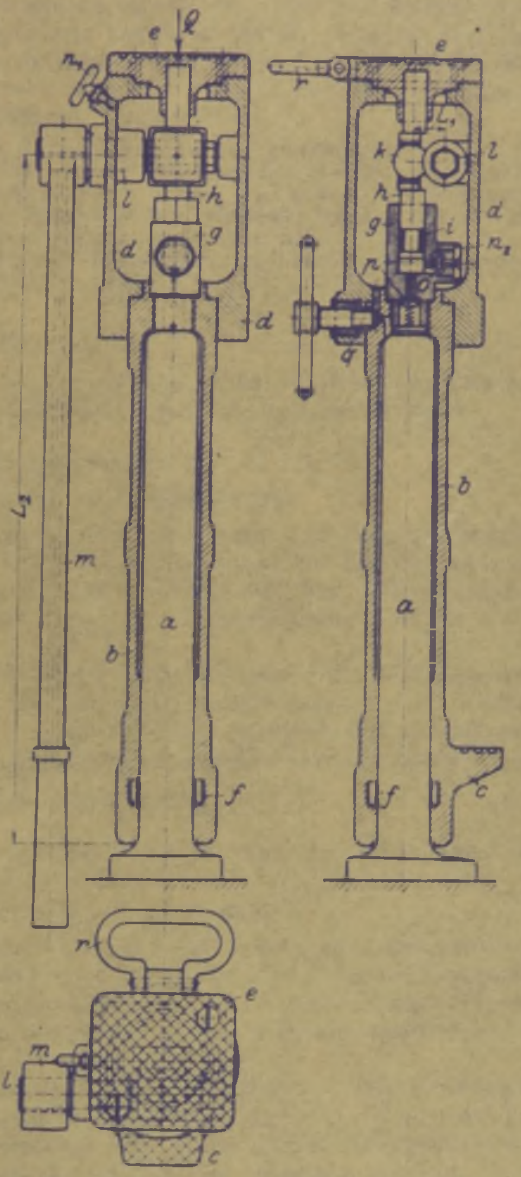


Abb. 459. Hebeknecht von 4 t Tragkraft und 320 mm Hub. (Krupp-Grusonwerk.)

a feststehender Stempel, *b* heb- und senkbarer Lastzylinder mit Tragklaue *c*; *d* Pumpengehäuse, *e* Deckel zu *d*, als Lasttragplatte dienend; *f* Ledermanschette; *g* Pumpenzylinder; *h* Plunger; *i* Lederdichtung zu *h*; *k* Daumenhebel zum Bewegen von *h*; *l* Daumenwelle; *m* Handhebel zur Bedienung der Pumpe auf *l* aufgekeilt; n_1 Schraube zum Verschließen des Einfüllloches; n_2 Sieb; *o* Saugventil; *p* Druckventil; *q* Schraube zum Regeln der Senkbewegung; *r* Griff zum Tragen des Hebeknechtes.

Der Arbeitszylinder wird aus Rundstahl (St 34 · 11) aus dem Vollen hergestellt, während Hubstempel und Wasserkasten aus Gußeisen sind. Der auf der Daumenwelle sitzende Handhebel zum Antrieb der Pumpe ist aus Stahl geschmiedet. Pumpenzylinder, Saug-, Druck- und Ablaßkegel werden in Deltametall, der Plunger in Rotguß ausgeführt.

Die normalen Druckwasserhebeböcke nach Abb. 456 und 457 werden für Tragkräfte von 7 bis 300 t und für eine gleiche Hubhöhe von 160 mm hergestellt.

Der Plungerdurchmesser beträgt bei den Ausführungsgrößen von 20 bis 30 t Tragkraft 18 mm. Gewicht der Hebeböcke von 7 bis 300 t Tragkraft: 45 bis 700 kg.

Abb. 459 zeigt die Ausführung eines Druckwasserhebebockes, bei dem der Stempel feststeht und der Zylinder mit dem Wasserkasten auf- und abbewegbar ist. Der Deckel des Wasserkastens ist als Tragplatte ausgebildet, und zum Heben leichterer Lasten ist am Zylinder noch eine Tragklaue angeordnet, die jedoch nur mit einem Viertel der angegebenen Tragkraft belastet werden darf.

Diese, auch als Hebeknechte bezeichneten Druckwasserhebeböcke werden für eine Tragkraft von 3 bis 60 t bei einer Hubhöhe von 155 bis 300 mm hergestellt.

Bei Anwendung des Druckwasserhebebockes Perpetuum (Patent Sommerstadt)[1] wird das Heben und Senken schwerer Lasten (Brückenträger u. dgl.) dadurch außerordentlich erleichtert und beschleunigt, daß die Hubbewegung des Hebezeuges nicht unterbrochen wird und der Bock seine eigenen Stützpunkte für eine neue Unterklotzung, also für die Hochführung seines eigenen Fundaments, freigibt. Begrenzt wird die Hubhöhe lediglich durch die Stabilität der Unterklotzung und die Art derselben.

Sonderhebezeuge Marke „Stella" für die Eisenbahn (Gleishebewinden, Lokomotiv-Hebeböcke, Hydraulische Hebezeuge usw.) siehe: Schieß-Defries Nachrichten 1931, S. 90.

e) Flaschenzüge.

Die Tragbarkeit erfordert, ebenso wie bei den kleinhubigen Winden (Zahnstangenwinden, Schraubenwinden und Druckwasserhebeböcken) gedrängten Bau und geringes Gewicht.

1. Handflaschenzüge.

α) Gewöhnliche Flaschenzüge (Seilflaschenzüge)

sind einfache Faktorenflaschenzüge, die mit einem Hanfseil oder Drahtseil als Zugorgan geliefert werden. Die Rollenzahl der Taukloben (Ober- und Unterflasche) hängt von der Übersetzungsgröße des Flaschenzuges ab. Bei den Faktorenflaschenzügen mit drei, vier, fünf und sechs tragenden Seilsträngen (Abb. 73 bis 76, S. 35) ist das Zugseil zur Handbedienung noch über eine weitere Rolle am festen Taukloben geführt.

Wegen ihrer großen Arbeitsverluste und ihrer kleinen Tragkraft werden die Seilflaschenzüge nur zu untergeordneten Zwecken und im Baubetrieb verwendet. Bei der Zugkraft eines Arbeiters mit $Z = 50$ kg, einer Rollenzugübersetzung von $i = 1/8$ (je 4 Rollen in der Ober- bzw. Unterflasche) und einem Wirkungsgrad $\eta_r \approx 0{,}75$ beträgt die Tragkraft eines Seilflaschenzuges nur:

$$Q = Z \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta_r = 50 \cdot 8 \cdot 0{,}75 \approx 300 \text{ kg}. \qquad (195)$$

Zum Heben größerer Lasten verwendet man die Kettenflaschenzüge, die eine größere Übersetzung zulassen.

β) Schrauben- oder Schneckenflaschenzüge.

Die als Lastkette dienende lehrhaltige Kette (Abb. 460) ist am Flaschenzuggehäuse aufgehängt, geht über eine lose Rolle und umfaßt die treibende Kettennuß, an der das unbelastete Kettenende frei abläuft. Als Übersetzung zwischen dem Haspelradantrieb und der Kettennuß dient ein zweigängiges Schneckengetriebe, dessen Rad mit der Kettennuß aus einem Stück hergestellt ist und lose auf dem festgestellten Bolzen läuft.

Der Lastzug dreht die Kettennuß und das Schneckenrad im Rechtssinne (Abb. 460) und schiebt die Schneckenwelle nach links. Durch diesen Längsdruck der Schneckenwelle, der stets der Last verhältnisgleich ist, wird die Drucklagerbremse betätigt, die bei der älteren Beckerschen Ausführung eine einfache Kegelbremse (Abb. 304, S. 129) ist. Bei der neueren Ausführung ist die Drucklagerbremse nach Abb. 460 gestaltet und hat eine Reibfläche mehr.

Arbeitsweise: Beim Heben wird der Vollkegel der Schneckenwelle durch den Längsdruck mit dem Sperrad-Hohlkegel gekuppelt. Während der Längsdruck von dem Spurpfannen-Querstück aufgenommen wird, dreht sich das Sperrad im Uhrsinne und seine Zähne gleiten unter der federbelasteten Klinke fort.

Hört die Antriebskraft auf, dann dreht das unter dem Einfluß des Lastzuges stehende Schneckenrad die Schneckenwelle entgegengesetzt, die Sperrklinke greift ein und die Last wird durch die Reibung zwischen den beiden Bremsflächen festgehalten. Diese muß daher stets etwas größer als die an der Bremsfläche angreifende, der Last entsprechende Umfangskraft sein.

Zum Senken der Last wird das Haspelrad entgegengesetzt gedreht, die Reibung in den Bremsflächen wird durch den Haspelkettenzug überwunden und die Last zwangläufig nach abwärts bewegt.

[1] Pützer-Defries, Düsseldorf. (Der praktische Maschinenkonstrukteur 1924, S. 333: Bau und Anwendung der Druckwasserhebeböcke.)

Die Schraubenflaschenzüge werden für Tragkräfte von 500 bis 20000 kg hergestellt. Hubhöhe: Bis etwa 10 m. Gewicht bei 3 m Hubhöhe je nach Tragkraft: 25 bis 700 kg. Huborgan bis 10000 kg: Kalibrierte Rundeisenkette, über 10000 kg: Gelenkkette. Die Flaschenzüge von 500 kg Tragkraft haben keine lose Rolle. Die Last hängt bei ihnen unmittelbar an der Kette.

Steigungswinkel des doppelgängigen Schneckengetriebes: $\alpha \approx 18$ bis $20°$. Wirkungsgrad der Flaschenzüge: $\eta \approx 0{,}55$ bis 0,70.

Die von den Hebezeugfirmen hergestellten Schraubenflaschenzüge unterscheiden sich nur bezüglich der verwendeten Drucklagerbremse.

Kettennuß und Schneckenrad werden zweckmäßig aus einem Stück und in Hartguß hergestellt. Die Schneckenradzähne bleiben roh, da das Fräsen aus dem Vollen zu teuer ist. Die Gewindegänge der Schneckenwelle werden geschnitten oder gefräst, worauf die Schneckenwelle im Einsatz gehärtet wird.

Statt des in Stahlguß gehaltenen Flaschenzuggehäuses (Abb. 460) führen die meisten Firmen einfache Blechschilde von 8 bis 15 mm Stärke aus (Abb. 461). Das Spurpfannenquerstück wird, da es in großen Mengen benötigt wird, im Gesenk geschmiedet.

Die Schraubenflaschenzüge werden in großen Reihen hergestellt und mit der $1^1/_2$fachen Last erprobt.

Die Arbeitsweise der Flaschenzüge mit Lüdersbremse (Abb. 461) ist grundsätzlich die gleiche wie die des Beckerschen Flaschenzuges.

Die mit einem Bund versehene Schneckenwelle greift in eine Spurbüchse ein, die vermittels eines Federkeils an der Drehung teilnimmt. Ihr Längsdruck wird durch einen Spurkegel oder durch eine gehärtete Druckschraube aufgenommen. Zwischen dem Bund und der Spurbüchse sitzt das Sperrad lose auf der Welle. Es ist zwecks Aufnahme von Staufferfett hohl ausgebildet und mit Schmierlöchern versehen. Zur Erhöhung der Reibung ist zwischen Bund und Schneckenrad eine Scheibe aus Leder oder Ferodofibre eingesetzt.

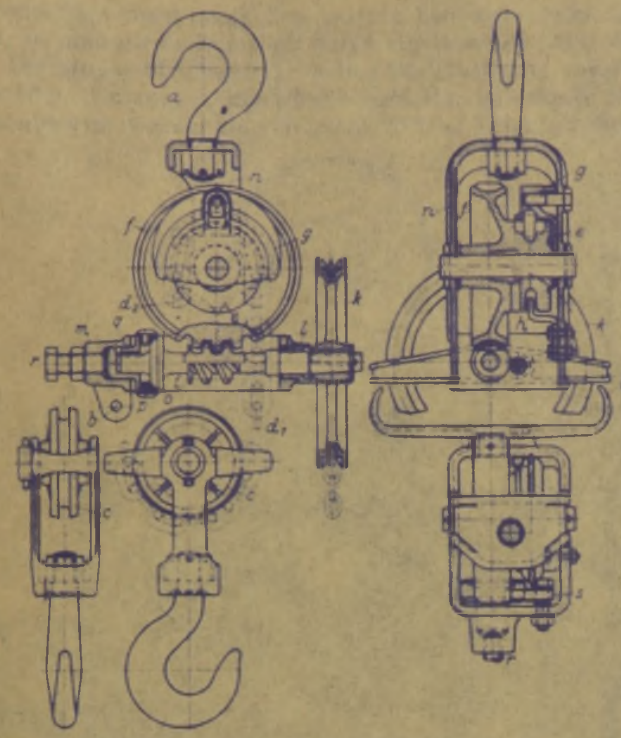


Abb. 460. Schraubenflaschenzug von 1500 kg Tragkraft. (Becker.)

a Haken zum Aufhängen des Flaschenzuges; *b* Befestigung der Lastkette; *c* lose Rolle; d_1 arbeitendes, d_2 loses Kettenende; *e* Kettennuß, mit dem Schneckenrad *f* aus einem Stück gegossen; *g* Kettenbügel; *h* Abstreifer; *i* Schneckenwelle mit Haspelrad *k*; *l* Kettenbügel zu *k*; *m* Spurpfanne, mit dem Gehäuse *n* aus einem Stück gefertigt; *o* Vollkegel; *p* Sperrad mit Hohlkegel; *q* längsverschiebbare Muffe; *r* Druckschraube; *s* federbelastete Sperrklinke.

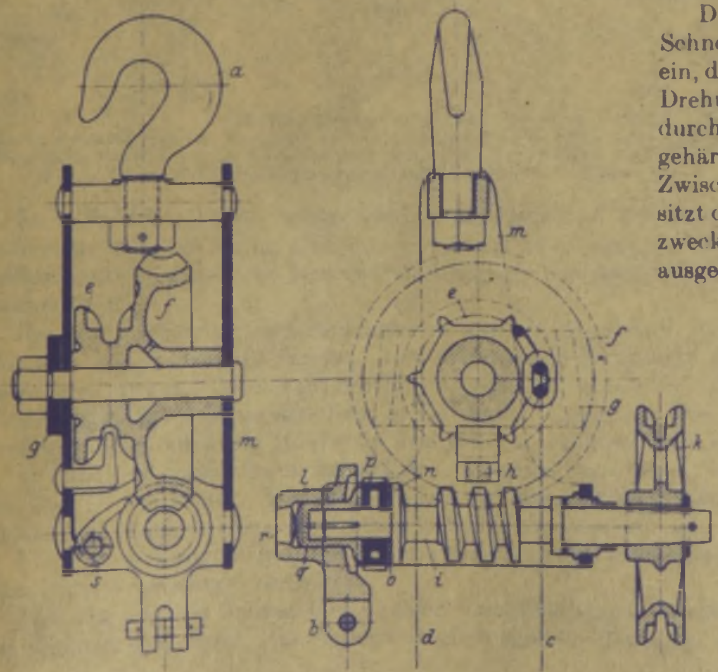


Abb. 461. Schraubenflaschenzug mit loser Rolle. (Piechatzek.)

a Haken zum Aufhängen des Flaschenzuges; *b* Befestigung der Lastkette; *c* arbeitendes, *d* loses Kettenende; *e* Kettennuß mit dem Schneckenrad *f* aus einem Stück gegossen; *g* Kettenbügel; *h* Abstreifer; *i* Schneckenwelle mit Haspelrad *k*; *l* Spurpfanne an den Blechschilden *m* befestigt; *n* Bund an der Schneckenwelle; *o* Ferodoscheibe; *p* Sperrad, lose auf *i* sitzend; *q* Spurbüchse; *r* Putzen, den Längsdruck der Schneckenwelle aufnehmend; *s* federbelastete Sperrklinke.

γ) Stirnradflaschenzüge.

Sie arbeiten mit zwei- oder dreifacher Stirnräderübersetzung und haben daher einen Wirkungsgrad von 75 bis 85%. Da die Antriebwelle der Stirnradflaschenzüge nicht wie die der Schraubenflaschenzüge einen durch den Lastzug hervorgerufenen Längsdruck zur Betätigung der Bremse hat, so muß dieser künstlich durch ein Gewinde (Abb. 462) hervorgerufen werden.

Die Stirnradflaschenzüge werden für Tragkräfte von 250 bis 10000 kg hergestellt. Hubhöhe: Bis 10 m. Huborgan: Meist kalibrierte Rundeisenkette (Abb. 462), bei größerer Tragkraft auch Gelenkkette. Ausführung von 250 bis 2500 kg Tragkraft ohne, von 1000 bis 10000 kg mit loser Rolle.

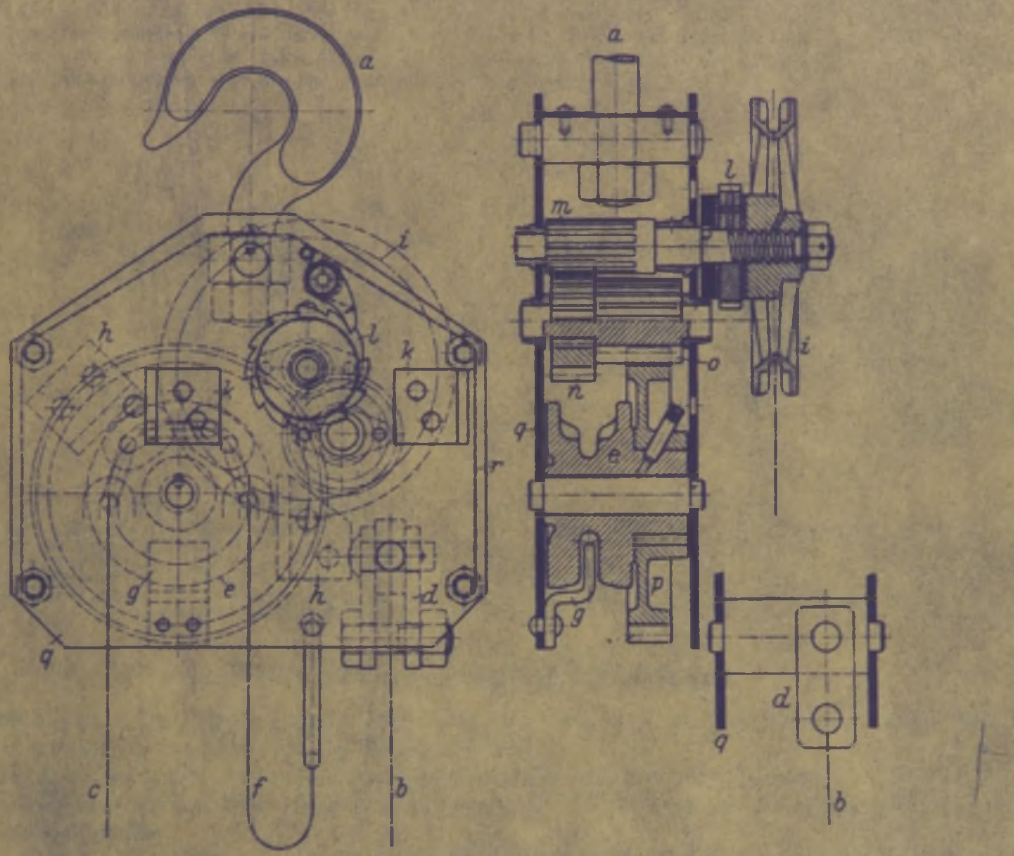


Abb. 462. Stirnradflaschenzug von 2000 kg Tragkraft. (Pützer-Defries.)
a Haken zum Aufhängen des Flaschenzuges; b—c Lastkette, bei d an den Schildblechen befestigt und über die lose Rolle zur Kettennuß a gehend; f loses Kettenende; g Kettenabstreifer; h Führungswinkel zur Lastkette; i Haspelrad; k Führungswinkel zur Haspelkette; l Drucklagerbremse; m—n, o—p Stirnrädervorgelege; q Schildbleche; r Schutzblech.

Im Vergleich mit den Schraubenflaschenzügen sind die Stirnradflaschenzüge schwerer. Ihre Hubgeschwindigkeit ist im Durchschnitt die gleiche. Dagegen ist der Handkettenzug der Stirnradflaschenzüge wegen des besseren Wirkungsgrades wesentlich niedriger als der der Schraubenflaschenzüge.

Die Stirnradgetriebe erhalten gefräste Zähne. Werkstoff der Ritzel: St 60 · 11, der Räder: Stahlguß. Gegebenenfalls werden auch hochwertige Werkstoffe (Nickel- oder Chromnickelstahl) verwendet. Mit der Zähnezahl der Ritzel geht man herab bis auf $z = 9$ bis 10. Die Ritzel der beiden Vorgelege sind unmittelbar in die Wellen eingefräßt (Abb. 462). Ausführung des zweiten Vorgelegeritzels auch als Hohlwelle und mit aufgekeiltem Rad des ersten Vorgeleges (Abb. 175, S. 74). Auf das Ausbüchsen der auf dem festgestellten Bolzen umlaufenden Hohlwelle wird bei Handbetrieb verzichtet. Die ebenfalls lose auf ihrem Bolzen sitzende Kettennuß hat eine seitlich verlängerte Nabe, auf der das treibende Stirnrad aufgekeilt ist.

Ein sehr gedrängter Bau der Stirnradflaschenzüge wird durch die Anwendung von Umlauf- oder Planetengetrieben erreicht.

Abb. 463 zeigt als Beispiel hierfür einen Veloxflaschenzug von 2000 kg Tragkraft. Der Flaschenzug zeichnet sich durch eine außerordentlich niedrige Bauhöhe, große Hubgeschwindigkeit und

geringe Zugkraft an der Handkette aus. Er wird in acht Größen von 250 bis 5000 kg Tragkraft hergestellt.

Die Bremse ist bei den meisten Ausführungen eine Lastdruckbremse mit planen Reibflächen und einem flachgängigen oder Trapezgewinde (Abb. 462 und 463). Sie hält die Last in jeder Höhenlage fest. Das Senken geschieht ebenso wie bei den Schraubenflaschenzügen durch Ziehen an der Haspelkette.

Zum Schutze gegen Staub- und Witterungseinflüsse wird das Triebwerk der Stirnradflaschenzüge mit einer Blechkappe versehen.

Das viel Zeit erfordernde Herabhaspeln des leeren Hakens wird bei den Stirnradflaschenzügen kleiner Tragkraft (bis 250 kg) dadurch vermieden, daß man auch an dem losen Kettenende einen Haken anbringt. Die Last wird dann an dem jeweils tiefsten Haken angeschlagen. Da die Kettennuß bei dieser Ausführung, je nachdem die Last am einen oder anderen Haken hängt, in der einen bzw. anderen Richtung umlaufen muß, so ist bei diesen Schnellflaschenzügen eine doppelt wirkende Bremse erforderlich.

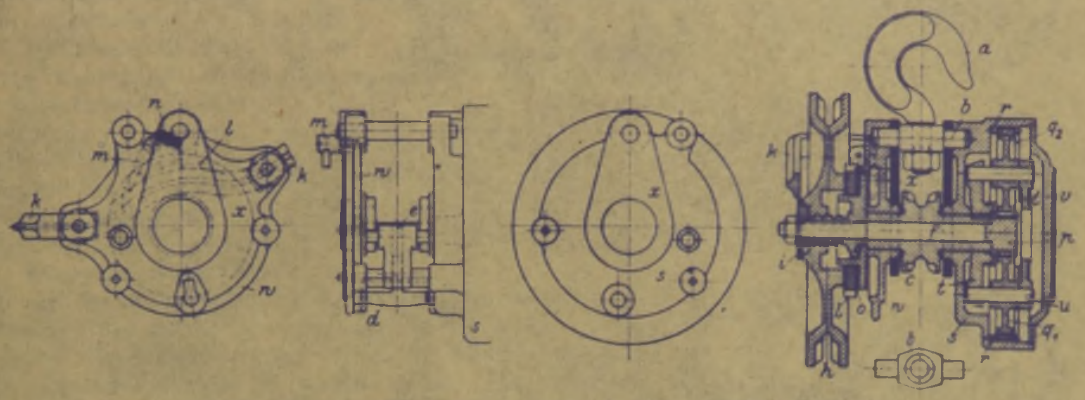


Abb. 463. Velox-Stirnradflaschenzug von 500 kg Tragkraft. (Schlösser & Feibusch.)

a Haken zum Aufhängen des Flaschenzuges; *b* Traverse zu *a*; *c* Kettennuß; *d* Abstreifer; *e* Führungsstück zur Lastkette; *f* Antriebwelle, auf der *c* lose sitzt; *g* Bremsscheibe der Lastdruckbremse, auf *f* aufgekeilt; *h* Haspelrad auf dem Flachgewinde von *g* sitzend; *i* Gegenscheibe mit Nocken; *k* Handkettenführung; *l* Sperrad; *m* Sperrklinke, durch die Feder *n* belastet; *o* Lederscheibe zur Lastdruckbremse; *p* Bitzel, aus einem Stück mit der Welle *f* hergestellt, $q_1 - q_3$ Umlauf- (Planeten-) Räder; *r* Innenzahnkranz im Gehäuse *s* angeordnet; *t—t* Planetenträger, auf der Kettennußnabe aufgekeilt; *u* Bolzen an *t*, auf denen die Umlaufräder $q_1 - q_3$ lose sitzen; *v* Verschlußkappe; *w* Sperrklinkenplatte, durch Distanzschrauben mit dem Gehäuse *s* verbunden; *z* Zuglaschen.

2. Elektroflaschenzüge (Elektrozüge).

Vorzüge. Den Handflaschenzügen gegenüber zeichnen sich die Elektroflaschenzüge durch schnelles Arbeiten und durch leichte Bedienung aus.

Im Vergleich zu der bei ihrer Benutzung erreichten großen Zeit- und Lohnersparnis spielen die höheren Anlagekosten der Elektroflaschenzüge sowie die Stromkosten in den meisten Fällen eine untergeordnete Rolle.

Anwendung. Die Elektroflaschenzüge (Abb. 464 bis 466) bieten die verschiedensten Anwendungsmöglichkeiten.

Sie werden zur Förderung von Lasten in höhere Stockwerke verwendet, wobei der Elektrozug an der Decke des obersten Stockwerkes aufgehängt wird. Die Steuerung wird dann so eingerichtet, daß das Ingangsetzen von jedem Stockwerk aus möglich ist. Solche Aufzugvorrichtungen sind billig und den baupolizeilichen Bestimmungen nicht unterworfen, da die Last nicht auf einer Plattform und zwischen festen Führungen bewegt wird.

In mechanischen Werkstätten, in denen die Flaschenzüge zum Auf- und Absetzen der Arbeitsstücke an den Werkzeugmaschinen benutzt werden, ist es angebracht, die vielfach noch verwendeten langsam arbeitenden Handflaschenzüge durch Elektroflaschenzüge zu ersetzen.

Die Elektroflaschenzüge ermöglichen die Herstellung billiger Laufkatzen mit Hand- oder elektrischem Fahrwerk (s. Abschnitt „Laufwinden").

Ausführung. Die Elektroflaschenzüge werden allgemein für Tragkräfte von 500 bis 5000 kg gebaut. Hubhöhe: Normal bis 8 m. Hubgeschwindigkeit je nach Tragkraft 4 bis 10 m/min. Gewicht je nach Tragkraft 190 bis 660 kg.

Ausrüstung mit Gleichstrom- oder Drehstrommotoren für alle normalen Spannungen (s. S. 8).

An die Elektroflaschenzüge werden folgende Anforderungen gestellt: Niedrige Bauhöhe, gedrungene Bauart, möglichst niedriges Gewicht, guter Wirkungsgrad, wasser- und staubdichte Kapselung, leichte Zugänglichkeit und gefälliges Aussehen.

Als Huborgan wird allgemein das Drahtseil angewendet. Der Rollenzug ist hierbei ein Zwillingsrollenzug mit vier tragenden Seilsträngen, so daß genau senkrechtes Auf- und Abgehen der Last gewährleistet ist.

Die Steuerwalze zum Anlassen und Steuern des Motors wird bei ortfester Anordnung des Elektroflaschenzuges getrennt von diesem angeordnet und je nach ihrer Lage durch ein Handrad oder durch Zugketten betätigt.

Die Elektroflaschenzüge werden mit einer selbsttätigen Endausschaltung versehen, wodurch Überschreiten der Höchst- und Tiefststellung des Hakens mit Sicherheit vermieden wird.

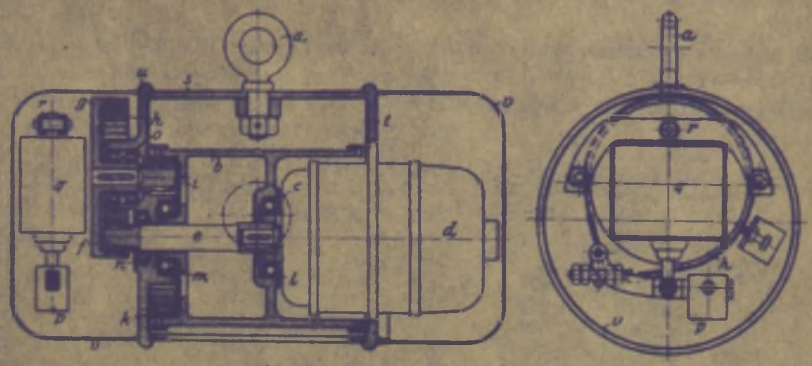


Abb. 464. Elektroseilzug. (Wilhelmi.)

a Aufhängeöse; b Seiltrommel mit Rechts- und Linksgewinde; c Ausgleichrolle; d Hubmotor; e Welle, mit der Motorwelle durch Hülse und Feder gekuppelt; f Ritzel, in e eingefräst und mit dem in der Bremsscheibe g eingesetzten Innenzahnkranz h kämmend; i m Trommellager; n Lager zur verlängerten Motorwelle; o Lager zur Bremsscheibenwelle; p Bremsgewicht zur Hubwerksbremse; q Magnetbremslüfter; r Aufhängung zu q; s zylindrisches Gehäuse, einerseits in den Flansch t des Motors, andererseits in das Lagerschild u eingepaßt und mit diesen verschraubt; v aus Blech gefertigte Schutzkappen.

Bauarten. Äußerlich weisen die meisten Bauarten eine geschlossene zylindrische Form auf, die auch am gefälligsten wirkt.

Die Elektroflaschenzüge werden zur Verminderung der Gestehungskosten in großen Reihen hergestellt. Hierbei hat sich gezeigt, daß es bei geeigneter Einrichtung vorteilhaft ist, die Motoren, Bremslüfter und Steuerwalzen selbst herzustellen.

Von der Anwendung von Schneckengetrieben hat man trotz ihrer großen Übersetzung Abstand genommen und Stirnräder vorgezogen. Man wählt meist Innenverzahnungen, da diese einen äußerst gedrängten Bau des Flaschenzuges ermöglichen.

Umlauf- (Planeten-) Getriebe werden selten mehr angewendet, da sie zu teuer in der Herstellung sind. Ein großer Trommeldurchmesser schont das Seil und ermöglicht, Motor und Getriebe zum größten Teil im Innern der Trommel unterzubringen.

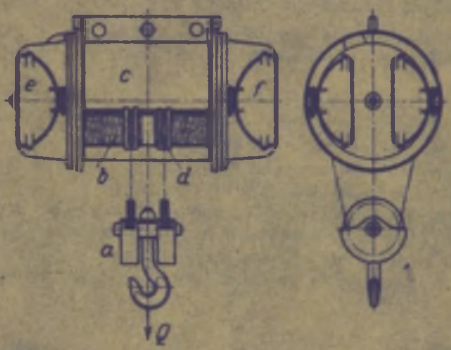


Abb. 465. Demag-Elektrozug (Ansicht).

a zweirollige Hakenflasche; b Seiltrommel mit Rechts- und Linksgewinde; c Gehäuse; d Endausschaltung; e linksseitiger Flansch mit Getrieben und Schutzkappe; f Motor.

1. Elektroseilzug der H. Wilhelmi A.-G., Mülheim-Ruhr (Abb. 464). Der Motor arbeitet mittels zweier innenverzahnter Stirnrädervorgelege auf die Trommel. Das Rad des ersten (innenverzahnten) Getriebes dient gleichzeitig als Scheibe für eine gewichtbelastete, elektromagnetische gelüftete Bandbremse, deren Bremslüfter pendelnd aufgehängt ist. Sämtliche Getriebe laufen auf Kugellagern.

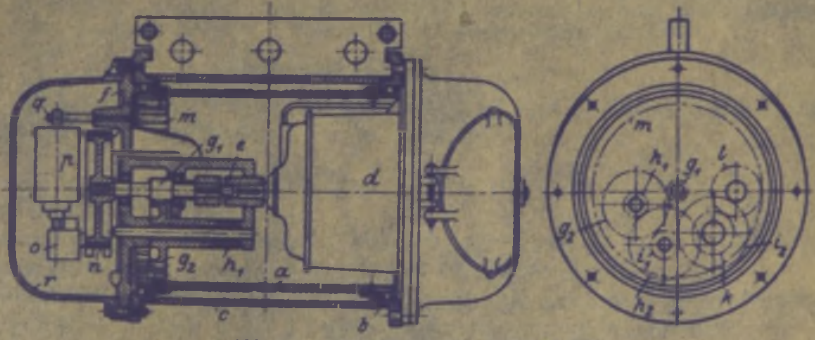


Abb. 466. Demag-Elektrozug (Längsschnitt).

a Trommel mit Rechts- und Linksgewinde; b Rollenlager, mittels denen die Trommel im Gehäuse c gelagert; d Motor, am Gehäuseflansch angeschraubt; e Muffenkupplung; f Flansch mit Triebwerk und Bremse; g_1–g_3, h_1–h_3, i_1–i_3 Stirnrädervorgelege; k Ritzel, mittels Zwischenrad l auf den an der Trommel befestigten Innenzahnkranz m treibend; n Bandbremse; o Bremsgewicht zu n; p Magnetbremslüfter, bei q pendelnd aufgehängt; r Schutzkappe.

2. Demag-Zug. Die neue Bauart (Abb. 465 und 466) zeichnet sich durch große Einfachheit, billige Herstellung der Einzelteile und vor allem durch einen bequemen Zusammenbau aus.

Die Trommel ist ebenso wie bei der alten Ausführung an ihren beiden Rändern und im Gehäuse auf Rollen gelagert. Sie bildet mit dem Gehäuse ein Teilmontagestück (Abb. 466 Mitte). An das Gehäuse wird an der einen Seite der mit einem Flansch und mit Klappen versehene Motor (Abb. 466 rechts) angeschraubt.

An der anderen Gehäuseseite (Abb. 466 links) wird ein Flansch angeschraubt, an dem das ganze Getriebe und die Bremse angeordnet sind und der nach dem Verfahren der Teilmontage vollständig fertiggestellt wird. Die Bremse ist bei allen Ausführungsgrößen eine gewichtbelastete Bandbremse, die durch einen Magnetbremslüfter gelüftet wird.

Tabelle 44. Demag-Elektrozüge mit normaler Hubhöhe. (Abb. 465 und 466.)

Tragkraft (an vier Seilsträngen)	500	1000	2/3000	5000 kg
Hubhöhe (Hakenweg)	8,5	8,5	7,5	8,0 m
Hubgeschwindigkeit	9—10	6—8	4	4 m/min
Hubmotor	1,5	2	4	6,3 PS
Gewicht	190	240	420	660 kg
Länge	855	920	975	1075 mm
Ösendurchmesser	30	30	45	55 „
Bauhöhe	700	750	950	1200 „
Außendurchmesser	385	430	500	635 „
Ösenentfernung	252	252	354	400 „

Bei der neuesten Bauart der Demag (Modell K) ist der Motor zwecks gedrängten Baues in das Innere der Trommel verlegt. Die Bremse ist eine federbelastete Kegelbremse und wird durch den Verschiebeanker des Motors gelüftet (Demag-Nachrichten 1930, Heft 1). Flasche zweisträngig. Tragkraft: 750 bis 5000 kg. Hubhöhe und Hubgeschwindigkeit sind bei dieser Bauart größer.

Weitere Bauarten von Elektroflaschenzügen: Bamag-Meguin, A.-G., Berlin. — E. Becker, Berlin-Reinickendorf (Ost). — Gebr. Bolzani, Berlin N. — F. Piechatzek, Berlin N. — Pützer-Defries, Düsseldorf. — R. Stahl, Stuttgart. — Fr. Schüle, Feldkirchen bei München. — Adolf Zaiser, Stuttgart.

Die Demag-Doppelwinde ist eine Schnellwinde mit einem eingebauten Drehstrommotor von ¾ PS. Sie arbeitet — ebenso wie die von handbetriebenen Schnellflaschenzüge (siehe S. 200) — mit zwei Seilsträngen und zwei Lasthaken, die wechselweise gehoben oder gesenkt werden. Ausführung ortsfest oder fahrbar. Tragkraft: 125 bzw. 250 kg. Hubhöhe beliebig. Hubgeschwindigkeit: 22 m/min. Der Motor hat einen kegelförmigen Kurzschlußläufer, der um einen gewissen Betrag längsverschiebbar ist. An seinem Wellenende ist er mit einer federbelasteten, im Ständer angeordneten Lastdruckbremse (Kegelbremse) verbunden. Ist der Motor stromlos, so ist die Bremse durch die Federkraft angezogen. Wird der Strom eingeschaltet, so wird der Läufer durch das magnetische Feld in den Ständer gezogen und die Bremse wird gelüftet. Anwendungsgebiet: Zum Fördern von Säcken, Kisten, Ballen usw. in landwirtschaftlichen Betrieben, Lagerhäusern, Mühlen, Brauereien u. a. (Fördertechn. u. Frachtverkehr 1930, S. 27).

f) Räderwinden.

