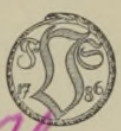
HUGO BETHMANN

DIE HEBEZEUGE

Hugo Bethmann

Die Hebezeuge

Berechnung und Konstruktion der Einzelteile, Flaschenzüge, Winden und Krane



Achte, vollständig neubearbeitete Auflage

Mit 1275 Abbildungen im Text und auf 10 Tafeln und 110 Tabellen

---

Druck und Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges.
Braunschweig 1930

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
w Gliwicach

130441

Alle Rechte vorbehalten

Printed in Germany

D 1338/1

Vorwort zur achten Auflage.

Die vorliegende achte Auflage der „Hebezeuge“ hat eine durchgreifende Neubearbeitung erfahren, wobei alles Unwesentliche ausgeschaltet wurde, um Raum für wertvolle Ergänzungen zu schaffen.

Ein umfangreicher Briefwechsel mit den in Betracht kommenden Firmen bietet Gewähr, daß die angeführten Konstruktionen, die aus einer großen Fülle von Fabrikunterlagen gewählt wurden, dem derzeitigen Stande des Hebezeugbaues entsprechen. Einige Bauarten von heute nicht mehr ausgeführten Kranen wurden auf Anregung der betreffenden Firmen beibehalten, um ein Bild von der Entwicklung dieser Krane zu geben.

Den Industrienormen wurde weitgehend Rechnung getragen. Um den Gebrauch derselben, insbesondere der genormten Einheitszeichen und Werkstoffbezeichnungen, zu erleichtern, wurde dem Text ein Abschnitt über Bezeichnung, Eigenschaften und Verwendung der Werkstoffe, ferner ein kurzer Auszug der DIN-Blätter über mathematische Zeichen, Maßeinheiten, Bezeichnung von Form- und Stabeisen vorangestellt. Da im Maschinenbau und dessen neuerer Literatur die genormten Bezeichnungen σ_{zul}, $\sigma_{d\,zul}$, σ'_{zul}, τ_{zul} usw. für k_z, k, k_6, k_8 usw. noch nicht allgemein gebräuchlich sind, so wurden letztere vorläufig noch beibehalten. Aus verlagstechnischen Gründen konnten natürlich nicht sämtliche noch verwendbare Bildstöcke, die den Normen nicht ganz entsprechen, erneuert werden.

Neben den genormten Maschinenteilen finden sich noch Fabriknormen. Die Einführung der ersteren begegnet in der Praxis deshalb vielfach Schwierigkeiten, weil die Industrie zum Teil die Lasten einer doppelten Lagerhaltung und die Kosten neuer Werkzeuge zurzeit nicht tragen kann.

Von den Neubearbeitungen und Neuaufnahmen seien insbesondere hervorgehoben die Abschnitte über Greifer, Hebemagnete, Kranwaagen, Kugellager, Elektrozüge, Wahl und Berechnung der Hebezeugmotoren, Autokrane, Diesel- und Akkumulatorendrehkrane, Krane mit Raupenbandfahrwerk, Wippkrane mit wagerechter Einziehbewegung, Doppel- und Dreifachkrane, Brückenkabelkrane, Kabellaufkrane, Verladebrücken, Greiferwindwerke, Kipperkatzen und Kletterkatzen.

Die noch in der Entwicklung befindliche Drahtseilberechnung wurde in der früheren Weise gehandhabt und die künftige Berechnung nach Lebensdauer nur so weit behandelt, wie es zum Verständnis erforderlich erschien. Es wird aber ganz besonders auf den DIN-Entwurf Seite 667 hingewiesen, nach welchem für die Seilberechnung nur die Zugbeanspruchung bei richtiger Wahl der Trommel- und Rollendurchmesser maßgebend ist, während die Biegungsbeanspruchung lediglich die Lebensdauer beeinflußt. Diese Berechnung ist die zurzeit in den Fabriken übliche.

In den früheren Auflagen waren die zur Berechnung des Fahrwiderstandes der Laufkrane von Ernst, Hilbrand, Pape und Bülz aufgestellten Formeln ausführlich gebracht worden. Mit Rücksicht auf die wesentlichen Abweichungen der Ergebnisse und die Tatsache, daß sich der Konstrukteur beim Entwurf mit Zuschlägen für Spurkranz- und Nabenstirnreibung begnügt, wurde auf die Wiedergabe der Formeln verzichtet, dafür aber die Quellen der Veröffentlichungen der letzten Jahre genannt. Tabellenmäßig zusammengestellte Versuchswerte und die Abweichungen der Formelergebnisse finden sich auf S. 647.

Wie in den früheren Auflagen, wurde auch jetzt wieder angestrebt, die Aufmerksamkeit der Studierenden beim Entwerfen auf die Kostenfrage und den Zusammenbau der Hebezeuge zu lenken, Punkte, die in den Schulen viel zu wenig Beachtung finden. Diesem Zwecke sollen die eingefügten Preisangaben und die am Buchende angeführten Bemerkungen über Veranschlagen und Montage dienen.

Auf die richtige Bezeichnung der Firmen, welche besonders in der letzten Zeit durch Zusammenlegungen oder Verwandlung in Aktiengesellschaften Änderungen erfahren haben, wurde Wert gelegt.

Im Firmenverzeichnis wurden bei einigen größeren Firmen die Zusammenschlüsse derselben angeführt, einesteils zur Vermeidung der Nennung nicht mehr selbständiger Fabriken, andernteils um zu zeigen, wie alte Firmen durch Verschmelzung in Einheiten aufgehen.

Trotz des sehr vermehrten Stoffes ist es gelungen, den Umfang des Buches nur unwesentlich zu vergrößern.

Denjenigen Firmen, welche durch Überlassung von Zeichnungen, Katalogen und Mitteilungen das Buch förderten, spreche ich meinen Dank aus. Kritik, Wünsche und Verbesserungsvorschläge werden gerne berücksichtigt.

Niederhaßlau (Sa.), Dezember 1929.

Hugo Bethmann,
Studienrat an der Ingenieurschule
Zwickau (Sa.).

Inhaltsverzeichnis.

Erster Abschnitt.

Seite

1. Begriff, Wirtschaftlichkeit und Wahl der Hebezeuge 1
2. Werkstoffe. Bezeichnung, Eigenschaften, Verwendung 2
3. Einheitszeichen 4
   1. Mathematische Zeichen 4
   2. Maßeinheiten 4
   3. Formelgrößen 5
   4. Form- und Stabeisen 5
   5. Bearbeitungszeichen 5

Zweiter Abschnitt: **Einzelteile der Hebemaschinen.**

Seile 6
1. Hanfseile 6
2. Drahtseile 7
3. Seilgehänge 15

Ketten 20
1. Rundeisenketten 20
2. Kalibrierte Ketten 22
3. Gallsche Gelenkketten 23
4. Zerlegbare Treibketten 24
5. Zusammenfassung 25

Seil- und Kettenrollen 26
1. Seilrollen 26
2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten 27
3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten . . . 28
4. Kettenführungen 30
5. Kettenräder für Gallsche Ketten 31
6. Kettenräder für zerlegbare Treibketten 34

Seil- und Kettentrommeln 34
1. Seiltrommeln 34
   a) Trommeldurchmesser und Trommellänge 34
   b) Ausführung der Seiltrommeln 36
   c) Befestigung der Trommel auf der Welle 37
   d) Befestigung der Seile an der Trommel 37
2. Kettentrommeln 40
3. Richtiges Auflaufen der Ketten und Seile 42

Seite

Haken 42
1. Einfache Haken 42
2. Doppelhaken 47
3. Aufhängung der Haken 49
4. Hakengeschirre 49
5. Skizzen von Haken und Kranflaschen 50
6. Festigkeitsrechnungen 54
7. Last-Binde- oder Schlingketten 55
8. Greifzeuge 56
9. Fördergefäße 59
   a) Kippkübel 60
   b) Klappmulden 60
   c) Selbstgreifer 61
      Einketten- und Einseilgreifer 62
      Zweiseilgreifer 66
      Motorgreifer 73
      Berechnung 74
10. Hebemagnete 76
   Verwendungsgebiet 76
   Vorteile 76
   Nachteile 76
   Ausführung 77
   Wirkungsweise und Bedienung 78
   Kühlung 79
   Unfallverhütung 79
   Tragkraft 79
   Magnetschutzeinrichtung 80

Kranwaagen und Gewichtsanzeiger 81
Eichfähige Seilzugwaage 82

Kurbeln 85

Haspelräder 89

Zahngesperre 91
Zahngesperre mit Außenzähnen 91
Zahngesperre mit Innenzähnen 93
Klinkenbolzen 93
Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken 94

Klemmgesperre 97
Räder mit zylindrischen Umfangsflächen 97
Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff 98

Bremsen 99
   Zweck 99
   Einteilung 99
   Bremsvorgang 99
1. Klotzbremsen 100
   Doppelklotzbremsen 103
   Reibungsleistung und Bremsscheibendurchmesser 104
   Wahl der Bremswelle 107
   Drehbolzen 107
   Bremshebel 107
   Ermittlung des Lüftweges 108
2. Kegelbremsen 108

Seite

3. Bandbremsen 108
Einfache Bandbremsen 108
Differentialbandbremsen 111
Ermittlung des Lüftweges und des Hebelausschlages 111
Regeln für die Anordnung der Bandbremsen 113
Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung 113
Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile 114
Bremsscheibendurchmesser 114
Bremsband 115
Armierte Bremsbänder 116
Mehrfach umschlungene Bremsbänder 117
Befestigung der Bremsbandenden am Hebel 118
Scharnierbolzen 118
Ermittlung des Drehbolzendurchmessers 119
Bremshebel 120
Bremsscheiben nach DIN 535 121
Bremsbandteile 122
4. Lamellenbremsen 123
5. Sperradbremsen 124
6. Selbsttätige Bremsen 127
a) Lastdruckbremsen 127
1. Seil-Lastdruckbremsen 128
2. Schnecken-Lastdruckbremsen 129
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker 129
Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders 131
Schnecken-Lastdruckbremse von Bolzani 131
Schnecken-Lastdruckbremse der Demag 132
3. Gewinde-Lastdruckbremsen 134
Gewinde-Lastdruckbremse von Zobel, Neubert & Co. . . 134
4. Schrägzahn-Lastdruckbremse 135
b) Zentrifugalbremsen 135
Zentrifugalbremse von Becker 135
Zentrifugalbremse von Stauffer 139
Kurzer Überblick über Schleuderbremsen 140
7. Sicherheitskurbeln 140
Sicherheitskurbel mit Kegelkupplung 140
Sicherheitskurbel von Becker 141
Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller 143
Sicherheitsgesperre von Gauhe, Gockel & Co. 143
8. Elektromagnetische Bremsen 144
9. Druckluftbremse von Jordan 146
Zusammenfassung 150

Zahnräder 151
Verzahnung 151
Teilung für langsam laufende Räder 151
Zahnbreite 152
Teilung für schneller laufende Räder 153
Werkstoff und Bearbeitung 153
Zähnezahl 153
Wirkungsgrad 154
Gewichte 154

Seite

Schrägzahngetriebe im geschlossenen Ölbade 154
Stirnschneckengetriebe 155
Schneckengetriebe 156
1. Anwendung 156
2. Verzahnung 156
3. Werkstoff und Herstellung 156
4. Beziehung zwischen Last und Kraft 157
5. Wirkungsgrad 158
6. Teilung 160
7. Schneckendurchmesser 161
8. Länge der Schnecke 162
9. Schmiermaterial 163
10. Druck in Richtung der Schneckenwelle und der Schneckenradachse . . 164
11. Ausführung 166
12. Beispiel 168
Pekrungetriebe 170
Reibräder 171
Zylindrische Reibräder 171
Kegelförmige Reibräder 173
Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung 174
Kupplungen für Motorantrieb 177
Elastische Kupplung mit Lederringeinlage 178
Grissonkupplung von Becker 179
Bibby-Kupplung 179
Reibkupplungen für Schwenkkrane 180
Wellendurchmesser für Hebemaschinen 181
Rollenbolzen und Achsen 181
a) Berechnung auf Festigkeit 181
b) Berechnung auf spezifische Pressung 183
c) Berechnung der Wärmeableitung 183
Spurzapfen 184
Lager 185
Augenlager 185
Deckellager 186
Flanschlager 187
Kugellager 190
1. Anwendung 190
2. Einteilung 190
3. Normung 190
4. Einbau der Querlager 190
5. Einbau der Längslager 190
6. Schmierung 190
7. Abdichtung der Gehäuse 190
8. Wahl und Anwendung 190
9. Wartung 190
10. Berechnung 191
11. Reibungsverhältnisse 191
12. Tabellen 192
Rollenlager 197
Einbaubeispiele 197

Seite

Laufräder und deren Schienen 200
1. Berechnung 200
2. Werkstoff 201
3. Ausführung 201
4. Verbindung mit der Achse 207
5. Anordnung 207
6. Vermeiden des Aufsteigens der Spurkränze auf die Schienen 207
7. Fahrwiderstand 207
8. Lagerung der Laufräder 209
9. Laufkranschienen 209
10. Befestigung der Laufschienen 209

Flachgängige Bewegungsschrauben 211

Dritter Abschnitt: **Flaschenzüge.**

1. Feste Rolle 213
2. Lose Rolle 214
3. Gewöhnliche Rollenzüge 214
   a) Lastrollenzug 214
   b) Treibrollenzug 216
   c) Zwillingsrollenzüge 217
   d) Ausführung der Flaschenzüge 219
4. Differentialflaschenzug 219
5. Schraubenflaschenzüge mit Lastdruckbremsen 220
6. Stirnräderflaschenzüge 221
   a) Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung 221
   b) Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse 222
7. Elektrozüge 223
8. Laufkatzen für angehängte oder eingebaute Flaschenzüge 229

Vierter Abschnitt: **Die Antriebsarten.**

1. Handantrieb 232
   Vorgelege und Übersetzung 232
   Verteilung der Einzelübersetzungen 235
   Wirkungsgrad der Rädertriebwerke 235
   Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb 236
   Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken 237
   Übersetzung für Verschiebung fahrbarer Winden bei Handbetrieb . . 239
2. Maschinenantrieb allgemein 239
   Die Geschwindigkeiten bei Maschinenantrieb 240
   Die Bremsen bei Maschinenantrieb 242
3. Die Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen 243
   Ermittlung der Trägheitswiderstände bei geradliniger Bewegung . . 244
   Ermittlung der Trägheitswiderstände und Beschleunigungsmomente bei Drehung um eine Achse 245
   Trägheitsmomente verschiedener Körper 245
   Zurückführung der Beschleunigungsmomente auf den Lasthaken, die Motorwelle und das Laufrad 247
   Trägheitswiderstände bei Horizontalbewegung 250
   Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung 252
   Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse 254
   Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen 255

Seite

4. Transmissionsantrieb 262
5. Dampfantrieb 264
6. Druckwasserantrieb 265
7. Antrieb durch Druckluft 266
8. Antrieb durch Brennkraftmaschinen 266
9. Elektrischer Antrieb 267
   1. Elektromotoren und deren Verhalten im Betrieb 267
   2. Bauart 273
   3. Wahl und Berechnung der Hebezeugmotoren 273
   4. Anlassen und Abstellen der Motoren 280
   5. Regulieren der Drehzahl 282
   6. Änderung der Drehrichtung 282
   7. Elektrische Bremsung 282
   8. Steuerung der Motoren 283
   9. Steuergeräte 288
      a) Anlasser und einfache Umschalter 289
      b) Steuerwalzen 293
      c) Bremsmagnete 296
      d) Sicherheitsvorrichtungen — Endausschalter 297
   10. Installation, Apparateanordnung, Zuleitungen 299
   11. Schaltungen von Kranen 303

Fünfter Abschnitt: **Winden.**

a) Berechnung der Windenwellen 306

b) Windenschilde für Handwinden 307

c) Ausgeführte Räderwinden 309

Berechnung einer Bauwinde für 1000 kg Tragkraft 309
Keilradwinde mit Zentrifugalbremse und Riemenantrieb (500 kg Tragkraft) 315
Berechnung derselben 317
Zwillingsdampfwinde für 2500 kg direkte Tragkraft und 10 m Hub . . 319
Berechnung derselben 321

d) Wand- oder Konsolwinden 323

e) Zahnstangenwinden 327

Berechnungsangaben 328
Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft 331
Hebelwinde nach amerikanischem System 333
Zugwinden 334

f) Schraubenwinden 335

Berechnung 336
Schrauben-Schlittenwinde für 8000 kg Tragkraft 339
Schraubenzwingen 341

g) Hebeböcke 341

Berechnung eines Hebebockes für 12500 kg 342
Hebeböcke mit elektrischem Antrieb 344
Druckwasser-Hebeböcke 345
Hydraulischer Hebebock „Perpetuum“ 347

Sechster Abschnitt: Krane.