Sie dienen zum Heben von Lasten auf größere Förderhöhen und arbeiten daher mit einem Huborgan (Kette oder Seil). Bei Winden kleinerer Tragkraft wird der Lasthaken unmittelbar am Huborgan, bei solchen größerer Tragkraft an der Unterflasche des Rollenzuges angeordnet.

Als Übersetzungsmittel zwischen der Antriebwelle und der Trommel bzw. der Kettennuß oder dem Kettenrad werden Rädergetriebe verwendet. Die Rädergetriebe sind entweder Stirnrädergetriebe oder Schneckengetriebe. Reibungsräder werden nur in besonderen Fällen (z. B. bei Speicherwinden) eingebaut.

1. Handwinden.

Antrieb durch Kurbeln, bei größerer Entfernung des Windwerks vom Fußboden durch Handkette und Haspelrad. Siehe S. 63 „Antriebmittel für Handbetrieb".

Berechnung.

Wirkungsgrad. Im folgenden bedeuten:

Q die der Höchstlast (Vollast) entsprechende Tragkraft der Winde in kg,
h den Lastweg oder Hub in m, v_1 die Hubgeschwindigkeit in m/min,
K_0 die ideelle Triebkraft (der reibungslos gedachten Winde), K wirkliche Triebkraft in kg,
s den Weg der Triebkraft in m, c die Antriebsgeschwindigkeit in m/min und
W_r den gesamten Reibungswiderstand des Windwerks in kg.

Der Wirkungsgrad η ist das Verhältnis der nutzbar gemachten Arbeit zur aufgewendeten Arbeit bzw. das Verhältnis der ideellen Triebkraft zur wirklichen Triebkraft und ist stets < 1.

$$\eta = \frac{Q \cdot h}{K \cdot s} = \frac{Q \cdot v_1}{K \cdot c}; \qquad \eta = \frac{K_0}{K} = \frac{K_0}{K_0 + W_r}. \tag{196}$$

Bezeichnet K' die am Antriebsorgan zum Halten bzw. Senken der Last erforderliche Gegenkraft und denkt man sich die Antriebskraft bzw. die Gegenkraft am einen und die Last mit dem Reibungswiderstand am anderen Ende eines gleicharmigen, doppelarmigen Hebels angreifend, so ist:

$$\text{beim Heben } K = Q + W_r, \qquad \text{beim Senken } K' = Q - W_r. \tag{197}$$

Wird $K' = 0$, so ist zum Halten der Last kein Kraftaufwand mehr nötig. Die Winde ist dann selbstsperrend oder selbsthemmend.

Für $K' = 0$ wird in obiger Gleichung $W_r = Q$, $K = 2Q$ und für $W_r = 0$ die ideelle Antriebskraft $K_0 = Q$. Unter Einsetzung der Werte in Gleichung (196) ergibt sich für selbsthemmende Windwerke der größtmögliche Wirkungsgrad zu:

$$\eta = \frac{K_0}{K'} = \frac{Q}{2Q} = \frac{1}{2} = 0{,}5. \tag{198}$$

Aus Sicherheitsgründen bleibt man jedoch mit dem Wirkungsgrad erheblich unter diesem Grenzwert. Außer dem schlechten Wirkungsgrad haben die selbsthemmenden Windwerke noch den Nachteil, daß die Last zwangsläufig, d. h. durch Drehen des Antriebsorgans im entsprechenden Sinne gesenkt werden muß.

Die zum Heben der Last erforderliche Triebkraft ist nach Gleichung (196)

$$K = \frac{Q \cdot h}{s \cdot \eta}. \tag{198a}$$

Da jedoch die zur Verfügung stehende Handtriebkraft im Verhältnis zur Last klein ist, so ist zwischen beiden eine Übersetzung erforderlich. Es wird stets vom Schnellen ins Langsame übersetzt.

Bedeuten für eine Winde üblicher Bauart:

η_r den Wirkungsgrad des Rollenzuges,

η_t den Wirkungsgrad der Trommel (oder des treibenden Kettenrades),

$\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots$ die Wirkungsgrade der Übersetzungsmittel (Stirnrädergetriebe bzw. Schneckenvorgelege), so ist der Gesamtwirkungsgrad des Windwerkes gleich dem Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen Getriebe:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \ldots \tag{199}$$

Für den Entwurf einer Winde ist der Gesamtwirkungsgrad überschläglich zu berechnen. Wirkungsgrade der Rollenzüge s. S. 35.

Tabelle 45. Wirkungsgrade der Winden- und Krangetriebe.

Lfde. Nr.	Art des Getriebes	η	Lfde. Nr.	Art des Getriebes	η
1.	Kettenrollen (für Gliederketten)	0,94 bis 0,96	10.	Stirnrädergetriebe[4], Räderkasten mit Wälzlagern, Zähne im Ölbad	0,97 bis 0,98
2.	Kettentrommeln[1]	0,95 bis 0,96	11.	Schneckengetriebe[4], eingängig	0,50 bis 0,70
3.	Kettennüsse und Haspelräder[2]	0,92 bis 0,94		zweigängig	0,70 bis 0,80
4.	Kettenräder (für Gelenkketten)	0,95 bis 0,97		dreigängig	0,80 bis 0,85
5.	Drahtseilrollen	0,94 bis 0,96	12.	Triebstockvorgelege[6]	0,85 bis 0,90
6.	Drahtseiltrommeln	0,94 bis 0,96	13.	Reibungsräder mit Keilnuteneingriff	0,88 bis 0,90
7.	Stirn- und Kegelrädergetriebe, Zähne roh[3]	0,90 bis 0,93	14.	Bewegungsschrauben, eingängig, selbsth.[7]	0,30 bis 0,35
8.	Stirn- und Kegelrädergetriebe, Zähne gefräst	0,95 bis 0,96	15.	Bewegungsschrauben[8]	—
9.	Stirnrädergetriebe[4], Räderkasten mit Gleitlagern, Zähne im Ölbad	0,96 bis 0,97		eingängig	0,35 bis 0,40
				zweigängig	0,40 bis 0,60
				dreigängig	0,70 bis 0,75

[1] Kette nach DIN 672, Lager mit Fettschmierung.
[2] Lehrhaltige Kette nach DIN 671, leicht gefettet.
[3] Lager mit Fettschmierung.
[4] Werkstoff: St 50 · 11 auf Gußeisen oder Stahlguß.
[5] Werkstoff: St 60 · 11 auf GBz 14, Schneckenwelle mit Ringschmierlagern und Kugeldrucklager, Radwelle mit Rotgußlagern.
[6] Werkstoff: Stahlguß auf St 50 · 11, gefettet.
[7] Werkstoff: St 50 · 11 auf Gußeisen, gefettet.
[8] St 50 · 11 auf GBz 14, Rotgußlager und Kugeldrucklager.

Übersetzung. Für eine gewöhnliche Raderwinde, bei der die Last unmittelbar an der Trommel (Abb. 467) oder an einem verzahnten Kettenrad angreift, ist die erforderliche Übersetzung:

$$i = \frac{\eta \cdot \text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{\eta \cdot M_k}{M_l} = \frac{\eta \cdot K \cdot a}{Q \cdot R} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots \qquad (200)$$

Hierbei bedeuten K die Handkraft an der Kurbel in kg, an deren Stelle bei Haspelradantrieb die Zugkraft Z an der Handkette tritt, a bzw. R_0 den Kurbel- oder Haspelradhalbmesser und R den Trommel- oder Kettenradhalbmesser in cm.

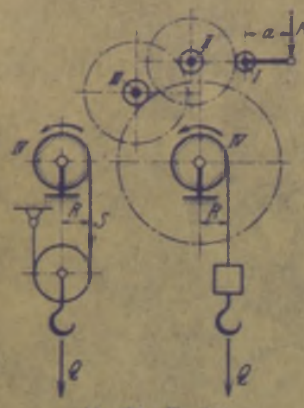


Abb. 467. Handwinde (Berechnungsskizze).

Bei Anwendung eines Rollenzuges ist statt Q in Abb. 467 der an der Trommel bzw. dem verzahnten Kettenrad angreifende Lastzug S zu setzen. Übersetzung und Wirkungsgrad der Rollenzüge s. S. 35.

Der Wirkungsgrad der Winde wird nach Annahme der Art und Anzahl der Vorgelege nach Gleichung (199) und unter Benutzung der Tabelle 45 überschläglich berechnet.

Die nach Gleichung (200) berechnete Übersetzung wird auf- oder abgerundet und in gebräuchliche Übersetzungswerte zerlegt.

Handwinden mit Stirnräderübersetzung erhalten bei Tragkräften von 250 bis 1000 kg ein Vorgelege und bei 1000 bis 4000 kg zwei Vorgelege. Bei größeren Tragkräften ordnet man einen Rollenzug mit entsprechender Übersetzung an. Nur in seltenen Fällen führt man die Handwinden mit drei Vorgelegen aus.

Gebräuchliche Übersetzungen der Stirnrädergetriebe 1 : 2 bis 1 : 6, mitunter auch bis 1 : 8. Die größere Übersetzung wird aus baulichen Gründen an der Trommel angeordnet. Übersetzungen über 1 : 6 ergeben zu große Trommelräder und damit zu große Baumaße der Winde.

Wegen des schlechten Wirkungsgrades sieht man von der Verwendung eingängiger Schneckengetriebe ab und ordnet allgemein zweigängige Getriebe in Verbindung mit einer Drucklagerbremse (s. S. 198) an.

Übliche Übersetzungsgrößen doppelgängiger Schneckengetriebe 1 : 15, 1 : 20, 1 : 25, 1 : 30 und mehr.

Berechnung und Entwurf der Stirnrädergetriebe s. S. 71, der Schneckengetriebe S. 85.

Lastgeschwindigkeit und Geschwindigkeitswechsel. Die Lastgeschwindigkeit läßt sich bei Handwinden nach Gleichung (198) in einfacher Weise ermitteln zu:

$$v_l = \frac{\eta \cdot K \cdot c}{Q} \ldots \text{m/sek} = \frac{60 \cdot \eta \cdot K \cdot c}{Q} \ldots \text{m/min}. \qquad (201)$$

Die Antriebgeschwindigkeit kann bei Kurbelbetrieb zu $c \approx 27$ bis 48 m/min, bei Haspelradbetrieb zu $c \approx 30$ m/min angenommen werden.

In Rücksicht auf Zeitersparnis ist ein schnelleres Heben und Senken leichterer Lasten, insbesondere des leeren Hakens erwünscht. Der hierzu erforderliche Geschwindigkeitswechsel wird bei Stirnradwinden durch den Einbau umschaltbarer Vorgelege erreicht.

Ausführung.

Die Handwinden erhalten als Huborgan allgemein ein Drahtseil, das auf einer glatten Trommel (ohne Rillen) in ein oder mehreren Lagen aufgewickelt wird.

Nur bei Wandwinden mit kleinerer Hubhöhe wird die durch eine Kettennuß bewegte kalibrierte Kette zur Erzielung eines möglichst gedrängten Baues angewendet.

Die Stirnrädergetriebe der Handwinden erhalten gegossene oder gefräste Zähne. Die Schnecken der Schneckenvorgelege werden mit der Welle aus einem Stück gefertigt.

Als Wellen für die Handwinden genügen blankgezogene (komprimierte) Stahlwellen. Werkstoff St 42 · 11. Sie werden in Flanschlagern ohne Rotgußbüchsen nach DIN 502 gelagert.

Das Schleudern der Kurbeln während des Senkens wird dadurch vermieden, daß man eine Sicherheitskurbel anordnet oder die Kurbelwelle ausrückbar macht.

Die Windenschilde werden allgemein aus Blech und mit angenieteten L-Eisen oder angeschweißten, versteiften Flanschen hergestellt.

Wandwinden oder Konsolwinden. Sie werden hauptsächlich für Bauzwecke sowie in Magazinen, Warenhäusern und Schlachthöfen angewendet.

Ausführung als Stirnräderwinden oder als Schneckenwinden.

Die Wandwinde Abb. 468 hat eine Tragkraft von 1500 kg und arbeitet mit zwei Vorgelegen.

Die Kurbelwelle der Winde wird während des Lastsenkens ausgerückt. Die Bremse ist eine Sperradbremse (Lüftbremse) nach Art von Abb. 308, S. 130.

Die Stirnräderwinden, die bis 2000 kg Tragkraft hergestellt werden, erhalten auf Wunsch des Bestellers auch eine Fliehkraftbremse (s. S. 133).

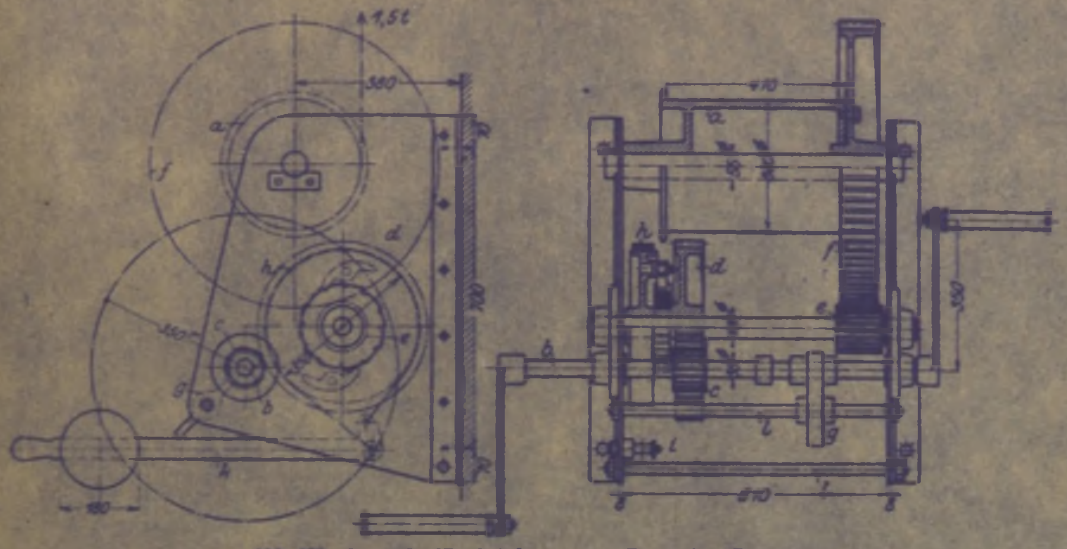


Abb. 468. Stirnräder-Wandwinde von 1,5 t Tragkraft. (Piechatzek.)
a Trommel; b Kurbelwelle; c–d Kurbelvorgelege; e–f Trommelvorgelege; g Falle mit Stellringen zur längsverschiebbaren (ausrückbaren) Kurbelwelle; h Sperradbremse, deren Sperrad auf der Nabe von d aufgekeilt; i fester Bolzen zum gewichtbelasteten Bremshebel k; l Abstandschrauben der Schildbleche.

Wandwinden mit Schneckenvorgelege werden für Tragkräfte von 200 bis 3000 kg hergestellt. Die Winden mit kleiner Tragkraft (200 kg) erhalten ein selbsthemmendes Schneckengetriebe und erfordern daher keine Bremse. Die übrigen Größen werden mit einem doppelgängigen Schneckengetriebe und mit Drucklagerbremse (s. S. 198) ausgeführt.

Zum schnelleren Heben und Senken leichterer Lasten wird eine verstellbare Handkurbel (s. S. 63) vorgesehen.

Abb. 469 zeigt eine Schneckenwandwinde von 2000 kg Tragkraft mit einer Drucklagerbremse Bauart Lüders. Die Winde arbeitet mit kalibrierter Kette und Kettennuß.

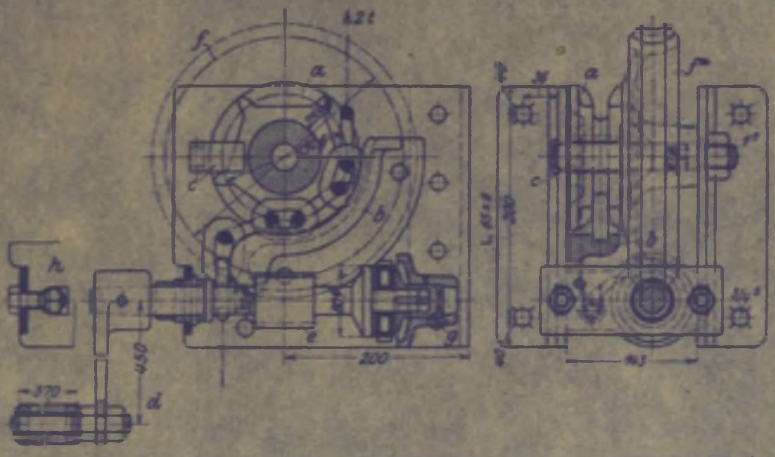


Abb. 469. Wandwinde mit Kettennuß und Schneckenvorgelege von 2 t Tragkraft. (Piechatzek.)
a Kettennuß; b Kettenführung; c Kettenabstreifer; d Handkurbel; e Schneckenwelle; f Schneckenrad, mit a aus einem Stück gegossen; g Drucklagerbremse Bauart Lüders; h Befestigung der kurbelseitigen Lagerstaverne.

Handkabelwinden (Bockwinden). Die Handkabelwinden (Abb. 470 und 471) eignen sich sowohl für senkrechte wie für waagerechte Lastbewegung.

Tragkraft: 500 bis 4000 kg. Für 500 und 1000 kg Tragkraft werden die Winden mit einem (Abb. 470), und für Tragkräfte von 1000 bis 4000 kg mit zwei Stirnrädergetrieben ausgeführt.

Trommeldurchmesser: 175 bis 275 mm. Kurbelhalbmesser: 300 bis 400 mm. Übersetzung: $^1/_8$ bis $^1/_{30}$. Hub der Last bei einer Kurbelumdrehung: 96 bis 31 mm.

Die Winden mit doppelter Räderübersetzung (Abb. 471) werden zweckmäßig so ausgeführt, daß leichtere Lasten nur mit einem Getriebe (dem Trommelvorgelege) und mit entsprechend größerer Geschwindigkeit gehoben bzw. gesenkt werden. Hierbei ist jedoch die Umlaufsrichtung der Kurbeln entgegengesetzt.

Das Sperrwerk und die Bremse werden bei den Winden mit einfacher Übersetzung an der Trommel und bei den Winden mit doppelter Übersetzung auf der mittleren Welle angeordnet.

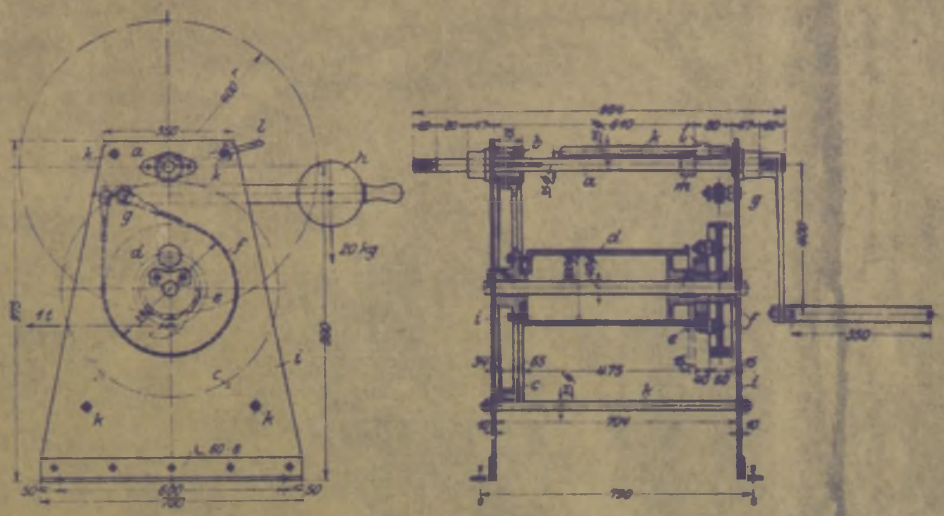


Abb. 470. Handkabelwinde mit einem Vorgelege; Tragkraft: 1 t. (Blechschek.)

a Kurbelwelle; *b—c* Vorgelege; *d* Seiltrommel, mit *c* verschraubt und lose auf der festgestellten Achse laufend; *e* Sperrad, auf der Nabe von *d* aufgekeilt; *f* Bremsscheibe der Sperradbremse, lose auf der Trommelwelle sitzend; *g* fester Bremshebelbolzen; *h* Belastungsgewicht zur Bremse; *i* Windenschilde; *k* Abstandschrauben; *l* Falle; *m* Stellring zur verschiebbaren Kurbelwelle *a*.

Die Ausführung mit einer Sperradbremse (Lüftbremse) hat gegenüber der einfachen Bandbremse den Vorzug, daß keine Klinke aus- und einzulegen ist, wodurch die Bedienung der Winde wesentlich vereinfacht wird.

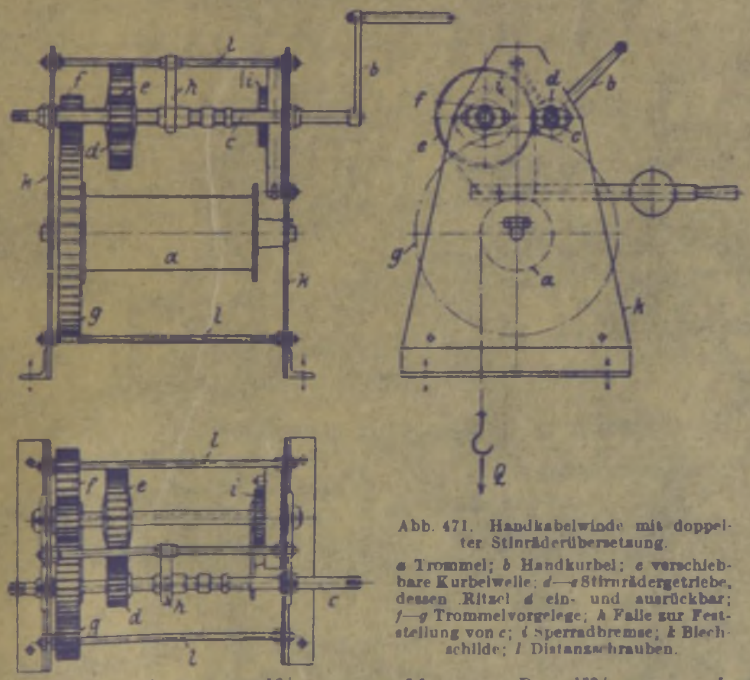


Abb. 471. Handkabelwinde mit doppelter Stirnrädérübersetzung.

a Trommel; *b* Handkurbel; *c* verschiebbare Kurbelwelle; *d—g* Stirnrädergetriebe, dessen Ritzel *d* ein- und ausrückbar; *f—g* Trommelvorgelege; *h* Falle zur Feststellung von *c*; *i* Sperradbremse; *k* Blechschilde; *l* Distanzschrauben.

Bei der Handkabelwinde von 1500 kg Tragkraft (Abbildung 471) ist die Kurbelwelle axial verschiebbar.

1. Stellung (Abb. 471): Zum Heben schwerer Lasten sind beide Vorgelege *d—e* und *f—g* eingeschaltet.

2. Stellung: Ritzel *d* steht zwischen den Rädern *e* und *f*. Die Kurbelwelle ist zum Lastsenken ausgerückt.

3. Stellung: Ritzel *d* kämmt mit dem Trommelrad *f*. Es wird nur mit einem Vorgelege (dem Trommelvorgelege) gearbeitet. Leichte Lasten werden daher schneller gehoben bzw. gesenkt.

Alle drei Stellungen sind durch eine Falle und entsprechende Stellringe gesichert.

Trommeldurchmesser: 250 mm.

Getriebeabmessungen:

1. Vorgelege: $z = {}^{12}/_{36}$; $m = 11$ mm; $D = {}^{132}/_{396}$ mm; $b = 90$ mm,
2. Vorgelege: $z = {}^{12}/_{72}$; $m = 11$ mm; $D = {}^{132}/_{792}$ mm; $b = 90$ mm.

Durchmesser der Sperradbremse: 350 mm.

Ausrüstung der Handkabelwinden auf Wunsch des Bestellers auch mit einer Fliehkraftbremse (s. S. 133).

Die Handkabelwinden der Firma Pützer-Defries werden mit folgenden Bremseinrichtungen geliefert:
1. Mit Sperrwerk und einfacher Bandbremse.
2. „ Sperradbremse (Lüftbremse).

3. Mit einseitig wirkendem Klemmgesperre.
4. „ doppelt wirkendem Klemmgesperre.
5. „ einseitig wirkendem Klemmgesperre und Sperradbremse.
6. „ Sicherheitskurbel und Fliehkraftbremse.

Gruben-Kabelwinden. Den bergpolizeilichen Vorschriften entsprechend werden sie mit doppeltem Rädertriebwerk ausgeführt. Sie erhalten zwei Sperrwerke und zwei einfache Bandbremsen, die entweder durch einen Handhebel oder bei Winden über 5000 kg Tragkraft durch ein Handrad und eine Schraubenspindel angezogen werden.

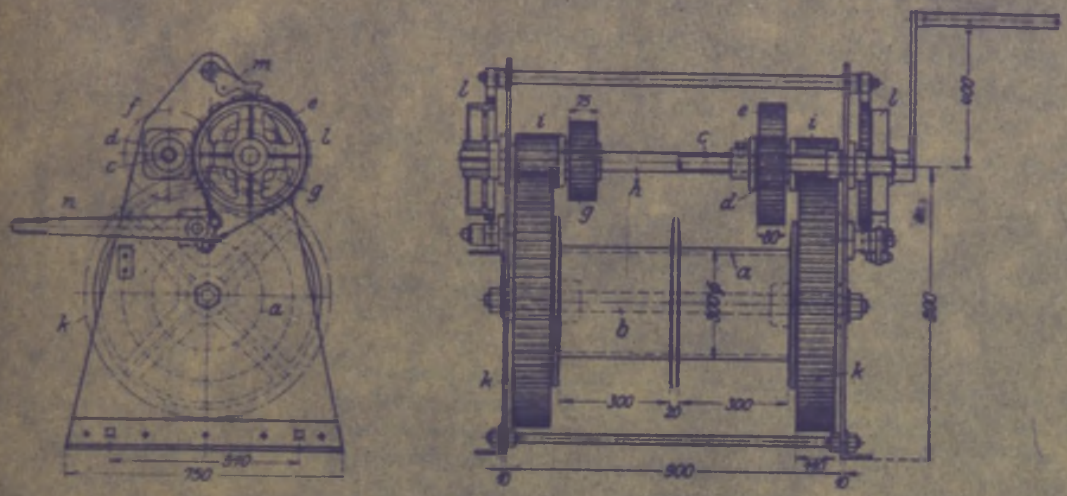


Abb. 472. Gruben-Kabelwinde für 1000 kg Zugkraft. (Kobel & Neubert.)

a Doppeltrommel, lose auf der Welle b laufend; c Kurbelwelle mit zwei um 180° zueinander versetzten Kurbeln; d—e Stirnrädergetriebe (für langsamen Gang); f—g Stirnrädergetriebe (für schnellen Gang), nach Einschalten auf die Zwischenwelle h arbeitend; i—k Trommelvorgelege, deren Räder k mit der Trommel verschraubt; l Bremsen mit an der Bremsscheibe angegossenem Sperrad (für Rechts- und Linkslauf); m umlegbare Sperrklinke; n Bremshebel zu l.

Tragkraft der Gruben-Kabelwinden mit rechteckigen Schilden: 5000—7500—10000 und 15000 kg. Bis 10000 kg erhalten sie eine zweifache, über 10000 kg eine dreifache Räderübersetzung ($^1/_{36}$—$^1/_{50}$—$^1/_{75}$ und $^1/_{85}$).

Trommeldurchmesser (bei 5000 und 7500 kg): 300, bei (10000 und 15000 kg): 350 mm.

Abb. 472 zeigt eine Gruben-Kabelwinde von 1000 kg Zugkraft. Die Winde hat eine Doppeltrommel zum Aufwickeln von je 80 m Seil von 15 mm Dmr. Da die Zugkraft in der einen und anderen Richtung wirkt, so sind die Sperrwerke entsprechend und mit umlegbarer Klinke ausgeführt. Die Bremsen, an deren Scheibe die Sperrwerkzähne angegossen sind, sind als Summenbremsen ausgebildet.

Bei Einschalten des ersten linken Vorgeleges arbeitet die Winde mit dem schnellen Gang. Die Hubgeschwindigkeit ist dann 3,2mal so groß als beim Arbeiten mit ersten rechten Vorgelege.

2. Motorische Winden.

Der motorische Antrieb ermöglicht hohe Arbeitsgeschwindigkeiten.

Von den verschiedenen motorischen Antriebsarten (s. S. 2) wird der elektrische Antrieb allgemein angewendet. Die übrigen Antriebsarten (Transmissions-, Dampf- und Brennkraftantrieb) kommen nur gelegentlich und wenn kein Strom zur Verfügung steht, in Betracht.

Berechnung.

Motor. Bezeichnen Q die Vollast (Nutzlast + Totlast) in kg, v_1 die Hubgeschwindigkeit in m/min und η den Wirkungsgrad des Hubwerkes, so ist die erforderliche Motorleistung:

$$N_1 = \frac{Q \cdot v_1}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{Q \cdot v_1}{4500 \cdot \eta} \quad \ldots \text{PS}, \qquad = \frac{0{,}736\,Q \cdot v_1}{4500 \cdot \eta} = \frac{Q \cdot v_1}{6120 \cdot \eta} \quad \ldots \text{kW}. \tag{202}$$

Der Wirkungsgrad η der Winde hängt von dem gewählten Rollenzug und der Art und Anzahl der Vorgelege ab. Überschlägliche Berechnung nach S. 203. Der Motor wird nach den Angaben

S. 167 gewählt. Während des Hubanlaufes muß der Motor noch die umlaufenden und geradlinig bewegten Massen beschleunigen. Die Anlaufzeit kann für Hubwerke zu $t_a = 2$ bis 4 sek angenommen werden. Eine Nachprüfung der Beschleunigungsarbeit für den Hubanlauf ist im allgemeinen nicht erforderlich, da die Kranmotoren auch für schweren Betrieb ein genügend großes Anzugsmoment haben. Siehe S. 161 „Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane".

Übersetzung. Die zwischen Motor und Trommel erforderliche Übersetzung (Abb. 473) ist:

$$i = \frac{\text{Drehzahl der Trommel}}{\text{Drehzahl des Motors}} = \frac{n_t}{n_m} \quad (203)$$

Bezeichnet i_r die Übersetzung des Rollenzuges (Rollenzüge s. S. 35), so ist die Seilgeschwindigkeit an der Trommel: $v_s = v_1 \cdot \frac{1}{i_r}$ . . . m/min. Übersetzung der meist angewendeten Rollenzüge: $i_r = {}^1/_2$, ${}^1/_3$, ${}^1/_4$ und ${}^1/_5$.

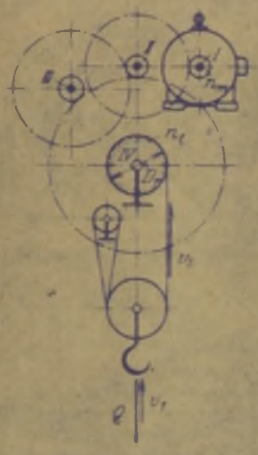


Abb. 473. Motorische Winde (Berechnungsskizze).

Mit dem bereits festgelegten Trommeldurchmesser D_t in m wird die Drehzahl der Trommel:

$$n_t = \frac{v_1}{D_t \cdot \pi} \text{ . . . i. d. min.} \quad (204)$$

Die nach Gleichung (203) berechnete Übersetzung wird auf eine gerade Zahl auf- oder abgerundet und auf die einzelnen Vorgelege (Abb. 473) verteilt.

$$i = i_{I\text{-}II} \cdot i_{II\text{-}III} \cdot i_{III\text{-}IV} \cdots$$

Je nach den vorhandenen Betriebsverhältnissen wird ein schnell laufender Motor gewählt und das erste Vorgelege (Motorvorgelege) als Schneckengetriebe ausgeführt oder man nimmt einen Motor mit mittlerer Drehzahl und sieht reine Stirnräderübersetzung vor.

Bei den Hubwerken der Krane mit normalem und schwerem Betrieb ist ein Motor mit mittlerer Drehzahl trotz seiner höheren Beschaffungskosten stets vorteilhafter. Er ergibt für das Hubwerk eine kleinere Übersetzung, für die zwei oder drei Stirnrädergetriebe ausreichen.

Motorvorgelege. Für Stirnrädergetriebe ist die kleinste Zähnezahl: $z_{min} = 15$ bis 20. Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung: $\psi = b/t = 4$ bis 6.

Werkstoff: Stahl (St 42 · 11 oder St 50 · 11) auf Gußeisen bzw. Stahlguß.

Zahnbeanspruchungszahl für Gußeisen: $c \approx 10$ bis 20 kg/cm²; für Stahlguß das Doppelte. Meist Anordnung des Vorgeleges in einem gußeisernen Räderkasten und im Ölbad laufend (Abb. 187 und 188, S. 78).

Schneckengetriebe in der Regel zweigängig. Schnecke aus gehärtetem Stahl (St 70 · 11), Rad aus Gußeisen mit aufgesetztem Kranz aus Gußbronze (GBz 14). Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung (im Bogen gemessen): $\psi = b/t = 2{,}5$ bis 3. Zahnbeanspruchungszahl: $c = 30$ bis 70 kg/cm². Gestaltung des Räderkastens nach Abb. 207, S. 86, jedoch ohne Ringschmierlager an der Radwelle.

Trommelvorgelege. Werkstoff: St 50 · 11 auf Gußeisen oder Stahlguß. $\psi = b/t = 2$ bis 3.

Zahnbeanspruchungszahl für Gußeisen: $c = 20$ bis 40 kg/cm²; für Stahlguß das Doppelte. Erhält das Trommelvorgelege zu große Abmessungen, so wird es unterteilt.

Zwischenvorgelege (zwischen Motor- und Trommelvorgelege) werden sinngemäß berechnet.

Änderung der Hubgeschwindigkeit s. Abschnitt „Fahrbare Winden (Laufkatzen)".

Bremsen. Die Haltebremse hält die Last vor und nach dem Heben bzw. Senken fest und verzögert die bewegten Massen während des Senkauslaufes. Sie ist stets eine mechanische Bremse (doppelte Backenbremse oder Bandbremse), die durch ein Gewicht belastet ist und durch einen Magnetbremslüfter gelüftet wird. Sie wird in der Regel auf der elastischen Kupplung zwischen Motor und Triebwerk angeordnet.

Ist der Führerstand nahe dem Hubwerk angeordnet, so kann die Haltebremse auch als Senkbremse verwendet werden. Der Bremshebel wird dann während des Senkens von Hand gelüftet und die Senkgeschwindigkeit ist durch mehr oder weniger starkes Lüften regelbar.

Sind Führerstand und Hubwerk räumlich voneinander getrennt oder werden hinsichtlich der Senkregelung größere Anforderungen gestellt, so erhält die Hubsteuerwalze eine Senkbremsschaltung, bei der der Motor die Lastführung während des Senkens übernimmt.

Senkbremsschaltungen s. S. 172 und 175.

Ausführung.

a) Ortsfeste elektrische Winden.

1. Elektrisch betriebene Anholwinde von 1100 kg Zugkraft und 50 m/min Seilgeschwindigkeit (Abb. 474).

Die Winde dient zum Hochziehen der beladenen Wagen an der Schrägbahn eines Steinbruches und zum Herablassen der leeren Wagen.

Der Motor arbeitet mittels des Stirnrädervorgeleges c—d auf die Vorgelegewelle e. Das auf dieser Welle sitzende Ritzel f kämmt mit dem Trommelrad g und ist zum Abschalten des Motors ein- und ausrückbar. Die Winde hat zwei Bremsen, eine Sperradbremse mit Innenverzahnung und gesteuerten Klinken und eine einfache, an der Trommel sitzende Bandbremse, deren Bremshebel gleichzeitig zum Ein- und Ausrücken des Trommelvorgelegeritzels dient.

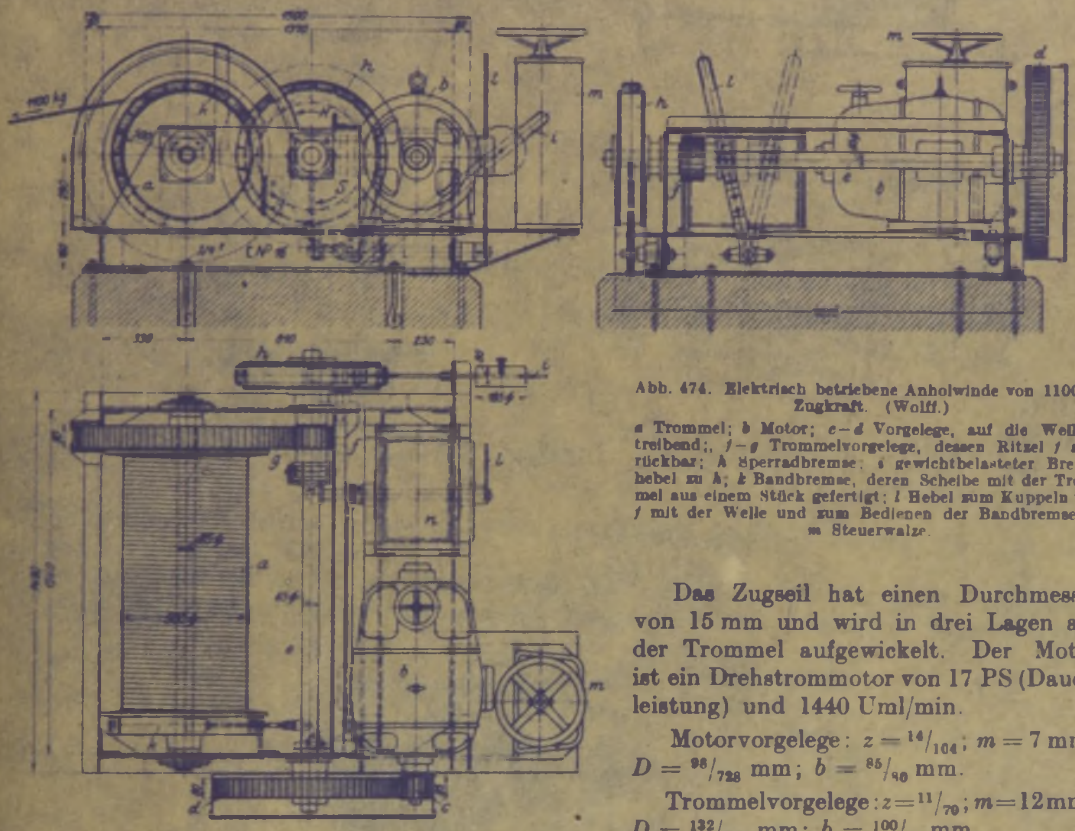


Abb. 474. Elektrisch betriebene Anholwinde von 1100 kg Zugkraft. (Wolff.)

a Trommel; b Motor; c—d Vorgelege, auf die Welle e treibend;, f—g Trommelvorgelege, dessen Ritzel f ausrückbar; h Sperradbremse; i gewichtbelasteter Bremshebel zu h; k Bandbremse, deren Scheibe mit der Trommel aus einem Stück gefertigt; l Hebel zum Kuppeln von f mit der Welle und zum Bedienen der Bandbremse k; m Steuerwalze.

Das Zugseil hat einen Durchmesser von 15 mm und wird in drei Lagen auf der Trommel aufgewickelt. Der Motor ist ein Drehstrommotor von 17 PS (Dauerleistung) und 1440 Uml/min.

Motorvorgelege: $z = {}^{14}/_{104}$; $m = 7$ mm; $D = {}^{98}/_{728}$ mm; $b = {}^{85}/_{90}$ mm.

Trommelvorgelege: $z = {}^{11}/_{70}$; $m = 12$ mm; $D = {}^{132}/_{840}$ mm; $b = {}^{100}/_{90}$ mm.

Beide Vorgelege haben AEG-Verzahnung. Durchmesser der Bremsen: 500 mm.

2. Elektrisch betriebene Reibungswinde (Friktionswinde) von 750 kg Tragkraft und 25 m/min Hubgeschwindigkeit (Abb. 475).

Die Reibungswinden dienen bei den Lukenauslegeranlagen der Hafenspeicher als Antrieb des Hubwerks.

Wird der gewichtbelastete Steuerhebel durch das Zugseil nach oben gedreht, so wird das große Reibungsrad gegen das kleine gepreßt. Hierdurch wird die Trommel mit dem Motor gekuppelt und die Last gehoben. Wird das Steuerseil losgelassen, so legt sich das große Reibungsrad gegen einen festen Bremsklotz und hält die Last in jeder Höhenlage fest. Durch teilweises Anziehen des Steuerseiles gelangt das Reibungsrad in eine Mittellage zwischen dem kleinen Reibungsrad und dem Bremsklotz, so daß die Last abwärts geht. Hierbei wird eine unzulässig hohe Senkgeschwindigkeit durch eine Fliehkraftbremse vermieden.

Wird die höchste Hakenstellung bei unaufmerksamer Bedienung überschritten, so wird der Motorstrom durch einen Endschalter unterbrochen und die Last rechtzeitig still gelegt.

Da der Motor zeitweise nahezu unbelastet, d. h. nur durch den Reibungswiderstand des Motorvorgeleges mit etwa 5% belastet ist, so ist bei Anwendung des bei Gleichstrombetrieb allgemein üblichen Hauptschlußmotors ein Durchgehen des Motors zu befürchten.

In diesem Fall wird daher ausnahmsweise ein Nebenschlußmotor eingebaut, der bei jeder Belastung, auch bei negativer, annähernd mit der gleichen Drehzahl umläuft.
Leistung des Motors: 4,5 PS; Drehzahl: 1150 in 1 min. Trommeldurchmesser: 300 mm.

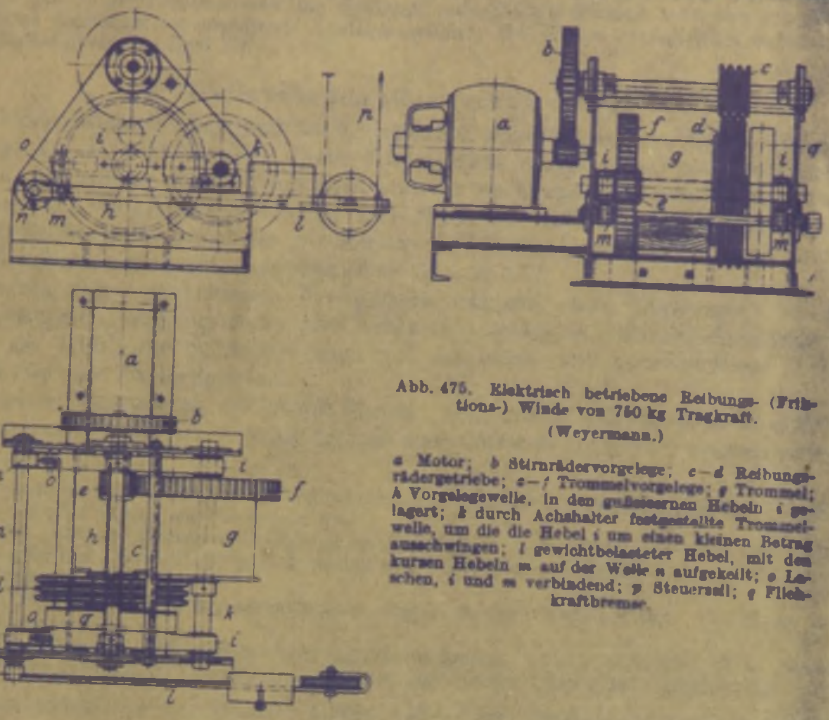


Abb. 475. Elektrisch betriebene Reibungs- (Friktions-) Winde von 750 kg Tragkraft.
(Weyermann.)

a Motor; b Stirnrädervorgelege; c—d Reibungsrädergetriebe; e—f Trommelvorgelege; g Trommel; h Vorgelegewelle, in den gußeisernen Hebeln i gelagert; k durch Achshalter festgestellte Trommelwelle, um die die Hebel i um einen kleinen Betrag ausschwingen; l gewichtbelasteter Hebel, mit dem kurzen Hebeln m auf der Welle n aufgekeilt; o Leschen, i und m verbindend; p Steuerseil; q Fliehkraftbremse.

3. Demag-Speicherwinde von 750 kg Tragkraft und 60—70 m/min Hub- bzw. Senkgeschwindigkeit (Abb. 475a)[1].

Die Winde hat ein zylindrisches Gehäuse, das vermittels einer angegossenen Befestigungsplatte auf einem Profileisenrahmen aufgeschraubt wird. An einem Ende dieses Gehäuses ist

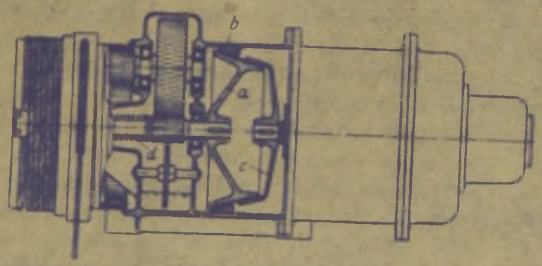


Abb. 475a. Demag-Speicherwinde (Längsschnitt durch das Getriebe).
a kegelige Scheibe auf der Ritzelwelle; b Bremsring; c Gegenscheibe auf der Motorwelle; d Bremsfeder.

die Seiltrommel mit der Seilwickelvorrichtung fliegend gelagert. Am anderen Ende ist ein Verschiebeankermotor mit Kupplungs- und Bremslüftmagnet angeschraubt. Die im Ölbad laufenden Getriebe, die Kupplung und die Bremse sind in dem Gehäuse angeordnet. In Rücksicht auf äußerst gedrängten Bau der Winde sind alle wesentlichen Teile aus hochwertigen Werkstoffen gefertigt. Alle Getriebe laufen in Wälzlagern.

Die Winde zeichnet sich durch einfache Steuerung sowie sanftes Anfahren aus. Bei plötzlichem Absenken mit der Höchstgeschwindigkeit sind ein Durchgehen der Last und Freifallstellungen ausgeschlossen. Anwendung in Verbindung mit einem festen oder ausfahrbaren Ausleger an der Speicherluke sowie mit einem, außen an der Gebäudewand befestigten, um 180° schwenkbaren Drehkran. Siehe Abschnitt „Ortsfeste Drehkrane".

[1] Z.V.d.I. 1930, S. 1421.

Zwei auf gemeinsamem Rahmen befestigte Speicherwinden können mit gemeinsamem Hubseil als Friktions-Doppelwinde betrieben werden.

Die elektrisch betriebene Demag-Schiffsladewinde hat eine fliegend gelagerte Trommel mit angegossenem Spillkopf. Im äußeren Bau gleicht sie der Speicherwinde und wird vermittels zweier Z-Eisen auf Deck des Schiffes befestigt. Das an der Trommel oder am Spillkopf aufwickelnde Hubseil wird über die Umlenkrollen des am Schiffsmast angeordneten wippbaren Auslegers geführt. Die Winde ist feinfühlig regelbar und paßt ihre Arbeitsgeschwindigkeit der Last an.

b) Greiferwinden (Greiferhubwerke).

Der Betrieb der Zweiseilgreifer (und der Klappkübel) erfordert ein besonderes Windwerk mit zwei Trommeln, das der Arbeitsweise dieser Fördergefäße entsprechend gestaltet wird.

In Rücksicht auf größere Betriebsicherheit und um ein Drehen des Greifers beim Heben und Senken zu vermeiden, wird er mit vier Seilen, zwei Hub- und Schließseilen und zwei Halte- oder Entleerseilen ausgeführt, die paarweise mit Rechts- und Linksgewinde an der Hub- und Schließ- bzw. Halte- oder Entleertrommel angreifen (Abb. 476, S. 212).

Zur Ausführung der verschiedenen Bewegungen während eines Greiferspiels müssen diese beiden Trommeln gleichsinnig (im Hub- oder Senksinne) umlaufen, oder die Haltetrommel steht fest, während die Hub- und Schließtrommel sich im einen oder anderen Sinne dreht. Siehe S. 152 Arbeitsweise des Zweiseilgreifers.

1. Greiferwinden (-hubwerke) mit einem Motor. Abb. 476, S. 212, zeigt eine einfache Ausführung, wie sie noch heute bei Kranen kleiner und mittlerer Tragkraft angewendet wird.

Arbeitsweise des Hubwerks:

Greifer geöffnet senken: Bremsbandkupplung *p* einrücken. Hubwerkbremse *d* und Entleerbremse *r* öffnen. Beide Trommeln *a* und *b* laufen im Senksinne um.

Greifer schließen (Füllen): Bremsbandkupplung ist ausgerückt. Hubwerkbremse offen, Entleerbremse angezogen. Motor *c* wird auf „Heben" geschaltet, so daß die Hubtrommel in diesem Sinne umläuft, während die Entleertrommel stillsteht.

Greifer heben: Bremsbandkupplung ist eingerückt. Beide Bremsen sind geöffnet. Der Motor treibt beide Trommeln im Hubsinne an.

Greifer öffnen (Entleeren): Bremsbandkupplung ist ausgerückt. Hubwerkbremse offen. Entleerbremse angezogen. Die Hubtrommel läuft solange im Senksinne um, bis der Greifer ganz geöffnet ist.

Arbeitsgeschwindigkeiten des Kranes: Heben: 32 m/min; Drehen: 1,56 mal in 1 min. Kranfahren: 60 m/min.

Eine wesentliche Verbesserung dieses Hubwerks wird dadurch erreicht, daß die Haltetrommel während des Hebens und Senkens des Greifers durch eine Rutschkupplung an die Hubtrommel angeschlossen wird, deren Reibung zum Mitnehmen oder Nachlassen der unbelasteten Halteseile ausreicht. Vgl. Abb. 128, S. 51, und Abb. 229, S. 99. Die im Abschnitt „Fahrbare Winden (Laufkatzen)" dargestellten Greiferlaufkatzen sind mit einem derartigen Hubwerk ausgerüstet.

Die genannten Hubwerke sind zwar baulich einfach und erfordern nur geringe Anlagekosten, haben jedoch den Nachteil, daß ihre Bedienung durch einen geübten Kranführer geschehen muß, der mehrere Steuerhebel in bestimmter Reihenfolge zu bedienen hat. Wird diese Reihenfolge nicht eingehalten und werden bei dem in der Schwebe befindlichen offenen Greifer die Bremsbandkupplung und die Entleerbremse gelüftet, so kann der Greifer plötzlich zuklappen und abstürzen. Um hierdurch hervorgerufene Unfälle und Betriebsstörungen zu vermeiden, werden die feindlichen Steuerhebel derart gegenseitig verriegelt, daß die Handgriffe nur in der richtigen Reihenfolge ausführbar sind (Demag-Nachrichten 1928, S. 85, Abb. 11).

Greiferhubwerk mit Bedienung der Bremsbandkupplung und der Entleerbremse durch einen gemeinsamen Bremshebel siehe: Volk, Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau, 7. Heft: Sperrwerke und Bremsen.

Werden die Bremsbandkupplung und die Entleerbremse durch Magnetbremslüfter gesteuert, so können Hubwerk und Bedienungsstand örtlich voneinander getrennt sein (Fernsteuerung).

Bei dem schematisch dargestellten Greiferhubwerk Abb. 477[1], S. 213, ist die sonst übliche Bremsbandkupplung zwischen den beiden Trommelantrieben durch ein Umlauf- (Planeten-) Getriebe ersetzt, dessen Gehäuse *l* durch die Bremse *o* festgehalten ist. Ist die Bremse *o* angezogen und die Bremse *n* gelüftet, so treibt das auf der Vorgelegewelle aufgekeilte Sonnenrad *i* die Planetenräder *k* an, die sich in dem Gehäuse abwälzen und die Planetenscheibe *m* drehen. Hierbei steht die Haltetrommel *e* still, während die Schließtrommel *b* umläuft. Je nach dem Drehsinne wird der Greifer geschlossen oder geöffnet.

[1] SSW-Druckschrift: Rothe: Steuerungen für Greiferwinden.

Wird die Bremse *n* angezogen und die Bremse *o* gelüftet, so treibt das Sonnenrad die Planetenräder an, die, da die Scheibe *m* feststeht, das Gehäuse *l* drehen und die Haltetrommel *b* antreiben. Die Planetenräder sind so bemessen, daß beide Trommeln mit gleicher Drehzahl umlaufen. Bei dieser Windwerkbauart ist ein Abstürzen des Greifers ausgeschlossen.

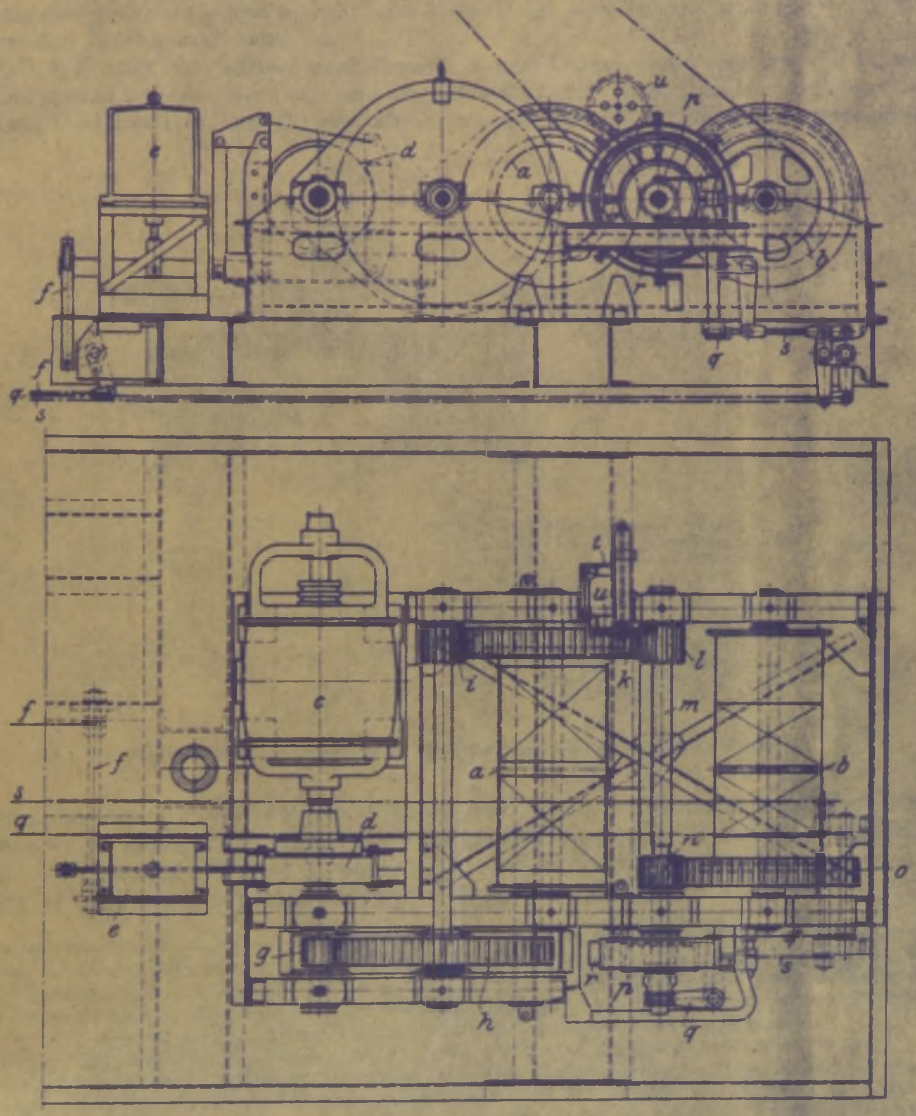


Abb. 476. Greiferhubwerk zu einem elektrisch betriebenen fahrbaren Tordrehkran von 5 t Tragkraft und 15 m Ausladung. (Demag-Tigler.)

a Hubtrommel; *b* Entleertrommel; *c* Hubmotor (50 PS, 725 U/min); *d* Hubwerkbremse, auf dem Umfang der elastischen Kupplung angeordnet; *e* Magnetbremslüfter zu *d*; *f* Gestänge zum Lüften von *d*; *g*–*h* Motorvorgelege (gekapseltes, im Ölbad laufendes Stirnrädergetriebe); *i*–*k* Vorgelege zum Antrieb der Hubtrommel; *l* Ritzel, auf der Zwischenwelle *m* aufgekeilt und mit dem Trommelrad *k* kämmend; *n*–*o* Vorgelege zum Antrieb der Entleertrommel, dessen Ritzel *n* lose auf *m* sitzt und mit der Bremsscheibe der Entleerbremse *r* aus einem Stück gefertigt ist (Abb. 224, S. 96); *p* Bremsbandkupplung zum Ein- und Ausrücken von *n*; *q* Gestänge zu *p*; *r* Entleerbremse; *s* Gestänge zu *r*; *t* Hubwerkendschalter; *u* Antriebrädchen zu *t*, mit *k* kämmend.

Für den normalen Greiferbetrieb kommen die gleichen Hubwerkschaltungen wie beim gewöhnlichen Kranbetrieb (siehe S. 172 und 175) in Betracht.

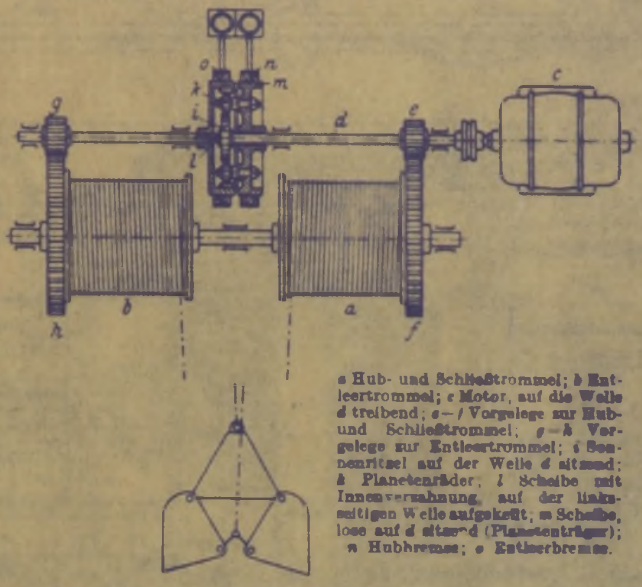
SSW-Schaltungen: Gleichstrom-Sicherheits-Senkbremsschaltung *r*. — Übersynchrone Drehstrom-Sicherheitssenkschaltung *a*. — Untersynchrone Drehstrom-Bremsschaltung *e h*.

Drehstrom-Greifersteuerungen der AEG:

ID—Eh, Einmotorensteuerung mit rein mechanischer Betätigung durch Handhebel. — ID—Zm, desgleichen mit Magnetumschalter und Zweihebelbedienung. — ID—Em, desgleichen mit Magnetumschalter und Einhebelbedienung.

2. Greiferwinden (-hubwerke) mit zwei Motoren. Die Steigerung der Tragkraft und der Arbeitsgeschwindigkeiten der Krane hat zur Einführung des Zweimotorenantriebes Veranlassung gegeben. Bei diesem dient ein Motor zum Heben und Senken des Greifers, während der zweite (der Steuermotor) den Greifer öffnet und schließt. Es ist daher möglich, die einzelnen Greiferbewegungen gleichzeitig und in beliebiger Reihenfolge auszuführen, wodurch der Verladebetrieb wesentlich beschleunigt wird.

Abb. 478, S. 214, zeigt ein Zweimotorenhubwerk, Bauart Demag-Tigler, bei dem ein Planetengetriebe als Kupplung zwischen der Hub- und der Schließtrommel dient. Das Hubwerk wird lediglich durch zwei Steuerwalzen, eine für den Hub- und eine für den Schließmotor, gesteuert. Zu



a Hub- und Schließtrommel; *b* Entleertrommel; *c* Motor, auf die Welle *d* treibend; *e—f* Vorgelege zur Hub- und Schließtrommel; *g—h* Vorgelege zur Entleertrommel; *i* Sonnenritzel auf der Welle *d* sitzend; *k* Planetenräder; *l* Scheibe mit Innenverzahnung, auf der linksseitigen Welle aufgekeilt; *m* Scheibe, lose auf *d* sitzend (Planetenträger); *n* Hubbremse; *o* Entleerbremse.

Abb. 477. Greiferhubwerk mit einem Motor und Planetengetriebe (schematische Darstellung).

jedem Motor gehört eine gewichtbelastete doppelte Backenbremse, die durch einen Magnetbremslüfter gelüftet wird. Während die Hubtrommel *g* über die Vorgelege *c—d* und $f_1—f_2$ vom Motor *a* angetrieben oder durch die Bremse *b* festgehalten wird, kann die Schließtrommel *s* von jedem Motor (*a* bzw. *i*) oder von beiden gleichzeitig in Gang gesetzt werden.

Beim Greiferschließen ist der Motor *a* stromlos und die Bremse *b* ist angezogen. Der Motor *i* ist eingeschaltet und treibt über die Vorgelege *l—m*, $n_1—n_2$ und $p_1—p_2$ den Planetenkörper an. Die in diesem gelagerten kleinen Kegelräder *q—q* wälzen auf dem feststehenden Kegelrad *t* ab und treiben das Kegelrad *r* der Schließtrommel *s* an. Diese dreht sich daher im gleichen Sinne wie der Planetenkörper, aber mit größerer Geschwindigkeit. Die Schließseile S_2 werden daher an der Trommel aufgewickelt und der Greifer wird geschlossen.

Greifer öffnen (Entleeren) geschieht durch Umkehren der Drehrichtung des Schließmotors *i*.

Beim Heben des geöffneten Greifers ist der Motor *i* stromlos, die Bremse *k* ist angezogen und der Planetenträger steht fest. Der Motor *a* ist im Hubsinne eingeschaltet und treibt über die Vorgelege *c—d* und $f_1—f_2$ die Hubtrommel *g* an. Diese Bewegung wird durch die Stirnräder $f_2—u$, das Kegelrad *t*, die als Zwischenräder wirkenden kleinen Kegelräder *q—q* und das Kegelrad *r* auf die Schließtrommel *s* übertragen, die dann im gleichen Sinne und mit gleicher Drehzahl wie die Hubtrommel *g* umläuft. Die Hubseile S_1 und die Schließseile S_2 werden eingezogen und der Greifer wird gehoben.

Senken des geöffneten Greifers geschieht durch Umkehren des Drehsinnes des Hubmotors. Durch gleichzeitiges Einschalten beider Motoren bei verschiedenem Drehsinn lassen sich die verschiedenen Greiferbewegungen beliebig zusammenfassen.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben (Motor *a*): 50,0 m/min; 119,7 PS bei 730 Uml/min
Schließen (Motor *b*): 27,7 „ ; 61,2 „ „ 575 „

Stromart: Drehstrom 500 V, 50 Hz.

Das Planetengetriebe (Differentialgetriebe) hat sich als Kupplung zwischen Hub- und Schließtrommel sehr gut bewährt und zu zahlreichen Ausführungen von Zweimotorenhubwerken, bei denen es in verschiedener Art eingebaut ist, Veranlassung gegeben (Demag-Nachrichten 1928, S. 88f).

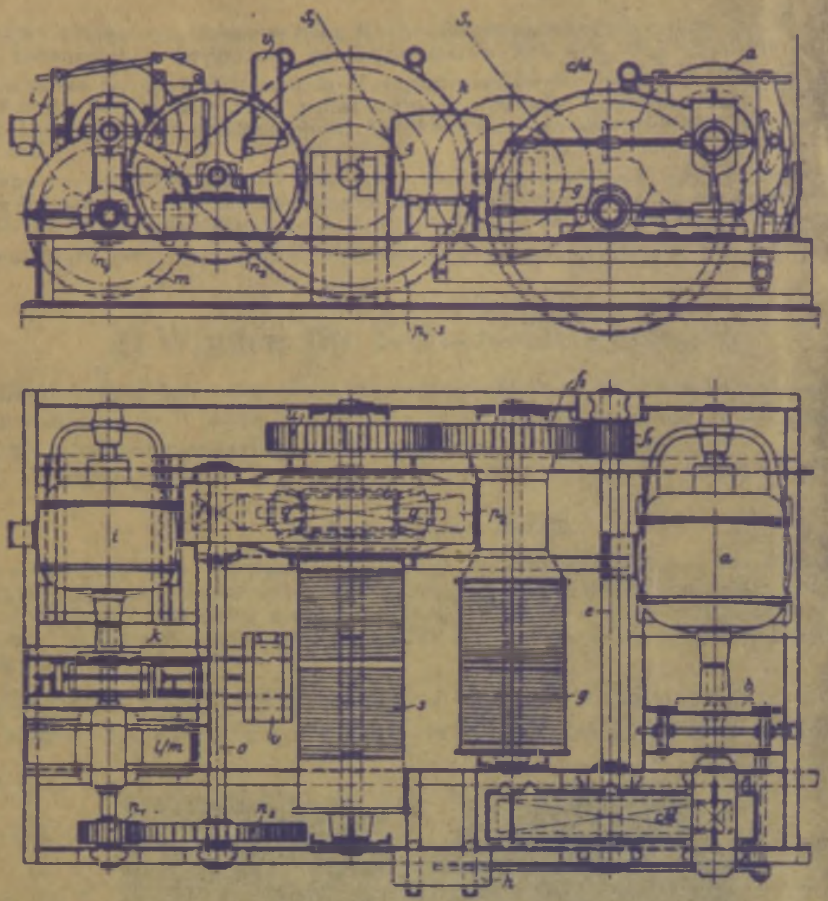


Abb. 478. Zweimotoren-Greiferhubwerk an einem Tordrehkran von 6/8 t Tragkraft und 21/16 m Ausladung. (Demag-Tigler.)

Hubwerk: a Hubmotor; b elastische Kupplung mit Haltebremse (gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete, doppelte Backenbremse); c—d Motorvorgelege, auf die Welle e arbeitend; f_1—f_2 Trommelvorgelege; g Hubtrommel; h Magnetbremslüfter zur Haltebremse. Schließwerk: i Schließmotor; k elastische Kupplung mit Haltebremse; l—m Motorvorgelege; n_1—n_2 Vorgelege, auf die Welle o arbeitend; p, Ritzel auf o, mit dem Umlaufrad p_1 kämmend; q—q Kegelritzel, in dem Planetenträger gelagert; r Kegelrad, mit der Schließtrommel s verbunden; t Kegelrad, mit dem Stirnrad u verbunden, das mit dem Hubtrommelrad f_1 kämmt; v Magnetbremslüfter zur Haltebremse; S_1 Hubseile; S_2 Schließseile.

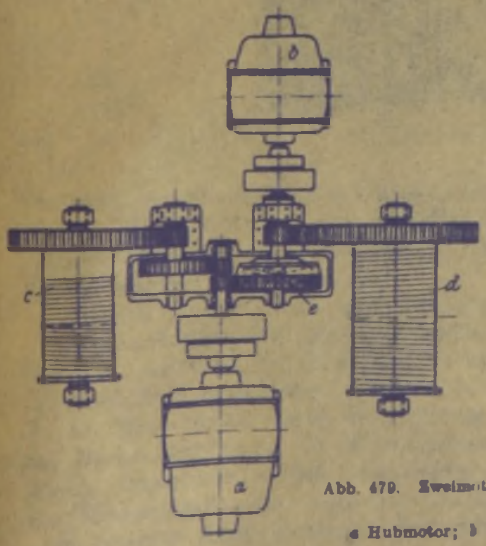


Abb. 479. Zweimotoren-Greiferhubwerk mit Planetengetriebe auf der Welle des Schließmotors. (Demag.)

a Hubmotor; b Schließmotor; c Hubtrommel; d Entleertrommel; e Planetengetriebe.

Abb. 479 zeigt ein neueres Zweimotorenhubwerk, bei dem das Planetengetriebe auf der Welle des Schließmotors angeordnet ist. Die Arbeitsweise des Windwerks ist die gleiche wie bei dem auf Abb. 478. Die Verlegung des Planetengetriebes auf die Schließmotorwelle hat den Vorzug, daß das Getriebe wegen des kleineren Drehmomentes entsprechend geringere Abmessungen erhält. Das ganze Triebwerk ist, mit Ausnahme der Trommelvorgelege, in einem Räderkasten untergebracht und läuft im Ölbad. Da auch die schnellaufenden Wellen mit Wälzlagern ausgerüstet sind, so hat das Windwerk einen guten Wirkungsgrad (etwa 90%).

Die Greiferhubwerke mit Planetengetrieben zeichnen sich durch große Betriebssicherheit und leichtes Steuern aus.

Weiteres über Zweimotoren-Hubwerke siehe: Rothe: Steuerung für Greiferwinden. Druckschrift der SSW. — Toussaint: Differential-Greiferwindwerk mit Getriebekasten (Abb. 479). Z. V. d. I. 1929, S. 234.

Die Steuerwalzen für die Hubmotoren der Zweimotorenwindwerke erhalten zweckmäßig eine Senkbremsschaltung. Für die der Schließmotoren genügt meist eine einfache Umkehrschaltung. Beide Steuerwalzen können auch Universalantrieb erhalten, wobei die Bewegungen des Steuerorganes den Arbeitsbewegungen gleichsinnig sind.

AEG-Drehstrom-Greifersteuerungen: IID—Wk, Zweimotorensteuerung mit Zweihebelbedienung mit mechanischer Kupplung. — IID—W, Zweimotorensteuerung mit Zweihebelbedienung ohne mechanische Kupplung. — IID—E, Zweimotorensteuerung mit Einhebelbedienung ohne mechanische Kupplung.

SSW-Steuerungen siehe: Druckschrift „Steuerungen für Greiferwindwerke" (von Rothe).

g) Winden für Seilverschiebeanlagen.

Die Seilverschiebeanlagen für Eisenbahnwagen (Spills, Verschiebewinden und Verschiebeanlagen mit endlosem Seil) lassen sich jedem Gleisnetz leicht anpassen, haben große Manövrierfähigkeit und erfordern nur geringe Bedienungs- und Wartekosten.

Antrieb allgemein elektrisch.

1. Elektrische Spills.

Arbeitsweise (Abb. 480): Das Zugseil wird mittels eines Hakens an den zu verschiebenden Eisenbahnwagen eingehängt und in einer oder mehreren Umschlingungen um den Spillkopf gelegt. Nach Ingangsetzen des Spills und infolge der Seilreibung kann der Arbeiter bei kleinem Zug am Seil eine große Zugkraft an den Wagen ausüben. Sind die Wagen in entgegengesetzter Richtung zu bewegen, so wird das Zugseil noch um eine Umlenkrolle gelegt (Abb. 480).

Die Spills werden für Zugkräfte von 200 bis 5000 kg und Seilgeschwindigkeiten von 45 bis 15 m/min hergestellt. Von 1000 kg Zugkraft an erhalten die Spills einen doppelten Spillkopf

Abb. 480. Elektrisches Spill. (Krupp-Grusonwerk.)

mit zwei verschieden großen Durchmessern. Der untere Teil desselben mit dem größeren Durchmesser dient zum Aufnehmen des Seiles bei der normalen Zugkraft und Geschwindigkeit, während an dem Oberteil mit dem kleineren Durchmesser eine größere Zugkraft bei kleinerer Seilgeschwindigkeit ausgeübt werden kann.

Stromart: Gleichstrom oder Drehstrom mit den normalen Spannungen.

Wegen etwaiger Bildung von Schwitz- und Tropfwasser kommen für die Spills nur geschlossene Motoren in Frage. Bei Gleichstrom verwendet man Hauptschlußmotoren. Ein Durchgehen des in einem Spill eingebauten Hauptschlußmotors ist auch bei Leerlauf des Spills ausgeschlossen, da der Motor schon durch die Reibung eines Schneckengetriebes genügend belastet ist. Wird die Drehzahlerhöhung des Hauptstrommotors bei schwacher Belastung in besonderen Fällen (kurze Gleisstrecke, Gefälle oder ungünstige Anordnung des Spills) störend empfunden, so kann ein Doppelschlußmotor vorgesehen werden. Nebenschlußmotoren sind für den Spillbetrieb wegen ihres geringen Anzugmomentes und der bei häufigerem Ausschalten auftretenden Induktionserscheinungen wenig geeignet.

Ein Umkehren des Drehsinnes der Spillmotoren ist nicht erforderlich, da das Seil rechts oder links um den Spillkopf gelegt werden kann. Ebenso ist eine Bremsvorrichtung unnötig, da die Last durch Abwerfen des Seiles vom Spill getrennt wird.

Der Motoranlasser wird entweder durch einen Steckschlüssel oder durch einen Fußhebel (Abb. 480 und 481) betätigt. Die Bedienung durch Steckschlüssel ist die gebräuchlichere, da bei ihr der Bau des Spills am einfachsten und billigsten wird, erfordert jedoch von dem Führer ein gewisses Maß von Selbständigkeit und Zuverlässigkeit. Bei Fußtritttsteuerung ist der Anlasser vollkommen unabhängig von der Bedienungsweise des Führers.

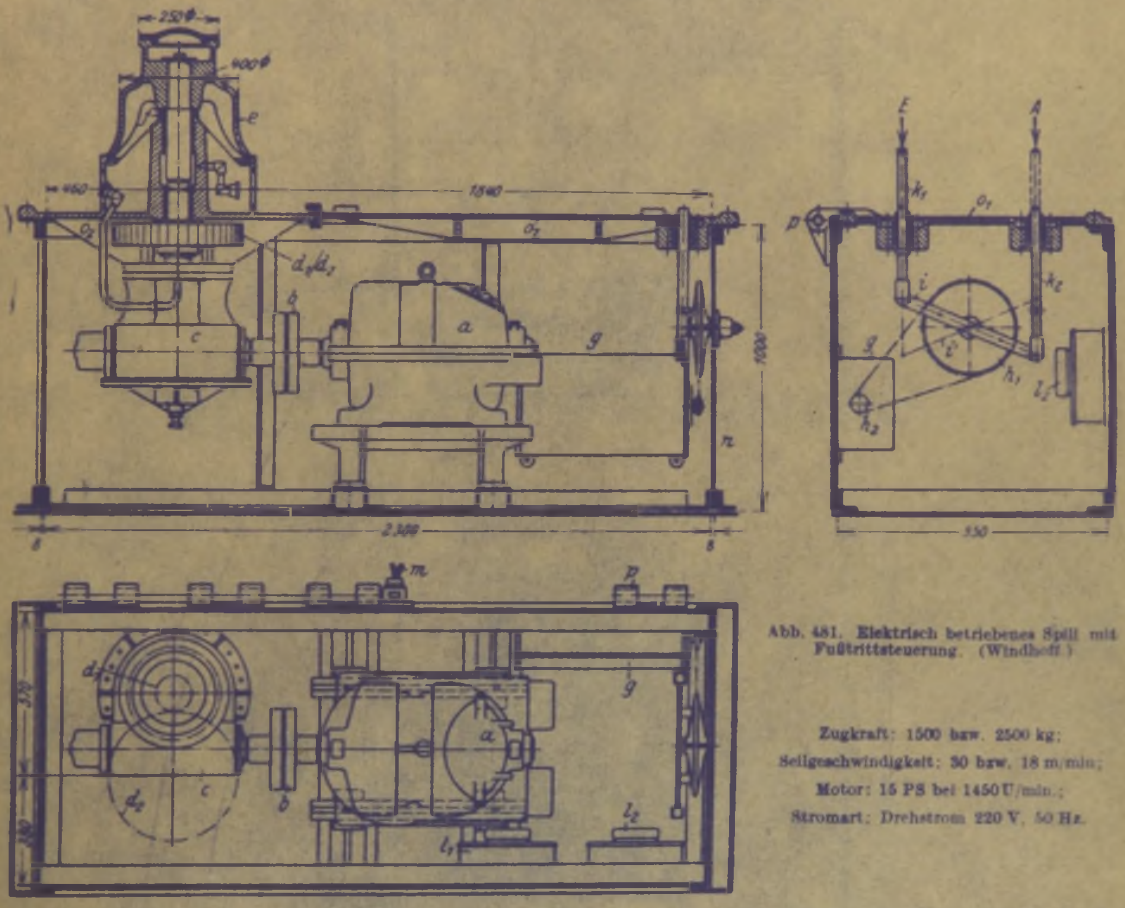


Abb. 481. Elektrisch betriebenes Spill mit Fußtritttsteuerung. (Windhoff.)