Seite

Zweck und Einteilung derselben 349
Grundsätze für die Gerüstberechnung der Krane 349
1. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerk (durch Kräftepläne) 349
2. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerk nach der Ritterschen Schnittmethode 352
3. Ruhende und bewegliche Last 353
4. Verbindung der Trägerteile 354
1. Nietverbindung rein auf Zug oder Druck beansprucht 355
2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht 356
3. Anordnung der Nieten 358
4. Beanspruchung der Stäbe 359
Fahr- und lenkbare Handkrane 363

A. Drehkrane 364
Allgemeines über Drehkrane und deren elektrischen Antrieb 364
Entwicklung der Drehkrane 364
Ausbildung der Triebwerke 365
Stromzuleitung 366
Gründung 366
Gegengewicht 367

a) Lagerung des drehbaren Teiles 368
1. Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen 368
α) Wanddrehkrane 368
Berechnung des Krangerüstes 368
a) Bestimmung der Stabkräfte durch Rechnung 371
b) Bestimmung der Stabkräfte durch Zeichnung 372
c) Festigkeitsberechnung der Stäbe 373
Kraftbedarf für Schwenken des Kranes 375
Anordnung des Windwerkes 376
Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung . . 377
Berechnung des Gerüstes 377
β) Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst . . . 383
γ) Vor- und Nachteile der Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen 384
2. Drehkrane mit drehbarer Säule 384
Hammerkrane mit drehbarer Säule 384
Hammerkran für 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung . . 386
Werftkran für 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung . . . 387
3. Drehkrane mit feststehender Säule 389
1. Strebe aus genietetem Blechrohr 390
2. Ausleger als gekrümmter Blechträger 392
3. Kransäule 396
Befestigung der Kransäule 398
4. Stützzapfen 398
5. Hals- und Rollenlager 400
6. Graphische Ermittlung der im Krangerüst wirkenden Kräfte 401
7. Anschlußbolzen für den Ausleger 402
8. Traverse und Kranschilde 403
9. Fundamentplatte. — Anker und Fundament 404
10. Triebwerk zum Heben und Senken der Last 406

Seite

11. Triebwerk zum Drehen des Kranes 406
12. Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung 408
13. Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung 410
14. Säulendrehkran mit Kiesplatte für 8 t Tragkraft und 2,5 m Ausladung 411
15. Elektrisch betriebener Säulendrehkran für 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung 412
Berechnung 413
16. Elektrisch betriebener Säulendrehkran mit gekrümmtem Blechausleger für 6 t Tragkraft und 4,5 m Ausladung 415
4. Drehscheibenkrane 416
Drehkrane mit Rollendrehscheibe 416
Schwenkwiderstand 416
Stabilitätsnachweis für einen Drehscheibenkran von 6000 kg Tragkraft und 5,2 m Ausladung 417
Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft und 6,5 m Ausladung 418
Allgemeines über Dampfdrehkrane 422

b) Veränderung der Ausladung 423
1. Wanddrehkrane mit Laufkatze 423
a) Analytische Berechnung des Krangerüstes 424
b) Graphische Ermittlung der Kräfte 427
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe 427
2. Krangerüst mit geknickter Strebe 428
3. Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe 429
4. Krangerüst mit Gegengewicht 430
c) Verschiebung der Laufkatze mit loser Rolle durch Zugketten . . . 431
1. Widerstand der Lastrollen 431
2. Widerstand der Laufräder, Zapfen und Spurkränze 431
3. Widerstand der Zugketten 432
Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung von Findeisen 433
Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft und 7 m Ausladung von Mohr & Federhaff 436
Berechnung der Stabkräfte, des Hub-, Fahr- und Schwenktriebwerkes 437
Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung der MAN 446
Vorteile und Nachteile der Drehkrane mit Laufkatze 448
2. Drehkrane mit Laufwinde 449
3. Drehkrane mit Wippausleger 449
Derrickkrane 449
Derrickkran von 100000 kg Tragfähigkeit 451
Hammerwippkran für 150 t Nutzlast 453
Hammerwippkran für 250 t Tragkraft 455
Scherenkrane 459

c) Fahrbare Drehkrane 459
1. Fahrbare elektrisch betriebene Drehkrane 461
Fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. 461
Fahrbarer elektrisch betriebener Lokomotivdrehkran für 1500 kg Tragkraft und 6 m Ausladung von Findeisen, Chemnitz 462

Seite

2. Fahrbare Akkumulator-Drehkrane 465
3. Fahrbare Dampfdrehkrane 469
Normaler Dampfdrehkran der Demag 471
Dampfdrehkran der Ardeltwerke 475
4. Antrieb der Drehkrane durch Brennkraftmaschinen 477
5. Automobilkrane 477
6. Fahrbare Drehkrane mit Dieselmotor 479
7. Drehkrane mit benzol-elektrischem Antrieb 481
8. Fahrbare Drehkrane mit Raupenbandfahrwerk 483
9. Fahrbare Turmdrehkrane 486
Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1000 kg Tragkraft und 4 bzw. 12 m Ausladung von Jul. Wolff & Co 487
10. Volltor- und Halbtorkrane 491
Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung der MAN . 492
Schwinghebel-Wippkran der MAN 494
Wippkrane mit wagerechter Einziehbewegung 495
Wippkran der Demag 495
11. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane 497
Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung von Findeisen, Chemnitz 497
Elektrisch betriebener Konsolkran für 3 t Tragkraft und 6 m Ausladung der MAN 502
12. Schwimmkrane 503
250 t-Schwimmkran der Demag 504
Schwimmkran mit wagerechter Einziehbewegung 505
400 t-Schwimmkran der Demag 505
Entwicklung der Schwimmkrane 507
Automatische Fettschmierung 508

B. Laufkrane 508
Unfallverhütungsvorschriften für Laufkrane 509
Einteilung der Laufkrane 516
1. Kranträger und Kraneinzelheiten 517
A. Vollwandige Träger 517
Genietete Kranträger 519
a) Ermittlung des Trägheits- und Widerstandsmomentes . . 520
b) Stehblech 522
c) Gurtungswinkeleisen 523
d) Gurtplatten oder Lamellen 523
e) Nietdurchmesser und Nietteilung 523
f) Stoßfugenüberlaschung im Stehblech 525
g) Stoßfugenüberlaschung im Gurt 526
h) Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern 530
i) Begrenzung der Fahrbahn 531
k) Querversteifung der Längsträger 533
l) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn 534
B. Fachwerkträger 536
Graphische Ermittlung der durch das Eigengewicht erzeugten Stabspannungen 537
Graphische Ermittlung der durch die wandernde Last erzeugten Stabspannungen 540
a) Ermittlung der Stabspannungen durch Cremonapläne . . 540

Seite

b) Ermittlung d. Stabspannungen nach der Ritterschen Schnittmethode 541
Erstes Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt 541
Zweites Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt 546
Ausführung der Fachwerkträger 547
Verbindung getrennter Teile bei den Fachwerkstäben 549
Knotenpunkte 550
Wind- und Querverbände 552
C. Kopfträger 552
D. Fahrbahnträger 554
a) Lagerung auf Pfeilern 556
Materialanstrengung von Kranschienen auf Mauerwerk oder Beton 557
b) Lagerung auf Stützen 557
c) Lagerung auf Konsolen 558
d) Verlegung der Fahrbahn 560
Vierkant-Scheiben für [- und I-Träger 561

2. Laufkrane mit Handbetrieb 561
a) Laufkrane mit Stirnradlaufwinde 561
Laufkrane mit Kurbelantrieb 563
Laufkrane mit Haspelkettenantrieb 563
Berechnung eines Laufkranes für 5 t Tragkraft und 8 m Spannweite 565
Handlaufkatze für 7500 kg Tragkraft mit Gallscher Kette 570
b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde 571
Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft 571
c) Laufkrane mit seitlich liegendem Windwerk 574

3. Laufkrane mit elektrischem Antrieb 576
Beschreibung elektrisch betriebener Normallaufkrane 576
Kranträger 576
Kranfahrwerk 577
Laufkatze 578
Bremsen 579
Führerkorb und Steuerung 582
Elektrische Ausrüstnng 582
Reserveteile 583
Normierung und Gebäudeentwurf 583
Laufkrane der Demag 583
Laufkrane der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G 584
Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite 584
Elektrisch betriebener Dreimotoren-Führerkorb-Laufkran für 10 t Tragkraft und 12,6 m Spannweite 592
Dreimotoren-Laufkran für 7,5 t Tragkraft und 15,5 m Spannweite 593
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite 594
Abschlußgeländer für Laufstege 595
Laufkrane mit weitgehender Hub- und Geschwindigkeitsregulierung . . . 595
Laufkrane DIN 698 598
Berechnung der Kranfahrbremsen 600
Hellingkrane 606
Versatzkrane 609
Laufkrane mit teilweise elektrischem Antrieb 609

Seite

Mehrfachkrane 609
Doppelkrane 609
Dreifachkrane 612
Laufdrehkrane 613
Lokomotivhebekrane 614
Überhebekrane 615
Laufkrane mit verschiebbarem Ausleger 616
Konstruktive Ausbildung der Laufkrane in Amerika 616
Laufkrane mit Elektrozügen 616

C. Bockkrane 618
Bockkran für 15000 kg Tragkraft 618
Fahrbarer Bockkran für 40000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite . 624

D. Verladebrücken 625
Brücke mit Drehkran 625
Brücke mit Führer- oder Seillaufkatze 625
Brückenfahrwerk 626
Kranbrücke 627
Greiferwindwerke 628
Verladebrücke mit Greiferwindwerk, Losenhausenwerk 632
Kipperkatzen-Windwerk 634

E. Hüttenwerkskrane 635
Magnetkrane, Muldentransportkrane, Fallwerkkrane 636
Beschickkrane und Beschickmaschinen 636
Gießkrane und Gießwagen 639
Blocktransport- oder Zangenkrane 641
Tiefofenkrane 643
Stripperkrane 643
Chargierkrane, Blockeinsetzmaschinen 644
Pratzenkrane 645
Greiferkrane 646
Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen bei Laufkranen 647

F. Seilbahnkrane 648
a) Fernbetriebene Kabelkrane 648
b) Kabelkrane mit Führerstandslaufkatze 649
c) Geteilter Antrieb 650
d) Kabelkrane mit Lastausgleich durch Gegengewicht 651
Mittel zur Verminderung des Durchhanges der Zugseile 653
Tragseil 654
Katze 654
Schleifleitung und Kontaktwagen 655
Angaben über ausgeführte Kabelkrane 655

G. Brückenkabelkrane 656

H. Kabellaufkrane 657

J. Sonderlaufkrane für explosionsgefährliche Räume 657

K. Kletterkatze der ATG 658

L. Schlitzloser Schleifleitungskanal 661

M. Berechnung des größten Raddruckes bei fahrbaren Drehkranen 662

N. Elektro-Doppelwinde der Demag 663

Seite

O. Berechnungsgrundlagen für Eisenkonstruktionen. Auszug aus dem DIN-Entwurf E 120 664

Aufstellung der Krane 668

1. Rücksichtnahme beim Entwerfen 668
2. Transport vom Werk zum Bauplatz 668
3. Zusammenbau am Bauplatz 669
4. Fundament 669
5. Prüfung der Krane 676

Veranschlagen 677

Löhne und Materialpreise 678

Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Geräten 680

Firmenverzeichnis 695

Sachverzeichnis 699

Erster Abschnitt.

1. Begriff, Wirtschaftlichkeit und Wahl der Hebezeuge.

Das Gebiet der Hebezeuge umfaßt die Vorrichtungen, welche feste Körper in senkrechter oder senk- und wagerechter Richtung auf kurze Entfernungen in absatzweisem Betriebe fördern, wie Flaschenzüge, Winden, Krane, Aufzüge. Die von Hand betriebenen Fördermittel, insbesondere Flaschenzüge, Winden, Hebeböcke, werden auch — obwohl die Begriffe noch nicht festgelegt sind — als „Hebezeuge" (Kleinhebezeuge) bezeichnet, während die mit Maschinenbetrieb arbeitenden Förderer „Hebemaschinen" genannt werden.

Im Gegensatz hierzu stehen die Fördereinrichtungen, bei denen das Fördergut stetig einen bestimmten Weg zu machen hat, und bei denen Förderbänder, Becherwerke, Schnecken, Schaukel- und Kratzenförderer Verwendung finden. Restlos ist das Förderwesen dann ausgebildet, wenn es keiner Muskelkräfte zur Ausfüllung etwaiger Transportlücken bedarf.

Ist kein selbsttätiger Betrieb oder fließender Arbeitsfortgang möglich wie z. B. in großen Mühlen, Kraftfahrzeugfabriken, Stahlwerken und Kesselhäusern, dann wird man sich in den meisten Fällen bei schwereren Lasten darauf beschränken, die Werkhallen und Lagerplätze mit Kranflächen zu bedecken und die Verkehrsstraßen außerhalb dieser Plätze mit Fahrzeugen und Hängebahnen bedienen, wenn nicht Einrichtungen getroffen sind, daß die Laufkatzen das Kranfeld verlassen und mit den Lasten in andere Hallen fahren.

Bei Neuanlage einer Fabrik muß stets darauf Bedacht genommen werden, daß die Arbeitsstücke vom Eingang in die Fabrik über die einzelnen Arbeitsplätze bis zum Verlassen des Werkes einen möglichst kurzen Weg zu machen haben.

Ohne Hebe- und Transportvorrichtungen kann ein neuzeitlicher Betrieb nicht wirtschaftlich arbeiten, weil diese technischen Hilfsmittel eine wesentliche Verbilligung der Materialbeförderung durch Ersparnis an Arbeitslöhnen ermöglichen. Damit ist aber auch weiter eine Verminderung der Unfälle, der Kosten für die Arbeiterfürsorge durch Verringerung der Arbeiterzahl, ferner eine Beschleunigung der Verladung mit Ersparnis an Liegegeldern für Schiffe und Standgeldern für Eisenbahnwagen neben steter Betriebsbereitschaft verbunden.

Das Förderwesen ist deshalb keine unproduktive Aufgabe, sondern mit einer der ausschlaggebenden Faktoren eines wirtschaftlichen Betriebes.

Da das Anlagekapital für eine größere Hebemaschinenanlage oft einen beträchtlichen Teil der gesamten Kosten einer Fabrik- oder Hafenanlage beträgt, so ist für die Erhaltung der Leistungsfähigkeit und Verlängerung der Lebensdauer eine sachgemäße und gewissenhafte Behandlung erforderlich. Bei schlechter Instandhaltung eines Hebezeuges wachsen nicht nur die Getriebewiderstände und Stromkosten, sondern auch die Ausgaben für Reparaturen und die Ausfälle bei Betriebsstillegung.

Die Lasten können entweder Stückgüter (Maschinenteile, Kisten, Fässer u. dgl.) oder Massengüter (Kohle, Kies) sein, die aber durch besondere Lastaufnahmemittel, wie Greifer, Kipp- und Klappkübel, in Einzellasten geteilt werden müssen.

Für die Wahl der Hebezeuge ist der Verwendungszweck und der Aufstellungsort in erster Linie wichtig. Bei seltener Benutzung des Hebezeuges kommt meist nur Handantrieb in Frage. Häufige Benutzung verlangt Maschinenantrieb, bei ständigem Gebrauche mit besonderem Kranführer.

Die verlangten Lastbewegungen und deren Geschwindigkeiten, ferner die Antriebsmöglichkeiten, die örtlichen Verhältnisse des Aufstellungsplatzes und die besonderen Rücksichten bei der Lastbewegung (Spezialkrane) bedürfen besonderer Erwägung.

In Betracht kommt ferner die Betriebsbeanspruchung, die recht verschieden sein kann. Flaschenzüge und gewöhnliche Winden oder Laufkrane in einem Kraftwerke, die nur gelegentlich einer Maschinenreparatur gebraucht werden, verlangen im Entwurf und in der Beanspruchung nicht die Rücksichten wie ein Hafenkran oder Stahlwerkskran. Außerdem ist zu entscheiden, ob die Höchstlast regelmäßig oder nur selten in Frage kommt.

2. Werkstoffe.

Bezeichnung, Eigenschaften, Verwendung.

Von den genormten Werkstoffen kommen hauptsächlich in Betracht:

St = Flußstahl, Ge = Gußeisen, Rg = Rotguß,
Stg = Stahlguß, Te = Temperguß, WM = Weißmetall.

Sämtliches schmiedbare Eisen wird Stahl genannt.

Bei den Stahlbezeichnungen bedeutet die erste Zifferngruppe die Mindestzugfestigkeit, also z. B. $\sigma_B = 37$ kg/mm². Bei Handelsgüte ohne Gewährleitung lautet die erste Ziffer 00.

Bei der zweiten Zifferngruppe gibt die erste Zahl die Hauptgruppe an, z. B. 1 = Flußstahl oder allgemeiner Baustahl, 2 = Flußstahl, Bleche, Rohre, 5 = Verschiedenes (Schweiß- und Puddelstahl), 6 = Flußstahl, Sonderstahl, 7 = Werkzeugstahl, 8 = Stahlguß, 9 = Gußeisen, Temperguß. Die zweite Zahl gibt die Untergruppe an, z. B. 1 = Regelstahl, 2 = Form- und Stabeisen, 3 = Schraubeneisen, 8 = Rohre usw. Die zweite Zifferngruppe mit vorgesetzter 16 deutet das betreffende Normblatt an, z. B. DIN 1613 Schraubeneisen.

Tabelle 1.

Bezeichnung	Zugfestigkeit σ_B kg/mm²	Bruchdehnung δ %	Eigenschaften und Verwendung nach DIN 1606, Januar 1928
Maschinenbaustahl, Flußstahl, geschmiedet oder gewalzt, unlegiert. **DIN 1611.**			
St 00 · 11	—	—	Ohne Angabe von mechanischen Eigenschaften. Nur für untergeordnete Zwecke, z. B. rohe Geländerstäbe.
St 37 · 11	37 · · · 45	25 · · · 20	Übliche Thomas- oder SM-Güte. Schweißt nicht immer gut. Eignung für roh bleibende Teile, wie Eisenkonstruktionen.
St 34 · 11	34 · · · 42	30 · · · 25	Einsetz- und schweißbar. Für Teile, von denen hohe Zähigkeit verlangt wird. Für Schrauben, Gestänge, Zapfen, Bolzen, Büchsen, sofern nicht DIN 1661 vorgezogen wird.
St 42 · 11	42 · · · 50	24 · · · 20	Noch einsetzbar, schwer schweißbar. Für Teile, die Stößen oder wechselnden Beanspruchungen unterliegen, aber zäh bei höherer Festigkeit sein sollen, wie Treibstangen, Kurbeln, Wellen, Achsen, Preßstücke, gering beanspruchte Zahnräder.
St 50 · 11	50 · · · 60	22 · · · 18	Nicht einsetzbar, kaum schweiß- und härtbar. Für höher beanspruchte Triebwerkteile und dort, wo aus Verschleißrücksichten ein härterer Werkstoff gewählt werden muß, z. B. stärker belastete Wellen, gekröpfte Kurbelwellen, Antriebswellen, schnellaufende Wellen, ungehärtete, nicht hoch beanspruchte Zahnräder, Kolben- und Schieberstangen, Bolzen, Schrauben für Sonderzwecke.
St 60 · 11	60 · · · 70	17 · · · 14	Wie St 50 · 11, jedoch für höhere Beanspruchung und wenn an Raum und Gewicht gespart werden soll. Bei hohem Flächendruck, z. B. Paßstifte, Keile, Ritzel, Schnecken, Preßspindeln u. dgl. Sollen die Teile zäh sein oder stark wechselnd belastet werden, so ist Vergütung zu empfehlen. Härtbar. Bearbeitung teuer.
St 70 · 11	70 · · · 85	12 · · · 10	Hoch härtbar, vergütbar. Für Teile mit Naturhärte, wie aufeinanderarbeitende ungehärtete Steuerungsteile, naturharte Werkzeuge, wie Gesenke, Preßdorne. Für höchst- und nicht wechselnd beanspruchte Teile, wie unter 60 · 11, sonst Vergütung. Bearbeitung teuer.
Form- und Stabeisen. DIN 1612.			
St 00 · 12	—	—	Form- und Stabeisen; Flußstahl gewalzt. Handelsgüte.
St 37 · 12	37 · · · 45	25 · · · 15	Form- und Stabeisen. Normalgüte. Gut schweißbar.
Schrauben- und Nieteisen. DIN 1613.			
St 38 · 13	38 · · · 45	25 · · · 15	Schraubeneisen.
St 34 · 13	34 · · · 42	30 · · · 18	Nieteisen.
Eisenbleche. DIN 1621.			
St 00 · 21	—	—	Gewöhnliche Bleche. Handelsware, z. B. gewöhnliche Behälter
St 37 · 21	37 · · · 45	18 · · · 20	Baubleche I { Feinbleche unter 3 mm / Mittelbleche von 3 · · · 5 mm } DIN 1542.
St 42 · 21	42 · · · 50	16 · · · 20	Baubleche II. Grobbleche über 5 mm. DIN 1543.
			Größe für Fein- und Mittelbleche: 0,8 × 1,6 m; 1 × 2 m; 1,25 × 2,5 m. Übermaße bis 1,5 × 4 m. Größe für Grobbleche: bis 6 und 10 m Länge bei 9 · · · 18 m² Fläche. Bezeichnung z. B.: Baublech II 15 × 2000 × 3000 DIN 1543 St 42 · 21.
Einsatz- und Vergütungsstahl. Flußstahl, geschmiedet oder gewalzt, unlegiert. **DIN 1661.**			
StC 10 · 61 bis StC 60 · 61	38 bis 70 · · · 90	30 · · · 25 bis 15 · · · 12	Einsatzstähle bei hohen Anforderungen an Einsatzfähigkeit im Groß- und Feinmaschinenbau. Vergütungsstähle im Feinmaschinenbau bei kleinen Querschnitten. Zweck des Vergütens ist die Verbesserung der Festigkeitseigenschaften (Erhöhung der Streckgrenze und Dehnung). Das Vergüten erfolgt durch Härten mit anschließendem Anlassen.
Stahlguß. DIN 1681.			
Stg 38 · 81 bis Stg 60 · 81	38 bis 60	20 bis 8	Stahlguß (früher Stahlformguß), im Martin-Tiegel-Elektro-Ofen oder in der Birne erzeugt und in Formen gegossen. Schmiedbar.

Tabelle 1 (Fortsetzung).

Bezeichnung	Zugfestigkeit σ_B kg/mm²	Bruchdehnung δ %	Eigenschaften und Verwendung nach DIN 1606, Januar 1928
		Gußeisen. DIN 1691.	
Ge 12 · 91	12	—	Maschinenguß ohne besondere Gütevorschriften für allgemeinen Maschinenbau. Gut bearbeitbar.
Ge 14 · 91 bis Ge 26 · 91	14 bis 26	—	Maschinenguß mit besonderen Gütevorschriften. Gut bearbeitbar.

Beispiel. Markenbezeichnung für Nieteisen nach DIN 1613 mit $\sigma_B = 34$ kg/mm² : „St 34 · 13“. Bezeichnung für die Bestellung für Nieteisen nach DIN 1613 mit 22 mm Durchmesser und $\sigma_B = 34$ kg/mm² „Nieteisen 22 Durchmesser St 34 · 13 DIN 1613“.

Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der DIN-Blätter die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, zu beziehen sind.

3. Einheitszeichen.

Auszug aus den Deutschen Industrienormen 1301, 1302, 1304, 1305, 1350.

1. Mathematische Zeichen.

Zeichen	Bedeutung	Erläuterung
...	bis	Z. B. 12 ··· 25 heißt 12 bis 25. Die Grenzen gelten als eingeschlossen.
≈	nahezu gleich, rund, etwa	
%, v. H.	Prozent, vom Hundert	
/	je	Z. B. t/m = Tonnen je m.
· ×	mal	Der Punkt steht auf halber Zeilenhöhe.
1. 1)	erstens	
(1)	Numerierung von Formeln	Die Nummer steht links seitlich von der Formel.

2. Maßeinheiten.

mm, cm, m	Millimeter, Zentimeter, Meter.	m	Minute.
mm², cm², m²	Quadratmillimeter usw.	min	Minute alleinstehend.
kgcm, tm	Kilogrammzentimeter, Tonnenmeter.	s	Sekunde.
kg/cm², t/m²	Kilogramm je Quadratzentimeter, Tonne je Quadratmeter.	m/s	Meter je Sekunde.
		km/h	Kilometer je Stunde.

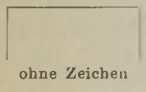
3. Formelgrößen.

V	Rauminhalt.
G	Gewicht.
g	Fallbeschleunigung 9,8 oder 10 m/s².
b	Beschleunigung, z. B. $m = \frac{P}{b}$.
v	Geschwindigkeit.
u	Reibungszahl.
F	Querschnitt ohne Nietabzug.
F_n	Querschnitt mit Nietabzug.
$F_{erf.}$	erforderl. Querschnitt.
J	Trägheitsmoment ohne Nietabzug.
J_n	Trägheitsmoment mit Nietabzug.
G_F	Gewicht der Fahrbahn.
G_H	Gew. der Hauptträger.
g	gleichmäßig verteilte ständige Last je Längeneinheit.
A, B	lotrechte Auflagerkräfte.
H	Horizontalschub.
$\sigma_{zul.}$	zulässige Zug- oder Biegungsspannung.
P_B	Bruchbelastung.

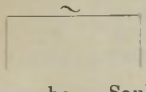
4. Form- und Stabeisen.

I 40.	Normalprofil von 40 cm Höhe.
I D 40	Differdinger Breitflanschträger.
[20.	[-Normalprofil.
⊥ 10 · 5 . . .	⊥-Normalprofil v. 10 cm Fußbreite und 5 cm Höhe.
L 80 · 80 · 10 . .	gleichschenkliges Winkeleisen.
L 80 · 120 · 10. .	ungleichschenkliges Winkeleisen.
KS 55 $\frac{45}{125}$.	Kranschiene 55 mm hoch, 45 mm Kopf- u. 125 mm Fußbreite.
KS 100 $\frac{85}{200}$	Kranschiene von nebenstehendem Querschnitt.
∅ 10	Rundeisen.
□ 80 · 10 . . .	Flacheisen.
2 □ 80 · 10 . .	zwei Flacheisen.
□ 10 · 10 . . .	Quadrateisen.
Bl 8	Blech 8 mm dick.
RBl 5.5 · 7 . . .	Riffelblech von 5,5 mm Kern- und 7 mm Gesamtdicke.
d	Niet- oder Schraubenlochdurchmesser.

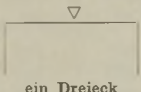
5. Bearbeitungszeichen.



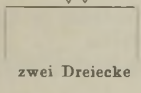
Roh bleibende Oberfläche ohne Bearbeitungszugabe.



Glatte Oberfläche, möglichst ohne Nacharbeit. Ohne Bearbeitungszugabe. Sauber gegossen oder geschmiedet. Falls erforderlich, durch Meißeln, Feilen, Schleifen nachgeglättet.