Zugkraft: 1500 bzw. 2500 kg;
Seilgeschwindigkeit: 30 bzw. 18 m/min;
Motor: 15 PS bei 1450 U/min;
Stromart: Drehstrom 220 V, 50 Hz.

a Motor; *b* elastische Kupplung; *c* waagerechtes Schneckengetriebe; $d_1 - d_4$ Stirnrädervorgelege; *e* doppelter Spillkopf; *f* Kugellager; *g* Steuerwalze; $h_1 - h_4$ Kettentrieb; *i* doppelarmiger Hebel mit dem Kettenrad h_1 auf der Welle aufgekeilt; $k_1 - k_4$ Fußstangen zum Betätigen der Steuerwalze (*E* = ein, *A* = aus); $l_1 - l_4$ Widerstände; *m* Kabelanschluß; *n* Gehäuse aus Stahlblech (in neuerer Zeit geschweißt statt genietet); $o_1 - o_4$ aufklappbare Deckel; *p* Scharniere zu den Gehäusedeckeln.

Die Spills werden bis Kastenoberkante versenkt eingebaut. Zwecks Untersuchung des Triebwerks wird der Deckel zweiteilig und aufklappbar angeordnet (Abb. 481), oder das ganze Spill wird kippbar ausgebildet und ist um eine waagerechte Achse des halbzylindrischen Gehäuses drehbar[1].

Um das ablaufende Spillseil ordnungsgemäß aufwickeln zu können, verwendet man entweder eine feste oder eine fahrbare Trommel.

Die Spills werden auch mit selbsttätiger Seilaufwicklung[2], die in einem Betonschacht untergebracht ist, ausgeführt. Diese gestattet die Anwendung von Seillängen bis zu 300 m, während bei Spills ohne selbsttätige Seilaufwicklung die größte Seillänge höchstens 120 m beträgt.

Für die Bestimmung des Seilzuges eines Spills kann man bei ebener Fahrstrecke, großen Krümmungshalbmessern und gut verlegtem Gleis mit einer Zugkraft von etwa 10 kg je eine

[1] Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk, Magdeburg.
[2] Joseph Vögele, Mannheim.

Tonne Verschiebegewicht rechnen. Für Gleisanlagen mit größerer Steigung ist die Anwendung eines Spills nicht zu empfehlen, da das Seil rutschen kann.

Weitere Bauarten von Spills siehe: Dubbel, Taschenbuch f. d. Maschinenbau. 5. Aufl., II. Bd., S. 457 (Bauart Demag). — Maschinenbau 1923/24, S. 854 (Bauart Losenhausen und Bauart Becker). — Z. V. d. I. 1931, S. 512 (Bauart Heckel. Das Getriebe ist zwecks gedrängten Baues und geringen Gewichtes im Innern des Spillkopfes untergebracht).

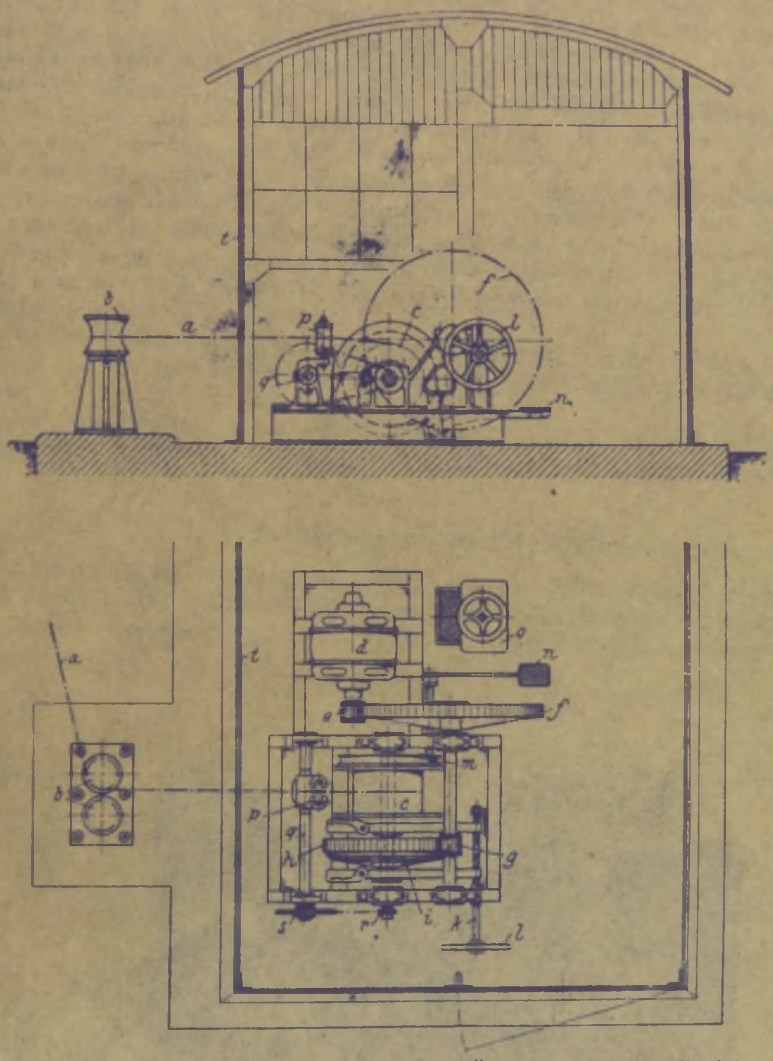


Abb. 482. Elektrisch betriebene Verschiebewinde mit Überlastungskupplung. (Vögele.)

a Zugseil; *b* Doppelrollenbock; *c* Seiltrommel; *d* Motor; *e—f* Motorvorgelege; *g—h* Trommelvorgelege, *i* Kegelreibungskupplung zum Ein- und Abschalten des Rades *h* und als Überlastungskupplung dienend; *k* Spindel mit Handrad *l* zur Betätigung von *i*; *m* Bandbremse; *n* Fußtritt zu *m*; *o* Steuerwalze mit angebautem Widerstand; *p* Seilführung und Seilauswurfvorrichtung; *q* Kreuzspindel zu *p*; *r—s* Kettentrieb zum Antrieb von *q*; *t* Schutzhaus zur Winde.

2. Verschiebewinden (Rangierwinden).

Da der Arbeitsbereich der Spille beschränkt ist, so verwendet man für größere Fahrstrecken Verschiebewinden, bei denen noch mit Seillängen von 400 m bequem gearbeitet werden kann.

Die Verschiebewinden sind gewöhnliche Trommelwinden und unterscheiden sich von den Hubwinden dadurch, daß der Seilzug bei ihnen waagerecht an der Trommel angreift. Auch sind sie mit einer Seilführungsvorrichtung ausgerüstet.

Vor der Winde (Abb. 482) sitzt ein Lagerbock mit zwei Seilrollen, die das Umlenken des Seiles nach verschiedenen Richtungen hin ermöglichen.

Zum Schutze gegen Witterungseinflüsse wird die Winde in einem Schutzhause untergebracht, das meist aus Wellblech hergestellt wird. Damit der Bedienungsmann den Verschiebebereich gut überblicken kann, wird die Winde mit ihrem Schutzhause auch erhöht auf einem Mauersockel angeordnet.

Bei der auf Abb. 482 dargestellten Verschiebewinde arbeitet der Motor mittels zweier Stirnrädergetriebe auf die auf der Welle aufgekeilte Trommel. Diese wird durch eine Kegelreibungskupplung an- oder abgekuppelt. Die Kupplung dient gleichzeitig als Überlastungskupplung (Rutschkupplung). Die an der Trommel angebaute Bandbremse wird durch einen Fußhebel angezogen. Sind starke Steigungen in der Gleisanlage vorhanden, so erhält die Winde an Stelle der Fußbremse eine durch ein Handrad betätigte Spindelbremse.

Statt der Überlastungskupplung kann auch ein Höchststromauslöser angeordnet werden, der mit der Steuerwalze derart in Abhängigkeit gebracht wird, daß er nur dann wieder einschaltbar ist, wenn die Steuerwalze auf Null steht und stromlos ist. Wird ein Höchststromauslöser vorgesehen, so wird an Stelle der Kegelreibungskupplung eine Klauenkupplung am ersten Vorgelege angeordnet, da die Kupplung doch nur bei stillstehender Winde eingerückt wird.

Bei stärkeren und sehr langen Seilen wird außer der Zugseiltrommel noch eine weitere Trommel an der Winde angeordnet, deren dünnes Seil zum Einholen des Zugseiles dient. Diese Seilverholtrommel wird von dem Windwerk aus angetrieben und durch eine Klauenkupplung ein- oder ausgerückt.

Die Verschiebewinden der gekennzeichneten Bauart werden in fünf Größen und für Zugkräfte von 500 bis 2500 kg gebaut. Seilgeschwindigkeit (je nach Größe der Zugkraft): 60 bis 30 m/min.

Weitere Bauarten von Verschiebewinden siehe: Dubbel, Taschenbuch f. d. Maschinenbau, 5. Aufl., II. Bd., S. 458 (Bauart Windhoff) und Maschinenbau 1923/24, S. 856 (Bauart Demag).

3. Verschiebeanlagen mit endlosem Seil.

Ihre Anwendung ist dann gegeben, wenn es sich um eine ausgedehnte Gleisanlage mit wenig Weichen, Drehscheiben, Schiebebühnen und Wegübergängen handelt, die einen verhältnismäßig starken Wagenverkehr aufweist. Den Spills und Verschiebewinden gegenüber haben die Ver-

Abb. 481. Verschiebeanlage mit endlosem Seil (Arbeitsweise).

schiebeanlagen mit endlosem Seil den Vorzug, daß die Wagen sowohl in beiden Richtungen als auch von verschiedenen Stellen aus gleichzeitig verschoben werden können.

Zum Verschieben eines Wagenzuges wird das *Hilfsseil* mittels Hakens an den Wagen eingehängt und durch einen Seilgreifer mit dem ständig umlaufenden Arbeitsseil gekuppelt (Abb. 483). Werden die Wagen nach der anderen Richtung verschoben, so wird das Hilfsseil mit dem entgegengesetzt laufenden Strang des Arbeitsseiles verbunden. Der mitgehende Arbeiter trägt den Seilgreifer (Abb. 484), der so gestaltet ist, daß er die Umlenk- und Tragrollen des Arbeitsseiles frei passieren kann.

Der Antrieb des endlosen, ständig in einer Richtung umlaufenden Seiles geschieht durch zwei von ihm umschlungene Scheiben mit Lederbelag (Abb. 485). Zum Spannen des Seiles dient eine fahrbare Rolle, die unter der Einwirkung eines Gewichtszuges steht. Es ist wesentlich, in dem Antrieb eine Rutsch- (Überlastungs-) Kupplung anzuordnen.

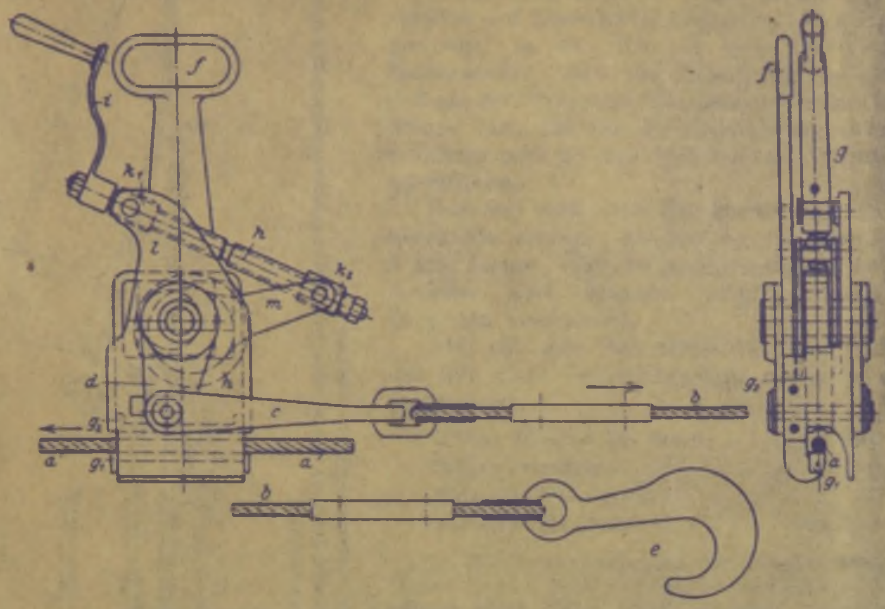


Abb. 484. Seilgreifer zu einer Verschiebeanlage mit endlosem Seil. (Windhoff.)

a Endloses, ständig laufendes Arbeitsseil; *b* Hilfsseil; *c* Gabel, das Hilfsseil mit den Kurbeln *d* verbindend; *e* Haken; *f* Traggriff; g_1 feste, g_2 bewegliche Klemmbacken; *h* Spindel mit Rechts- und Linksgewinde; *i* Handkurbel; k_1 Spindelmutter, gelenkig an den Wangen *l* gelagert; k_2 Spindelmutter, gelenkig mit dem Hebel *m* verbunden; *n* Exzenter, mit *d* und *m* auf der Welle aufgekeilt und die Backe g_2 auf- und abbewegend.

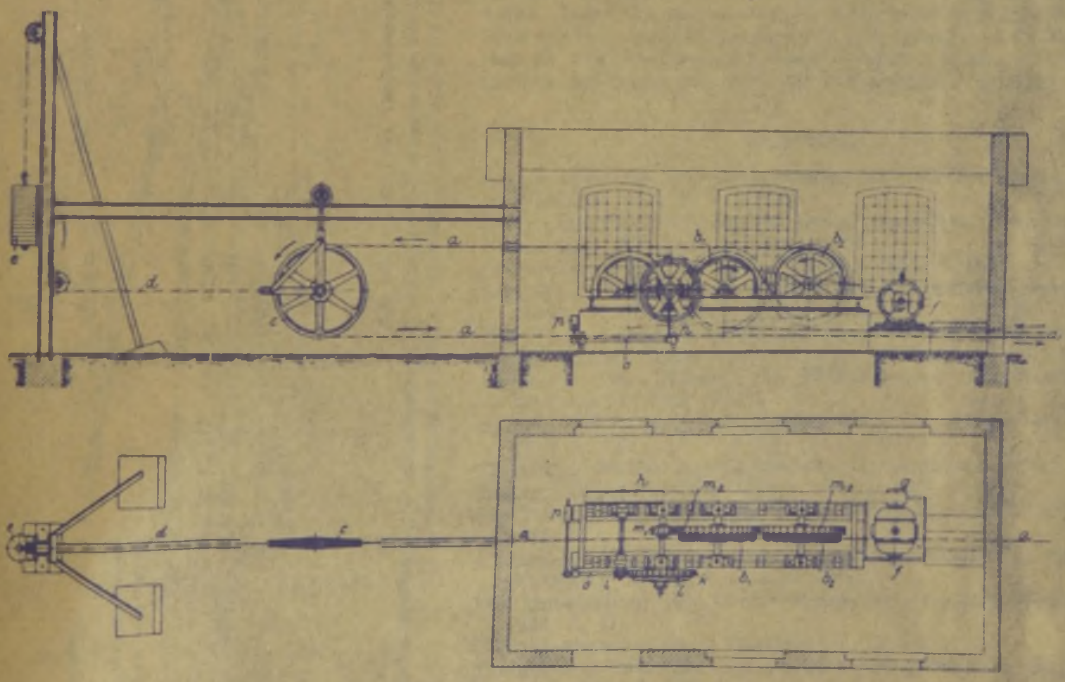


Abb. 485. Antrieb einer Verschiebeanlage mit endlosem Seil. (Windhoff.)

a endloses Seil; b_1–b_4 Treibscheiben; *c* Umlenkrolle; *d* Zugseil, *e* Gewicht zur Seilspannvorrichtung; *f* Motor; *g*–*h* Riementrieb; *i*–*k* Stirnrädervorgelege; *l* Reibungskupplung; m_1–m_3 Treibscheibenvorgelege, *n*–*o*–*p* gewichtbelastetes Gestänge zu *l*.

Um keinen zu starken Motor zu erhalten, ist die getriebene Riemenscheibe (*h* auf Abb. 485) als Schwungrad auszubilden, das genügend Energie hat, um den Wagenzug in Bewegung zu setzen.

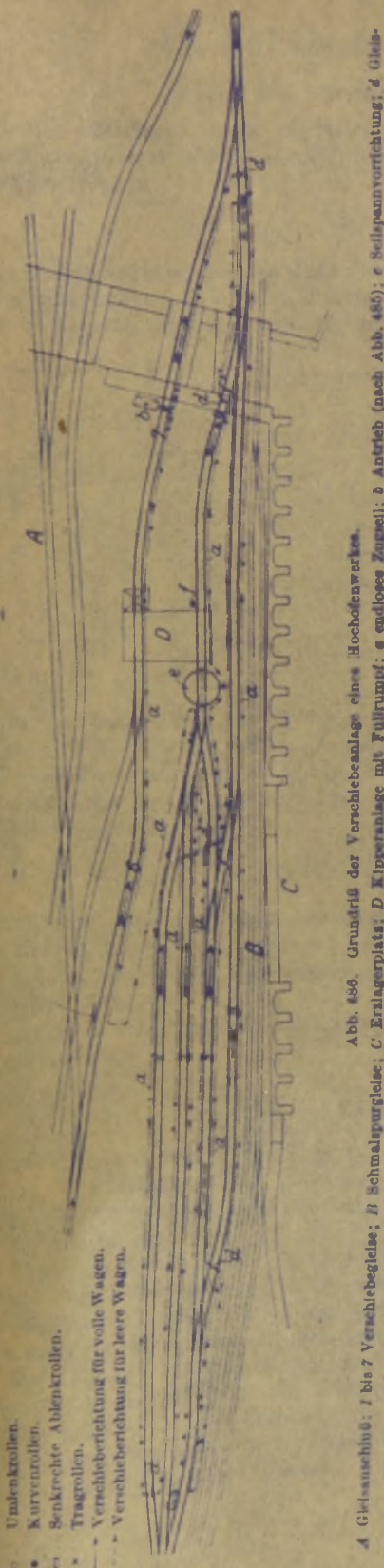


Abb. 486. Grundriß der Verschiebeanlage eines Hochofenwerkes.
A Gleisanschluß; *1* bis *7* Verschiebegleise; *B* Schmalspurgleise; *C* Erzlagerplatz; *D* Kippranlage mit Füllrumpf; *a* endloses Zugseil; *b* Antrieb (nach Abb. 485); *c* Seilspannvorrichtung; *d* Gleisunterführung des Seiles; *e* Drehscheibe; *f* elektrische Spill (Zugkraft: 500 kg; Seilgeschwindigkeit: 30 m/min).

Das ständig umlaufende Seil wird in bestimmten Abständen auf besonderen Tragrollen (Abb. 108, S. 45) abgestützt. In den Kurven geht das Seil über sog. Kurvenrollen (Abb. 109, S. 46), die so gestaltet sind, daß sie der Seilgreifer frei passieren kann. Ablenkrollen dienen dazu, das Seil der Gleisführung anzupassen, umzukehren oder an den Weichen und Wegübergängen zu unterführen.

Das Seil wird etwa 300 bis 400 mm über Schienenoberkante verlegt. Ausführung für Strecken bis etwa 2 km Länge. Die Seilgeschwindigkeit ist, damit der Arbeiter noch bequem mitgehen kann, auf etwa 60 m/min beschränkt.

Abb. 486 gibt den Grundriß eines Werkbahnhofes, der mit einer Verschiebeanlage mit endlosem Seil ausgerüstet ist.

Größte Zugkraft des Seiles:	2500 kg
Seilgeschwindigkeit:	42 m/min
Stromart: Gleichstrom	220 V
Motor: 40 PS (dauernd)	etwa 1000 Uml/min

Bei den Verschiebeanlagen mit Zweigeschwindigkeitsschalter (Knackstedt) läuft das Seil in unbelastetem Zustande, d. h. solange keine Wagen angehängt sind, mit einer kleinen Geschwindigkeit. Wird an irgendeiner Stelle ein Wagenzug angekuppelt, so schaltet der Zweigeschwindigkeitsschalter in wenigen Sekunden die betriebsmäßige Seilgeschwindigkeit selbsttätig ein. Nach Abhängen der Last geht die Geschwindigkeit in etwa 30 Sekunden wieder auf die Leerlaufgeschwindigkeit herab. Durch die Anwendung des Zweigeschwindigkeitsschalters wird das Seil erheblich geschont. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Zahl der Biegungen stark vermindert wird, da die Leerlaufzeit des Seiles etwa 85% der Gesamtlaufzeit beträgt.

Literatur.

Böttcher: Über Seilreibungswinden für große Seillängen. Fördertechn. 1919, H. 31 bis 34.

Feigl: Der Wirkungsgrad von Lasthebemaschinen beim Senken der Last. Fördertechn. 1920, S. 61.

Gerhard: Elektrische Spille. Dingler 1916, S. 388.

Hänchen: Bau und Anwendung der Druckwasserhebeböcke. Prakt. Masch.-Konstr. 1924, S. 334.

Hänchen: Verschiebeanlagen für Eisenbahnwagen. Maschinenbau 1923/24, S. 852.

Ingenert: Die Hebung der Willemsbrücke in Rotterdam. Fördertechn. 1927, S. 415.

Selter: Über neuere Eisenbahnhebewinden. Glasers Annalen 1926, S. 189.

Elektrische Winden für Schiffszwecke. Marine Review 1926, S. 60.

Elektro-Doppelwinde der Demag. ZVdI. 1929, S. 486.

Die Entwicklung des Demag-Elektrozuges. Demag-Nachrichten 1930, S. 1.

Elektrozug mit Schnell- und Langsamgang (Bauart R. Stahl, Stuttgart). Z. V. d. I. 1931, S. 1085.

Die Entwicklung der Greiferwindwerke. Demag-Nachrichten 1928, S. 81.

Über Greiferwindwerke. Fördertechn. Bd. 20, S. 354.

Zweimotoren-Greiferhubwerk (Bauart Bamag-Meguin). Fördertechn. 1931, S. 325.

Hebung einer Villa (um 150 cm durch Schraubenwinden). Fördertechn. 1927, S. 289.

Der hydraulische Hebebock „Perpetuum“ (Defries, Düsseldorf). ZVdI. 1923, S. 18.

Mechanische Hebemuttel für das Verladen von Oberbaustoffen. Gleistechnik 1928, Nr. 3.

Winde zu einem Schrägaufzug. Demag-Nachrichten 1927, S. 19.

II. Fahrbare Winden (Laufkatzen).

Berechnung des Fahrwerks.

Größter Raddruck. Für vierrädrige Winden mit symmetrischer Lastaufhängung und bei angenähert gleicher Gewichtsverteilung auf die vier Laufräder wird der Raddruck der vollbelasteten Katze:

$$_{max}P \approx \frac{Q + G_0}{4}, \tag{205}$$

wobei G_0 das schätzungsweise angenommene Katzengewicht bedeutet. Siehe Tabelle 47, S. 237.

Bei unsymmetrischer Lastaufhängung (Abb. 487), wie sie bei Kranlaufwinden mit Hilfshubwerk vorkommt, sind die angenäherten Raddrucke der mit der Hauptlast Q belasteten Katze:

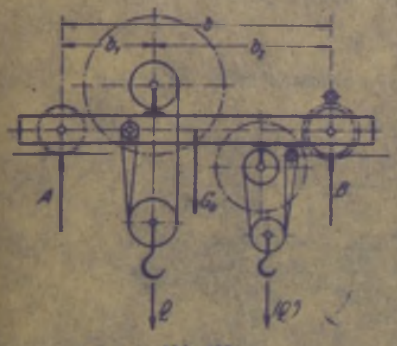


Abb. 487.

$$_{max}P = A \approx \frac{G_0}{4} + \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_2}{b}, \qquad _{min}P = B \approx \frac{G_0}{4} + \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_1}{b}. \tag{206 und 207}$$

Hierbei ist ebenfalls gleiche Verteilung des Katzengewichtes G_0 auf die vier Laufräder angenommen, was bei rechtsliegendem Fahrwerkantrieb (Abb. 487) mit genügender Annäherung zutrifft.

Berechnung der Raddrucke von Drehlaufkatzen s. Abschnitt „Drehkrane".

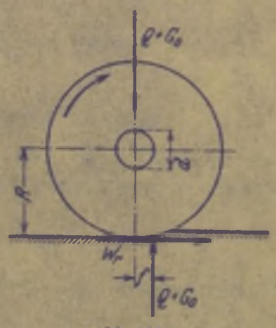


Abb. 488.

Die Laufradgröße wird für den größten vorläufigen Raddruck aus Abb. 322, S. 136, und den Tabellen DIN 4004 bis 4009 entnommen. Über Laufräder siehe S. 135.

Fahrwiderstand. Bezeichnet W_r den am Umfang eines Laufrades wirkend gedachten Fahrwiderstand der voll belasteten Katze, so ist das auf Mitte Laufradachse (Abb. 488) bezogene Fahrwiderstandsmoment:

$$M_r = W_r \cdot R = (Q + G_0) \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} + (Q + G_0) \cdot f = (Q + G_0) \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f\right) \ldots \text{kgcm}. \tag{208}$$

In dieser Gleichung stellt das erste Glied der rechten Seite das Reibungsmoment an der Laufradachse und das zweite das Moment der rollenden Reibung dar.

Aus Gleichung (208) ergibt sich der Fahrwiderstand zu:

$$W_r = \frac{Q + G_0}{R} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f\right) \ldots \text{kg}. \tag{209}$$

Q und G_0 sind in kg, R und d in cm einzusetzen. Reibungszahl der gleitenden Reibung: $\mu \approx 0{,}1$; Hebelarm der rollenden Reibung $f \approx 0{,}05$ cm.

Fährt die Winde schräg, so tritt noch ein zusätzlicher Fahrwiderstand hinzu, der mit 20 bis 25% des nach Gleichung (209) berechneten reichlich hoch angenommen ist.

Zur bequemen Berechnung des Fahrwiderstandes nimmt man ein Fahrgewicht von 1 t = 1000 kg an und berechnet für dieses die Einheitsfahrwiderstände für verschiedene Laufrad- und Bolzendurchmesser:

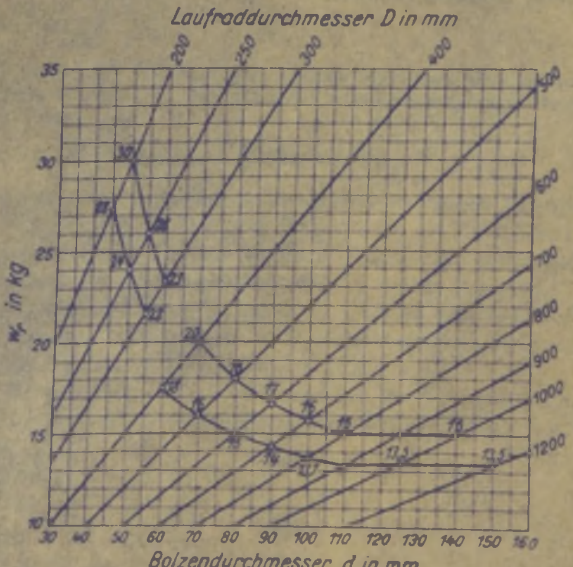


Abb. 489. Einheitsfahrwiderstände der genormten Laufräder.

$$w_r = \frac{1000}{R} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f\right) = \frac{1000}{R} \cdot \left(0{,}1 \cdot \frac{d}{2} + 0{,}05\right) \ldots \text{kg}. \tag{210}$$

Diese Einheitsfahrwiderstände sind auf Abb. 489 zeichnerisch dargestellt. Die mit einem ○ bezeichneten Fahrwiderstände gelten für die nach DIN 4009 genormten Laufräder.

Mit einem Zuschlag von 20 bis 25% für den zusätzlichen Fahrwiderstand (bei Schrägfahren der Katze) wird der Gesamtfahrwiderstand:

$$W_r = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}25 \cdot (Q + G_0) \cdot w_r \ \ldots \text{ kg}, \tag{211}$$

wobei das Fahrgewicht $Q + G_0$ in t einzusetzen ist.

1. Handfahrwerke.

Antrieb in der Regel vom Fußboden aus durch Handkette und Haspelrad, seltener durch Kurbeln.

Übersetzung (Abb. 490). Bezeichnen [Gleichung (208)]:

$$M_r = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}25 \ (Q + G_0) \cdot \left(0{,}1 \cdot \frac{d}{2} + 0{,}05\right) \ldots \text{ kgcm}$$

das Fahrwiderstandsmoment,

$$M_z = Z \cdot R_0 = \text{Kettenzug} \cdot \text{Haspelradhalbmesser} \ldots \text{kgcm}$$

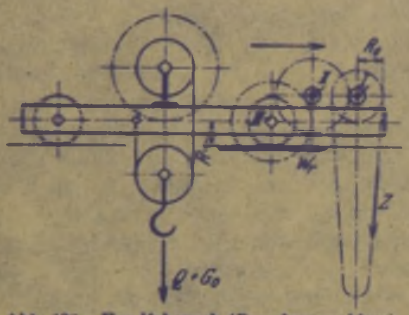


Abb. 490. Handfahrwerk (Berechnungsskizze).

das Kraftmoment und η den Wirkungsgrad des Fahrwerks, so ist die Übersetzung zwischen Antriebwelle und Laufradachse:

$$i = \frac{\eta \cdot M_z}{M_r}. \tag{212}$$

Zugkraft an der Handkette und Haspelraddurchmesser siehe S. 65 „Haspelräder".

Wirkungsgrad des Fahrwerks:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots, \tag{213}$$

wobei $\eta_0 \approx 0{,}93$ den Haspelradwirkungsgrad und $\eta_1, \eta_2 \ldots$ die Wirkungsgrade der Rädervorgelege bedeuten. Meist genügen ein oder zwei Stirnrädergetriebe, deren Wirkungsgrad bei gefrästen Zähnen zu je 0,95 angenommen werden kann.

Fahrgeschwindigkeit. Bezeichnen Z die mittlere Zugkraft am Haspelrad in kg, c die mittlere Geschwindigkeit am Haspelrad $\approx$ 0,8 bis 1,0 m/sek, so ist die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit der Katze:

$$v = \frac{60 \cdot \eta \cdot Z \cdot c \cdot R}{M_r} \ \ldots \text{ m/min}. \tag{214}$$

Um die unbelastete oder wenig belastete Katze schneller fahren zu können, stuft man die Fahrgeschwindigkeit dadurch ab, daß das Haspelradvorgelege umschaltbar und mit zwei verschieden großen Übersetzungen ausgeführt wird.

2. Motorische (elektrische) Fahrwerke.

Fahrgeschwindigkeit. Trägerlaufkatzen (s. S. 225) erhalten im allgemeinen große Fahrgeschwindigkeiten, die jedoch bei Bedienung der Steuerwalzen durch Zugschnüre in Rücksicht auf das Mitlaufen des Arbeiters auf etwa 50 bis 60 m/min beschränkt sind. Laufkatzen mit angebautem Führersitz oder Führerstand lassen höhere Geschwindigkeiten (80 bis 100 m/min) zu.

Die Fahrgeschwindigkeit der elektrischen Kranlaufwinden (s. S. 233) ist von der Betriebsart der Krane abhängig. Für Krane mit normalem Betrieb (z. B. Werkstättenkrane) und für Tragkräfte von 3 bis 75 t beträgt sie 30 bis 18 m/min (Abb. 509, S. 233).

Motor. Bezeichnen W_r in kg den berechneten Fahrwiderstand, v_2 die Fahrgeschwindigkeit in m/min und η den Wirkungsgrad des Fahrwerks, so ist die Beharrungs-Vollastleistung des Motors:

$$\left.\begin{aligned} N_2 &= \frac{W_r \cdot v_2}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{W_r \cdot v_2}{4500 \cdot \eta} \ \ldots \text{ PS} \\ &= \frac{0{,}736\, W_r \cdot v_2}{4500 \cdot \eta} = \frac{W_r \cdot v_2}{6120 \cdot \eta} \ \ldots \text{ kW}. \end{aligned}\right| \tag{215}$$

Für Trägerlaufkatzen, die Krümmungen befahren, ist bei Berechnung des Fahrwiderstandes ein genügend großer Zuschlag (bis etwa 50%) zu machen, auch ist der Motor nicht zu knapp zu wählen.

Wirkungsgrad: $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \ldots$ Es kommen nur Räder mit gefrästen Zähnen in Frage.

Wahl des Motors nach den Angaben S. 165 u. f.

Während des Fahranlaufes muß der Motor zu dem Beharrungs-Vollastmoment noch ein zusätzliches Moment zur Beschleunigung der geradlinig bewegten und umlaufenden Massen abgeben. Anlaufzeit: $t_a = 2$ bis 4 sek.

Eine Berücksichtigung der Beschleunigungsarbeit ist im allgemeinen nicht erforderlich, da hierfür bereits in den Konstanten der Motoren Zuschläge enthalten sind. Siehe auch S. 161 „Elektrische Ausrüstung".

Übersetzung. Die zwischen Motor und Laufrad erforderliche Übersetzung (Abb. 491) ist:

$$\frac{\text{Drehzahl des Laufrades}}{\text{Drehzahl des Motors}} = \frac{n_l}{n_m} \qquad (216)$$

Die Drehzahl des Laufrades wird aus der Fahrgeschwindigkeit $v_2 = D_l \cdot \pi \cdot n_l$ . . . m/min, und nach Wahl der Laufradgröße erhalten zu:

$$n_l = \frac{v_2}{D_l \pi} \text{ in 1 min.} \qquad (217)$$

Die nach Gleichung (216) berechnete Übersetzung wird je nach Größe der Winde auf zwei oder drei Stirnrädergetriebe verteilt. Bei Wahl eines schnellaufenden Motors wird das erste Vorgelege auch als Schneckengetriebe ausgeführt.

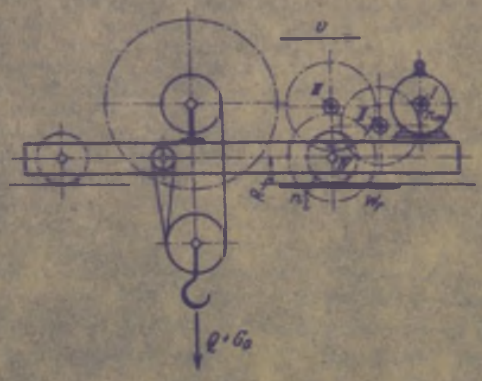


Abb. 491. Motorisches Fahrwerk (Berechnungsskizze).

Bremse. Bei kleinerer Fahrgeschwindigkeit (bis etwa 25 m/min) wird meist auf eine Bremse verzichtet. Die Katze läuft dann, nachdem die Steuerwalze auf Null gestellt ist, frei aus. Wird genaues Anhalten gefordert, so sieht man zum Abkürzen des Fahrauslaufes eine mechanische Bremse vor, die die Katze auch bei etwaigem Schrägzug der Last festhält. Bei größerer Fahrgeschwindigkeit wählt man eine Fahrbremsschaltung zum Abbremsen des Nachlaufes, was sowohl bei Gleichstrom wie auch bei Drehstrom (s. S. 171 bzw. 175) möglich ist.

Laufkatzen, deren Fahrgeschwindigkeit größer als 60 m/min ist, erhalten, da die elektrische Bremsung nicht ausreicht, noch eine mechanische Halte- bzw. Verzögerungsbremse.

Diese wird in der Regel als doppelte Backenbremse ausgeführt und auf der elastischen Kupplung zwischen Motor und Triebwerk angeordnet. Ist der Führerstand an der Katze angebaut, so wird sie durch einen Fußhebel angezogen, sonst durch ein Gewicht belastet und durch einen Magnet- oder Motorbremslüfter gelüftet.

a) I-Trägerlaufkatzen.

Fahrbahn. Krümmungen werden mit 2 bis 3,5 m kleinstem Halbmesser ausgeführt; die Fahrbahn ist durch Drehscheiben und Weichen beliebig verzweigbar.

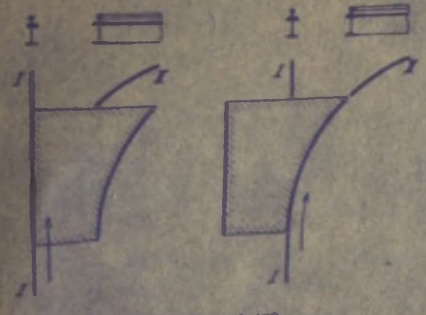


Abb. 492 und 493.

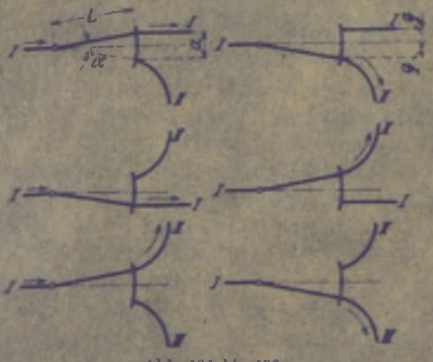


Abb. 494 bis 496.