Schruppfläche mit Bearbeitungszugabe (z. B. Stirnfläche von Naben).



Schichtfläche ohne oder mit Paßangabe.

Zweiter Abschnitt.

Einzelteile der Hebemaschinen.

Seile.

1. Hanfseile.

Anwendung wegen ihrer geringen Tragfähigkeit und großen Durchmesser nur noch selten für Flaschenzüge, Bauwinden und kleine Aufzüge, dagegen viel als Schlingseile zum Anhängen von Lasten an Lasthaken.

Zum Schutze gegen Feuchtigkeit werden Hanfseile mit Karbolineum getränkt oder geteert. Durch Teeren verlieren sie an Festigkeit und Biegsamkeit.

Berechnung des Durchmessers aus der Zuggleichung

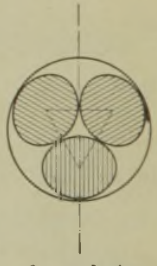
$$S = 0{,}66\,\frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z,$$

worin S die Nutzbelastung,
d der Durchmesser in cm, $0{,}66\,\frac{\pi d^2}{4}$ der tatsächliche Seilquerschnitt,
k_z die zulässige Spannung in kg/cm².

Zerreißfestigkeit für neue Seile:
$K_z \approx 1200$ kg/cm²; $k_z \approx 120$ kg/cm².

Zerreißfestigkeit für alte Seile:
$K_z \approx 500$ kg/cm²; $k_z \approx 50$ kg/cm².

Fig. 1.



Querschnitt eines Hanfseiles.

Tabelle 2. **Hanfseile** von Felten & Guilleaume in Köln a. Rh.

Seildurchmesser	Gewicht für 1 m	Tragkraft bei achtfacher Sicherheit			Seildurchmesser	Gewicht für 1 m	Tragkraft bei achtfacher Sicherheit		
		Russischer Reinhanf	Italien. Schleißhanf	Badischer Schleißhanf			Russischer Reinhanf	Italien. Schleißhanf	Badischer Schleißhanf
mm	kg	kg	kg	kg	mm	kg	kg	kg	kg
13	0,14	130	145	165	29	0,67	660	740	825
16	0,21	200	230	251	33	0,80	855	960	1067
18	0,25	254	290	330	36	0,96	1017	1145	1271
20	0,31	314	350	393	39	1,15	1194	1340	1492
23	0,39	416	470	519	46	1,50	1661	1870	2055
26	0,51	531	600	663	52	1,95	2122	2390	2599

Preis für Schleißhanfseile je kg etwa 2,60 · · · 2,45 *RM*, je nach Stärke.
„ „ Reinhanfseile „ „ „ 2,40 · · · 2,25 „ „ „ „
Reinhanfseile werden bevorzugt, weil sie reißfester und billiger sind.

2. Drahtseile.

a) Kranseile aus Rundlitzen.

1. Anwendung: Nahezu allgemein bei Winden, Kranen und Aufzügen anstatt Ketten. Nur bei Flaschenzügen kalibrierte Ketten und bei Kranen mit Handbetrieb für große Lasten und kurzem Hub Gallsche Ketten.

2. Vorteile gegenüber Ketten: Eigengewicht, Preis und Raumbedarf auf der Trommel sind geringer, Dauerhaftigkeit und Betriebssicherheit größer als bei Ketten. Geräuschloser Lauf. Überwachung ist leichter, weil ein Drahtseil vor dem Zerreißen durch einzelne Drahtbrüche stachelig wird und sich vorher dehnt. Bei Ketten tritt der Bruch plötzlich ein.

3. Nachteile: Geringere Biegsamkeit und daher größere Trommeldurchmesser, die wieder größere Übersetzungen, also teuere Konstruktion bedingen.

4. Werkstoff[1]**:** Tiegelgußstahl mit $K_z = 13000 \cdots 18000$ kg/cm²,
Pflugstahl „ $K_z = 18000 \cdots 20000$ „
Der Unterschied zwischen beiden liegt in der Bruchfestigkeit. Der Name Pflugstahl hat sich eingebürgert, weil Drahtseile mit sehr hohem K_z zuerst für Dampfpflüge verwendet wurden.

5. Konstruktion: Dünne Stahldrähte sind gruppenweise zu Litzen vereinigt, die schraubenförmig in bestimmter Anordnung um eine Hanfseele gewunden sind.

Längsschlag (auch Albertschlag). Drähte und Litzen haben gleiche Drehrichtung. Biegsam, gute Rillenanlage, Neigung zum Aufdrehen. Anwendung nur für geführte Last (Aufzüge, Katzenfahrantriebe).

Kreuzschlag: Drähte und Litzen haben entgegengesetzte Drehrichtung. Weniger Neigung zum Aufdrehen, daher Benutzung als Kranseile.

Kabelschlag: Sechs Rundseile mit je sechs Litzen werden zu einem Seil vereinigt. Nur für sehr starke Seile. Sehr biegsam.

Fig. 2.

Querschnitt eines Drahtseiles.

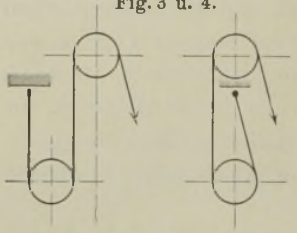
Zum Schutz gegen Rosten werden die Seile verzinkt. Tragkraft 10 v. H. geringer als bei unverzinkten Seilen.

6. Auswahl einer Seilkonstruktion. Dünndrähtige Seile sind biegsamer als dickdrähtige, nutzen sich aber leichter ab. Letztere aus Stahl von $130 \cdots 160$ kg/mm² Festigkeit sind dünndrähtigen von hoher Festigkeit vorzuziehen, geben jedoch größere Trommeldurchmesser; daher Drahtstärke nicht gern über 1,2 mm.

[1]) Normbezeichnung für Tiegelstahldraht gibt es zurzeit noch nicht.

7. Behandlung und Überwachung im Betriebe: Zur Verlängerung der Lebensdauer und zum Schutz gegen Rosten Tränken mit gekochtem Leinöl. In Gießereien Schutz gegen die ausstrahlende Hitze der Gießpfannen durch Bleche an den Hakenflaschen. Bei der Führung über Rollen dürfen die Seile mit Rücksicht auf Haltbarkeit nicht nach entgegengesetzten Richtungen gebogen werden (Fig. 3 und 4).

Fig. 3 u. 4.



falsch richtig

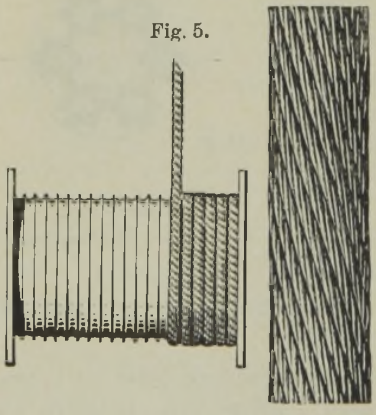
Seilführung über Rollen.

Beim Abwickeln der Seile dürfen nicht die einzelnen Schläge abgezogen werden. Das Seil ist vielmehr selbst zu drehen und dabei glatt und gerade auszuziehen. Befindet sich das Seil auf einem Holzhapsel, so steckt man durch das Loch in der Mitte des Haspels eine Eisenstange. Man kann dann den Haspel durch beiderseitige Unterstützung der Stange drehbar lagern und das Seil bequem abwickeln. Vielfach werden die Seile auch auf Wagenräder gelegt und abgewickelt.

Hubseile für Greiferarbeit, bei denen das eine Seil rechts, das andere Seil links geschlagen zur Verwendung gelangt, sind derart aufzulegen, daß das rechts gedrehte Seil auf der Trommel von rechts nach links wickelt, während das links gedrehte Seil von links nach rechts wickeln muß. Fig. 5 und 6.

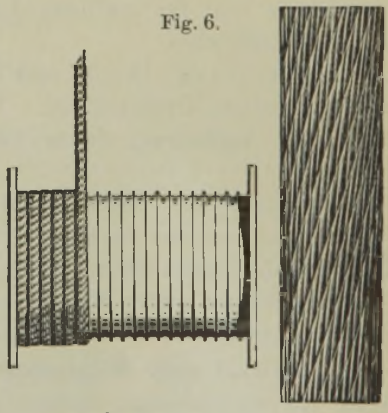
Schutz vor Kurzschluß, wenn das Huborgan mit unzweckmäßig angeordneten Leitungsdrähten in Berührung kommen kann. Ausbrennungen des Seiles sofort untersuchen.

Fig. 5.



Rechtsdrehung,
muß auf der Trommel von rechts
nach links wickeln.

Fig. 6.



Linksdrehung,
muß auf der Trommel von links
nach rechts wickeln.

Aktien-Gesellschaft für Seilindustrie
vorm. Ferdinand Wolff in Mannheim-Neckarau (Baden), Abt. Drahtseile.
Anweisung für das Legen auf Krane, Aufzüge.

Regelmäßige Revisionen des Seiles, der Befestigungen, Spleißungen und Seilführungen. Häufiges Schmieren. Auswechslung stachelig gewordener Seile.

8. Berechnung. Ein Drahtseil wird auf Zug und beim Lauf über Rollen und Trommeln auch noch auf Biegung beansprucht. Hierzu treten Verdrehungs- und Herstellungsspannungen, ferner Rücksichten auf mechanische Zerstörung durch Quetschen und Reiben der Drähte, so daß eine einwandfreie Berechnung nicht möglich ist.

Um nicht zu starke Seile zu erhalten, hat Verteilung der Last auf mehrere Seilstränge zu erfolgen, z. B. bis zu 10 t Tragkraft auf vier, bis 25 t auf sechs Seilstränge in Zwillingsanordnung.

a) Zur Zeit gebräuchliche Berechnungsweise. Man berechnet das Seil zunächst nur für die statische Zuglast S im geraden Strang auf Zug, bestimmt mit einer Sicherheit $\mathfrak{S} = 5 \cdots 10$ (je nach häufiger oder seltener Vollast und starkem oder schwachem Betrieb) die Bruchlast $S_{\text{Bruch}} = S \cdot \mathfrak{S}$ und wählt nach Tabelle 3, S. 11, ein entsprechendes Seil. Hierauf erfolgt Prüfung der Gesamtanstrengung σ_{max} nach Gleichung:

$$\sigma_{max} = \sigma_z + \sigma_b = \frac{S}{i\,\pi\,\delta^2/4} + E\,\frac{\delta}{D} \cdots \text{kg/cm}^2,$$

worin δ = Drahtdicke in cm, i = Anzahl der Drähte, $D = 400 \cdots 800\,\delta$ der Trommel- oder Rollendurchmesser (S. 35), $E = 2150000$ das Elastizitätsmaß.

Die Gleichung für σ_{max} gilt nur für parallel liegende Drähte, entspricht also nicht den wirklichen Verhältnissen. Sie wurde 1861 von Reuleaux aufgestellt. Später wurde eine Berichtigungsziffer c eingeführt, so daß

$$\sigma_b = c\,E\,\frac{\delta}{D}.$$

Nach v. Bach ist $c = {}^3/_8$, nach Isaachsen[1]) $c = {}^1/_2$ für Seile, welche stets nach der gleichen Richtung gebogen werden und sich nicht um ihre Längsachse drehen können, $c = 1$ für Seile, welche nach entgegengesetzten Richtungen gebogen werden.

Beispiel. Kranseil mit $S = 2500$ kg, $\mathfrak{S} = 10$, starker Betrieb. Es ist $S_{\text{Bruch}} = 10 \cdot 2500 = 25\,000$ kg. Gewählt wird nach Tabelle 3 Drahtseil 22 B 160 DIN 655. Mit $D = 600$, $\delta = 600$ mm wird $\sigma_{max} = \frac{2500}{1{,}744} + 2\,150\,000\,\frac{0{,}1}{60} = 1433 + 3583 = 5016$ kg/cm², demnach Sicherheit im gekrümmten Seil $\mathfrak{S} = \frac{16\,000}{5016} = 3{,}1$. Nach der Bachschen Formel hätte sich mit $c = {}^3/_8$ ergeben $\sigma_{max} = 2775$ kg/cm² und $\mathfrak{S} = 5{,}7$.

[1]) Isaachsen, Die Beanspruchung von Drahtseilen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 652.

Drahtseile für Hebemaschinen. DIN 655.

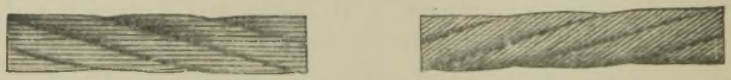
Kreuzschlag

rechtsgängig (r) linksgängig (l)

Die Drähte in den Litzen haben entgegengesetzte Drehrichtung gegenüber der Drehrichtung der Litzen im Seil.

Längsschlag (L)

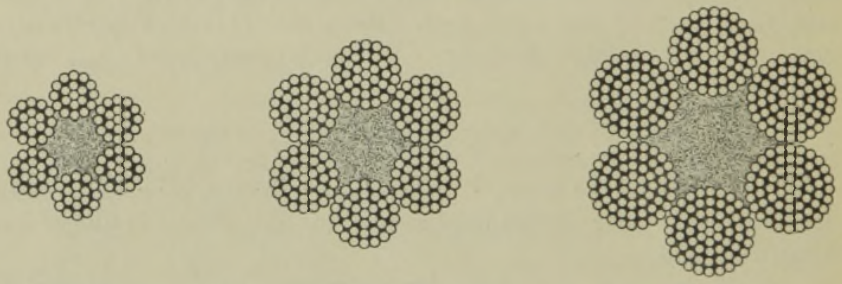
rechtsgängig (r) linksgängig (l)



Die Drähte in den Litzen und die Litzen im Seil haben gleiche Drehrichtung.

Bezeichnung eines Drahtseiles von 20 mm Nenndurchmesser aus 6 Litzen zu je 37 Drähten von 0,9 mm Durchmesser mit Zugfestigkeit 160 kg/mm²:

Drahtseil 20 B 160 DIN 655 [1]).



Ausführung A.
6 × 19 = 114 Drähte
und 1 Fasereinlage.

Ausführung B.
6 × 37 = 222 Drähte
und 1 Fasereinlage.

Ausführung C.
6 × 61 = 366 Drähte
und 1 Fasereinlage.

Ausführung: Seile aus Drähten mit 130 und 160 kg/mm² Zugfestigkeit werden blank oder verzinkt, Drähte mit 180 kg/mm² Zugfestigkeit nur blank geliefert. Werkstoff: Stahldraht mit 130 bis 180 kg/mm² Zugfestigkeit.

---

[1]) 1. Die Seile werden blank in Kreuzschlag und rechtsgängig geliefert, wenn nicht verzinkt, Längsschlag oder linksgängig besonders vorgeschrieben wird. In diesem Falle müßte die Bezeichnung lauten: Drahtseil 20 BL 1 verzinkt 160 DIN 655.