Im allgemeinen zieht man es vor, die Katzen auf den Unterflanschen der I-Trägerbahn fahren zu lassen, da dies den Vorteil einer einfacheren Aufhängung der Fahrbahn bietet.

Abb. 492 bis 497 geben eine schematische Darstellung der bei den I-Trägerbahnen angewendeten Weichen und Drehscheiben.

Abb. 492 und 493: Schiebeweiche für Obergurtlaufkatzen.
I — I Stammgleis. *II* Zweiggleis.
Die Schiebeweichen erfordern eine ziemlich umfangreiche Konstruktion zur Aufhängung und Unterstützung der bewegten Fahrbahnstücke.

Abb. 494 bis 496: Schwenkweichen für Unterflanschkatzen.
I — I Stammgleis. *II* und *III* Zweiggleise.
Abb. 494: Rechtsweiche. Abb. 495: Linksweiche. Abb. 496: Zweiseitige (symmetrische) Weiche.

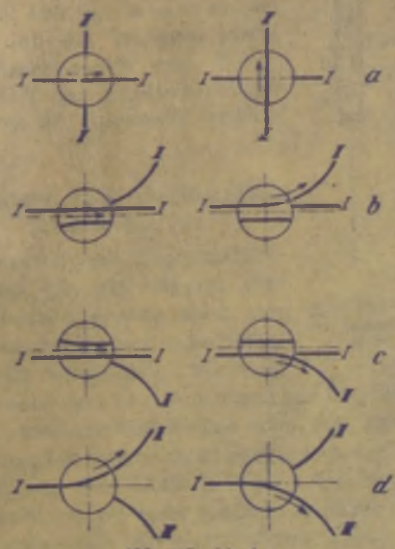


Abb. 497a bis d.

Der Ausschlag a der Schwenkweichen ist von der Baubreite der Katze und dem Abstand der Schleifdrähte von der Fahrbahn abhängig. Die Zungenlänge L der Weiche ist so groß zu wählen, daß am Drehpunkt kein zu scharfer Knick in der Fahrbahn entsteht. Daher kleinste Zungenlänge: $L = 7a$. Der Ausschlag ist nach beiden Seiten symmetrisch zu verteilen, da sonst die Weichenzunge doppelt so lang ausgeführt werden müßte.

Für Tragkräfte von 500 bis 5000 kg und I Nr. 20 bis 36 gibt die Demag folgende Abmessungen: $L = 3500$ mm; $a/2 = 500$ mm; $\alpha = 16° 26'$. Bauhöhe über Fahrbahnoberkante: 300 bzw. 350 mm.

Abb. 497a bis d: Drehscheiben und Drehweichen für Unterflanschlaufkatzen.
I — I Stammgleis. *II* und *III* Zweiggleise.
Abb. 497a: Drehscheibe. Abb. 497b: Linksweiche. Abb. 497c: Rechtsweiche. Abb. 497d: Zweiseitige (symmetrische) Weiche.

Die Drehscheiben und Weichen werden vom Fußboden aus durch Zugschnüre oder durch Handkette und Haspelrad verstellt.

Bei Obergurtfahrbahnen läßt man die Laufkatze nur dann unmittelbar auf dem Träger fahren, wenn es sich um untergeordnete Transportzwecke (kleine Tragkraft und kurze gerade Fahrstrecke) handelt. Für Bahnen mit Krümmungen, die von Katzen größerer Tragkraft befahren werden, verwendet man I-Träger mit aufgenieteter Breitfußschiene.

Die Trägerlaufkatzen kommen nur für kleine und mittlere Tragkräfte bis etwa 5000 kg in Frage. Antrieb entweder von Hand (durch Kette und Haspelrad) oder elektrisch.

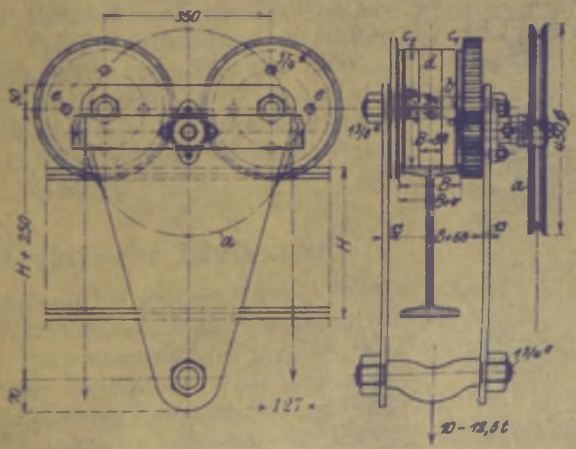


Abb. 498. Zweirollige Obergurtlaufkatze von 10 bis 12,5 t Tragkraft. (Plechatzek.)
a Haspelrad, auf dessen Welle das Ritzel b aufgekeilt; c_1 Laufradteile mit Zahnkranz; c_2 Laufradteile ohne Zahnkranz; d Zwischenstück, mit der Flanschbreite B der I-Träger veränderlich; e Schrauben zur Verbindung von $c_1 - d - c_2$.

Bei elektrischem Betrieb sind die Schleifleitungen stets seitlich an der Fahrbahn und nebeneinander (nicht übereinander) anzuordnen. Der beim Umlegen der Weichen auftretenden Verlängerung bzw. Verkürzung der Schleifdrähte wird durch Teleskopgelenke Rechnung getragen (Demag). Bildet die Fahrbahn einen geschlossenen Kreis, so müssen die Schleifleitungen stets auf derselben Seite liegen.

1. Handlaufkatzen.

α) Laufkatzen ohne Hubwerk.

Sie stellen die einfachste Ausführungsart dar und sind mit einer Traverse zum Einhängen eines Hand- oder Elektroflaschenzuges ausgerüstet. Herstellung als ein- bzw. zweirollige Obergurtlaufkatzen oder als zwei- bzw. vierrollige Unterflanschkatzen.

Laufkatzen unter 1000 kg Tragkraft werden ohne, über 1000 kg mit Fahrwerk ausgeführt.

Obergurtlaufkatzen mit Tragkräften über 2000 kg werden zweirollig und mit Zahnradvorgelege nach Art von Abb. 498 ausgeführt, wobei das auf der Haspelradwelle sitzende Ritzel die beiden Zahnkränze der Laufräder antreibt. Ausgleich der verschiedenen I-Trägerbreiten geschieht durch das Zwischenstück d der Laufräder.

Bei den Unterflanschkatzen (Abb. 499) haben die Laufräder nur einen Spurkranz. Sie werden der Flanschneigung der I-Träger (14%) entsprechend kegelig und schwach ballig ausgeführt. Infolge des schräg gerichteten Raddruckes der kegeligen Laufräder werden die Seitenbleche

der Katze nicht nur auf Zug-, sondern durch die waagerechte Komponente des Raddruckes noch auf Biegung beansprucht. Die Bleche müssen daher genügend stark gehalten und gegebenenfalls durch Winkeleisen versteift werden.

Die vierrollige Unterflanschkatze Abb. 499 ist wiederum so gestaltet, daß die Traverse sowie die Distanzschrauben und Rohre der Breite B der Laufbahnträger (I Nr. 18 bis 36) angepaßt werden können.

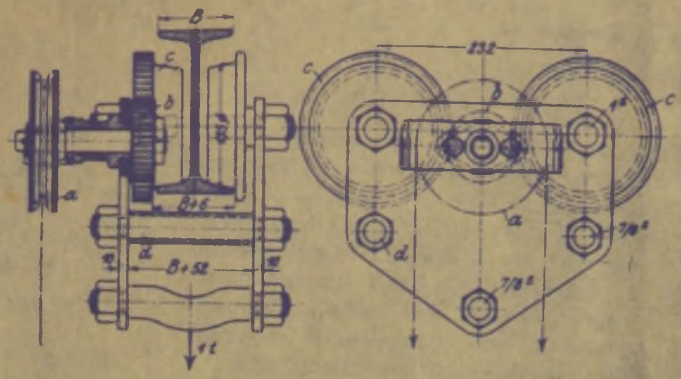


Abb. 499. Vierrollige Unterflanschlaufkatze von 1 t Tragkraft. (Piechatzek.)
a Haspelrad; b Ritzel mit den Zahnkränzen der angetriebenen Laufräder c kämmend; d Distansbolzen, deren Länge der I-Trägerbreite B angepaßt wird.

3) Laufkatzen mit eingebautem Hubwerk.

Die zweirolligen Obergurtlaufkatzen und die vierrolligen Unterflanschkatzen werden auch mit eingebautem Schnecken- oder Stirnradhebezeug hergestellt. Sie sind da angebracht, wo nur eine niedrige Laufbahnhöhe zur Verfügung steht.

Die Unterflanschlaufkatze Abb. 500 hat ein Schneckenhubwerk, das in seiner Ausführung einem normalen Schneckenflaschenzug mit Drucklagerbremse (s. S. 198) entspricht.

Herstellung der Katze in sieben Größen von 500 bis 5000 kg Tragkraft. Von 1000 kg Tragkraft ab wird sie mit loser Rolle ausgeführt.

Die Laufkatzen mit eingebautem Stirnradhebezeug weisen hinsichtlich des Hubwerks die gleichen Vorzüge auf wie die Stirnradflaschenzüge (s. S. 199). Sie arbeiten schneller und erfordern weniger Zugkraft an der Handkette als die Schneckenflaschenzüge. Die Fahrgeschwindigkeit der Unterflanschlaufkatzen von 500 bis 5000 kg Tragkraft liegt bei 30 m minutlicher Handkettenabwicklung zwischen 9,7 und 4,3 m min. Erforderlicher Zug an der Handkette: 12 bis 42 kg.

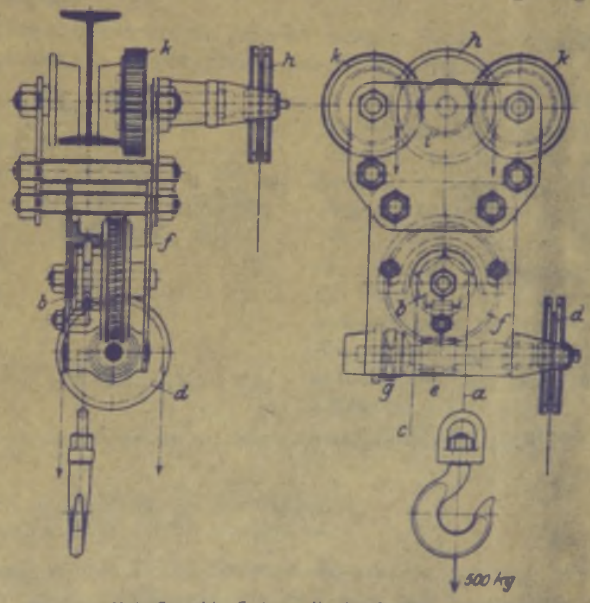


Abb. 500. Unterflanschlaufkatze mit eingebautem Schneckenhebezeug von 500 kg Tragkraft. (Bolzani.)
a Hubkette (kalibrierte Rundstahlkette) mit Lasthaken; b Kettennuß mit Schutzbügel und Kettenabstreifer; c loses Kettenende; d Haspelrad zum Hubwerk; e—f Schneckengetriebe, dessen Rad f mit der Kettennuß aus einem Stück gegossen; g Drucklagerbremse Bauart Maxim; h Haspelrad zum Katzenfahrwerk; i Ritzel auf der Haspelradwelle, mit den Zahnkränzen k der angetriebenen Laufräder kämmend.

2. Elektrische Laufkatzen.

Anwendung für größere Hubhöhen und längere Fahrstrecken, sowie bei öfterer Benutzung. Die einfachste und billigste Bauart sind die Laufkatzen mit eingebautem Elektroflaschenzug (sog. fahrbare Elektrozüge). Diese werden allgemein als Unterflanschlaufkatzen und ebenso wie die Elektroflaschenzüge für Tragkräfte von 500 bis 5000 kg hergestellt. Zum Befahren kürzerer Fahrstrecken erhalten die Katzen ein Handfahrwerk (mit kalibrierter Kette und Haspelrad) und für größerere Fahrstrecken ein elektrisches Fahrwerk.

Abb. 501, S. 226, zeigt einen normalen Elektrozug mit elektrischem Fahrwerk. Dieses ist so gestaltet, daß die beiden Laufrollen einer Trägerseite angetrieben sind. Die Steuerwalzen für den Hub- und Fahrmotor sind am Katzengestell angebaut und werden vom Fußboden aus durch Zugschnüre bedient.

Die Tragkräfte, Hubhöhen, Hubgeschwindigkeiten und Baumaße der eingebauten Elektrozüge für normale Hubhöhe sind auf Tabelle 46, S. 226, gegeben.

Die fahrbaren Elektrozüge sind äußerst gedrängt gebaut und können infolge ihres kleinen Radstandes (Tabelle 46) Krümmungen bis zu 3 m kleinstem Halbmesser befahren.

Tabelle 46. Fahrbare Elektrozüge mit elektrischem Fahrwerk und für normale Hubhöhe (Abb. 501).

Tragkraft	500	1000	2/3000	5000	kg
Laufbahnträger I Nr.	18—28	18—28	24—34	32—42,5	
Fahrgeschwindigkeit[1]	35	35	30	30	m/min
Fahrmotor	1	1,3	1,5	2	PS
Radstand	203	203	292	349	mm
Gewicht	300	375	600	910	kg

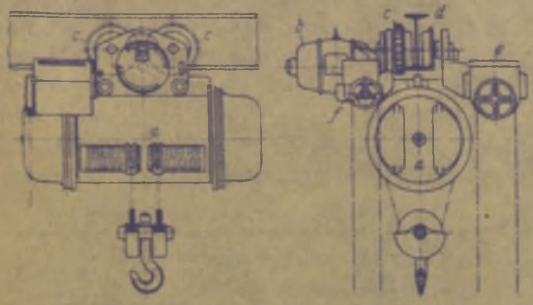


Abb. 501. Laufkatze mit eingebautem Elektrozug und elektrischem Fahrwerk. (Demag.)

a Elektrozug (Abb. 465 und 466, S. 201); *b* Fahrmotor; *c* angetriebene, *d* nicht angetriebene Laufräder; *e* Hubsteuerwalze; *f* Fahrsteuerwalze.

Laufkatzen mit kurzer Bauhöhe (Abb. 502) kommen für I-Trägerbahnen in niedrigen Werkräumen in Frage und werden für die normalen Hubhöhen (siehe S. 202) gebaut. Wegen ihrer großen Breite können sie die normalen Drehscheiben und Weichen nicht befahren. Kurzbauende Katzen mit Handfahrwerk erhalten doppelte Kugellager in den Laufrollen.

Die Stromzuführungsleitungen werden parallel der Katzenfahrbahn verlegt. Lose und übereinander verlegte Schleifleitungen kommen nur für Katzen mit gerader Fahrstrecke in Betracht. Für Katzen, die Krümmungen, Drehscheiben und Weichen befahren, werden die Leitungen fest und nebeneinander angeordnet. Die Stromabnehmer sind dann Rollenstromabnehmer. Als Schleifleitungen in den Krümmungen werden am besten Schienen aus Flachkupfer verlegt.

Laufkatzen, an die größere Leistungsanforderungen gestellt werden (über 5 t Tragkraft), erhalten an Stelle des Elektroflaschenzuges ein gewöhnliches elektrisches Hubwerk.

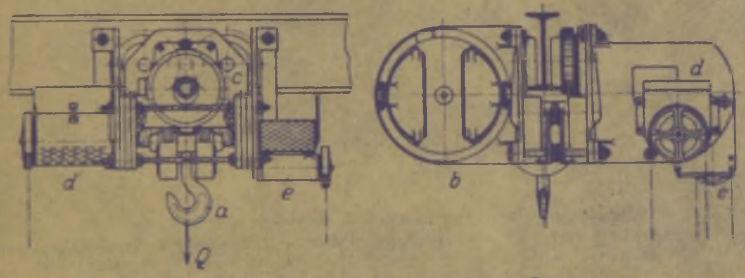


Abb. 502. Laufkatze mit kurzer Bauhöhe. (Demag.)

a zweirollige Hakenflasche; *b* Elektrozug; *c* Fahrmotor; *d* Hubsteuerwalze; *e* Fahrsteuerwalze.

Laufkatzen mit Führerbegleitung. Für große Fahrstrecken erhalten die Laufkatzen entsprechend hohe Fahrgeschwindigkeiten (80 bis 120 m/min). Da bei diesen die Zugschnürsteuerung für die Steuerwalzen nicht mehr anwendbar ist, so erhalten die Katzen einen angebauten Führersitz oder ein angebautes Führerhaus.

Abb. 503 zeigt eine Führersitzlaufkatze mit eingebautem Elektroflaschenzug Bauart Wilhelmi.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben: 8 m/min; 2,5 PS bei 940 Uml/min,
Fahren: 60 m/min; 1,5 PS bei 940 Uml/min.

Zum schnelleren Abstoppen des Fahrauslaufes ist eine Bremse vorgesehen, die vom Führersitz aus durch einen Fußhebel angezogen wird. Laufkatzen, die im Freien fahren, erhalten über dem Führersitz ein Schutzdach.

Die elektrischen I-Trägerlaufkatzen werden auch für Greiferbetrieb und mit angebautem Führerstand (Abb. 504 und 505) ausgeführt. Sie eignen sich dann für den flotten Umschlag von Schüttgütern, insbesondere Kohle. Zum Entladen von Eisenbahnwagen ist ein Greifer von 1 m^3 Inhalt am vorteilhaftesten. Größter Greiferinhalt zweckmäßig nicht über 2 m^3.

Die Laufkatzen für Greiferbetrieb erhalten der Arbeitsweise der Zweiseilgreifer (s. S. 151) entsprechend ein Hubwerk mit zwei Trommeln und entsprechende Steuerung. Über Greiferhubwerke s. S. 211.

Abb. 504, S. 228, zeigt eine Unterflanschlaufkatze für Greiferbetrieb von 5000 kg Tragkraft. Greiferinhalt: $2^1/_2$ m^3. In Rücksicht auf das Befahren von Krümmungen (bis herab auf 3,5 m) hat die Katze zwei vierräderige Drehschemel.

[1] Auf gerader Strecke.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben: 26,4 m/min; 40,8 PS bei 975 Uml/min,
Fahren: 148 m/min; 2×7,75 PS bei 965 Uml/min.

Stromart: Drehstrom 500 V, 50 Hz.

Die Unterflanschlaufkatzen haben gegenüber den Obergurtlaufkatzen (Abb. 505) folgende Vorzüge: Wesentlich kleinere Bauhöhe und damit bessere Ausnutzung der gegebenen Fahrbahnhöhe; niedrigere Anlagekosten wegen der einfachen Befestigung der I-Trägerbahn und der einfachen Gestaltung des Fahrwerks; geringstes Pendeln der Katze beim Befahren von Krümmungen, da der Massenschwerpunkt sehr nahe unter der Fahrbahn liegt; große Freizügigkeit, da sie auf einem beliebig verzweigten Gleisnetz verwendbar sind und auf fahrbare Krane übergehen können.

Die Obergurtlaufkatzen (Abb. 505) haben dagegen einen kleineren Fahrwiderstand und lassen die Anwendung der billigen Klettenweichen zu. Wegen der einseitigen Aufhängung des Katzen-

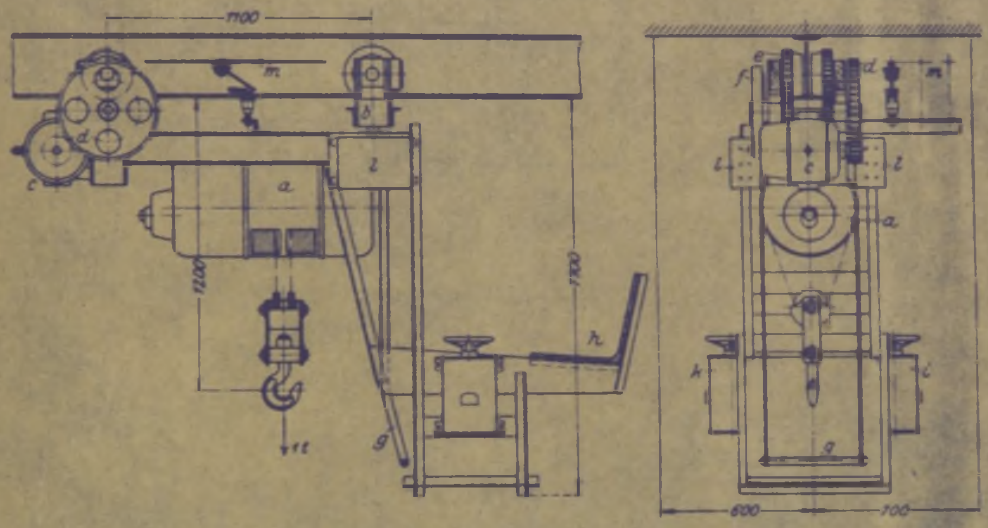


Abb. 503. Führersitzlaufkatze mit eingebautem Elektroflaschenzug von 1000 kg Tragkraft. (Wilhelmi.)
a Elektroflaschenzug; b Drehgestell; c Fahrmotor; d Motorvorgelege; e Laufradvorgelege; f Fahrwerkbremse; g Fußhebel zum Anziehen von f; h Führersitz; i Hubsteuerwalze; k Fahrsteuerwalze; l Widerständе; m Schleifleitung.

gestells an den Drehschemeln geraten sie leicht ins Pendeln, besonders beim Befahren von Krümmungen. Übermäßig starkes Pendeln läßt sich dadurch vermindern, daß die Fahrgeschwindigkeit in den Krümmungen herabgesetzt wird.

Die Obergurtlaufkatzen weisen eine große Bauhöhe auf und werden daher für Fahrbahnanlagen im Freien verwendet. Bei Lösch- und Ladeanlagen steht ihr Gleisnetz vielfach in Verbindung mit einer fahrbaren Brücke, auf die die Katze vermittels Weichen übergehen kann. Diese Anordnung ist besonders zur Bedienung von Lagerplätzen geeignet.

Die auf Abb. 505 dargestellte Obergurtlaufkatze hat einen Greifer mit einem Inhalt von $1^3/_4$ m³.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben: 15 m/min; 12,5 PS bei 1000 Uml/min,
Fahren: 130 m/min; 15,0 PS bei 1000 Uml/min.

Stromart: Drehstrom 500 V, 50 Hz. Elektrische Ausrüstung: SSW.

Bei den Greiferlaufkatzen, die Eisenbahnwagen entladen, ist auf richtige Aufhängung des Greifers zu achten. Liegt das Eisenbahngleis parallel zur Katzenfahrbahn, so muß der Greifer in Richtung der Fahrbahn öffnen (Abb. 505). Kreuzt es dagegen die Katzenfahrbahn, so ist der Greifer so anzuordnen, daß er in Richtung des Eisenbahngleises, also senkrecht zur Katzenfahrbahn öffnet.

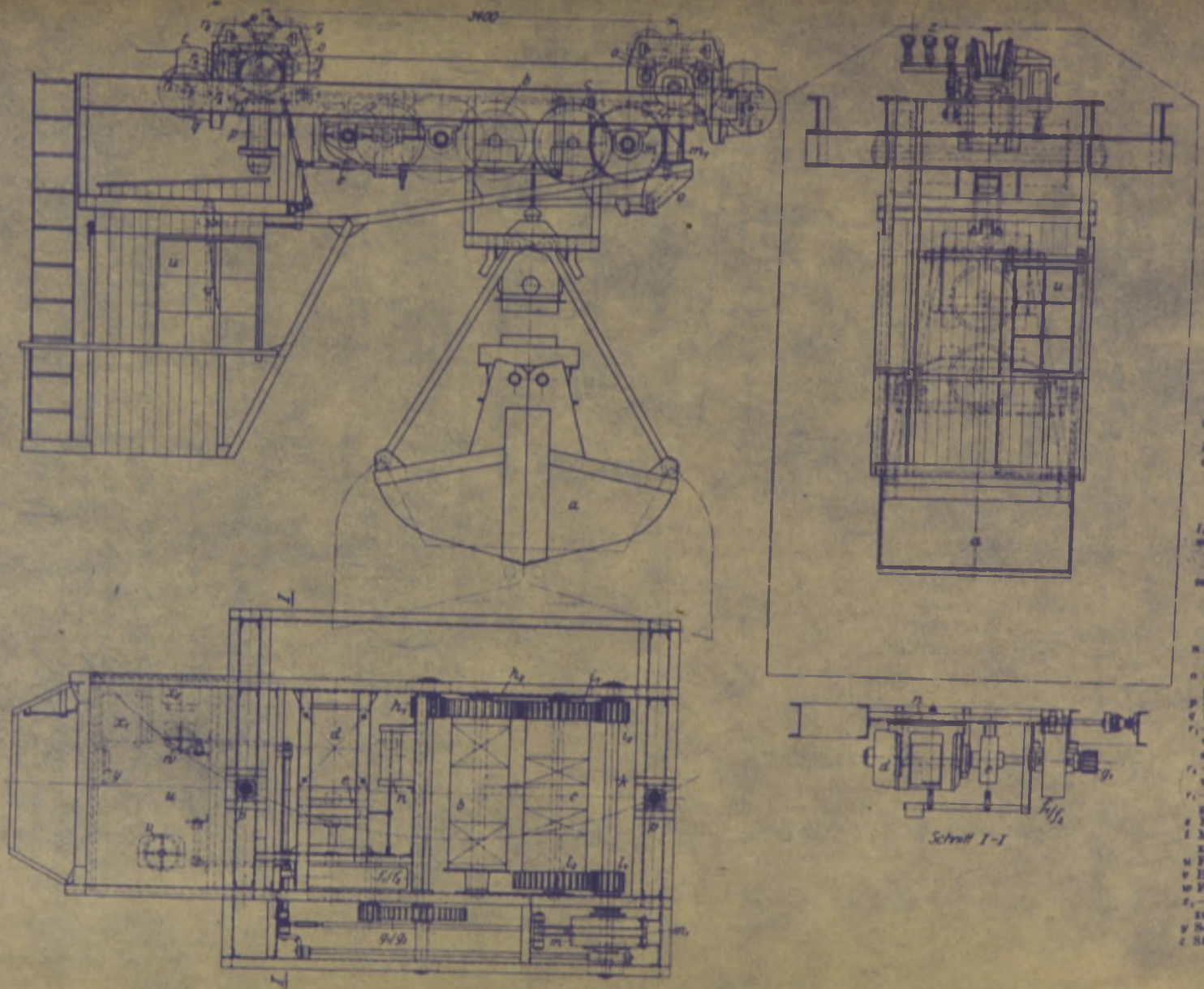


Abb. 504.

Elektrisch betriebene Führerstandslaufkatze für Greiferbetrieb.

Tragkraft: 5 t.

Hubhöhe: 14 m.

(Zobel und Neubert.)

a Greifer;
b Hub- und Schließtrommel;
c Entleertrommel;
d Hubmotor;
e elastische Kupplung mit Hubwerkbremse (doppelte Backenbremse);
$f_1 - f_2$ Motorvorgelege mit Räderkasten;
$g_1 - g_2$ Zwischenvorgelege;
$h_1 - h_2$ Vorgelege zu b;
$i_1 - i_2$ Vorgelege, die Welle k antreibend (Rad i_1 durch Rutschkupplung mit c verbunden);
$l_1 - l_2$ Vorgelege zu c;
m Bremsbandkupplung zum Kuppeln von l_1 mit Welle k;
m_1 Entleerbremse (Schlingbandbremse), auf der Scheibe von m angeordnet;
n Magnetbremslüfter z. Hubwerkbremse;
o einstellbare Fahrgestelle;
p Drehbolzen zu o;
q Fahrmotor;
$r_1 - (r_2) - r_3$ Motorvorgelege mit Zwischenrad;
$r_3 - r_4 - r_5$ Zwischenvorgelege;
$r_1 - r_2$ Laufradvorgelege;
s Fahrbremse;
t Magnetbremslüfter zu s;
u Führerhaus;
v Hubsteuerwalze;
w Fahrsteuerwalze;
$x_1 - x_2$ Widerstände zu v – w;
y Schaltkasten;
z Stromabnahme.

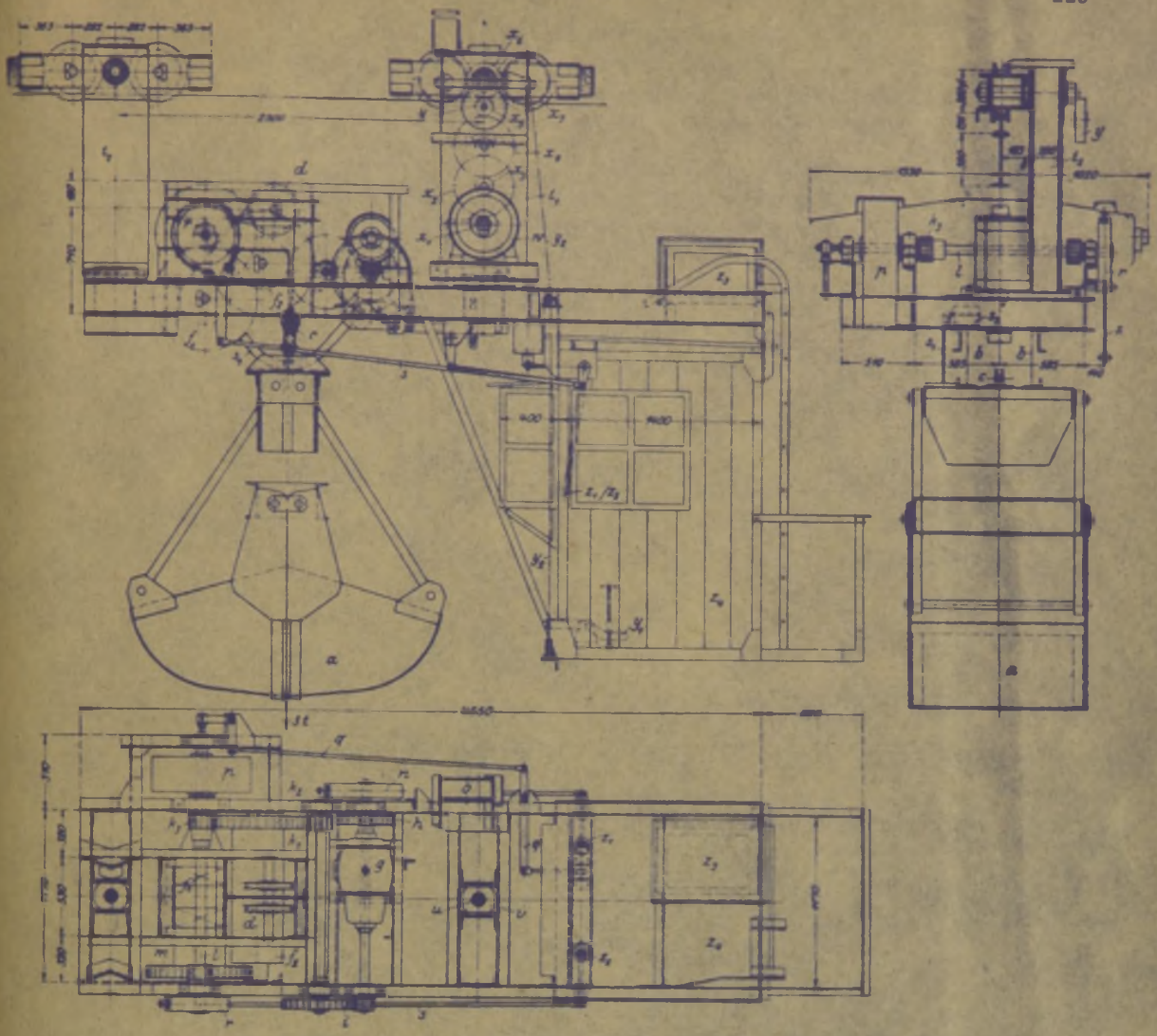


Abb. 505. Elektrisch betriebene Führerstandslaufkatze für Greiferbetrieb. Tragkraft: 3 t. (Flohr.)

a Greifer von 1½ m³ Inhalt; *b* Hub- und Schließseile; *c* Ausgleichrolle zu den Entleerseilen; *d* Entleerseil-Umlenkrollen; f_1 Entleertrommel, f_2 Hub- und Schließtrommel; *g* Hubmotor; *h* Motorvorgelege; *i* mittleres Vorgelege; $k_1 - k_4$ Vorgelege zum Antrieb von f_2; k_4 ein und ausrückbares Ritzel, die Welle *l* antreibend; *m* Trommelvorgelege zur Entleertrommel; *n* Hubwerkbremse; *o* Lüftmagnet zu *n*; *p* Bremsbandkupplung zu k_3; *q* Gestänge zu *p*; *r* Entleerbremse; *s* Gestänge zu *r*; s_1 Hebel zur Endausschaltung; $t_1 - t_4$ Drehschemel, an denen das Windengestell aufgehängt; *u* Drehzapfen zu t_1 bzw. t_4; *v* Drehzapfentraverse, im Windengestell gelenkig angeordnet; *w* Fahrmotor; $x_1 - x_4$ Motorvorgelege; $x_5 - x_7$ Stirnrädergetriebe zum Antrieb der Laufräder des Drehschemels t_1; *y* Fahrwerkbremse (einfache, gewichtbelastete Backenbremse); y_1 Fußtritt, y_2 Seilzug zum Lüften von *y*; z_1 und z_2 Handhebel zur Bedienung von *p* bzw. *r*; z_3 Anlaßwiderstand; z_4 Führerhaus.

b) Kranlaufwinden.

Sie sind zweischienige Winden und werden für Laufkrane, Torkrane (Bockkrane), Verladebrücken, Konsolkrane und Drehkrane mit veränderlicher Ausladung (durch eine Laufkatze) verwendet.

Berechnung des Hubwerks s. S. 202 und 207, des Katzenfahrwerks S. 222.

1. Von Hand betriebene Laufwinden (Handlaufkatzen).

Antrieb allgemein durch Handkette und Haspelrad. Ausführung mit Schnecken- oder Stirnraderhubwerk. Die Winden sind in der Regel auf Flacheisen- oder Sonderschienen (s. S. 134), die auf den Kranhauptträgern befestigt sind, fahrbar. Auf Wunsch des Bestellers werden die Laufräder auch so ausgebildet, daß die Winden unmittelbar auf dem Obergurt von I-Trägern fahren.

a) Schneckenlaufwinden.

Tragkraft: 1000 bis 20000 kg. Spurweite (von Innenkante zu Innenkante Laufschiene): 340 bis 1040 mm. Gewicht (einschl. Ketten für 3 m Laufbahnhöhe): 100 bis 1500 kg.

Hubwerk. Es entspricht in seiner Bauart den Schneckenflaschenzügen mit Drucklagerbremse, s. S. 198.

Huborgan: Bis 10000 kg kalibrierte Rundeisenkette, über 10000 kg Gelenkkette.

Bei den normalen Ausführungen sitzt das Haspelrad unmittelbar auf der Schneckenwelle. Ein zwischen Haspelrad und Schneckengetriebe noch angeordnetes umschaltbares Stirnrädergetriebe, dessen Kupplung vom Fußboden aus durch einen Kettenzug bedient wird (Abb. 508),

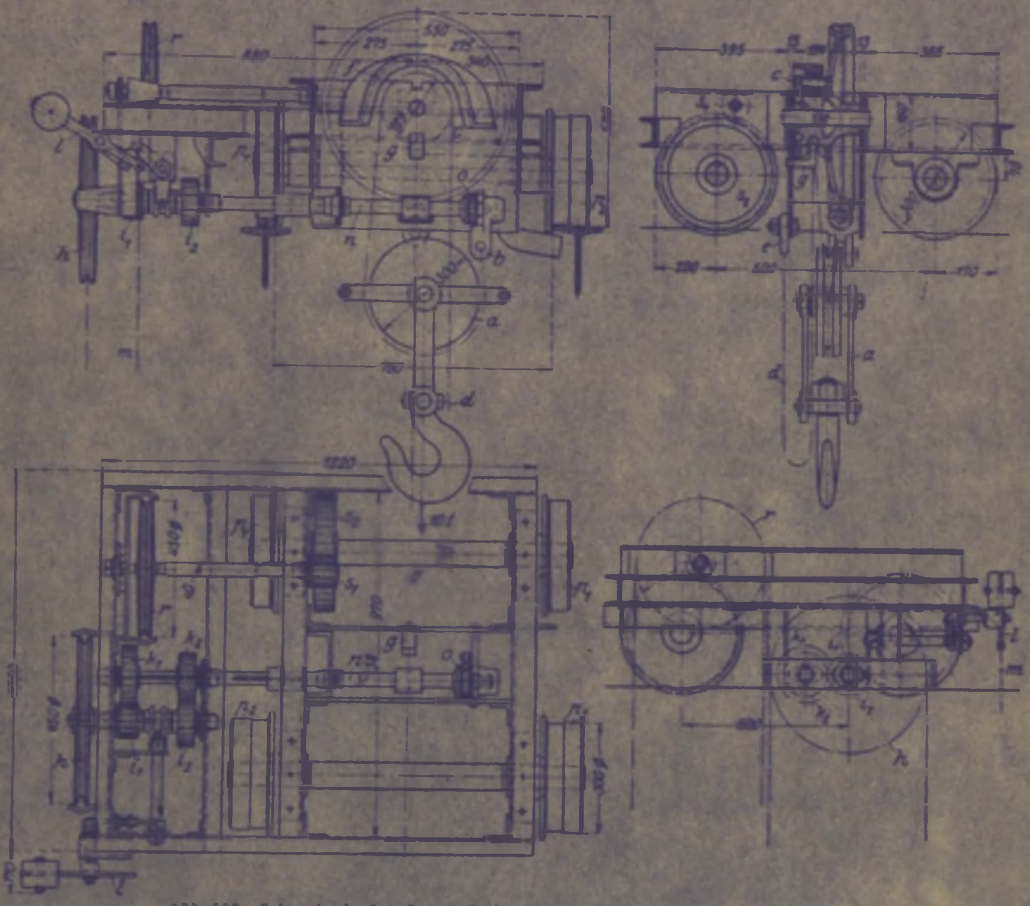


Abb. 508. Schneckenlaufwinde mit Lüders-Bremse. Tragkraft: 10 t. (Piechatzek.)

Hubwerk: a Flasche mit Kettenrolle; b Endbefestigung der kalibrierten Kette; c Kettennuß mit Schneckenrad, lose auf der Achse laufend; d loses Kettenende, bei e befestigt; f Schutzkappe gegen Herausspringen der Kette; g Kettenabstreifer; h Haspelrad; $i_1 - i_3$ und $i_1 - i_4$ durch doppelseitige Klauenkupplung umschaltbares Stirnrädervorgelege; k mittels Kettenzug m betätigte Umschaltvorrichtung; n Schneckenwelle; o Drucklagerbremse Bauart Lüders. Fahrwerk: p_1 Laufräder (für Flacheisenschienen); p_2 Laufräder (für I-Trägerbahn); q angetriebene Laufradachse; r Haspelrad; $s_1 - s_2$ Stirnrädervorgelege, auf q arbeitend.

bietet den Vorzug der Einstellung zweier verschieden großer Hubgeschwindigkeiten. Leichte Lasten und der leere Haken werden mit dem schnellen Gang, schwere mit dem langsamen Gang gehoben bzw. gesenkt.

Laufwinden mit großer Hubhöhe und einer Gelenkkette als Huborgan werden, da das herabhängende lose Kettenende beim Arbeiten mit der Winde hinderlich ist, mit einer Kettenaufspeicherung (Kettenrutsche) ausgerüstet.

Wirkungsgrade, Haspelradzugkräfte und Hubgeschwindigkeiten s. S. 197 unter „Handflaschenzüge".

Fahrwerk (Abb. 506). Bei den Winden kleinerer Tragkraft (bis etwa 4000 kg) sitzt das Haspelrad unmittelbar auf der angetriebenen Laufradachse. Die Winden größerer Tragkraft erhalten als Übersetzung ein- oder zwei Stirnrädervorgelege.

Zug an der Haspelkette: Je nach Gewicht und Tragkraft der Katze: 35 bis 100 kg. Fahrgeschwindigkeit bei 30 m minutlicher Handkettenabwicklung 15,4 bis 2,5 m/min.

Die Handlaufkatzen mit Schneckenhubwerk ergeben gedrängten Bau und geringes Gewicht. Ihr Hauptnachteil ist der, daß die Last zwangläufig gesenkt werden muß.

Beispiel Nr. 1. Eine Handlaufkatze mit Schneckenhubwerk von 10 t Tragkraft ist zu berechnen. Ausführung mit loser Rolle und lehrhaltiger Rundeisenkette nach DIN 671. Zwecks Einstellen zweier Hubgeschwindigkeiten wird zwischen Haspelrad und Schneckengetriebe ein umschaltbares Stirnrädervorgelege angeordnet. Verhältnis der kleinen zur großen Hubgeschwindigkeit 1:2. Gestaltung der Katze nach Abb. 506.

a) Hubwerk.

1. Kette. Zugkraft: $S = \frac{Q}{2} = \frac{10000}{2} = 5000$ kg. Nach DIN 671 (Tabelle 12, S. 25) gewählte Kette: 23 DIN 671. Durchmesser: $d = 23$ mm; innere Länge: $l = 64$ mm (Abb. 45, S. 25). Nutzzugkraft bei Handbetrieb: 5000 kg.

2. Lose Rolle. Nach Gleichung (40), S. 40, verlangter theoretischer Rollendurchmesser $D \approx 20d = 20 \cdot 23 = 460$ mm. Ausgeführt: $D = 330 + d = 330 + 23 = 353$ mm.

3. Kettennuß. Für fünf Daumen ($z = 5$) und den Kettendurchmesser $d = 23$ mm wird der Teilkreisdurchmesser der Nuß nach Abb. 92, S. 41: $D = 208{,}5$ mm. Lastmoment (Moment an der Kettennuß):

$$M_L = S \cdot R = 5000 \cdot 10{,}425 \approx 52150 \text{ kgcm}.$$

4. Haspelrad. Handkette: 6 DIN 671 (s. S. 66). Durchmesser: $d = 6$ mm; innere Länge: $l = 18{,}5$ mm; Nutzzugkraft (nur bei Handbetrieb): 250 kg. Zähnezahl des Haspelrades: $z = 40$ ang. Teilkreisdurchmesser (Tabelle 21, S. 66): $D_0 = 473$ mm. Zug an der Handkette: $Z = 65$ kg ang. Kraftmoment (Moment am Haspelrad):

$$M_K = Z \cdot R_0 = 65 \cdot 23{,}65 \approx 1540 \text{ kgcm}.$$

5. Erforderliche Übersetzung.

$$i = \frac{\eta \cdot M_K}{M_L} = \frac{0{,}55 \cdot 1540}{52150} = \frac{1}{61{,}5} \approx \frac{1}{60} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{30}.$$

Wirkungsgrad des Hubwerks: $\eta = \eta_r \cdot \eta_k \cdot \eta_k \cdot \eta_{I-II} \cdot \eta_{II-III} = 0{,}95 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}70 \approx 0{,}55$.

Einzelwirkungsgrade: η_r lose Rolle, η_k Kettennuß, η_k Haspelrad, η_{I-II} umschaltbares Stirnrädervorgelege und η_{II-III} Schneckengetriebe.

6. Schneckengetriebe. $i_{II-III} = {}^1/_{30}$; $z = {}^2/_{60}$; Werkstoff der Schnecke: St 60 · 11; Werkstoff des mit der Kettennuß aus einem Stück gegossenen Schneckenrades: Hartguß oder Stg 38 · 81.

Zahnbeanspruchung: $c_{zul} \approx 70$ kg/cm² ang.

Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung: $\psi = b/t \approx 2{,}5$ ang.

Teilung: $t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot M_L} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{70 \cdot 2{,}5 \cdot 60} \cdot 52150} = \sqrt[3]{31} \approx 3{,}14$ cm $= 10 \cdot \pi$ mm.

Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades: $D_r = 60 \cdot 10 = 600$ mm.

Zahnbreite: $b = 2{,}5\,t = 2{,}5 \cdot 10 \cdot 3{,}14 = 78$ mm.

Teilkreisdurchmesser der Schnecke: $D_s = 70$ mm ang.

Durchmesser der Schneckenwelle: $d = 40$ mm ang.

Steigung der Schnecke: $s = g \cdot t = 2 \cdot 31{,}4 = 62{,}8$ mm.

Reibungszahl: $\mu = \operatorname{tg}\varrho \approx 0{,}1$ ang. $\varrho \approx 6°$.

Tangente des Steigungswinkels (s. S. 82): $\operatorname{tg}\beta = \frac{g \cdot t}{D_s \pi} = \frac{2 \cdot 10 \cdot \pi}{70 \cdot \pi} = 0{,}286$; $\beta \approx 15° 58'$.

Wirkungsgrad des Getriebes (bei 10% Lagerreibung): $\eta = \eta_l \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varrho)} = 0{,}90 \cdot \frac{\operatorname{tg} 15° 58'}{\operatorname{tg} 21° 58'} \approx 0{,}64$.

Der die Lastdruckbremse Bauart Lüders (Abb. 461, S. 198) bei Vollast betätigende Längsdruck der Schneckenwelle ist: $P = \frac{M_L}{R_r} = \frac{52150}{30} = 1740 \approx 1800$ kg.

7. Umschaltbares Stirnrädervorgelege. Langsamer Gang: $i_{I-II} = {}^1/_2$; $z = {}^{12}/_{24}$; $m = 7$ mm ang. $D = {}^{84}/_{168}$ mm; Zentrale: $a = 126$ mm; $b = {}^{70}/_{80}$ mm. Werkstoff: St 50 · 11 bzw. Ge 18 · 91.

Schneller Gang: $i'_{I-II} = \frac{1}{1}$; $z' = \frac{12 + 24}{2} = 18$ (für beide Räder); $m = 7$ mm; $D' = {}^{126}/_{126}$ mm; Zentrale: $a = 126$ mm; $b' = 60$ mm. Werkstoff: Ge 18 · 91 (für beide Räder).

Größter Zahndruck: $P_{I-II} = \frac{M_K}{R_1} = \frac{1540}{4{,}2} \approx 370$ kg.

Zahnbeanspruchung: $c = \frac{P_{I-II}}{b \cdot t} = \frac{370}{6 \cdot 0{,}7 \cdot 3{,}14} \approx 28$ kg/cm²; $c_{zul} \approx 30$ kg/cm².

Durchmesser der Haspelradwelle: $d_1 = 35$ mm ang.

Somit Nabenstärke des 12-zähnigen Ritzels $\delta = \frac{1}{2}(84 - 35 - 2 \cdot \frac{7}{8} \cdot 7) \approx 16$ mm.

8. Lastgeschwindigkeit. Werden in der Minute 30 m Haspelkette abgewickelt, so ist die Geschwindigkeit am Haspelrad: $c = 30$ m/min.

Lastgeschwindigkeit bei langsamem Gang [Gleichung (201), S. 204]

$$v_1 = \frac{\eta \cdot Z \cdot c}{Q} = \frac{0{,}55 \cdot 65 \cdot 30}{10000} = 0{,}1072 \approx 0{,}11 \text{ m/min}.$$

Lastgeschwindigkeit beim schnellen Gang: $v'_1 = 2 \cdot v_1 = 2 \cdot 0{,}11 = 0.22$ m/min.

b) Katzenfahrwerk.

Katzengewicht: $G_0 \approx 600$ kg ang. Schiene: Flacheisenschiene $b \cdot h = 50 \cdot 25$ mm (Tabelle 34, S. 134).

1. **Größter Raddruck.** $P = \frac{Q + G_0}{4} = \frac{10000 + 600}{4} = 2650$ kg.

2. **Laufräder.** Durchmesser: $D = 300$ mm.
Werkstoff: Ge 18 · 91.

Beanspruchung: $k = \frac{P}{D \cdot b} = \frac{2650}{30 \cdot 5} = 17{,}7 \approx 18$ kg/cm². $k_{zul} = 15$ bis 40 kg/cm² (s. S. 135).

Die Laufräder sind paarweise auf Achsen (Werkstoff: St 50 · 11) aufgekeilt.
Rohdurchmesser: 70 mm; Durchmesser in den Lagern: 65 mm; Durchmesser an den Aufkeilstellen der Räder: 60 mm.
Lagerlänge (DIN 504): $l = 90$ mm. Abstand von Mitte Schiene bis Lager: $x \approx 90$ mm.
Biegemoment der Achse: $M = P \cdot x = 2650 \cdot 9{,}0 \approx 24000$ kgcm.

Widerstandsmoment: $W = 6{,}5^3 \cdot \frac{\pi}{32} = 26{,}96$ cm³.

Biegebeanspruchung: $\sigma' = \frac{M}{W} = \frac{24000}{26{,}96} \approx 890$ kg/cm² · $\sigma_{zul} \approx 1000$ kg/cm².

3. **Fahrwiderstand.** Berechnung nach Gleichung (211), S. 222, mit 10% Zuschlag:

$$W_r = 1{,}1 \cdot (Q + G_0) \cdot w_r = 1{,}1\,(10 + 0{,}6) \cdot 25 = 290 \approx 300 \text{ kg}.$$

Fahrwiderstandsmoment: $M_r = W_r \cdot R = 300 \cdot 15 = 4500$ kgcm.

4. **Haspelrad.** Handkette: 6 DIN 671 (s. S. 66). Zähnezahl des Haspelrades: $z = 20$ ang. Teilkreisdurchmesser (Tabelle 21, S. 66): $D_0 = 354$ mm. Zug an der Handkette: $Z \approx 55$ kg ang. Kraftmoment (Moment am Haspelrad): $M_z = Z \cdot R_0 = 55 \cdot 17{,}7 \approx 975$ kgcm.

5. **Erforderliche Übersetzung.**
Wirkungsgrad des Fahrwerks (bei einem Stirnrädervorgelege): $\eta = \eta_k \cdot \eta_{I-II} = 0{,}93 \cdot 0{,}95 \approx 0{,}88$.
Einzelwirkungsgrade: η_k Haspelrad, η_{I-II} Vorgelege.
Nach Gleichung (212), S. 222, ist: $i = \eta \cdot \frac{M_z}{M_r} = 0{,}88 \frac{975}{4500} = \frac{1}{5{,}2} \approx \frac{1}{5}$.

6. **Stirnrädervorgelege.** $i_{I-II} = i = \frac{1}{5}$.
Zähnezahl: $z = {}^{12}/_{60}$; Modul: $m = 7$ mm. Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{84}/_{420}$ mm.
Zahnbreite: $b = {}^{35}/_{60}$ mm; Werkstoff: St 50 · 11 bzw. Ge 18 · 91.

Zahndruck: $P = \frac{M_r}{R_1} = \frac{4500}{21} \approx 214$ kg.

Zahnbeanspruchung: $c = \frac{P}{b \cdot t} = \frac{214}{6 \cdot 0{,}7 \cdot 3{,}14} \approx 16$ kg/cm²; $c_{zul} \approx 25$ kg/cm².

Durchmesser der Haspelradwelle: 40 mm, am Sitze des Ritzels: 32 mm.
Nabenstärke des Ritzels: $\delta = \frac{1}{2} \cdot (84 - 32 - 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 7) \approx 18$ mm.

7. **Fahrgeschwindigkeit.** Werden in der Minute 30 m Handkette abgewickelt, so ist die Geschwindigkeit am Haspelrad: $c = 30$ m/min.
Fahrgeschwindigkeit [Gleichung (214), S. 222]:

$$v_2 = \frac{\eta \cdot Z \cdot R_0 \cdot c}{M_r} = \frac{0{,}88 \cdot 55 \cdot 17{,}7 \cdot 30}{4500} = 5{,}7 \approx 6 \text{ m/min}.$$

β) Stirnradlaufwinden.

Tragkraft: 2000 bis 25000 kg. Spurweite (Bauart mit gußeisernen Zahnrädern): 420 bis 850 mm. Gewicht (einschl. Ketten für 3 m Laufbahnhöhe): 350 bis 2400 kg.

Die Stirnradlaufwinden (Abb. 507) haben einen wesentlich besseren Wirkungsgrad als die Schneckenlaufwinden. Je nach Art der Ausführung ist $\eta \approx 0{,}70$ bis $0{,}85$. Sie sind jedoch im Bau wesentlich schwerer als diese und erfordern daher entsprechend höhere Anlagekosten.

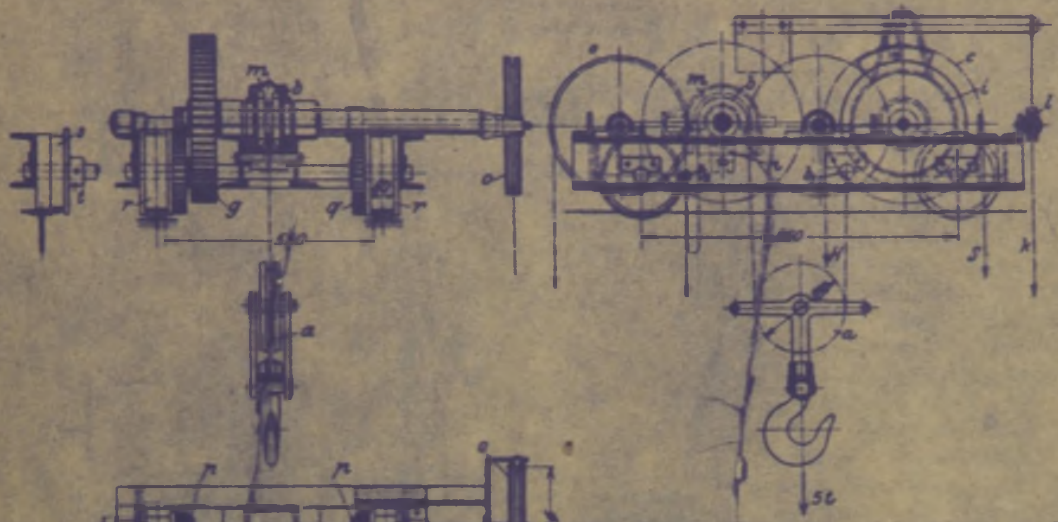
Hubwerk. Huborgan: Bis 10 t kalibrierte Rundeisenkette, darüber Gelenkkette oder bei allen Ausführungen Drahtseil. Im letzteren Falle einfacher Seilzug mit loser Rolle. Ein Zwillingsrollenzug mit vier tragenden Seilsträngen (s. S. 36) ist, da er ein genau senkrechtes Heben und Senken der Last sichert, zweckmäßiger.

Die Ausführung des Hubwerks ist bei den Winden mit Kette als Huborgan (Abb. 507) im wesentlichen die gleiche wie die der Stirnradflaschenzüge (s. S. 199). Als Übersetzung dienen je nach Tragkraft zwei (Abb. 507) oder drei Stirnrädergetriebe mit gefrästen Zähnen. Für zwei Hubgeschwindigkeiten wird das erste Vorgelege hinter dem Haspelrad auch umschaltbar ausgeführt. Es wird vom Fußboden aus durch einen Kettenzug eingestellt.

Die Bremse ist je nach der Bauart der Katze eine Gewindelastdruckbremse, ein einseitig wirkendes Klemmgesperre oder eine Sperradbremse (Abb. 507).

Um ein Überschreiten der zulässigen Senkgeschwindigkeit bei zu starkem Lüften zu vermeiden, wird die Sperradbremse mit einer Fliehkraftbremse (s. S. 133) vereinigt.

Fahrwerk. Die Ausführung ist die gleiche wie bei den Schneckenlaufkatzen. Ebenso weichen die Fahrgeschwindigkeiten (bei 30 m minutlicher Handkettenabwicklung) wenig voneinander ab.



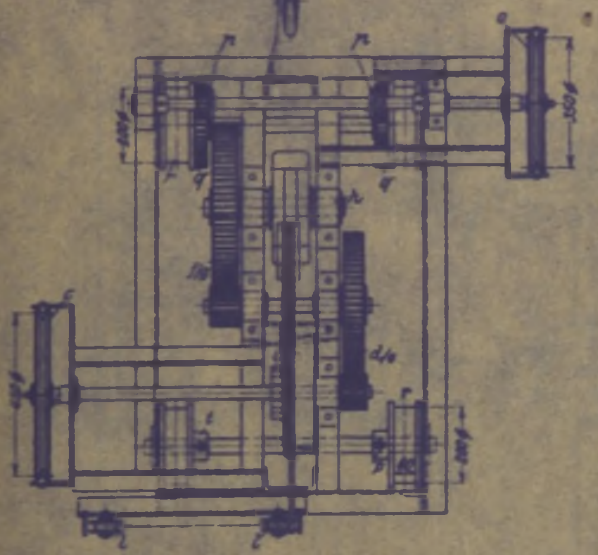


Abb. 507. Stirnräderlaufwinde mit Handantrieb von 5 t Tragkraft. (Bolzani.)
a lose Kettenrolle; b Kettennuß; b_1—b_2 Aufhängung der beiden Enden der kalibrierten Rundeisenkette; c Hubwerkhaspelrad (H Heben — S Senken); d—e erstes Vorgelege; f—g Vorgelege, auf die Kettennußwelle h arbeitend; i Sperradbremse; k Handkettenzug zum Lüften von i; l Leitrollen zu k; m Schutzgehäuse zur Kettennuß; n Kettenabstreifer; o Fahrwerkhaspelrad; p—q Laufradvorgelege; r Laufräder mit beiderseitigem Spurkranz (für Flacheisenschiene); s Laufrad mit einseitigem Spurkranz (für X-Trägerlaufbahn); t Stellringe zur Führung der lose auf den Achsen sitzenden Laufräder.

2. Elektrisch betriebene Laufwinden.

Laufkatzen mit eingebautem Elektrozug zeichnen sich durch gedrängten Bau, kleine Anfahrmaße und niedrige Anlagekosten aus. Ausführung bei viersträngigem Zwillingsrollenzug in zwei Größen mit 3000 und 5000 kg Tragkraft[1]. Hubhöhe: 25 und 8 m. Hubgeschwindigkeit: 4,0 m. Hubmotor: 4,0 bzw. 6,3 PS.

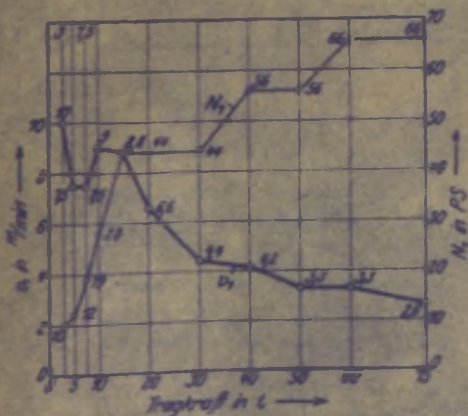


Abb. 508. Hubgeschwindigkeiten (v_1) und Motorleistungen (N_1) der normalen Kranlaufwinden.

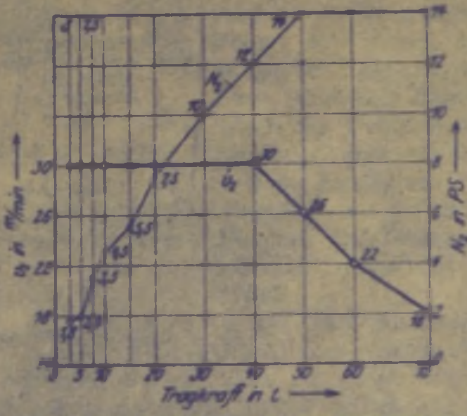
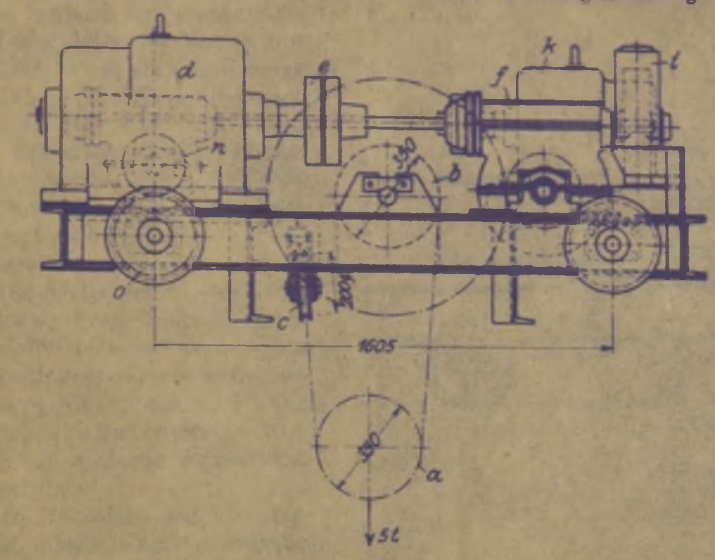


Abb. 509. Fahrgeschwindigkeiten (v_2) und Motorleistungen (N_2) der normalen Kranlaufwinden.

[1] Demag A.-G., Duisburg.

Wird die halbe Last (1500 bzw. 2500 kg) an zwei Seilsträngen aufgehängt, so sind die Hubhöhe und die Hubgeschwindigkeit doppelt so groß.

Fahrwerk mit Antrieb von Hand oder elektrisch. Fahrgeschwindigkeit (bei elektrischem Antrieb): 20 m/min. Fahrmotor: 1,5 bzw. 2,0 PS. Spurweite (von Mitte Schiene bis Mitte Schiene): 680 bzw. 745 mm. Katzengewicht (bei elektrischem Fahrwerk): 600 bzw. 900 kg.



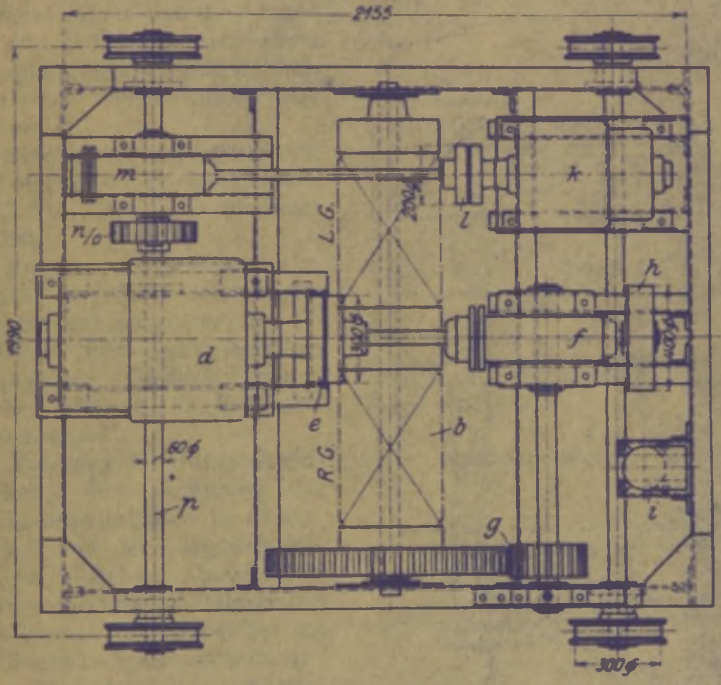


Abb. 510. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 5 t Tragkraft und 10 m Hub. (Demag.)

a Zweirollige Kranflasche; *b* Seiltrommel mit Rechts- und Linksgewinde; *c* Ausgleichrolle; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung; *f* Motorvorgelege (2gängiges Schneckengetriebe); *g* Trommelvorgelege; *h* Hubwerkbremse; *i* Magnetbremslüfter zu *h*; *k* Windenfahrmotor; *l* elastische Kupplung; *m* Motorvorgelege (2gängiges Schneckengetriebe); *n—o* Laufradvorgelege.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben:	15 m/min;	27,2 PS	bei 870 Uml./min.		
Katzenfahren:	20 „	4,62 „	„ 765	„	
Stromart: Gleichstrom 440 V.			Elektrische Ausrüstung: SSW.		

Die normalen elektrischen Kranlaufwinden werden für Tragkräfte von 3 bis 100 t hergestellt. Hubhöhe: 8—10—12 m und mehr.

Hub- und Fahrgeschwindigkeiten sowie Motorleistungen normaler Kranlaufwinden von 3 bis 75 t Tragkraft s. Abb. 508 u. 509.

Laufkatzen kleinerer Tragkraft (3 und 5 t), die nur kurze Strecken fahren (bei Kranen kleiner Spannweite), erhalten statt des elektrischen Fahrwerks besser ein Handfahrwerk. Ein elektrisches Fahrwerk wäre bei den kleinen Fahrstrecken unwirtschaftlich, da der Motor — kaum auf seine volle Drehzahl gekommen — schon wieder stillgelegt werden muß.

α) Hubwerk.

Huborgan: Allgemein Drahtseil (s. S. 27).

Rollenzug: Zwillingsrollenzug mit vier, (sechs), acht, zehn oder zwölf tragenden Seilsträngen (Abb. 78 bis 83, S. 37).

Berechnung des Hubwerks nach den Angaben S. 207.

Die neuerdings allgemein bevorzugte Hochlegung der Trommel (Abb. 510 und 511) bietet eine niedrige Bauhöhe der Winde und ist hinsichtlich der Ausnutzung des Hubes günstiger als die frühere Ausführung mit untenhängender Trommel, die jedoch einen kleineren Radstand und damit ein kleineres Anfahrmaß bei den Kranen ergibt.

Bei Laufkatzen von 30 t Tragkraft an aufwärts werden Trommel und Trommelvorgelege unterteilt ausgeführt (Abb. 516, S. 243).

Bei Wahl eines schnellaufenden Motors werden als Übersetzung zwischen Motor und Trommel ein Schneckengetriebe und ein oder zwei Stirnradvorgelege angeordnet (z. B. Abb. 510). Wird bei einem Motor mittlerer Drehzahl eine Stirnräderübersetzung vorgesehen (Abb. 511), so wird das erste Vorgelege (Motorvorgelege) in

Rücksicht auf guten Wirkungsgrad in einen staubdicht gekapselten Räderkasten und im Ölbad laufend eingebaut (Abb. 187 bis 189, S. 78).

Verbindung des Motors mit dem Triebwerk allgemein durch eine elastische Kupplung nach Abb. 215 bzw. 216, S. 93. Nur bei Stirnräderwinden kleiner Tragkraft (bis etwa 5 t) wird das Motorritzel auch unmittelbar auf dem Wellenstumpf des Motors angeordnet.

Die Haltebremse des Hubwerks wird allgemein durch ein Gewicht belastet und durch einen Magnet- oder Motorbremslüfter gelüftet. Sie wird meist als doppelte Backenbremse, aber auch als einfache Bandbremse ausgeführt.

In Rücksicht auf ein möglichst kleines abzubremsendes Moment ordnet man die Bremse auf dem Umfang der elastischen Kupplung oder auf dem zweiten (hinteren) Wellenstumpf des Motors an.

Berechnung und Ausführung der doppelten Backenbremsen s. S. 111, der Bandbremsen S. 120.

Regelung der Senkgeschwindigkeit der Last mittels des Motors und geeigneter, den jeweiligen Betriebserfordernissen angepaßter Senkschaltungen. Siehe S. 172 und 175 „Hubwerkschaltungen".

Änderung der Hubgeschwindigkeit. Eine Änderung der Hubgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Lastgröße bietet bei Gleichstrombetrieb der Hauptschlußmotor. Beim Heben des leeren Hakens beträgt die Geschwindigkeitssteigerung etwa 100 % der Vollastgeschwindigkeit.

Der bei Drehstrom verwendete Asynchronmotor dagegen bleibt hinsichtlich der Drehzahl auch bei voller Entlastung nahezu unveränderlich, und es besteht daher, besonders bei Drehstrom, das Bedürfnis nach einer Abstufung der Hubgeschwindigkeit. Diese wird erreicht durch:

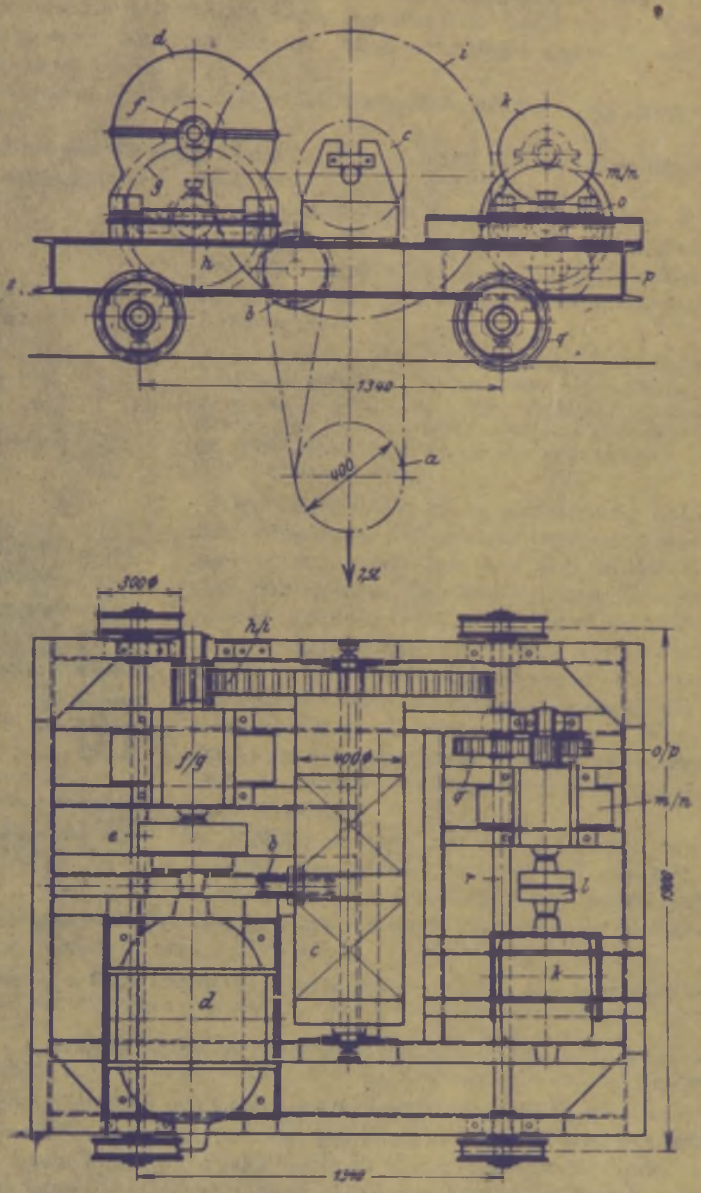


Abb. 511. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 7,5 t Tragkraft und 10 m Hub. (Demag.)

a zweirollige Kranflasche; *b* Ausgleichrolle; *c* Trommel; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung; *f*–*g* Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); *h*–*i* Trommelvorgelege; *k* Windenfahrmotor; *l* elastische Kupplung; *m*–*n* Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); *o*–*p*–*q* Stirnrädervorgelege mit Zwischenrad, auf die Laufradachse *r* arbeitend.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen:

Heben:	12 m/min;	25 PS bei	720 Uml/min
Windenfahren	40 „	8,1 „ „	1000 „

Stromart: Drehstrom 500 Volt. Elektrische Ausrüstung: S.S.W.

1. **Umschaltbare Stirnrädervorgelege.** Je nachdem zeitweise schwere oder leichte Lasten gehoben werden, wird das Vorgelege auf langsamen oder schnellen Gang geschaltet. Hierbei ist

das Verhältnis der großen zur kleinen Hubgeschwindigkeit aus baulichen Gründen nicht größer als 2,5 zu 1.

Die Ausführung der umschaltbaren Vorgelege oder Wechselrädergetriebe ist derart, daß entweder die treibenden Räder oder die getriebenen Räder lose auf ihrer Welle sitzen. Durch eine doppelseitige Klauenkupplung wird dann das eine oder das andere Rad eingerückt und mit der umlaufenden Welle gekuppelt (s. S. 76).

Bei dieser Art des Umschaltens muß der Führer die Kranbühne betreten, was immerhin umständlich und zeitraubend ist.

Andere Ausführungen haben den Vorzug, daß die Laufkatze bis auf Reichweite an den Führerkorb herangefahren wird, worauf dann ebenfalls von Hand umgeschaltet wird.

Während des Umschaltens muß das Hubwerk unbelastet sein. Wird während des Hebens oder Senkens umgeschaltet, so ist ein Teil der Zahnräder zeitweise außer Eingriff, und es ist möglich, daß die Last abstürzt.

Ein von der Firma Arnold Georg A.-G. Neuwied für elektrische Laufkrane verwendetes Wechselrädergetriebe[1] ist so eingerichtet, daß Unglücksfälle unmöglich gemacht werden. Es wird vom Führerkorb aus elektrisch betätigt, ist unter Belastung umschaltbar und erfordert keinerlei Zeit- und Kraftaufwand.

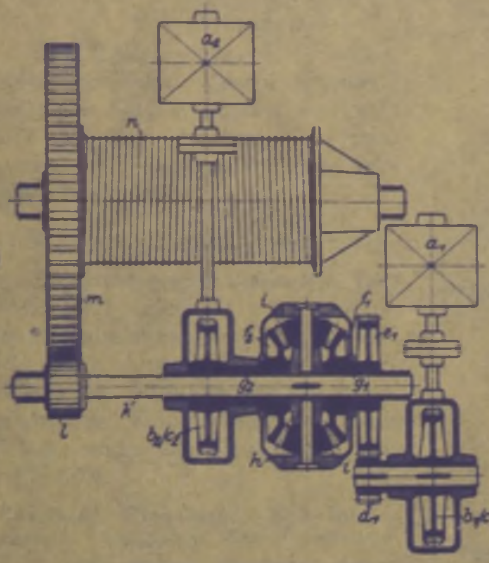


Abb. 512. MAN-Doppelantrieb.

a_1 und a_2 Motoren; b_1-c_1 und b_2-c_2 Schneckenvorgelege; d_1-e_1 Stirnrädergetriebe; $f_1-f_2-g_1-g_2-h-i$ Planeten- oder Umlaufgetriebe; k Welle auf der der Planetenradträger (mit den Rädern i) aufgekeilt; $l-m$ Trommelvorgelege; n Trommel.

In vielen Fällen ist es erforderlich, Lasten mit einer außerordentlich geringen Geschwindigkeit millimeterweise zu bewegen, wie z. B. in der Gießerei zum Herausheben der Modelle, zum Einsetzen von Kernen und zum Aufsetzen fertiger Formkästen oder in Zusammenbauwerkstätten zum Absetzen schwerer Maschinenteile während der Montage. Eine derartige weitgehende und feinstufige Regelung der Hubgeschwindigkeit wird auf mechanischem Wege durch die Anwendung von Umlauf- oder Planetengetrieben und auf elektrischem Wege durch die Leonard-Schaltung erreicht.

2. MAN-Doppelantrieb (Abb. 512). Bei diesem arbeiten zwei gleiche Motoren auf das mit einem Umlauf (Planeten-) Getriebe ausgerüstete Hubwerk. Hierdurch werden zwei Grundgeschwindigkeiten erzeugt, die dann vermittels der Steuerwalzen innerhalb weiter Grenzen und feinstufig veränderlich sind.

Langsamer Gang: Der Motor a_1 arbeitet mittels des Schneckengetriebes b_1-c_1, des Stirnrädervorgeleges d_1-e_1 und des Kegelrades f_1 des Umlaufgetriebes $h-i$ auf die Welle k und durch das Vorgelege $l-m$ auf die Trommel.

Schneller Gang: Der Motor a_2 arbeitet mittels des Schneckengetriebes b_2-c_2 und des Kegelrades f_2 des Umlaufgetriebes $h-i$ auf die Welle k und von dieser wieder durch das Vorgelege $l-m$ auf die Trommel.