2. Die zulässigen Abweichungen des Seildurchmessers betragen + 5 % des Nennwertes.

3. Die zulässigen Abweichungen des blanken Drahtes sind DIN 177 zu entnehmen.

4. Die zulässigen Abweichungen des Metergewichtes betragen ± 5 % des Nennwertes. Spez. Gewicht zu 7,85 kg/dm² angenommen.

5. Die zulässigen Abweichungen der Bruchbelastung des einzelnen Drahtes betragen bei den Drähten bis einschließlich 0,7 mm Durchmesser ± 15 %, bei den dickeren ± 10 % von der durch Zerreißen der einzelnen Drähte ermittelten Durchschnitts-Bruchbelastung aller Drähte des Seiles.

6. Die rechnerische Bruchbelastung des Seiles ist das Produkt aus dem der Berechnung zugrunde gelegten metallischen Querschnitt des Seiles und der Zugfestigkeit der Drähte.

Die durch Zerreißen aller einzelnen Drähte ermittelte Bruchbelastung des Seiles darf die in der Zahlentafel angegebene rechnerische Bruchbelastung nicht unterschreiten, wohl aber überschreiten, und zwar bei Seilen aus Drähten bis 0,7 mm Durchmesser einschließlich um 15 %, bei Seilen aus dickeren Drähten um 10 %.

Die zulässigen Abweichungen der wirklichen Bruchbelastung des Seiles betragen beim Zerreißen des Seiles im ganzen — 15 % der rechnerischen Bruchbelastung des Seiles.

Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der DIN-Blätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Str. 97, zu beziehen sind.

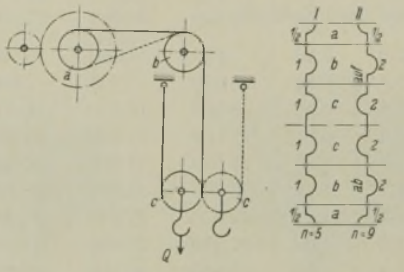
Tabelle 3. **Drahtseile für Hebemaschinen DIN 655.**

	Litzen	Drähte für eine Litze	Gesamtdrahtzahl	Seil-Nenndurchmesser 2.[1] mm	Drahtdurchmesser 3.[1] mm	Querschnitt sämtlicher Drähte im Seil mm²	Rechner. Gewicht für 1 m 4.[1] kg	Zugfestigkeit des Einzeldrahtes kg/mm² 130	160	180
								Rechn. Bruchbelastung des Seiles kg	kg	kg
A	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1 860	2 290	2 570
				8	0,5	22,4	0,21	2 910	3 580	4 030
				9,5	0,6	32,2	0,30	4 190	5 150	5 800
				11	0,7	43,9	0,41	5 700	7 020	7 900
				13	0,8	57,3	0,54	7 450	9 170	10 310
				14	0,9	72,5	0,68	9 430	11 600	13 050
				16	1,0	89,4	0,85	11 530	14 320	16 110
				17	1,1	108,3	1,02	14 080	17 330	19 490
				19	1,2	128,9	1,22	16 760	20 620	23 300
				20	1,3	151,3	1,43	19 670	24 190	27 230
				22	1,4	175,5	1,66	22 820	28 060	31 590
B	6	37	222	9	0,4	27,9	0,26	3 630	4 460	5 020
				11	0,5	43,6	0,41	5 670	6 980	7 850
				13	0,6	62,8	0,59	8 160	10 050	11 300
				15	0,7	85,4	0,81	11 100	13 660	15 370
				18	0,8	111,6	1,06	14 510	17 860	20 090
				20	0,9	141,2	1,34	18 360	22 590	25 420
				22	1,0	174,4	1,65	22 670	27 900	31 390
				24	1,1	211,0	2,00	27 430	33 750	37 980
				26	1,2	251,1	2,38	32 640	40 180	45 200
				28	1,3	294,7	2,80	38 310	47 150	53 050
				31	1,4	341,7	3,24	44 420	54 670	61 510
				33	1,5	392,3	3,72	51 000	62 770	70 610
				35	1,6	446,4	4,24	58 030	71 420	80 350
				37	1,7	503,9	4,78	65 510	80 620	90 700
				39	1,8	564,9	5,36	73 440	90 380	101 680
				42	1,9	629,4	5,97	81 820	100 700	113 290
				44	2,0	697,4	6,62	90 660	111 600	125 530
C	6	61	366	20	0,7	140,9	1,33	18 320	22 540	25 360
				22	0,8	183,9	1,74	23 900	29 420	33 100
				25	0,9	232,8	2,21	30 260	37 250	41 900
				28	1,0	287,5	2,73	37 380	46 000	51 750
				31	1,1	347,8	3,30	45 210	55 650	62 600
				34	1,2	413,9	3,93	53 800	66 200	74 500
				36	1,3	485,8	4,61	63 150	77 730	87 440
				39	1,4	563,4	5,35	73 240	90 140	101 410
				42	1,5	646,8	6,14	84 080	103 490	116 420
				45	1,6	735,9	6,99	95 670	117 740	132 460
				48	1,7	830,7	7,89	107 990	132 910	149 530
				51	1,8	931,4	8,84	121 080	149 020	167 650
				53	1,9	1037,7	9,85	134 900	166 030	186 790
				56	2,0	1149,8	10,92	149 470	183 970	206 960

[1]) Siehe 2., 3., 4. in der Fußnote S. 10. Drahtseilverband April 1928.

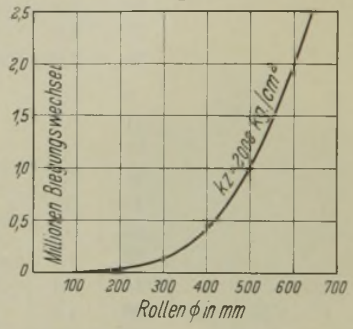
b) Neue Berechnungsweise nach Lebensdauer[1]). (Versuche sind noch nicht abgeschlossen. Rechnung in der Praxis noch nicht eingeführt.) Hierbei wird von dem Gesichtspunkte ausgegangen, daß die Zerstörung eines Seiles durch die Materialermüdung herbeigeführt wird und daß jedes Seil nur eine bestimmte Anzahl Biegungen aushält. Durch Versuch wird die Lebensdauer des belasteten, über Rollen laufenden Seiles in der Weise festgestellt, daß die für die Zerstörung des Seiles erforderliche Anzahl der Biegungen gezählt werden. Das Verfahren ergibt Lebensdauerkurven, welche die Beziehung zwischen Scheibendurchmesser und Bruchbiegungszahl angeben. Die Lebensdauer nimmt rasch ab mit abnehmendem Rollendurchmesser, mit Zunahme der Seilbelastung, des Rillengrundhalbmessers und ferner der Biegungswechsel.

Fig. 7.



Rollenanordnung und Biegungswechsel.

Fig. 8.



Lebensdauerkurve für ein Seil von 8,5 mm Durchmesser, $\delta = 1$ mm, $i = 35$.

Zur Bestimmung des Seiles bzw. der Laufdauer ist schätzungsweise die Zahl der täglichen bzw. jährlichen Biegungswechsel zu ermitteln. An Hand der Lebensdauerkurve ist dann die Aufliegezeit zu ermitteln.

Als eine Biegung ist die Biegung aus der Geraden in die Krümmung und wieder zurück in die Gerade aufzufassen. Eine Trommel entspricht $^1/_2$ Biegung, eine Rolle 1 Biegung. Bei entgegengesetzter Biegung sind für die Rollen 2 Biegungen anzunehmen. Nach Fig. 7 sind für Heben und Senken (1 Spiel) bei richtigem Seillauf $n = 5$ Biegungen, bei der gestrichelten Rollenanordnung $n = 9$ Biegungen anzunehmen.

Arbeitet ein Kran täglich 5 Stunden und davon das Hubwerk 2 Stunden mit je 30 Spielen und 5 Biegungen je Spiel, so ergibt dies bei 300 Arbeitstagen im Jahr $2 \cdot 30 \cdot 300 \cdot 5 = 90000$ Biegungen. Bei $D = 500$ mm hält das Seil nach Fig. 8 1 Mill. Biegungen aus. Lebensdauer demnach $1000000 : 90000 \approx 11$ Jahre. Bei 4facher Sicherheit (Betriebszeit $= ^1/_4$ der Lebensdauer) dürfte das Seil rund 3 Jahre laufen.

[1]) Benoit und Woernle, „Die Drahtseilfrage“. Verlag Fr. Gutsch, Karlsruhe 1915. Woernle, „Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage“. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1929, S. 418.

Tabelle 3a. **Tragseile für Kabelkrane und Drahtseilbahnen.**
Felten & Guilleaume Carlswerk, Akt.-Ges., Köln-Mülheim a. Rh.

Spiralkonstruktion 19drähtig.

Seildurchmesser mm	Drahtstärke mm	Ungefähres Gewicht für 1 m kg	Rechnungsmäßige Bruchbelastung des Seiles aus: Stahldraht weicher Qualität von 55/60 kg Bruchfestigkeit je mm²	Rechnungsmäßige Bruchbelastung des Seiles aus: Patent-Gußstahldraht von 145 kg Bruchfestigkeit je mm²	Größte Fabrikationslänge ohne Lötstellen m
15	3,0	1,13	7 390	19 470	600
16	3,2	1,28	8 400	22 150	600
17	3,4	1,45	9 480	25 000	600
18	3,6	1,62	10 640	28 000	580
19	3,8	1,83	11 850	31 200	520
20	4,0	2,00	13 130	34 650	470
21	4,2	2,21	14 480	38 150	430
22	4,4	2,42	15 900	41 900	390
23	4,6	2,65	17 370	45 790	350
24	4,8	2,90	18 920	49 870	320
25	5,0	3,13	20 520	54 100	300
26	5,2	3,40	22 190	58 520	280
27	5,4	3,65	23 940		250
28	5,6	4,00	25 740		240
29	5,8	4,25	27 600		225
30	6,0	4,55	29 540		210
31	6,2	4,80	31 540		195
32	6,4	5,15	33 610		180
33	6,6	5,50	35 760		170

Verschlossene Konstruktion mit Keildrähten nach Fig. 11.

Seildurchmesser mm	Ungefähres Gewicht für 1 m kg	Rechnungsmäßige Bruchbelastung des Seiles aus: Stahldraht weicher Qualität von 55/60 kg Bruchfestigkeit je mm²	Patent-Gußstahldraht von 90/100 kg Bruchfestigkeit je mm²	Patent-Gußstahldraht von 120 kg Bruchfestigkeit je mm²
20	2,23	15 370	25 180	30 360
21	2,50	16 530	27 080	33 480
22	2,65	17 920	29 360	37 080
23	2,95	19 830	32 490	41 040
24	3,30	21 400	35 060	44 280
25	3,55	23 370	38 300	48 360
26	3,90	26 040	42 600	53 880
27	4,25	27 080	44 370	57 960
28	4,40	29 100	47 700	60 240
29	4,80	31 550	51 700	65 280
30	5,20	34 450	56 450	68 160
31	5,56	37 120	60 800	76 560
32	5,70	37 700	61 750	79 560
33	6,15	40 700	66 700	86 640
34	6,50	44 000	72 100	89 520
35	7,00	47 000	77 250	94 200
36	7,30	48 800	80 000	101 280
37	7,80	52 250	85 600	103 800
38	8,00	53 600	87 800	111 480
39	8,60	57 780	94 650	119 400
40	8,95	59 900	98 200	126 100
41	9,45	65 000	106 500	132 300
42	10,00	66 200	108 500	140 400
43	10,30	70 300	115 200	143 300
44	10,80	72 100	118 100	150 500
45	11,30	76 800	125 900	156 700

9. Geschichtliches und Herstellung: Das Drahtseil wurde 1827 von dem Oberbergrat Albert in Clausthal erfunden. An Stelle des Eisendrahtes trat bald der Gußstahldraht und an Stelle der Handarbeit auf der Seilerbahn die maschinelle Anfertigung. Hierbei wird zunächst der Draht auf ebenso viele Spulen gewickelt, wie Drähte in einer Litze enthalten sein sollen. Von diesen Spulen wird der Draht in der Litzenmaschine gleichmäßig abgezogen und zu einer Litze zusammengedreht, die auf eine Trommel oder Spule gewickelt wird.

Die Seilschlagmaschine enthält dann so viel solcher Trommeln, wie das Seil Litzen haben soll. Die Litzen werden in derselben Weise zum Seil vereinigt, wie vorher die Drähte zu Litzen.

Die Preise[1]) bewegen sich je Kilogramm Seilgewicht bei Drahtstärken von 0,4 bis 2 mm Durchmesser zwischen 2,60 und 0,80 *RM*.

Tabelle 4. **Dünne Drahtseile.** 6 Litzen, 42 Drähte.

Seildurchmesser . . . . . d mm	5	6	7
Drahtdicke . . . . . δ mm	0,55	0,66	0,77
Bruchlast . . . . . kg	1178	1676	2265
Gewicht für 100 m . . . . . kg	19	23	26,5

Drahtseile Tru-Lay-Neptun D. R.-P. von Felten & Guilleaume Carlswerk, A.-G., Mülheim a. Rh. stellen eine verbesserte Machart dar.

Vorzüge: Die Litzen springen an den Seilenden nicht auf. Sie behalten ihre Lage bei, brauchen also nicht abgebunden zu werden. Die Belastung verteilt sich gleichmäßig auf alle Drähte. Das unbelastete Seil ist spannungsfrei. Die Seile sind biegsamer und zeichnen sich durch erhöhte Lebensdauer aus. Gebrochene Drähte springen nicht auf. Sie behalten ihre Lage im Seile bei und sind daher für Nachbardrähte, Scheiben- und Zubehörteile nicht so gefährlich wie die Drahtbrüche bei anderen Seilen. Die Seilart hat wenig Neigung, sich zu drehen.

b) Quadratseile

kommen dann zur Verwendung, wenn das Bestreben der runden Drahtseile, sich mit frei schwebender Last zu drehen, störend wirkt. Sie sind drallfrei und eignen sich deshalb besonders als Entleerungsseile für Greiferbetrieb.

c) Kranseile aus Flachlitzen.

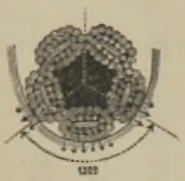
Anwendung da, wo Seile einem größeren Verschleiß ausgesetzt sind, also geringere Abnutzung gewünscht wird.

Konstruktion: Fünf Litzen von elliptischer Form besitzen einen flachen Kerndraht und sind um eine Hanfseele gewunden.