Für jeden Motor bzw. Gang ist eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Haltebremse vorgesehen. Je nach Größe der Last und der gewünschten Geschwindigkeit läuft der eine oder der andere Motor, beide in gleichem oder beide in entgegengesetztem Sinne. Laufen die Motoren gegeneinander, so kann die Geschwindigkeit bis zum Stillstand der Last herabgesetzt werden.

Durch die Anwendung des MAN-Doppelantriebes wird ein Hilfshubwerk zum schnellen Heben leichterer Lasten gespart.

Das auf Abb. 512 schematisch dargestellte Hubwerk gehört zu einer Laufkatze von 15 t Tragkraft. Es hat den üblichen viersträngigen Zwillingsrollenzug und einen Rollen- bzw. Trommeldurchmesser von 450 mm.

Leistung der beiden Motoren: je 12 PS bei 940 Uml/min.
Hubgeschwindigkeiten (ohne Regelung durch Widerstände):
Bei Vollast: 2 m/min; bei Mittellast: 7 m/min; leer: 15 m/min.
Eine weitgehende Hub- und Geschwindigkeitsregelung wird auf mechanischem Wege auch durch den Antrieb Bauart Bury-Humboldt erreicht (Fördertechn. und Frachtverkehr, Bd. XX, Heft 1, S. 12).

[1] Z. V. d. I. Bd. 68, Nr. 48. Claes: Hebezeuge mit Wechselgetrieben.

3. Leonard-Steuerung. Schaltung und Arbeitsweise s. S. 179.

Die mit der Leonard-Schaltung ausgerüsteten Krane erhalten eine Steuerdynamo, die bei Laufkranen auf der einen Bühne aufgestellt wird. Die Leonard-Schaltung kommt hauptsächlich für Krane von großer Tragkraft, insbesondere Schwerlastkrane, in Betracht.

Hilfshubwerk. Winden größerer Tragkraft (über 10 t) erhalten vielfach ein zweites Hubwerk mit kleinerer Tragkraft und größerer Hubgeschwindigkeit.

Abb. 513 und 514 zeigen eine Laufkatze von 20 t Tragkraft mit einem Hilfshubwerk von 5 t Tragkraft. Hubhöhe: 10 m.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben (20 t)	9,1 m/min;	50 PS	bei	585 Uml/min
Hilfsheben (5 t)	17,0 „ ;	25 „	„	720 „
Katzenfahren	30,0 „ ;	7,5 „	„	950 „

Die Haltebremsen der beiden Hubwerke sind gewichtbelastete, doppelte Backenbremsen von 600 bzw. 400 mm Durchmesser. Hubarbeit der Magnetbremslüfter: 300 bzw. 200 kgcm.

β) Winden- (Katzen-) Fahrwerk.

Berechnungsgrundlagen s. S. 221. Tabelle 47 gibt die Spurweiten (Schienenmittenentfernungen), Radstände, Katzengewichte und Raddrucke der normalen elektrisch betriebenen Kranlaufwinden ohne Hilfshubwerk für Tragkräfte von 5 bis 50 t.

Tabelle 47. Elektrische Kranlaufwinden von 5 bis 50 t Tragkraft (Demag A.-G. Duisburg.)

Tragkraft t	Spurweite mm	Radstand mm	Windengewicht t	Raddruck t
5	1400	1650	3,00	2,00
7,5	1500	1700	3,70	2,80
10	1550	1800	4,20	3,56
12,5	1600	1900	4,70	4,30
15	1700	2000	5,30	5,08
20	1800	2200	5,8	6,45
25	2000	2300	7,00	8,00
30	2200	2400	8,60	9,67
40	2300	2500	9,60	12,40
50	2400	2600	10,80	15,20

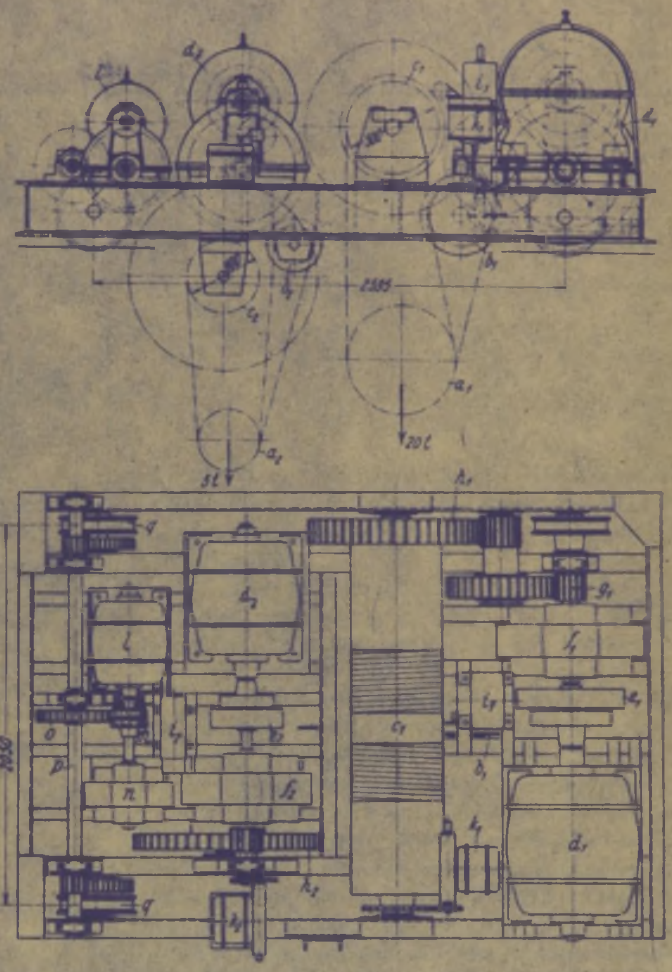


Abb. 513 und 514. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 20 bzw. 5 t Tragkraft. (Demag.)

a_1, a_2 zweirollige Hakenflaschen; b_1, b_2 Seilausgleichrollen; c_1, c_2 Trommeln; d_1, d_2 Hubmotoren; e_1, e_2 elastische Kupplungen mit Hubwerkbremsen; f_1, f_2 Motorvorgelege (mit Räderkästen); g_1 Zwischenvorgelege zum 20 t-Hubwerk; h_1, h_2 Trommelvorgelege; i_1, i_2 Magnetbremslüfter; k_1, k_2 Endausschalter zum Haupt- bzw. Hilfshubwerk; l Fahrmotor; m elastische Kupplung; n Motorvorgelege (mit Räderkasten); o mittleres Vorgelege, auf die Welle p treibend; q angetriebene Laufräder.

Bei Winden bis etwa 10 t Tragkraft werden die Laufräder paarweise auf den beiden umlaufenden Achsen aufgekeilt, von denen die eine angetrieben wird (Abb. 510). Sind die Achsen wie bei der Ausführung Abb. 511 in normalen Deckellagern nach DIN 505, gelagert, so gibt man dem Laufradvorgelege aus baulichen Gründen ein Zwischenrad.

Bei Laufkatzen über 10 t Tragkraft, in neuerer Zeit auch bei allen Größen, laufen die Räder lose auf den durch Achshalter festgestellten Bolzen (Abb. 323, S. 137). Die angetriebenen Laufräder haben bei kleinerem Durchmesser (bis 300 mm) auf den Laufradnaben aufgekeilte Zahnräder (DIN 692), bei größerem Durchmesser angeschraubte Zahnkränze (DIN 4009). Laufräder s. S. 135.

Tabelle 48. Elektrisch betriebene Kranlaufwinden

	Tragkraft Q . . . . . in t	5	7,5	10	15
Hubwerk	Hubgeschwindigkeit v_1 . . . . . in m/min	7,5	7,5	9	8,8
	Zahl der tragenden Seilstränge z .	4	4	4	4
	Erf. Bruchlast $\mathfrak{S} = S \cdot 8S$ . . . . in kg	10000	15000	20000	30000
	Gewähltes Seil. DIN 655; $\sigma_B = 180$ kg/mm²	B 13	B 15	B 18	B 22
	Rollendurchmesser $D = 500\,\delta$ . . in mm	300	350	400	500
	Trommeldurchmesser $D_T = 600\,\delta$. in mm	350	400	450	600
	D/d . . . . . —	23	23,4	22	22,7
	Trommeldrehzahl n_T . . . . . i. d. Min.	13,6	11,9	12,7	11,2
	Wirkungsgrad η . . . . . —	0,80	0,80	0,80	0,80
	Erf. Leistung N_1 . . . . . in kW	7,65	11,5	18,4	27
	Gewählte Type . . . . . —	DH 116–8	DH 126–8	DH 156–8	DH 163–8
		750	750	750	750
	Motorleistung (25% ED) . . . . . in kW	7,5	11	22	30
	Motordrehzahl n . . . . . i. d. Min.	720	725	730	730
	Nenndrehmoment M . . . . . in kgcm	1030	1490	2340	4000
	Erf. Übersetzung i . . . . . —	1/53	1/61	1/57,5	1/65
Fahrwerk	Fahrgeschwindigkeit v_2 . . . . . in m/min	30	30	30	30
	Windengewicht G_0 . . . . . in t	3	3,7	4,2	5
	Größter Raddruck max P . . . . in t	2	3	4	5
	Laufrad D . . . . . in mm	300	300	400	400
	Schienenbreite b . . . . . in mm	45	45	55	55
	Laufradbolzen-Durchm. d . . . . in mm	55	60	70	70
	Laufraddrehzahl n_2 . . . . . i. d. Min.	31,8	31,8	24	24
	Fahrwiderstand W . . . . . in kg	211	316	340	480
	Wirkungsgrad η . . . . . —	0,85	0,85	0,85	0,85
	Erf. Leistung N_2 . . . . . in kW	1,3	2	2	3
	Gewählte Type . . . . . —	kR 54 n–6	kR 54 n–6	kR 54 n–6	kR 64 s–6
		1000	1000	1000	1000
	Motorleistung (25% ED) . . . . . in kW	2,6	2,6	2,6	3,1
	Motordrehzahl n . . . . . i. d. Min.	920	920	920	920
	Erf. Übersetzung i . . . . . —	1/29	1/29	1/38	1/38

Ebenso wie beim Hubwerk wird der Motor mit dem Triebwerk durch eine elastische Kupplung verbunden. Nur bei Winden mit kleiner Tragkraft wird das Ritzel des Motorvorgeleges unmittelbar auf dem Motorstumpf aufgekeilt.

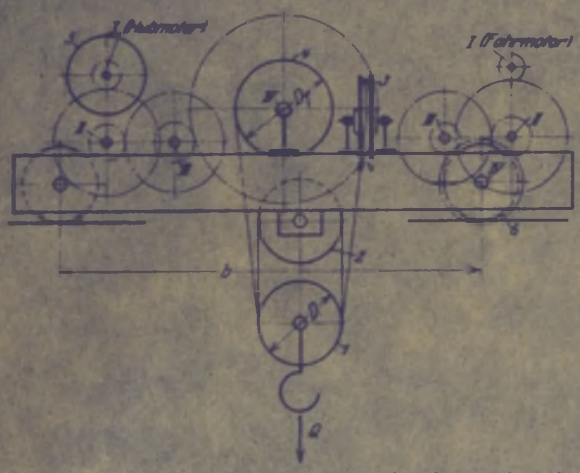


Abb. 515. Elektrisch betriebene Laufkatze. (Berechnungsschema.)
1 vierrollige Unterflasche; *2* zweirollige Oberflasche; *3* Ausgleichrolle; *4* Trommel; *5* elastische Kupplung mit Bremsscheibe; *6* angetriebene Laufräder.

Eine Fahrwerkbremse wird nur bei größerer Fahrgeschwindigkeit, und wenn genaues Anhalten Bedingung ist, vorgesehen. Siehe auch S. 223.

Bei schnellaufenden Katzen (z. B. von Verladebrücken) treten bei elektrischer Bremsung Überlastungen des Fahrwerks durch Bremsstöße auf, die bei schlüpfrigen Schienen die angetriebenen Laufräder zum Gleiten bringen können. Diese Kräfte werden bei trockenen Laufschienen noch erheblich größer und überschreiten den Wert 0,25 × Raddruck bis 0,30 × Raddruck[1]. Bei gut gebauten mechanischen Bremsen sind die Bremsstöße stets niedriger als bei elektrischer Bremsung, auch bei solcher mit Verzögerungsschaltung (s. S. 183).

Bezeichnen $\sum P$ die Raddrücke der abgebremsten Laufräder, μ die Reibungszahl zwischen Rad und Schiene, so ist die Bremskraft gleich dem größten Gleitwiderstand $\sum P\mu$. Sind m die Masse der Katze, v die Fahrgeschwindigkeit in m/sek und s der Bremsweg in m, so ist:

$$\sum P\mu \cdot s = m \cdot \frac{v^2}{2} \quad \text{und die Bremskraft:} \quad \sum P \cdot \mu = \frac{m \cdot v^2}{2s}. \tag{218}$$

[1] Garlepp (Maschinenbau 1931, S. 86).

von 5 bis 100 t Tragkraft (Berechnungsangaben).

20	30	40	50	60	75	100
6,8	4,6	4,8	3,3	3,3	2,6	2
6	8	8	8	8	10	10
40000	30000	40000	50000	60000	60000	80000
B 26	*B* 22	*B* 26	*B* 26	*B* 31	*B* 33	*B* 35
600	500	600	650	700	750	800
700	600	700	750	850	900	1000
23	23	23	23	22,5	22,7	22,8
6	9,25	7,8	5,6	5	3,7	2,5
0,80	0,76	0,76	0,76	0,76	0,74	0,74
27	28,4	36	35,5	42,5	43	44
DH 163—8	*DH* 183—10	*DH* 203—10	*DH* 203—10	*DH* 203—10	*DH* 213—10	*DH* 213—10
700	600	600	600	600	600	600
30	30	40	40	50	50	50
730	585	585	585	585	585	585
4000	5000	5000	5000	6650	6650	6650
1/122	1/83	1/77	1/105	1/117	1/158	1/234
30	30	30	26	22	18	14
6	8,6	10	12	14	18	20
6,5	10	12,5	15	19	23	30
500	500	600	600	700	700	700
55	55	65	65	65	65	75
80	80	80	90	100	100	100
19	19	16	12,8	10	8,1	6,5
862	825	1000	1200	1400	1700	2300
0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
3,5	5	6	6	6,5	6,5	8
bR 64 *s*—6	*DH* 76—6	*DH* 96—6	*DH* 96—6	*DH* 116—8	*DH* 126—8	*DH* 126—8
1000	1000	1000	1000	750	750	750
3,1	5,5	7,5	7,5	7,5	11	11
920	945	950	950	720	725	725
1/49	1/30	1/60	1/69	1/72	1/90	1/110

Bei konstanter Verzögerung b ist die Bremszeit $t = \frac{2s}{v}$ . . . sek.

Für Fahrgeschwindigkeiten $v = 1{,}5$ bis 3 m/sek ist die Bremszeit $t \approx 6$ sek, bei $v = 3$ bis 5 m/sek kann mit $t \approx 8$ bis 10 sek gerechnet werden[1].

Tabelle 48 gibt eine Zusammenstellung der wichtigsten Berechnungsgrößen für die Hub- und Fahrwerke der elektrisch betriebenen Kranlaufwinden von 5 bis 100 t Tragkraft. Stromart: Drehstrom.

Beispiel Nr. 8. Eine elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 30 t Tragkraft und 12 m Hubhöhe ist zu berechnen. Betriebsart: Normaler Betrieb.
Arbeitsgeschwindigkeiten (zu Abb. 508 und 509, S. 233): Heben: $v_1 = 4{,}4$ m/min; Katzenfahren: $v_2 = 30$ m/min.
Stromart: Drehstrom 500 V, 50 Hz. Ausführung mit Stirnräderübersetzung (Abb. 515, S. 238).

a) Hubwerk.

1. Rollenzug. Für Laufkatzen von 30 bis 60 t kommt der 8-strängige Rollenzug nach Abb. 80, S. 37, in Betracht.
Zugkraft des Seiles: $S = \frac{Q}{8} = \frac{30000}{8} = 3750$ kg.
Übersetzung des Rollenzuges: $i_z = \frac{1}{8}$.
Seilgeschwindigkeit an der Trommel: $v_s = 4 \cdot v_1 = 4 \cdot 4{,}4 \approx 17{,}6$ m/min.
An jeder Trommelhälfte aufzuwickelnde Seillänge: $l = 4 \cdot$ Hubhöhe $= 4 \cdot 12 = 48$ m.
Wirkungsgrad des Rollenzuges: $\eta_z \approx 0{,}90$ ang.

2. Drahtseil. Sicherheitsgrad $\in = 8$ ang.
Erforderliche Bruchfestigkeit des Seiles: $\in \cdot S = 8 \cdot 3750 = 30000$ kg.
Nach DIN 655 (Tabelle 14, S. 28) gewähltes Drahtseil: B 22 mit $\sigma_B = 180$ kg/mm².
Drahtzahl (Bauart B): $i = 222$; Seildurchmesser: $d = 22$ mm.
Drahtdurchmesser: $\delta = 1{,}0$ mm; kleinster Rollen- bzw. Trommeldurchmesser: $D = 500\,\delta = 500 \cdot 1{,}0 = 500$ mm.
Rechnerische Bruchfestigkeit: 31200 kg.

3. Unterflasche (Hakenflasche). Gestaltung: Normale Bauart nach Abb. 116, S. 48, kurze Bauart nach Abb. 117. Theoretischer Rollendurchmesser $D = 500$ mm.
Rillenprofil der Seilrollen nach DIN 800 mit $r = 15$ mm Halbmesser (Tabelle 16, S. 43).

4. Obenflasche. Sie besteht aus zwei fest am Katzengestell gelagerten Seilrollen. Theoretischer Rollendurchmesser und Rillenprofil wie unter 3.

[1] Siehe Fußnote 1, S. 238.

5. Ausgleichrolle. Sie ist ebenfalls fest am Katzengestell gelagert (Abb. 515). Durchmesser und Rillenprofil wie unter 3.

6. Trommel. Der theoretische Trommeldurchmesser wird aus baulichen Gründen größer als der der Seilrollen genommen. $D_T = 600$ mm.

Steigung des Trommelgewindes (Abb. 122, S. 50): $s = d + 2$ mm $= 22 + 2 = 24$ mm.

An jeder Trommelhälfte aufzuwickelnde Seillänge (s. unter 1.): $l = 48$ m.

Länge einer Windung: $D_T\pi = 0{,}600 \cdot 3{,}14 \approx 1{,}884$ m.

Erforderliche Windungszahl: $z = \dfrac{l}{D_T\pi} + 2 = \dfrac{48}{1{,}884} + 2 \approx 28$.

Gewindelänge (an jeder Trommelseite) $l_g = z \cdot s = 28 \cdot 24 = 672$ mm. Abstand des Rechts- und Linksgewindes: $c_0 = 500$ mm ang. Durchmesser der Trommelachse: $d = 100$ mm ang.

Drehzahl der Trommel: $n_T = \dfrac{v s}{D_T \pi} = \dfrac{17{,}6}{0{,}6 \cdot 3{,}14} \approx 9{,}35$ i. d. Min.

7. Motor. Berechnung der erforderlichen Leistung nach Gleichung (202), S. 207, unter Einsetzen von $Q = 30000$ kg und $v_1 = 4{,}4$ m/min. Wirkungsgrad des Hubwerks:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_T \cdot \eta_{I-II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_{III-IV} = 0{,}92 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 \approx 0{,}76.$$

$$N_1 = \frac{30000 \cdot 4{,}4}{6120 \cdot 0{,}76} \approx 28{,}5 \text{ kW}.$$

Gewählt (aus Abb. 395, S. 166):

Type: DH 183 — 10; Nennleistung bei 25% Einschaltdauer: 30 kW; Nenndrehzahl: 585 i. d. Min.

Normales Drehmoment: $M = 97400 \cdot \frac{30}{585} \approx 5000$ kgcm.

Verhältnis des Kippmomentes zum normalen Drehmoment: $M_K : M \approx 3$.

Höchste zulässige Drehzahl: max $n = 2000$. Schwungmoment des Läufers: $GD^2 \approx 15{,}8$ kgm².

Gewicht des Motors: 800 kg. Durchmesser des Motorzapfens (nach DIN VDE 2702): $d = 70$ mm.

8. Erforderliche Übersetzung. (Abb. 515): $i = \dfrac{\text{Drehzahl der Trommel}}{\text{Drehzahl des Motors}} = \dfrac{9{,}35}{585} \approx \dfrac{1}{62{,}5}$

Diese Übersetzung werde in folgende Teilwerte zerlegt: $i = \dfrac{1}{62{,}5} = \dfrac{1}{5} \cdot \dfrac{1}{2{,}5} \cdot \dfrac{1}{5}$.

9. Motorvorgelege. Ausführung mit Räderkasten (Tabelle 22, S. 79) und im Ölbad laufend. Werkstoff: St 50 · 11 / Stg 38 · 81. $i_{I-II} = \frac{1}{5}$; $z = {}^{20}/_{100}$; Umfangsgeschwindigkeit des Getriebes: $v \approx 5$ bis 7 m/sek.

Zulässige Zahnbeanspruchung (Abb. 168, S. 72): $c_{zul} \approx 35$ kg/cm².

Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung $\Psi = b/t = 4$ bis 5.

Teilung nach Gleichung (73), S. 72:

$$t = \sqrt[3]{\frac{612000}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N_{kW}}{n}} = \sqrt[3]{\frac{612000}{35 \cdot 4{,}5 \cdot 20} \cdot \frac{28{,}5}{585}} \approx 2{,}15 \text{ cm} \approx 7\pi \text{ mm}.$$

Teilkreisdurchmesser: $D = z \cdot m = {}^{140}/_{100}$ mm. Achsenabstand: $a = \frac{140}{2} + \frac{280}{2} = 420$ mm.

Daher Räderkasten Größe Nr. *III*, Tabelle 22, S. 79.

Zahnbreite: $b = 4{,}5\,t = 4{,}5 \cdot 7 \cdot 3{,}14 = 99$ mm; $b = {}^{140}/_{100}$ mm. Bohrung: $d = {}^{70}/_{80}$ mm.

Vorhandene Nabenstärke des Ritzels: $\delta = \frac{1}{4}(D - 2\frac{1}{4}\,m - d) = 27$ mm. Diese reicht nach den Angaben S. 73 nicht aus. Ritzel und Welle werden daher aus einem Stück gefertigt.

10. Trommelvorgelege. $i_{III-IV} = {}^1/_6$; $z = {}^{30}/_{80}$.

Werkstoff: St 50 · 11/Stg 45 · 81; $v \approx 0{,}5$ m/sek; $c_{zul} = 60$ bis 50 kg/cm²; $\psi = b/t = 2$ bis 3.

Drehmoment: $M_{d_{IV}} = 2\,S \cdot R \cdot \dfrac{1}{\eta_r} \cdot \dfrac{1}{\eta_T} = 2 \cdot 3750 \cdot 30 \cdot \dfrac{1}{0{,}92} \cdot \dfrac{1}{0{,}95} \approx 260000$ kgcm.

Teilung (nach Gleichung (71), S. 71):

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot M_{d_{IV}}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{60 \cdot 3 \cdot 80} \cdot 260000} = \sqrt[3]{113} = 4{,}80 \text{ cm} \approx 15\pi \text{ mm}.$$

Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{300}/_{1200}$ mm.

Zahnbreite: $b = 200/140$ mm. Nabenstärke des Ritzels: $\delta = 60$ mm. Bohrung: $d = {}^{90}/_{100}$ mm.

11. Zwischenvorgelege. $i_{II-III} = 1/2{,}5$; $z = {}^{30}/_{80}$.

Werkstoff: St 50 · 11/Stg 38 · 81; $v \approx 1$ bis 2 m/sek. $c_{zul} \approx 55$ bis 45 kg/cm²; $\psi = b/t = 3$ bis 4.

Drehmoment: $M_{d_{II}} = M_{d_I} \cdot \dfrac{1}{i_{I-II}} \cdot \eta_{I-II} = 4800 \cdot 5 \cdot 0{,}97 \approx 23300$ kgcm.

Teilung: $t = \sqrt[3]{\dfrac{2 \cdot 3{,}14}{45 \cdot 3{,}5 \cdot 26} \cdot 23300} = \sqrt[3]{36} = 3{,}3$ cm $\approx 10\pi$ mm.

Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{300}/_{900}$ mm. Zahnbreite: $b = 3{,}5\,t = 3{,}5 \cdot 10 \cdot 3{,}14 \approx 110$ mm; $b = {}^{150}/_{110}$ mm.

Nabenstärke des Ritzels: $\delta = 52$ mm. Bohrung: $d = {}^{90}/_{100}$ mm.

12. Bremse. Ausführung als gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete doppelte Backenbremse. Anordnung auf der größeren Scheibe der elastischen Kupplung zwischen Motor und Triebwerk. Damit die Bremse kurz baut, wird der gewichtbelastete Bremshebel parallel zur Motorwelle gelegt (Abb. 279, S. 118).

Durchmesser des Motorzapfens: $d = 70$ mm. Aus Tabelle 25, S. 93, werden entnommen:

Kupplungsdurchmesser: $D_K = 350$ mm; Bremsscheibendurchmesser: $D = 500$ mm; Bremsscheibenbreite: $b = 160$ mm.

Als Bremsmoment wird das volle Motordrehmoment zugrunde gelegt. $M_1 = 5000$ kgcm (s. unter 7).

Abzubremsende Umfangskraft: $U = \frac{M_1}{R} = \frac{5000}{25} = 200$ kg.

Sicherheitsgrad: $\ddot{u} = 2$ ang. $\ddot{u} U = 2 \cdot 200 = 400$ kg. Bremsbelag: Ferodofibre (s. S. 112). $\mu \approx 0{,}4$ ang.

Die Bremse wird zunächst in ihren Umrissen (im Maßstab 1:5) aufgezeichnet.

Höhe der Welle *I* über Oberkante Katzengestell: Räderkasten-Zentrale + Lagerhöhe der Welle *II* (Tabelle 22, S. 79) = 430 + 100 = 530 mm; Motorhöhe: 290 mm.

Stärke der Platten des Motoruntersatzes: 30 mm.

Daher Höhe der C-Eisen des Motoruntersatzes: 200 mm (C Nr. 20). Die Drehpunkte der Bremshebel werden an L 100 × 10 angeordnet. Warmeinmaß dieser Winkel: ~ 80 mm.

Aus der Entwurfzeichnung der Bremse werden folgende Übersetzungen entnommen:

Backenhebel: $\frac{a_1}{a_2} = \frac{260}{520} = \frac{1}{2}$; Winkelhebel: $\frac{a_3}{a_4} = \frac{120}{240} = \frac{1}{2}$; Bremshebel: $\frac{a_5}{l} = \frac{180}{450} = \frac{1}{2{,}5}$;

Übersetzung des Bremsgestänges (s. S. 113): $i = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{a_3}{a_4} \cdot \frac{a_5}{l} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2{,}5} = \frac{1}{10}$;

Erforderlicher Backendruck: $\max N = \frac{\ddot{u} U}{2\mu} = \frac{2 \cdot 200}{2 \cdot 0{,}4} = 500$ kg.

Erforderliche Zugkraft des Magnetbremslüfters: $Z_{erf} = \max N \cdot i \cdot \frac{1}{\eta} = 500 \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{1}{0{,}96} \approx 53$ kg.

Radialer Lüftweg einer Bremsbacke $\lambda = 0{,}2$ cm ang.

Erforderlicher Lüftweg des Bremslüfters: $h_{erf} = 1{,}2 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{i} = 1{,}2 \cdot 2 \cdot 0{,}2 \cdot 10 = 4{,}8$ cm.

In dieser Gleichung ist mit einem Zuschlag von 20 % für Totgang des Gestänges gerechnet.

Erforderliche Hubarbeit des Bremslüfters: $Z_{erf} \cdot h_{erf} = 53 \cdot 4{,}8 \approx 264$ kgcm.

Gewählter Bremslüfter nach Tabelle 43 (SSW): Type *K* 3830 III; Kerngewicht: 12 kg; Hub: 5,0 cm.

Hubarbeit: 300 kgcm bei einer Schalthäufigkeit von 120 i. d. Stde.

Am Abstand $l_1 = 900$ mm erforderliches Bremsgewicht: $G_1 = (Z - G_s) \cdot \frac{l}{l_1} = (53 - 12) \cdot \frac{450}{900} \approx 20$ kg.

Werkstoff des Bremsgewichtes: Ge 12 · 91.

Spezifisches Gewicht: $\gamma = 7{,}25$. Bremsgewichtvolumen: $V = \frac{G_1}{\gamma} = \frac{20}{7{,}25} \approx 2{,}8$ dm³.

Dicke des Bremsgewichtes: 100 mm ang. Fläche: $a^2 = 2{,}8$ dm²; $a \approx 170$ mm.

Breite der Bremsbacken: $b_0 = 140$ mm; Länge (Projektion): $l_0 \approx 200$ mm.

Bremsfläche einer Backe: $F_0 = b_0 \cdot l_0 = 14 \cdot 20 = 280$ cm².

Flächendruck zwischen Bremsbacke und Scheibe: $\sigma = \frac{\max N}{2 F_0} = \frac{500}{2 \cdot 240} \approx 1{,}05$ kg/cm².

Zulässig für Ferodofibre auf Ge 18 · 91 (s. S. 112): $\sigma_{zul} = 0{,}5$ bis 3 kg/cm².

Gleitgeschwindigkeit: $v = \frac{D \pi \cdot n_1}{60} = \frac{0{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 585}{60} \approx 15$ m/sek.

Für die Belastung der Bremse maßgebender Wert $= \sigma \cdot v = 1{,}05 \cdot 15 \approx 16$; zulässig (s. S. 114):

$\sigma \cdot v \approx 20$ kg/cm²; $\sigma \cdot v \cdot \mu = 1{,}05 \cdot 15 \cdot 0{,}4 \approx 6$.

b) Katzenfahrwerk.

1. Größter Raddruck. Katzengewicht: $G_0 = 8600$ kg ang.

Größter Raddruck: $P = \frac{Q - G_0}{4} = \frac{30 - 8{,}6}{4} = 9{,}65 \approx 10$ t.

2. Laufräder. Gewählt nach DIN 4009 (Tabelle 37, S. 137).

Laufraddurchmesser: $D = 500$ mm; Schienenbreite: $b = 55$ mm (Schiene Nr. 2, Tabelle 35, S. 134); Bolzendurchmesser $d = 80$ mm; Kopfabrundungshalbmesser der Schiene: $r = 4$ mm; Werkstoff des Laufrades: Stg 38 · 81. Beanspruchung des Laufrades [Gleichung (176), S. 135]:

$$k = \frac{P}{D \cdot (b - 2r)} = \frac{10000}{50 \cdot (5{,}5 - 2 \cdot 0{,}4)} \approx 43 \text{ kg/cm}^2; \quad k_{zul} = 40 \text{ bis } 60 \text{ kg/cm}^2.$$

3. Fahrwiderstand. Berechnung nach Gleichung (211), S. 222:

$$W_r = 1{,}2 (Q - G_0) \cdot w_r = 1{,}2 (30 + 8{,}6) \cdot 18 \approx 835 \text{ kg}.$$

Einheitsfahrwiderstand w_r für 1 t = 1000 kg Fahrgewicht: aus Abb. 488, S. 221.

4. Fahrmotor. Erforderliche Leistung nach Gleichung (215), S. 222:

$$N_2 = \frac{W_r \cdot v_2}{6120 \cdot \eta} = \frac{835 \cdot 30}{6120 \cdot 0{,}87} \approx 4{,}7 \text{ kW}.$$

Wirkungsgrad des Fahrwerkes (bei drei Vorgelegen): $\eta = \eta_r \cdot \eta_{ar} \cdot \eta_{ar} \cdot \eta_{Lgr} \cdot \mu = 0{,}97 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 \approx 0{,}87$.

Gewählter Motor nach Abb. 395, S. 166: Type: DH 76—6; Nennleistung: 5,5 kW (25 % ED).

Nenndrehzahl: $n = 945$; $M_a : M = 3{,}2$. $M \approx 567$ kgcm; höchst zulässige Drehzahl: $\max n = 2200$.

Schwungmoment: $GD^2 = 0{,}43$ kgm²; Gewicht: 144 kg; Durchmesser des (zylindrischen) Motorwellenstumpfes nach VDE DIN 2701: $d = 35$ mm.

5. Übersetzung. Nach Gleichung (216), S. 223 ist:

$$i_{ges} = \frac{\text{Drehzahl des Laufrades}}{\text{Drehzahl des Motors}} = \frac{19}{945} \approx \frac{1}{50}.$$

Drehzahl des Laufrades s. Gleichung (217), S. 223.

Tabelle 49. Rädertafel zur elektrisch betriebenen Kranlaufwinde von 30 t Tragkraft und 12 m Hubhöhe.
(Beispiel Nr. 3, Abb. 515.)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
			Übersetzung i	Leistung N	Drehzahl n	Drehmoment M	Zähnezahl z	Modul m	Durchmesser D	Achsabstand a	Zahnbreite b	Bohrung d	Zahndruck P	Vorhandene Zahnbeanspruchung c	Umfangsgeschwindigkeit v	Zulässige Zahnbeanspruchung c_{zul}	Werkstoff	Bemerkung
	Nr.	Art des Getriebes	—	kW	U/min	kgcm	—	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg/cm²	m/sek	kg/cm²		
Triebwerk	I/II	Stirnräder	1/5	28,5/27,6	585/117	4800/23300	20/100	7	140/700	420	150/100	70/80	680	31	4,3	38	St 50 · 11 Stg 38 · 81	
	II/III		1/2,5		117/46,8	23300/55000	26/65	10	260/650		150/110	80/90	1700	40	1,6	48	St 50 · 11 Stg 38 · 81	
	III/IV		1/5		46,8/9,35	55000/260000	16/80	15	240/1200		200/140	90/100	4300	66	0,6	65	St 50 · 11 Stg 45 · 81	
Hubwerk	I/II	Stirnräder	1/4,46	4,7/4,65	945/212	484/2064	22/98	5	110/490	300	100/70	35/50	88	8	5,5	20	St 50 · 11 Gs 23 · 91	
	II/III		1/3,6		212/59	2400/7030	18/65	8	144/520		120/80	50/60	270	12	1,6	50	St 50 · 11 Stg 38 · 81	
	III/IV		1/3,12		59/19	7030/20100	16/50	10	160/500		80/60	60/80	417	22	0,6	55	St 50 · 11 Ng 38 · 81	
Katzenfahrwerk	I/II	Stirnräder	1/4,46	4,7/4,65	945/212	484/2064	22/98	5	110/490	300	100/70	35/50	88	8	5,5	20	St 50 · 11 Gs 23 · 91	
	II/III		1/3,6		212/59	2400/7030	18/65	8	144/520		120/80	50/60	270	12	1,6	50	St 50 · 11 Stg 38 · 81	
	III/IV		1/3,12		59/19	7030/20100	16/50	10	160/500		80/60	60/80	417	22	0,6	55	St 50 · 11 Ng 38 · 81	

6. Laufradvorgelege. Nach DIN 4009 (Tabelle 37, S. 137) sind die Zahnkranzabmessungen des Laufrades mit 500 mm Durchmesser:

Zähnezahl: $z = 50$; Modul: $m = 10$ mm; Teilkreisdurchmesser: $D = 500$ mm; Zahnbreite: $b = 60$ mm. Werkstoff des Zahnkranzes: Stg 38 · 81.

Durchmesser der Fahrwerkwelle (Welle *III*): $d_3 = 60$ mm ang.

Mindest-Teilkreisdurchmesser des Ritzels (s. auch S. 73):

$$\min D = d + 2\delta + 2 \cdot \tfrac{1}{2} m = 60 + 2 \cdot 28 + 2 \cdot 12 = 140 \text{ mm}.$$

Zähnezahl: $z = {}^{14}/_{80}$; Modul: $m = 10$ mm.
Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{140}/_{800}$ mm.
Zahnbreite: $b = {}^{80}/_{60}$ mm.
Werkstoff: St 50 · 11/Stg 38 · 81.
Übersetzung des Getriebes: $i_{III-IV} = \dfrac{1}{3{,}12}$.

Zahndruck: $P_{III-IV} = \dfrac{W_z}{2} = \dfrac{835}{2} \approx 417$ kg.

Zahnbeanspruchung:

$$c = \frac{P_{III-IV}}{b \cdot t} = \frac{417}{6 \cdot 1{,}0 \cdot 3{,}14} \approx 22 \text{ kg/cm}^2.$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{v_3}{60} = \frac{30}{60} = 0{,}5 \text{ m/sek}.$$

Nach Abb. 168, S. 72: $c_{zul} \approx 55$ kg/cm².

7. Motorvorgelege.

Übersetzung: $i_{I-II} = 1/4{,}5$ ang.
Zähnezahl: $z = {}^{22}/_{98}$; Modul: $m = 5$ mm ang.
Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{110}/_{490}$ mm; Zentrale des Getriebes: $a = 275$ mm.

Gewählter Räderkasten nach Tabelle 22, S. 79: Größe I mit $a = 300$ mm.

Entsprechend geänderte Getriebeabmessungen:

$$z = {}^{22}/_{98}; \quad i_{I-II} = \frac{1}{4{,}46}; \quad m = 5 \text{ mm};$$

$$D = {}^{110}/_{490} \text{ mm}; \quad b = {}^{100}/_{70} \text{ mm};$$

Werkstoff: St 50 · 11/Stg 38 · 81.

Zahndruck: $P_{I-II} = \dfrac{M_1}{R_1} = \dfrac{484}{5{,}5} \approx 88$ kg.

Zahnbeanspruchung:

$$c = \frac{P_{I-II}}{b \cdot t} = \frac{88}{7 \cdot 0{,}5 \cdot 3{,}14} \approx 8 \text{ kg/cm}^2.$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{D\pi \cdot n_1}{60} = \frac{0{,}11 \cdot 3{,}14 \cdot 945}{60} \approx 5{,}5 \text{ m/sek}.$$

$c_{zul} \approx 35$ kg/cm². Das Rad des Vorgeleges kann daher in Gußeisen (Gs 21 · 91) ausgeführt werden.

8. Zwischenvorgelege.

$$i_{II-III} = \frac{i_{I-II} \cdot i_{II-III}}{i_{ges}} = \frac{4{,}46 \cdot 3{,}12}{50} \approx \frac{1}{3{,}6}.$$

Zähnezahl: $z = {}^{18}/_{65}$; Modul: $m = 8$ mm ang.
Teilkreisdurchmesser: $D = {}^{144}/_{520}$ mm.
Zahnbreite: $b = {}^{120}/_{80}$ mm.
Werkstoff: St 50 · 11/Stg 38 · 81.

Zahndruck: $P_{II-III} = W_z \cdot \dfrac{r_3}{R_2} \cdot \dfrac{1}{\eta_{III-IV}}$

$$= 835 \cdot \frac{80}{260} \cdot \frac{1}{0{,}95} \approx 270 \text{ kg}.$$

Zahnbeanspruchung:

$$c = \frac{P_{II-III}}{b \cdot t} = \frac{270}{9 \cdot 0{,}8 \cdot 3{,}14} \approx 12 \text{ kg/cm}^2.$$

$v = 0{,}5 \cdot i_{II}^{III} \approx 1{,}6$ m/sek; $c_{zul} \approx 50$ kg/cm².

Ebenso wie das Motorvorgelege ist das Zwischenvorgelege nur wenig ausgenutzt. Beide erhalten jedoch aus baulichen Gründen die angegebenen Abmessungen.

Die Abmessungen der Vorgelege des Hub- und Fahrwerks der Katze, die Leistungen, Drehzahlen, Drehmomente usw. sind auf Tabelle 49, S. 242, übersichtlich zusammengestellt.

9. Elastische Kupplung. Nach Tabelle 25, S. 93, wird die Größe Nr. $1^3/_4$ gewählt und auf 35 mm ausgebohrt. Kupplungsdurchmesser: $D_k = 175$ mm. Übertragbares Moment der Kupplung: ~ 550 kgcm.

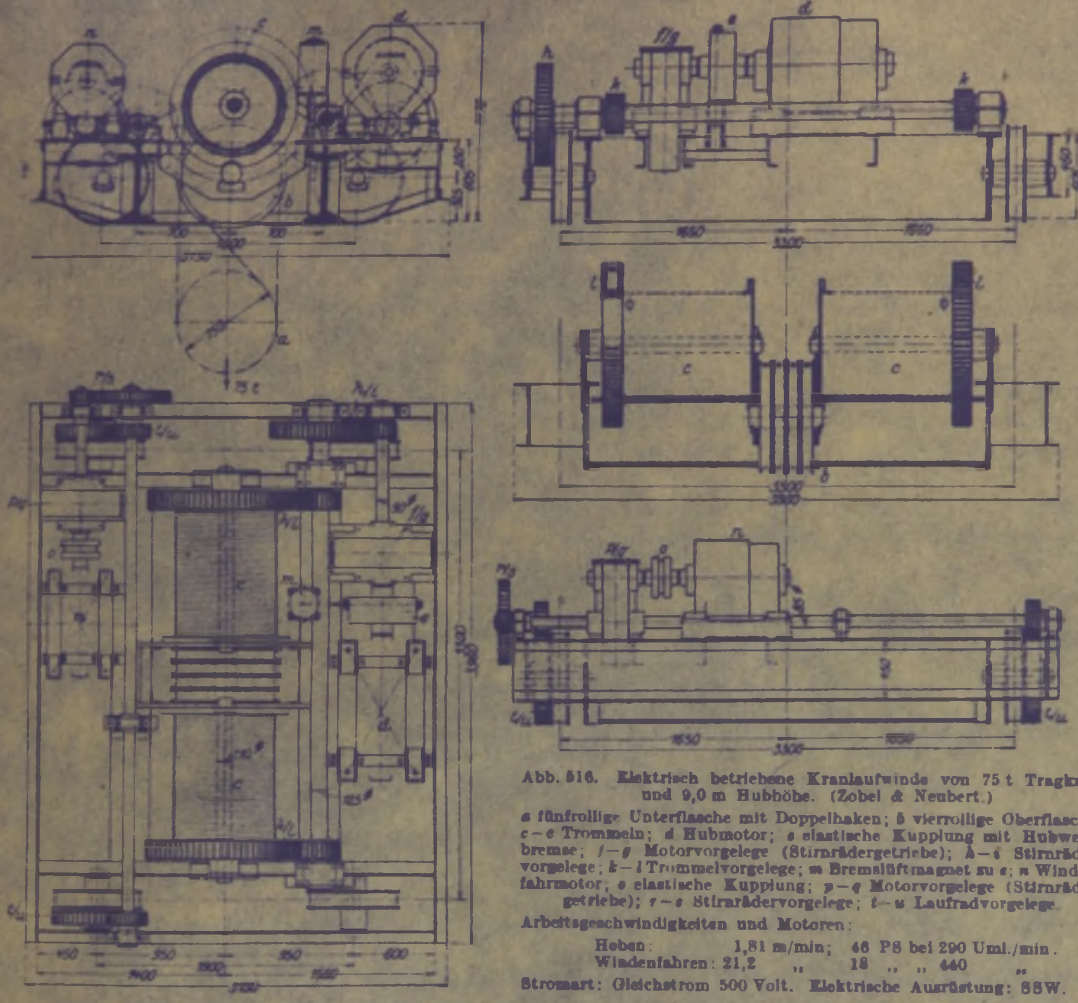


Abb. 516. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 75 t Tragkraft und 9,0 m Hubhöhe. (Zobel & Neubert.)

a fünfrollige Unterflasche mit Doppelhaken; *b* vierrollige Oberflasche; *c—c* Trommeln; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung mit Hubwerkbremse; *f—g* Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); *h—i* Stirnrädervorgelege; *k—l* Trommelvorgelege; *m* Bremslüftmagnet zu *e*; *n* Windenfahrmotor; *o* elastische Kupplung; *p—q* Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); *r—s* Stirnrädervorgelege; *t—u* Laufradvorgelege.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben: 1,81 m/min; 46 PS bei 290 Uml./min.
Windenfahren: 21,2 „ 18 „ „ 440 „

Stromart: Gleichstrom 500 Volt. Elektrische Ausrüstung: SSW.

γ) Windengestell (Katzengestell).

Es wird als versteifter [-Eisenrahmen ausgebildet, der für den Aufbau der Getriebelager entsprechende Längs- und Querträger erhält. Diese werden mit dem Rahmen und unter sich durch ⌊-Eisen verbunden.

An den Rahmenecken und sonstigen wichtigen Verbindungsstellen sind kräftige Versteifungsbleche vorzusehen. Die durch die Seilzüge beanspruchten tragenden Teile sind nach Entwurf des Windengestells auf Biegung zu berechnen. Ebenso sind die Nietanschlüsse der einzelnen Träger nachzuprüfen. In neuerer Zeit zieht man es vor, die Nietverbindungen durch Schweißstellen zu ersetzen.

Tabelle 50 gibt einen Anhalt für die Wahl der [-Eisengröße für Laufkatzen von 3 bis 30 t Tragkraft.

Tabelle 50.

Tragkraft in t	(3)	5	(7,5)	10	(12,5)	15	20	25	30
[-Eisen Nr.	16	18	20	22	24	26	28	30	40

Bei Winden höherer Tragkraft ist das größte [-Eisen (Nr. 40) nicht mehr ausreichend. Man führt dann die Rahmenträger wie bei der Ausführung Abb. 516 als Stehblechträger und mit einseitigen Gurtwinkeln aus.

In neuerer Zeit werden die einzelnen Teile der Windengestelle nicht mehr miteinander vernietet, sondern zusammengeschweißt. Durch das Schweißen werden die Windengestelle leichter und billiger in der Herstellung, auch wird der Aufbau der Maschinenteile einfacher. Beispiele von geschweißten Windengestellen siehe: Die Elektroschweißung 1930, S. 153. Abb. 1, und Z. V. d. I. 1931, S. 663. Abb. 5.

δ) Steuerung der Motoren und Sicherheitsvorrichtungen.

Bei Laufkatzen kleinerer Tragkraft (bis etwa 5 t) werden die Steuerwalzen auch an der Kranbrücke angebaut und vom Fußboden aus durch Zugschnüre gesteuert.

Meist sind jedoch die Steuerwalzen im Führerkorb des Kranes aufgestellt. Laufkatzen mit angebautem Führerstand (Abb. 519 und 520) kommen für Krane mit großem Katzenfahrweg in Betracht und haben den Vorzug, daß der Führer die Last stets vor Augen hat.

Bei Winden mit großen Arbeitsgeschwindigkeiten sind Vorrichtungen zur Begrenzung der Endstellungen der Last erforderlich.

Für die Hubwerke ist es meist ausreichend, einen Endschalter zur Begrenzung der höchstzulässigen Hakenstellung vorzusehen. Wird diese überschritten, so wird der Schalter durch eine mechanische Vorrichtung ausgerückt, der Motorstrom wird unterbrochen und die Last stillgelegt.

Ausführung und Arbeitsweise der Endschalter s. S. 182 unter „Elektrische Ausrüstung".

Abb. 517 zeigt als Beispiel die Endausschaltung zum Hubwerk einer Verladekatze von 12,5 t Tragkraft. Sie wird durch die auf- und abbewegbare Traverse (i) betätigt.

Das Ausschalten beginnt bei *I* und ist bei *II* beendigt. Der Leerlauf beginnt bei *II* und ist bei *III* beendigt. Länge des Ausschaltweges $s = 475$ mm, des Nachlaufweges $s_1 = 500$ mm.

Bei den Katzenfahrwerken ordnet man an beiden Enden der Fahrbahn Grenzschalter an, die den Motorstrom unterbrechen. Ist eine Fahrbremse vorgesehen, so wird der Fahrauslauf durch das Einfallen der Bremse abgekürzt.

Auf Abb. 518 ist die Endausschaltung eines Katzenfahrwerks dargestellt. Am Katzengestell sind schräge Lineale (g_1 und g_2) befestigt, die die Schalterkurbeln in den Endstellungen abwärtsdrehen und dadurch den Motorstrom unterbrechen.

Bei den schnell fahrenden Laufkatzen der Verladebrücken ist die Anwendung von Sternradschaltern (s. S. 184) empfehlenswert. Sie werden sowohl für Gleichstrom wie auch für Drehstrom angewendet und vermindern die Fahrgeschwindigkeit selbsttätig in zwei Stufen auf etwa $^1/_3$ ihres vollen Wertes. Der Sternschalter ist für beide Fahrtrichtungen verwendbar. Beim Einfahren in die beiderseitigen Endstrecken stößt der mit sechs Zähnen versehene Schaltstern nacheinander gegen zwei Rollenbolzen, wodurch die Schaltwalze aus der Stellung „Freie Fahrt" in die „Verzögerungsstellungen" gedreht wird.

Der Sternschalter schaltet den Motorstrom nicht unmittelbar, sondern vermittels eines Sicherheitsschützes aus, das gleichzeitig den Bremslüftmagneten abschaltet und die Fahrbremse einfallen läßt.

Weitere Sicherheitsvorrichtungen (Sicherungen und Höchststromauslöser) schützen die Motoren gegen unzulässig hohe Stromaufnahme.

Näheres über Steuerung der Motoren und über Sicherheitsvorrichtungen s. S. 167 und 182 „Elektrische Ausrüstung".

Ausführungen.

1. Magnetlaufkatze mit angebautem Führerhaus (Abb. 519, S. 246). Tragkraft: 5 t. Hubhöhe: 10 m.

Zum Straffhalten des Magnetkabels dient eine Kabeltrommel, die mit einer Seiltrommel verschraubt ist. Das an dieser Trommel angreifende Seil geht über einen Rollenzug, dessen loser Rollenblock senkrecht geführt und durch ein Gewicht belastet ist.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben . . . . . 25,2 m/min; 35,0 PS bei 600 Uml/min.
Katzenfahren . . . . . 82,0 m/min; 8,7 PS bei 600 Uml/min.

Stromart: Gleichstrom 220 V. Elektrische Ausrüstung: SSW.

2. Greiferlaufkatze mit angebautem Führerhaus (Abb. 520, S. 247). Die Katze gehört zu einer Erzverladebrücke von 5 t Tragkraft und 45 m Spannweite. Greiferinhalt: $1^1/_6$ m³.

Das Greiferwindwerk wird durch drei Handhebel v_1, v_2 und v_3 gesteuert. Der Hebel v_1 dient zum Lüften der Hubwerkbremse, der Hebel v_2 zum Ein- und Ausrücken der Bremsbandkupplung und der Hebel v_3 zum Anziehen und Lüften der Entleerbremse.

Die Katzenfahrbremse wird durch einen Fußhebel angezogen und durch ein Gewicht gelüftet. In angezogenem Zustande kann sie durch eine Klinke verriegelt werden, so daß ein Fahren außer Betrieb (durch Windkraft) vermieden wird.

Da die Greiferseile, soweit sie sich im Greifer bewegen, schneller verschleißen, so sind die Schließseile mit den Greiferseilen durch Seilschlösser verbunden. Um diese Seilschlösser auf der Schließtrommel aufwinden zu können, hat die Trommel noch ein entsprechend profiliertes Gewinde.

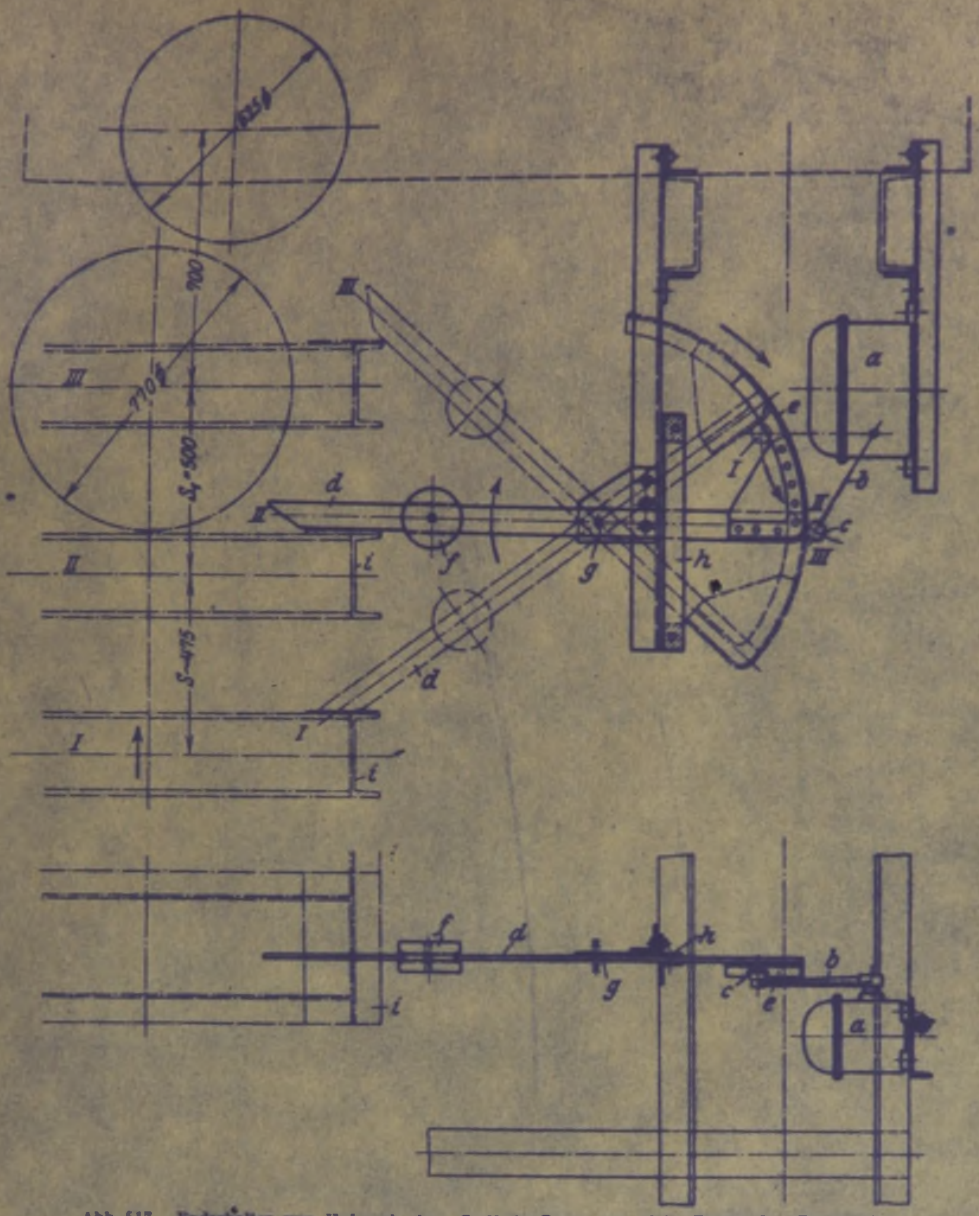


Abb. 517. Endschalter zum Hubwerk einer Greiferlaufkatze von 12,5 t Tragkraft. (Fötravič.)
a Endschalter, am Katzenfahrgestell angebaut; b Schalterkurbel mit Rolle c; d doppelarmiger Schalthebel mit Bogenstück e und Gegengewicht f; g Drehpunkt von d, ebenfalls am Katzengestell angeordnet; h Führung; i Greiferkopf, beim Aufwärtsbewegen des Greifers an d anschlagend und mittels des Bogenstückes die Schalterkurbel drehend.

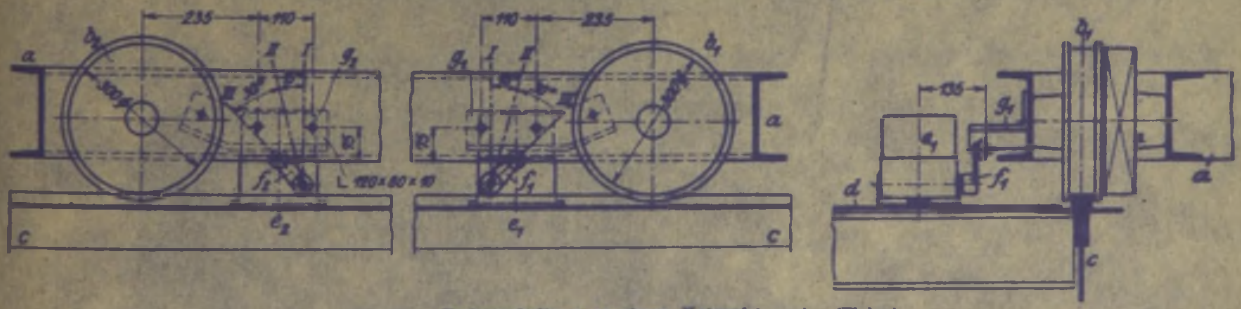


Abb. 518. Endausschaltung an einem Katzenfahrwerk. (Flohr.)
a Laufkatzenfahrgestell; b_1 rechtes; b_2 linkes Laufrad; c Hauptträger-Obergurt; d Kranbrücke; e_1 rechter, e_2 linker Endausschalter (SSW. Type A 313/16); $f_1 - f_4$ Schalterkurbeln, deren Rollen auf den Linealen g_1 bzw. g_2 auflaufen.

Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorleistungen und Stromart der Katze s. Abschn. „Verladebrücken".

3. Kipperlaufkatze von 40 t Tragkraft (Abb. 521, S. 248). Die Katze gehört zur Verladebrücke eines Hochofenwerkes und dient zum Entladen von Erz, Kalk und Koks aus den Eisenbahnwagen in die Bunker. Spannweite der Brücke 29,7 m.

Die Wagen werden durch ein elektrisches Spill auf dem Anfuhrgleis herangezogen. Verkehrt stehende Wagen mit Bremserhäuschen werden vorher auf einer Drehscheibe gedreht. Da die

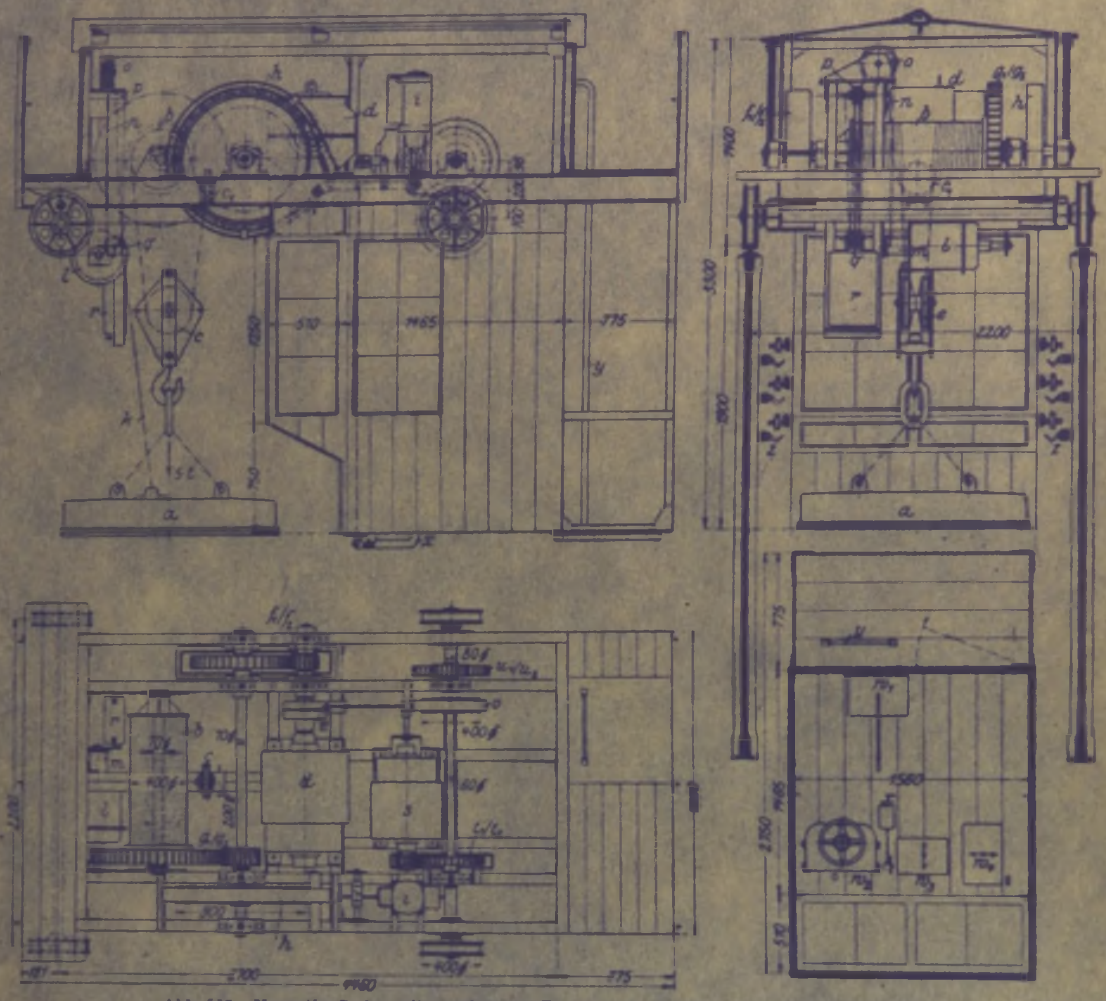


Abb. 519. Magnetlaufkatze mit angebautem Führerhaus. Tragkraft: 5 t. (Leuchhammer.)

a Lasthebemagnet; b Trommel; c zweirillige Flasche; c_1 Ausgleichrolle des Zwillingsrollenzuges; d Hubmotor; e elastische Kupplung; $f_1 - f_3$ Motorvorgelege; $g_1 - g_3$ Trommelvorgelege; h Hubwerkbremse; i Bremslüftmagnet zu h; k Magnetkabel; l Kabeltrommel; m Seiltrommel zur Kabelstraffhaltevorrichtung, mit l verschraubt und beide lose auf der festgestellten Achse laufend; n Seilzug; $o - p$ feste Rollen; q lose Rollen mit Spanngewicht r; s Windenfahrmotor; $t_1 - t_3$ Motorvorgelege; $u_1 - u_3$ Laufradvorgelege; v Fahrwerkbremse; w_1 Hubsteuerwalze; w_2 Fahrsteuerwalze; $w_3 - w_4$ Widerstände zu w_1 bzw. w_2; x Fußtritthebel zum Lüften von v; y Leiter; z Querschleifleitung.

Plattform der Kippenkatze in eine Vertiefung des Hüttenflurs eingesetzt ist, so sind keine Auflaufzungen für die Wagen erforderlich. An der Plattform ist eine kräftige Schurre mit einem Schutzdach angebracht, wodurch eine Staubentwicklung vermieden wird.

Das Kippwerk ist zum Verhüten eines Überkippens der Wagen mit einem Endausschalter (p_3) versehen. Die schwere Katze ist mit einem Endschalter mit Fahrtverzögerung (AEG-Sternschalter, Type E 61) ausgerüstet.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motoren:

Heben	10,9 m/min;	177 PS	bei	650 Uml/min
Kippen	8,6 „	55,5 „	„	475 „
Katzenfahren	50,0 „	30,6 „	„	730 „
Brückenfahren . . .	58,0 „	115 „	„	690 „

Stromart Gleichstrom 220 V. Elektrische Ausrüstung: AEG.

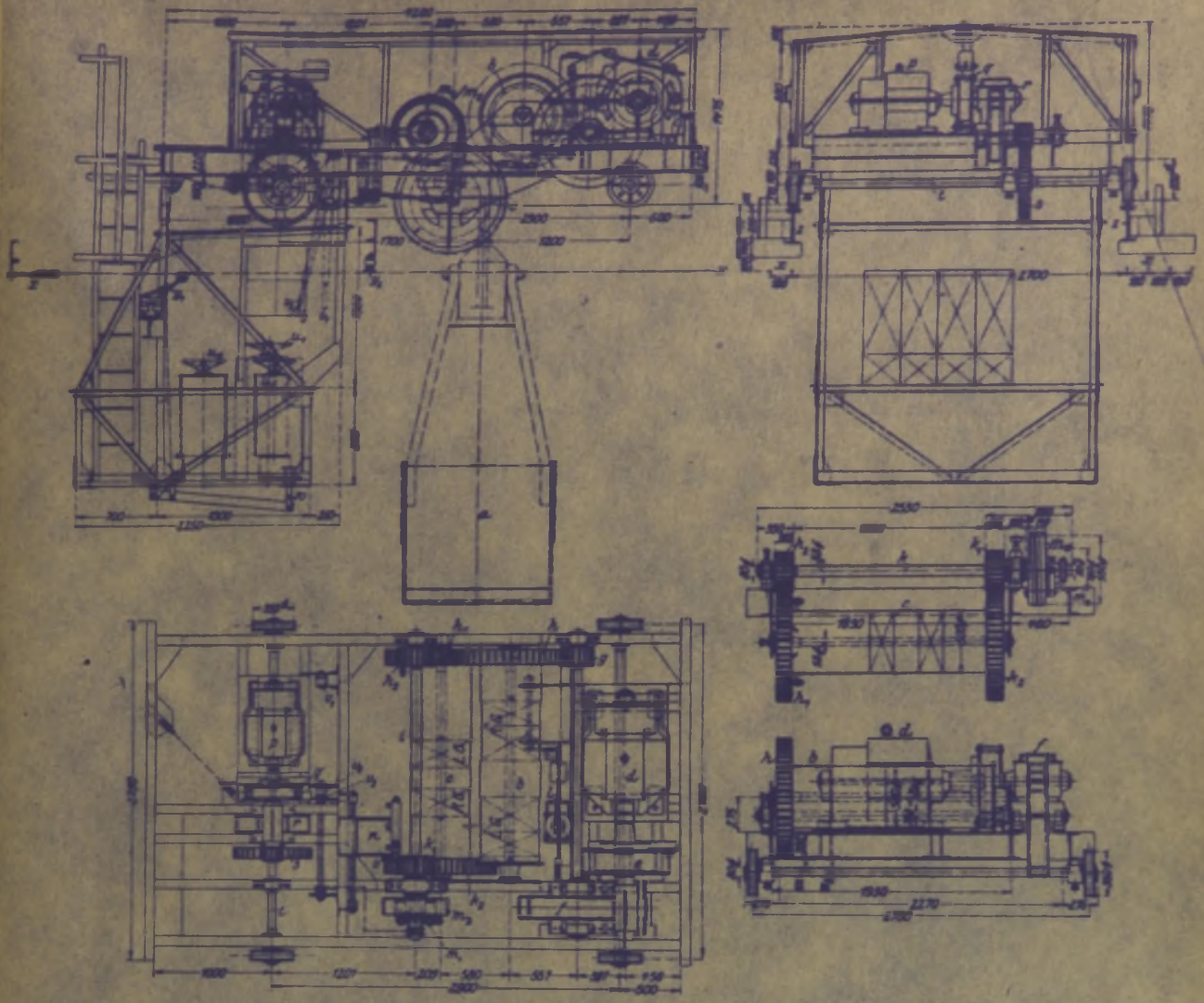


Abb. 520. Elektrisch betriebene Greifer-Laufkatze von 5 t Tragkraft. (Demag.)

a Greifer; *b* Hub- und Schließtrommel; *c* Entleer- oder Haltetrommel; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung mit Hubwerkbremsscheibe; *f* Motorvorgelege; *g*—*k* Trommelvorgelege zu *b*; $k-k_1-k_2$ Antrieb der Zwischenwelle *i*; k_1-k_3 Trommelvorgelege zu *c*; *l* Bremslüftmagnet zu *e*; m_1 Bremsbandkuppelung zum Einrücken von k_1; m_2 Entleerbremse (Schlingbandbremse); *n* Endschalter zum Hubwerk; *o* Zahnrad, mit k_2 kämmend und die Spindel von *s* antreibend; *p* Katzenfahrmotor; *q* elastische Kupplung mit Haltebremse; *r* Motorvorgelege; *s* Vorgelege, die Laufradachse *t* antreibend; u_1-u_2 Steuerwalzen; v_1-v_2 Handhebel zum Steuern des Greiferhubwerks; *w* Fußtritt zum Anziehen der Katzenfahrbremse; *x* Katzenschleifleitungen; y_1 Stromabnehmer; y_2 Befestigung der Schleifleitungen; *z* Katzenfahrbahn.

Literatur.

Hänchen: Berechnung und Entwurf einer elektrisch betriebenen Kranlaufwinde von 30/10 t Tragkraft. Prakt. Masch.-Konstr. 1925, S. 18, 177 u. 209.

Jahn: Die Beziehungen zwischen Rad und Schiene hinsichtlich des Kräftespiels und der Bewegungsverhältnisse. Z.V.d.I. 1918, S. 121.

Karch: Regelbare Laufkatze. Z.V.d.I. 1925, S. 1115.

Oerlikon: Versuchsergebnisse an einer Laufwinde von 50 t Tragkraft. Z.V.d.I. 1914, S. 1309.

Rosenbaum: Laufkatze mit veränderlichem Laufraddrucke auf einem doppelt gestützten Träger. Fördertechn. 1928, S. 183.

Schulze: Geschweißte Drehlaufkatzen. Z.V.d.I. 1929, S. 1755.

Elektrozüge der Demag zur Bedienung von Dämpfgruben. Fördertechn. 1930, S. 265.

Sonderbauarten von Elektroflaschenzug-Katzen. Demag-Nachrichten 1927, S. 23.

Der neue Demag-Zug. Demag-Nachrichten 1921, S. B 18.

Weichen und Drehscheiben für Elektrozughängebahnen mit Elektrozügen. Demag-Nachrichten 1928, S. 21.

Sonderrechentafel für die Verbesserung von Hubwerken. Maschinenbau 1930, S. 297.

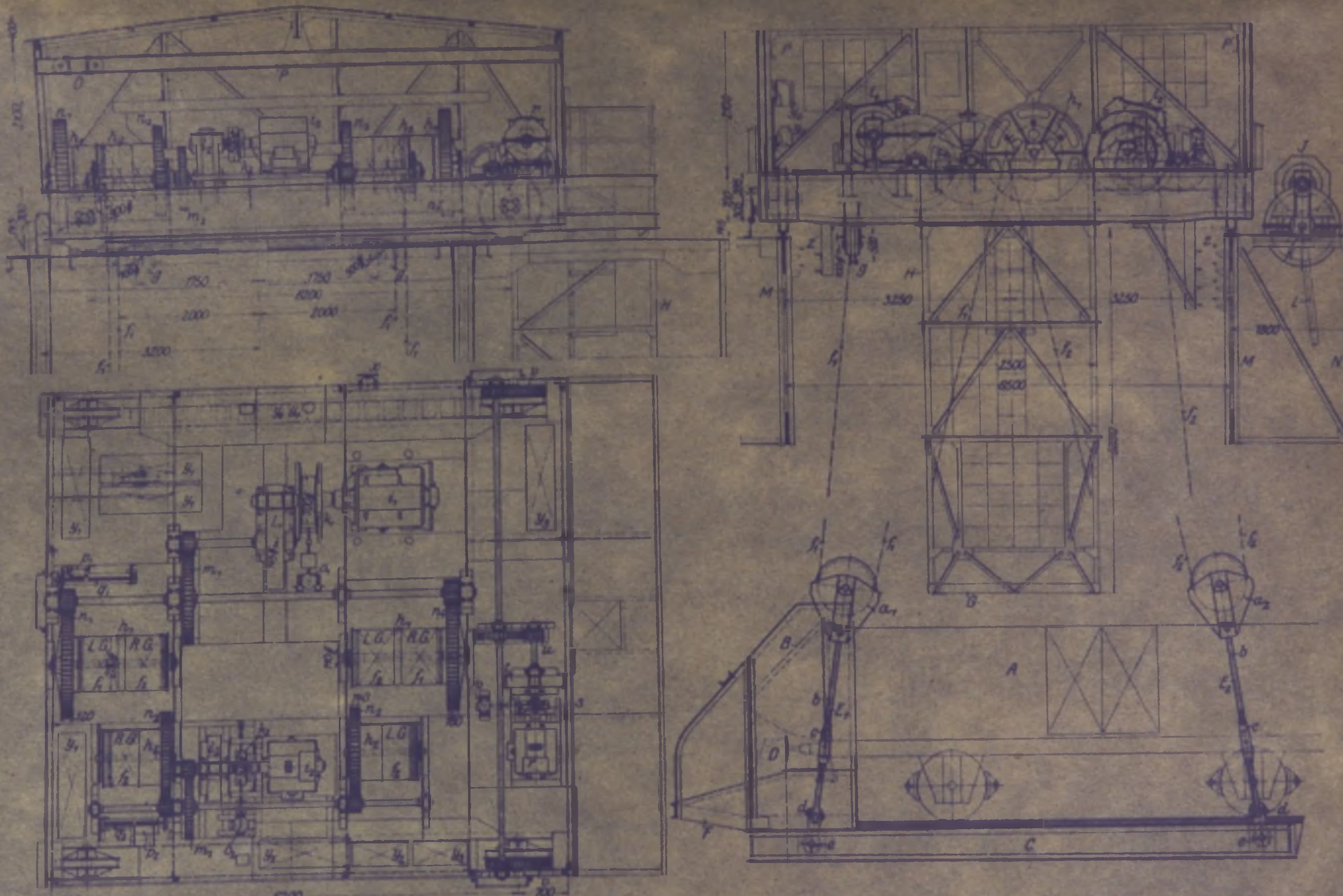


Abb. 521. Kipper-Laufkatze von 40 t Tragkraft. (Demag.)

A O-Wagen von 20 t Ladegewicht; B aufklappbare Kopfwand zu A; C Plattform; D Prellbock an C; E_1–E_4 Plattformgehänge; F Schurre; a_1 Hubflaschen; a_2 Hub- und Kippflaschen; b Zugstangen, an a_1 bzw. a_2 und C gelenkig angreifend; c Spannschlösser; d–e Gelenkstücke an der Plattform; f_1 Hubseilzug; g Ausgleichrollen zu f_1; f_2 Hub- und Kippseilzüge; h_1 Seiltrommeln, an denen f_1 und f_2 auf- und abwickeln; h_2 Seiltrommeln (Kipptrommeln) an denen die anderen Enden von f_2 angreifen; i_1 Hubmotor; k_1 Hubwerkbremse, auf der elastischen Kupplung angeordnet; l_1 Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); m_1 mittleres Vorgelege; n_1 Trommelvorgelege zu h_1; o_1 Magnetbremslüfter zu k_1; p_1 Endschalter für höchste Plattformstellung; q_1 Spindel zu p_1, vom Ritzel des einen Trommelvorgeleges n_1 aus angetrieben; i_2 Kippmotor; k_2 Haltebremse zum Kippwerk, auf der elastischen Kupplung angeordnet; l_2 Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); m_2 mittleres Vorgelege; n_2 Trommelvorgelege zu h_2; o_2 Magnetbremslüfter zu k_2; p_2 Endschalter; q_2 Spindel zu p_2, vom Ritzel des Trommelvorgeleges n_2 aus angetrieben; r Katzenfahrmotor; s Haltebremse, auf der elastischen Kupplung angeordnet; t Motorvorgelege (Stirnrädergetriebe); u mittleres Vorgelege; v Laufradvorgelege; w Magnetbremslüfter zu s; x Endschalter [illegible] schalter) zum Fahrwerk; y_1 Schütze; y_2–y_4 Anlaßwiderstände; z Katzen-Schleifleitung. G Führerkorb; H Aufhängung zu G; J Kranfahrmotor; K [illegible] N Seitenträger zur Kranbrücke; O Montagelaufkatze; P [illegible]

BG Politechniki Śląskiej
nr inw.: 102 - 131169
Dyr.1 131169