[1]) Preistabelle für Drahtseile im Anhang.

Vorteil gegenüber Rundlitzen: Größere Auflagefläche, daher bessere Druckverteilung und geringere Abnutzung. Profil der Seilrollen derart, daß das Seil mit einem Drittel seines Umfanges aufliegt (Fig. 9).

Fig. 9.



Flachlitziges Drahtseil.

Fig. 10.

Rundlitziges Drahtseil.

Behandlung und Überwachung wie bei Rundlitzen.

Berechnung: Es werden nur die Querschnitte der Runddrähte berücksichtigt.

d) Verschlossene Drahtseile.

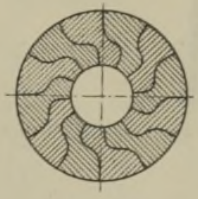
Anwendung als Tragseile für Kabelkrane, Drahtseilbahnen und als Bergwerksförderseile. Sie eignen sich nicht für Krane und Aufzüge.

Querschnitt nach Fig. 11 und 12 aus Formdrähten ohne Hanfeinlage.

Fig. 11.

Spiralseil aus Formdraht.

Fig. 12.



Pohligsches Simplexseil.

Vorteile: Glatte Oberfläche. Die Drähte werden nicht stachelig. Weniger rostempfindlich, geringere Abnutzung.

Nachteil: Wenig biegsam.

3. Seilgehänge.

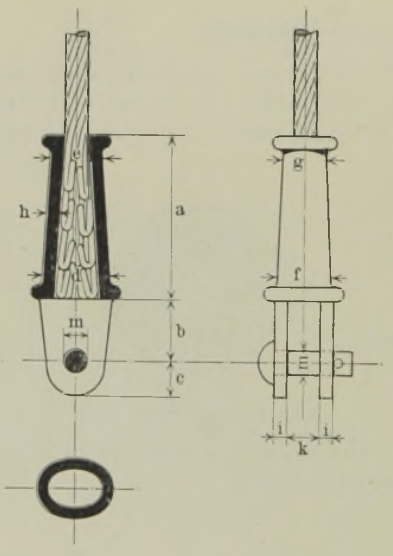
Um Drahtseile mit anderen Konstruktionsteilen in Verbindung zu bringen, wendet man folgende „Gehänge“ an:

Fig. 13. Seilöse oder konische Seilbüchse. Man löst das zu befestigende Seilende, nachdem man dasselbe durch die Öse gezogen hat, in die einzelnen Drähte auf, schneidet die Hanfseele heraus und biegt die freien Drahtenden hakenförmig um. Nun zieht man den so gebildeten Wulst in die konische Öffnung der Öse zurück und gießt die gebliebenen Zwischenräume mit Hartblei aus. Beim Ausgießen dürfen die Drähte nicht ausglühen. Eine Legierung mit niedrigem Schmelzpunkt erhält man mit 70 Teilen Blei, 10 Teilen Zinn und 20 Teilen Antimon. Nach Zerreißversuchen ist diese Befestigung durchaus zuverlässig. Die Ösen werden aus Stahlguß hergestellt.

Tabelle 5. **Drahtseilösen** aus Stahlguß nach Fig. 13.

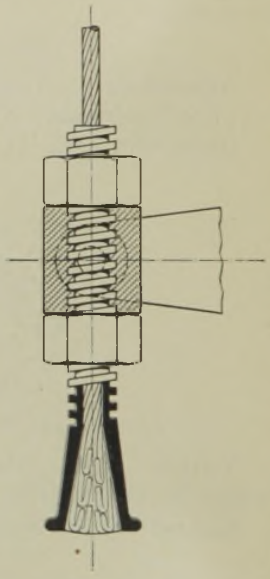
Seildurchmesser mm	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*m*	Gewicht kg
6—7	50	18	11	26	17	18	16	4	4	12	9	0,4
8	60	20	13	30	20	21	19	5	5	13	10	0,6
10	75	25	16	35	24	25	23	6	6	16	12	0,8
12	90	30	19	42	28	32	27	7	7	20	14	1,4
14	105	35	21	50	32	35	31	7	7	22	16	1,8
16	120	40	25	60	38	43	37	9	9	25	18	2,5
18—20	150	50	30	70	46	54	46	11	11	32	22	3,7
22—24	180	60	38	82	55	64	54	13	13	38	28	4,5
26—30	210	75	42	102	70	72	66	16	16	46	32	7,0

Fig. 13.



Seilöse.

Fig. 14.



Seilbefestigung mit Nachstellvorrichtung.

Annäherungsrechnung für Drahtseilösen[1]).

Um ein Fließen des Materials zu vermeiden, darf die spezifische Pressung zwischen Bleikern und Hülse nicht größer als $k = 125\,\mathrm{kg/cm^2}$ sein. Nach Fig. 15 wird der Seitendruck $P = \frac{Q}{2\sin a}$; ferner ist $2P = f \cdot k$, wenn $f =$ Berührungsfläche, also $2\frac{Q}{2\sin a} = 2\left(\frac{R+r}{2}\right) \cdot \pi \cdot l \cdot k$, woraus mit $l \cdot \sin a = \frac{1}{2}(d_1 - d_2)$

$$(1) \cdots k = \frac{Q}{\frac{d_1^2 - d_2^2}{4} \cdot \pi}$$

[1]) Vgl. auch Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 923. Prof. Bonte, „Beitrag zur Berechnung von kegeligen Hülsen".

d. h. die Flächenpressung zwischen Mantel und Kern ist so groß wie der spezifische Druck auf die Horizontalprojektion der Mantelfläche. Aus Gleichung (1) bestimmt sich d_1 (d_2 ist bekannt, nämlich $\approx$ Seildurchmesser):

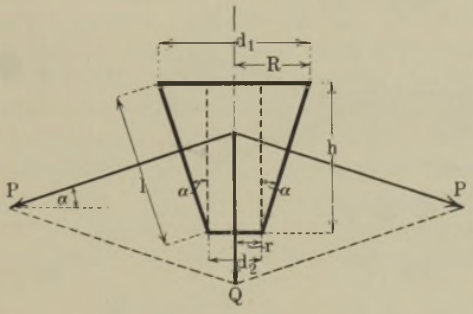
$$d_1 = \sqrt{\frac{4\,Q}{k\,\pi} + d_2^2}.$$

Die Hülsenhöhe ergibt sich aus der Rechnung für Herausscheren des Bleizylinders vom Durchmesser d_2 und der Höhe h. Es ist

$$(2) \quad \cdots \quad Q = d_2 \pi \cdot h\, k_s$$

Hieraus h mit $k_s = 125\,\text{kg/cm}^2$ für Blei.

Fig. 15.



Berechnungsskizze zur Drahtseilöse.

Zur Ermittlung der Hülsenstärke berechnen wir die Hülse als Gefäß mit innerem Druck nach der Gleichung:

$$d_a = d_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}},$$ oder annähernd Wandstärke (3) $\cdots \quad \delta = r_i \frac{p_i}{k_z}$.

Hierin bedeutet:

d_a den äußeren, d_i den jeweiligen inneren Durchmesser, r_i den jeweiligen inneren Halbmesser,

k_z = die zulässige Beanspruchung in kg/cm²; für Stahlguß $k_z = 400 \cdots 600\,\text{kg/cm}^2$,

p_i den Innendruck bzw. die in Gleichung (1) zugrunde gelegte spezifische Pressung. Da der Kern am Umfang nicht überall gleichmäßig anliegt, so ist vorsichtshalber für p_i der doppelte Wert von k, also $p_i = 250\,\text{kg/cm}^2$ zu setzen.

Wir haben demnach für den weitesten und engsten Teil der Hülse die Gleichungen:

$$(4) \cdots \text{oben } d_{1a} = d_{1i} \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}};\ \text{unten } d_{2a} = d_{2i} \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}}.$$

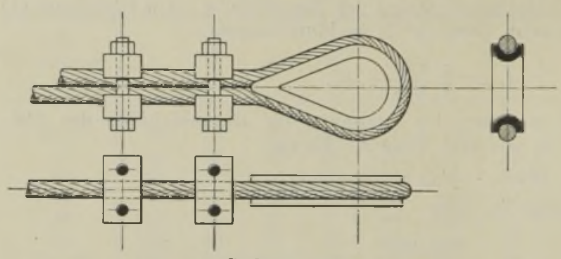
Die Augen für den Bolzen und der Bolzen selbst sind auf Biegung zu berechnen.

Fig. 14 zeigt eine ähnliche Anordnung mit Nachstellvorrichtung für das Drahtseil. Diese Konstruktion findet für die Aufhängung von Fahrbühnen mittels Ausgleichhebel Verwendung.

Fig. 16 und 18. Seilkausche. Das Seilende wird schleifenförmig über ein entsprechend geformtes, ausgekehlt geschmiedetes Eisen herumgebogen und gespleißt oder auf etwa 400 bis 500 mm Länge durch

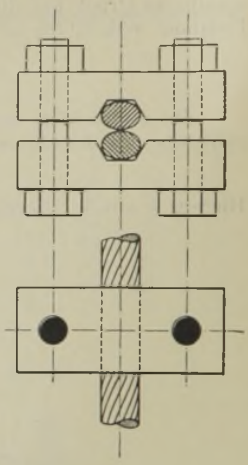
POLITECHNIKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Fig. 16.



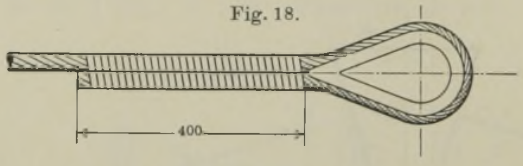
Seilkausche.

Fig. 17.



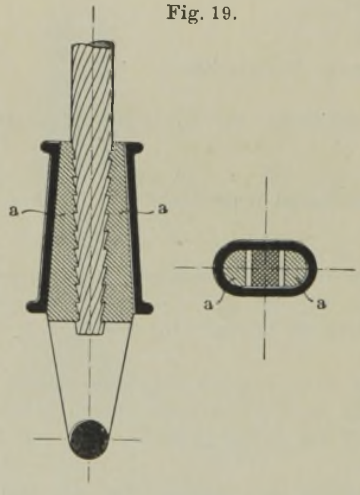
Seilklemme.

Fig. 18.



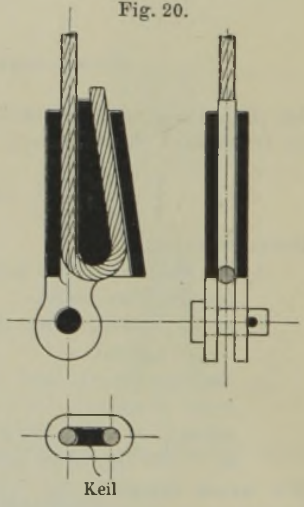
Seilkausche.

Fig. 19.



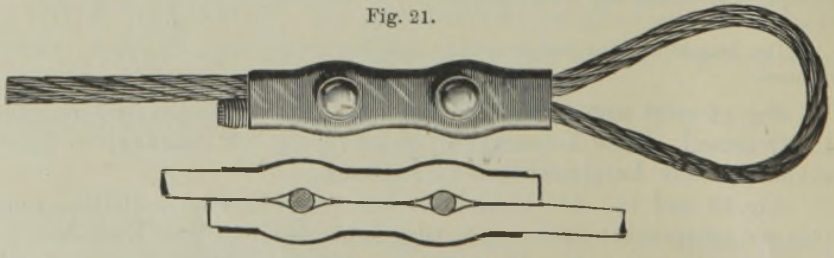
Kortümsche Seilbüchse.

Fig. 20.



Seilbefestigung mittels Keiles.

Fig. 21.



Drahtseilklemme von J. W. Hofmann.

zwei Seilklemmen mit dem Seillauf verbunden bzw. in der ganzen Ausdehnung der Verbindung nach Fig. 18 fest mit Draht umwickelt.

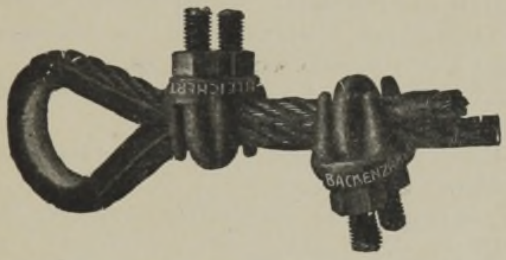
Fig. 19. Kortümsche Seilbüchse. In der konischen Büchse befinden sich zwei verzahnte Keile *a*, welche das Festklemmen und Festhalten des Seiles bewirken.

Fig. 20. Seilbefestigung von Gauhe, Gockel & Co. Nach demselben Prinzip wie in Fig. 19 wird hier durch eine Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht, die erforderliche Klemmung erzeugt.

Fig. 21. Drahtseilklemme (D. R.-P.) von J. W. Hofmann, Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda bei Dresden. Das zu einer Schleife umgebogene Drahtseil wird in eine Stahlhülse eingeschoben und sodann ein Dorn in die Löcher eingetrieben, wodurch die beiden Seilstücke in die Ausbuchtungen gedrängt werden. In die hierdurch entstandenen Zwischenräume werden Niete oder Schrauben *B* eingeführt, welche die Drähte in der ausgebogenen Lage erhalten und ihre Streckung verhindern. Die Klemme ist einfach und sicher.

Fig. 22. Sicherheits-Seilklammer „Backenzahn“ von Adolf Bleichert & Co., Leipzig. Die in Tabelle 6 angegebene Haltfestigkeit

Fig. 22.



Der „Backenzahn“ zur Bildung einer Seilschleife.

gilt für zwei aneinandergeklemmte Seile. Für Kauschen können die Werte demnach verdoppelt werden. Die Backenzähne sind dicht nebeneinander zu setzen. Bei stärkeren Seilen empfiehlt sich eine weiche Beilage im Bügel.

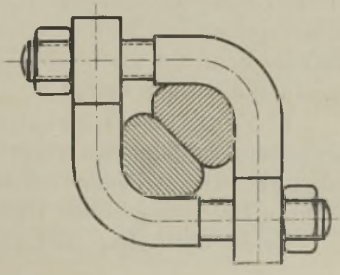
Fig. 23. Bochumer Durchsteckklammer.

Tabelle 6.

Haltefestigkeit der Backenzähne.

Nr.	Seildurchmesser mm	Haltefestigkeit in kg bei einer Klammer	zwei Klammern	drei Klammern
1	6—9	750	3000	6 750
2	10—13	860	3440	7 750
3	14—16	1000	4000	9 000
4	17—20	1135	4540	10 200
5	21—25	1220	4880	11 000
6	26—31	1280	5120	11 500
7	32—37	1350	5400	12 150

Fig. 23.



Bochumer Durchsteckklammer.

Ketten.

1. Rundeisenketten.

1. **Anwendung:** für Flaschenzüge bis 5 t. Während sonst nur Handbetrieb in Frage kommt, kann bei Verwendung genügend großer Trommeldurchmesser ausnahmsweise Rundeisenkette als Huborgan auch bei elektrischem Antrieb Verwendung finden, wenn es sich z. B. um Betriebe handelt, die mit säurehaltigen Dämpfen gefüllt sind.

2. **Werkstoff**[1]). Es kommen in Frage:
   a) S. M.-Flußstahl mit 34···42 kg/mm² Zugfestigkeit und 25···30 % Dehnung (St 34 · 11).
   b) Puddelstahl mit 35···42 kg/mm² Zugfestigkeit und 20···25 % Dehnung.

Über die Frage, ob Flußstahl überhaupt für Ketten hoher Beanspruchungen geeignet ist, gehen auch heute noch die Meinungen auseinander. Das Ergebnis ausgedehnter Versuche ist, daß für Ketten bis 30 mm Durchmesser der Flußstahl als Kettengut neben Puddelstahl durchaus geeignet ist. Für stärkere Ketten wird Puddelstahl vorgezogen.

3. **Nutzzugkraft und Prüflast**[1]). Es ist zu unterscheiden:
   1. Die Nutzzugkraft (Gebrauchslast oder zulässige Belastung), der die Kette ständig ausgesetzt ist.
   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.

Wenn der Werkstoff eine Mindestfestigkeit von 35 kg/mm² hat, dann beträgt die Bruchlast 24 kg/mm², die Probelast 12 kg/mm², die Nutzzugkraft 6 kg/mm². Die Sicherheit ist also vierfach.

4. **Herstellung**[1]). a) Durch Feuerschweißung: Die Glieder werden warm, maschinell oder von Hand U-förmig vorgebogen. Die beiden Enden werden im Koksfeuer erhitzt, angeschärft und übereinandergelegt. Das Glied wird dann auf Schweißhitze gebracht, von Hand geschweißt und im Gesenk nachgeschlagen. In Deutschland ist Kopfschweißung, in England Seitenschweißung üblich. Die verzahnte Kopfschweißung (D. R.-P.) der Kettenwerke Schlieper hat gegenüber der einfachen glatten Überlappung den Vorteil einer größeren Schweißfläche und die Gewähr, daß der Schmied die Lappen genügend weit übereinander und die Zähne genau ineinander bringt.

b) Elektroschweißung: Das Ketteneisen wird maschinell geschnitten, zu Gliedern vorgebogen und die ungeschweißte Kette ausgeglüht. Die Glieder werden dann elektrisch geschweißt und zum zweiten Male ausgeglüht. Üblich für Güteketten ist die Seitenschweißung.

Beide Verfahren sind gleich gut.

---

[1]) Nach den Angaben der „Vereinigten Stahlwerke Aktiengesellschaft Dortmund".

5. **Nachteile:** Abnutzung durch die Kettenreibung im Scheitel der Ketten. Unsicherheit der Schweißstelle und plötzlicher Bruch bei zu hoher Belastung oder Stößen.

6. **Behandlung:** Schmierung mit einer Mischung von Fett und Graphit.

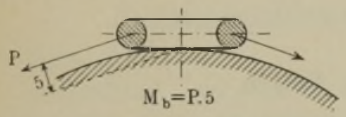
7. **Berechnung:** Die Kettenglieder werden auf Zug und Biegung beansprucht. Man vernachlässigt die Biegung und führt dafür ein geringes k_z ein. Der Kettendurchmesser ergibt sich aus der Zuggleichung:

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

worin S die Belastung der Kette in kg,
d der Durchmesser des Ketteneisens in cm,
k_z die zulässige Zugspannung in kg/cm².

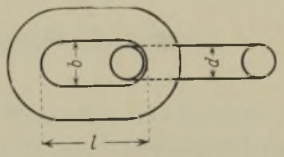
Bei den genormten Ketten nach Tabelle 7 ist $k_z \approx 500 \cdots 600$ kg/cm², bei stoßweisem Betriebe die Hälfte.

Fig. 24.



Biegungsbeanspruchung der Ketten.

Fig. 25.



Kurzgliedrige Kette.

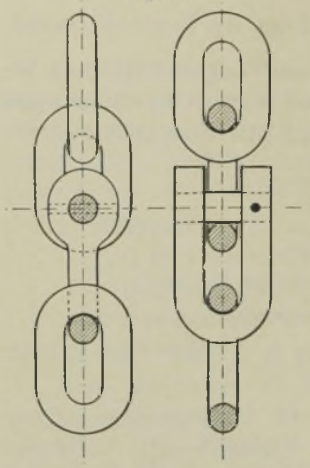
8. Tabelle 7. **Unkalibrierte Ketten, Auszug DIN 672.**

Durchmesser d mm	Innere Breite b mm	Innere Länge l mm	Nutzzugkraft kg	Gewicht für 1 m kg
7	10	22	350	1,1
8	12	24	500	1,35
9,5	14	27	750	2
11	17	31	1000	2,7
13	20	36	1500	3,8
16	24	45	2500	6
19	29	53	3500	8,1
22	34	62	4500	11
24	36	67	5500	13
27	40	75	6750	17
30	45	84	8500	21

Werkstoff: Flußstahl. Gewichte sind unverbindlich. Bezeichnung einer Kette von 24 mm Durchmesser: Kette 24 DIN 672. Bei Bestellung anzugeben: 50 m Kette 24 DIN 672. Probelast = zweifache Nutzzugkraft. Bruchlast $\geq 4 \times$ Nutzzugkraft. Bei stoßweisem Betriebe ist die Nutzzugkraft auf die Hälfte zu ermäßigen. Verbindlich für die Angaben bleiben die DIN-Blätter.

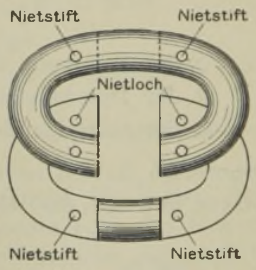
9. **Notglieder.** Zur schnellen Verbindung einer zerrissenen Kette bedient man sich des Kettenschlosses (Fig. 26) oder des Notgliedes (Fig. 27), welche, wie die übrigen Glieder, über Rollen und Trommeln laufen können. Letzteres besteht aus zwei gleichen Hälften mit Nietstiften und korrespondierenden Löchern.

Fig. 26.



Kettenschloß.

Fig. 27.



Not-Kettenglied.

2. Kalibrierte Ketten

sind Rundeisenketten, die durch Schlagen im Gesenk auf das richtige Maß gebracht werden.

Anwendung und Verhalten im Betriebe: Sie eignen sich nur für reinen Handbetrieb. Für maschinelle Betriebe nur dann, wenn geringere Geschwindigkeiten als 0,1 m/s und sehr seltene Benutzung in Frage kommen. Voraussetzung für diese Beschränkung ist, daß das Windwerk mit einer Kettennuß ausgerüstet ist.

Die Verzahnung der Kettennuß ist außerordentlich empfindlich, und es gibt in jeder Handhebezeugfabrik in der Regel nur wenige Personen, welche die erforderlichen Erfahrungen in der zweckmäßigen Ausgestaltung dieser Verzahnung haben.

Nach längerem Arbeiten tritt ein kleinerer oder größerer Verschleiß auf. Sowie dieser ein gewisses Maß überschreitet, fängt die Kette an zu klettern und setzt sich in der Kettenführung fest. Bei Handbetrieb überwindet man diese Klemmung durch kurzes Zurückdrehen, bei elektrischem Betrieb wird meistens die Kettenführung oder die Kettennuß gesprengt. Bei Verwendung einer Kettennuß ist mithin bei Hebezeugen Antrieb durch Elektromotor unzulässig. Außerdem sind kalibrierte Ketten teurer als gewöhnliche Rundeisenketten.

Bei Verwendung kalibrierter Ketten hat man stets erst die genauen Maße von der Bezugsquelle einzuholen, bevor die Kettenrollen angefertigt werden.

Berechnung: Wie bei den Rundeisenketten mit geringerem k_z, um eine Formänderung der Glieder zu verhüten.

Tabelle 8. **Kalibrierte Ketten, DIN 671.**

Durchmesser d mm	Innere Breite b mm	Innere Länge l mm	Nutzzugkraft nur für Handbetrieb kg	Gewicht für 1 m kg	Verwendung
5	8	18,5	175	0,5	Handketten
6	8	18,5	250	0,72	
7	8	22	350	1	
8	9,5	24	500	1,3	Lastketten
9,5	11	27	750	1,9	
11	13	31	1000	2,7	
13	16	36	1500	3,75	
16	19	45	2500	5,8	
19	23	53	3500	8	
23	28	64	5000	12	

Werkstoff: Flußstahl. Gewichte sind unverbindlich. Bezeichnung einer kalibrierten Kette von 16 mm Durchmesser: Kette 16 DIN 671. Bei Bestellung Länge angeben, z. B. 50 m Kette 16 DIN 671. Prüflast = zweifache Nutzzugkraft. Bruchlast $\geq 4 \times$ Nutzzugkraft. Die Nutzzugkraft muß den beim Senken durch Verzögerung entstehenden Massendruck mit einschließen. Verbindlich für die Angaben bleiben die DIN-Blätter.

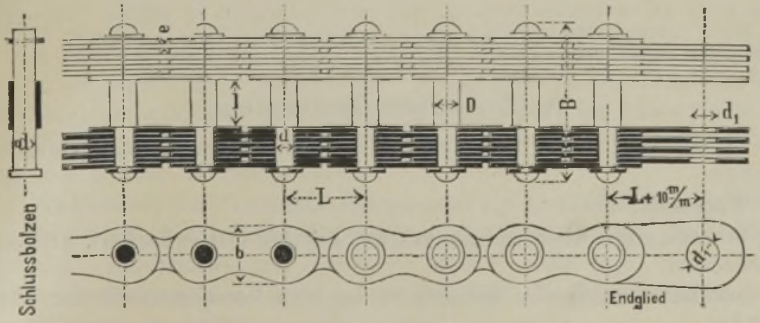
3. Gallsche Gelenkketten (Laschenketten).

Werkstoff: St 42·11.

Anwendung: Nur noch für kleine Eislaufkrane bei Handbetrieb oder bei geringen Hubgeschwindigkeiten und mittelstarker Benutzung für maschinellen Antrieb in staubfreien Betrieben, in denen das Huborgan großen Hitzestrahlen ausgesetzt ist, wie in Glühereien und Schmieden. Ferner, wenn der Hakenhub auf das äußerste gesteigert werden soll. Bei angestrengterem Betrieb versagt die Gallsche Kette infolge des größeren Verschleißes in den Bolzenlagern und des dadurch bedingten Längens der Kette. Sämtliche übrigen angetriebenen Krane dagegen erhalten heute als Lastorgan Drahtseile.

Vorteile: Geringere Kettenreibung als bei Gliederketten, daher Kraftersparnis. Größere Sicherheit als bei Gliederketten. Anwendung von Kettenrädern mit geringer Zähnezahl, also kleiner Lastarm und gedrängte Konstruktion.

Fig. 28.



Gallsche Gelenkkette.

Nachteile: Sie können schiefen Zug und Pendeln in der Querrichtung nicht vertragen; starker Verschleiß in den Zapfen infolge der hohen Flächenpressung, die je nach der Kettengröße auf 800 bis 1100 kg/cm² steigt. Der Lasthaken erfordert Kugeldrehung. Hoher Preis.

Zur Verbindung des ruhenden Kettenendes und des Lasthakens dienen Endglieder mit stärkeren Laschen und Zapfen nach Fig. 28.

Die Ketten sind während des Betriebes gut zu schmieren.

Tabelle 9.

Gallsche Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden (Thüringen).

Garantierte Belastung	Teilung oder Baulänge in mm	Länge des Mittelbolzens in mm	Stärke des Mittelbolzens in mm	Zapfenstärke in mm	Plattenzahl	Plattendicke in mm	Plattenbreite in mm	Größte Gesamtbreite der Kette in mm		Gewicht für 1 m	Preis je m Kette, unverbindlich	Schlußbolzen in mm
kg	L	l	D	d	i	d	b	B		kg	RM	d_1
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	ohne Unterlegscheiben vernietet	0,7	2,80	6
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1	2,80	9
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2	3,—	12
750	30	20	11	9	4	2	20	45		2,7	4,—	13
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8	5,50	15
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60		5	8,—	18
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67	mit Unterlegscheiben vernietet	7,1	10,—	21
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90		11,1	13,50	26
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5	16,—	32
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118		19	18,80	34
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125		24	22,—	36
7 500	70	50	32	28	8	4,5	53	150		31,5	27,—	40
8 500	75	55	34	30	8	4,5	56	160		33	31,—	43
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165		34	36,—	45
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180		45	41,—	47
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195		51	48,—	50
17 500	95	75	43	39	10	5,5	72	200		64	56,—	54
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208		58	62,—	54
20 000	110	80	43	38	8	6	85	215	verspintet	74,5	75,—	56
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235		83	92,—	60
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255		100	92,—	65

Die obigen Abmessungen sind das Resultat wiederholter Zerreißversuche. Diese Lastketten gewähren eine etwa sechsfache Sicherheit gegen Bruch.

Für Triebwerkzeuge, bei welchen die Abnutzung zwischen Bolzen und Laschenaugen mehr zu berücksichtigen ist, sind stärkere Ketten zu wählen. Es empfiehlt sich, unter diesem Gesichtspunkt bei größerer Geschwindigkeit nur etwa $^1/_8$ obiger Belastungen anzuwenden.

4. Zerlegbare Treibketten.

Verwendung: Als Treibketten für Elevatoren, Transporteure und Aufzüge.

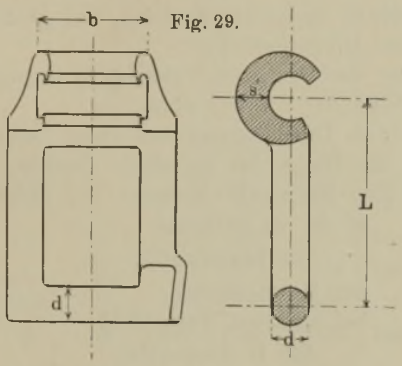
Werkstoff: Te.

Vorteile gegenüber Laschenketten: Leichte Zerlegbarkeit, große Auflagerflächen.

Nachteile: Geringere Sicherheit, leichtes Verschmutzen der offenen Gelenke.

Geschwindigkeit ist möglichst gering zu wählen, weil Lebensdauer und ruhiger Gang davon abhängen. Schmierung mit Fett bzw. mit Graphit bei Ketten, die mit Sand in Berührung kommen, erforderlich. Ausführung der Kettenräder wie die der Gallschen Ketten.

Fig. 29.



Zerlegbare Treibkette.

Die Ketten laufen mit der geschlossenen Hakenseite auf den Rädern. Zur Befestigung von Elevatorbechern, Rechen, Krücken usw. werden besondere Befestigungsglieder angefertigt.

5. Zusammenfassung.

1. Hanfseile. Nur für untergeordnete Zwecke, z. B. bei Bauwinden und Baurollenzügen, kleinen Aufzügen, ferner als Haspelseile und Schlingseile zum Aufhängen der Last am Haken.

2. Drahtseile. Infolge der Vorteile jetzt durchweg für alle Last- und Geschwindigkeitsgrößen, meistens mehrsträngig, gebraucht. Sie sind elastisch und daher betriebssicherer als Ketten, arbeiten geräuschlos, haben geringes Gewicht und ergeben geringe Trommelbreite.

3. Rundeisenketten. Durch die Drahtseile verdrängt, weil der Bruch hier plötzlich erfolgt; außerdem großes Eigengewicht, große Trommelbreite, unelastisch, daher abgefedertes Hakengeschirr erforderlich.

4. Kalibrierte Ketten. Nur für kleine Geschwindigkeit, also für Handbetrieb zweckmäßig, weil durch Stöße und Abnutzung die Kettenglieder ihre Form verlieren.

5. Gallsche Ketten. Nur für große Belastung, kleine Geschwindigkeit und kurzen Hub verwendbar. Nachteile: Großes Eigengewicht, keine Seitenbeweglichkeit (deshalb nicht verwendbar bei Laufkranen mit großer Fahrgeschwindigkeit), sie rosten im Freien, starke Abnutzung infolge der großen Bolzenpressung.

6. Kalibrierte und Gallsche Ketten sind am kostspieligsten. Billiger sind gewöhnliche Ketten und Hanfseile, und den geringsten Preis zeigen Drahtseile. Kalibrierte und Gallsche Ketten wird man deshalb nur dann anwenden, wenn es sich darum handelt, die Konstruktion möglichst gedrängt zu halten.

Seil- und Kettenrollen.

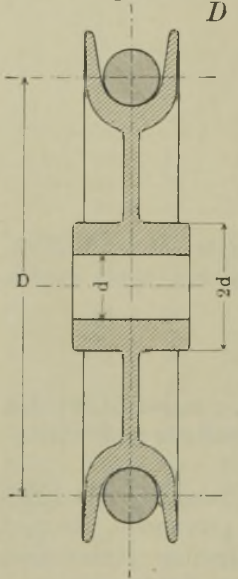
1. Seilrollen.

Werkstoff: Ge 12·91, bei kleinem Durchmesser mit voller Mittelscheibe und nötigenfalls Rippenversteifung, bei größerem Durchmesser mit Speichen wie die Riemenscheiben.

Der Durchmesser der Drahtseilrollen ist nicht vom Seildurchmesser, sondern von der Dicke der Drähte abhängig.

Bezeichnet d den Durchmesser des Hanf- oder Drahtseiles,
δ die Dicke der einzelnen Drähte,
D den Rollendurchmesser von Mitte bis Mitte Seil,
so ist zu nehmen:

Fig. 30.



Hanfseilrolle.

für Hanfseile:

bei Handbetrieb . . . . . $D = 7 \cdots 10\,d$,
bei starkem Verschleiß . . $D = 30 \cdots 50\,d$,

für Drahtseile:

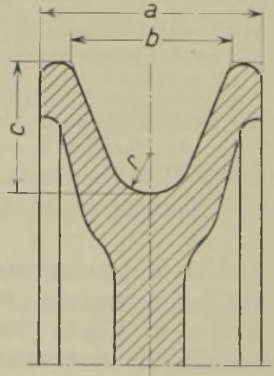
bei Handbetrieb . . . . . $D = 400 \cdots 500\,\delta$,
bei Maschinenbetrieb . . . $D = 500 \cdots 1000\,\delta$,

unter möglichster Beachtung der Angaben auf S. 12.

Querschnitt der Rillen für Drahtseile nach Fig. 31 u. 33. Die Rillen sind so auszudrehen, daß das Seil mit geringem Spielraum, aber ohne Klemmung gebettet wird. Rollentiefe bei Hanfseil $1{,}5 \cdots 2\,d$, um ein Herausspringen des Seiles zu vermeiden. Für Drahtseile $2 \cdots 3\,d$. Bei starken Seilablenkungen ist dem Rillenquerschnitt besondere Aufmerksamkeit zu widmen, damit sich das Seil nicht an den Rollenrändern scheuert. Durch Konstruktion kann genau bestimmt werden, wie weit die Rille bei einer gegebenen Ablenkung auszudrehen ist.

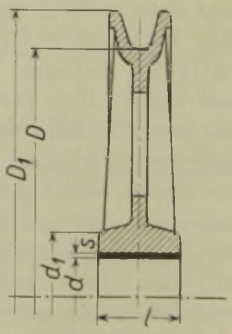
Die Rollen werden entweder aufgekeilt bzw. hydraulisch aufgepreßt, oder sie laufen richtiger lose auf festen Achsen.

Fig. 31.



Genormtes Rillenprofil nach DIN 690.

Fig. 32.



Drahtseilrolle.

Tabelle 10.

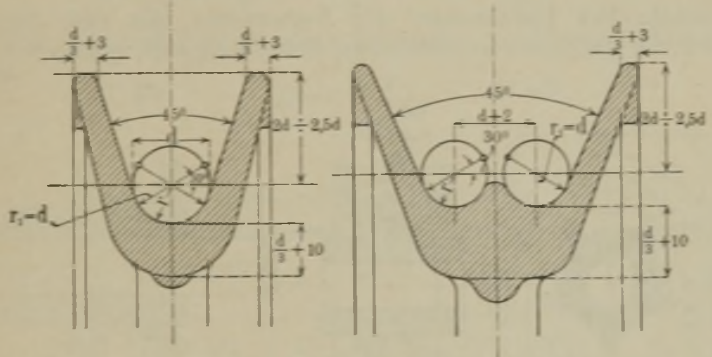
Abmessungen für Drahtseilrollen nach Fig. 31 und 32.

Seildurchmesser in mm	Rille in mm				Rolle in mm		Nabe in mm			
	a	b	c	r	D	D_1	d	s	d_1	l
6,5 ··· 9	30	20	20	5	200 300	240 340	40 50	5	100 115	60 70
9,5 ··· 14	45	30	30	8	300 400	360 460	60 70	5 7,5	130 145	80 90
15 ··· 20	55	40	40	12	400 500	480 580	80 90	7,5	160 175	100
22 ··· 26	70	50	50	15	600	700	110	7,5	200	120
28 ··· 31	80	60	60	18	700	820	125	10	220	120
33 ··· 39	95	70	70	22	800	940	140	10	240	140
42 ··· 48	115	85	85	25	1000	1170	160	10	270	160

Werkstoff: Gußeisen.

Die Rillenprofile sind in DIN 690 genormt. Die hier angegebenen Maße weichen für a und c davon ab. Für die Bohrung ist die jeweilige Beanspruchung des Bolzens maßgebend, die für jeden Fall zu prüfen ist.

Fig. 33. Fig. 34.



Gebräuchliche Profile für Drahtseilscheiben.

2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten.

Querprofil der Kettenrollen zweckmäßig so, daß die Kette in beliebig verdrehter Lage Auflage findet. Hierfür eignet sich das halbkreisförmige Profil nach Fig. 35 mit einem Ausrundungshalbmesser $r = 1{,}75\,d$ und einer Rillenbreite $b = 3\,d$.

Bezeichnet

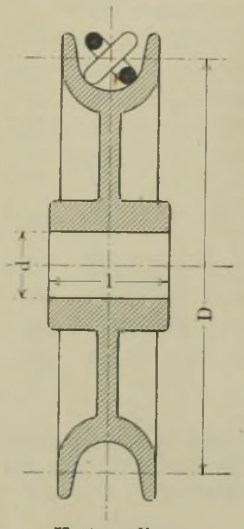
d den Ketteneisendurchmesser,

D den Rollendurchmesser von Mitte bis Mitte Kette,

so ist $$D = 20 \cdots 30\,d.$$

Die Profile der Kettenrollen sind nach Gefühl unter vorheriger Feststellung der Kettenabmessungen aufzuzeichnen. Die Rollenbreite zwischen den Rändern muß genügenden Spielraum für die Kette aufweisen. Für die Dicke der Rollenränder, des Kranzes und der Scheibe zwischen Kranz und Nabe ist die Rücksicht auf möglichst gleichmäßige Verteilung des Gußeisens behufs Vermeidung von Gußspannungen neben genügender Festigkeit maßgebend, die Scheibe ist nötigenfalls durch Rippen zu verstärken.

Fig. 35.



Kettenrolle.

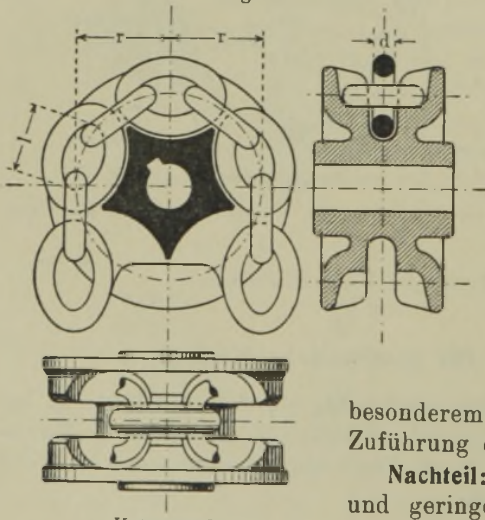
3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten.

Die Kette ist in den Umfang der Rolle muldenförmig eingebettet, so daß sie von den Zähnen der Rolle gefaßt und weitergezogen wird. Verzahnte Kettenrollen finden Verwendung als Kettennüsse und als Haspelräder.

Kettennüsse treten dann an Stelle der Kettentrommeln, wenn sowohl der Lastarm als auch die Wicklungsbreite zu beschränken ist.

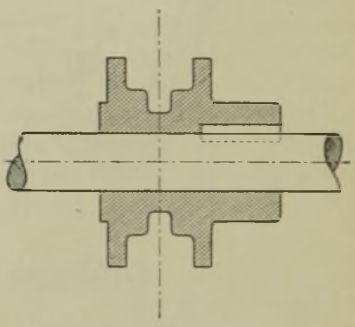
Vorteil: Der Durchmesser der Kettennüsse läßt sich dann auf ungefähr die Hälfte der gewöhnlichen Kettentrommeln verringern. Von besonderem Vorteil ist die stets gerade Zuführung der Kette auf die Nuß.

Fig. 36.



Kettennuß.

Fig. 37.



Aufkeilen einer Kettennuß bei geringer Nabenstärke.

Nachteil: Schnelle Abnutzung der Kette und geringer Wirkungsgrad infolge des großen Reibungswiderstandes. Kettennüsse erfordern die Anordnung von Führungsrollen oder Führungsgehäusen, welche den Eingriff der Kette sichern. Ferner ist für den sicheren Ablauf des losen Kettenendes ein Abstreifer erforderlich (vgl. Fig. 39).

Werkstoff und Entwurf: Ge 14 · 91 oder Stg 38 · 81. Geringste Zähnezahl mit Rücksicht auf den Achsendurchmesser $z \geqq 4$. Teilkreisdurchmesser ist der umschriebene Kreis der Gliedermittellinien. Da die Nabenstärke der Kettennüsse häufig sehr gering ausfällt und ein einfaches Aufkeilen dann nicht zulässig ist, so erzielt man eine Mitnahme der Nuß entweder durch seitlich angegossene Knaggen, die in entsprechende Vertiefungen eines benachbarten Rades eingreifen, oder man verlängert die Nabe seitlich nach Fig. 37 und treibt den Keil in diese Verlängerung ein. Die als Haspelräder verwendeten Daumenräder besitzen einen großen Durchmesser und eine große Anzahl Zähne. Die Arme werden so wie bei den Riemenscheiben oder Zahnrädern ausgebildet. Da das Verhältnis der Innenlänge zum Ketteneisendurchmesser bei den verschiedenen Fabriken wechselt, so bezieht man zweckmäßig Kette und Kettenrad von einer Firma.

Berechnung: Ist l die innere Länge des Kettengliedes,
z die Zähnezahl des Kettenrades,
d die Ketteneisendicke,
so ist der Teilkreisdurchmesser für $z \leqq 6$ und $d \geqq 16$

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90}{z}}\right)^2}.$$

Ist $z \geqq 6$ und $d \leqq 16$, dann kann ohne merkbaren Fehler gesetzt werden:

$$D = \frac{l}{\sin\frac{90}{z}}.$$

Tabelle 11. **Werte von $\sin\frac{90}{z}$.**

z	$\sin\frac{90}{z}$	z	$\sin\frac{90}{z}$	z	$\sin\frac{90}{z}$	z	$\sin\frac{90}{z}$	z	$\sin\frac{90}{z}$
3	0,5000	12	0,1305	21	0,0747	30	0,0523	39	0,0403
4	0,3827	13	0,1205	22	0,0713	31	0,0506	40	0,0393
5	0,3090	14	0,1120	23	0,0682	32	0,0491	45	0,0349
6	0,2588	15	0,1045	24	0,0654	33	0,0476	50	0,0314
7	0,2225	16	0,0980	25	0,0628	34	0,0462	60	0,0262
8	0,1951	17	0,0923	26	0,0604	35	0,0448	70	0,0224
9	0,1736	18	0,0872	27	0,0581	36	0,0436	80	0,0196
10	0,1564	19	0,0826	28	0,0561	37	0,0424	90	0,0174
11	0,1423	20	0,0785	29	0,0541	38	0,0413	100	0,0157

Tabelle 12. **Werte von $\cos\frac{90}{z}$.**

z	$\cos\frac{90}{z}$	z	$\cos\frac{90}{z}$	z	$\cos\frac{90}{z}$	z	$\cos\frac{90}{z}$
3	0,8660	6	0,9659	9	0,9848	12	0,9914
4	0,9239	7	0,9750	10	0,9877	13	0,9927
5	0,9511	8	0,9808	11	0,9898	14	0,9937

Beispiele. 1. Es ist der Durchmesser einer Kettennuß für 19 mm Kette und 5 Zähne zu bestimmen.

Der Tabelle 8 entnehmen wir für 19 mm Kette $l = 53$ mm.

Nach der auf S. 29 für Rollen mit starken Ketten und geringer Zähnezahl angegebenen Gleichung ergibt sich der Wert

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90}{z}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{53}{\sin\frac{90}{5}}\right)^2 + \left(\frac{19}{\cos\frac{90}{5}}\right)^2} = 172{,}7 \text{ mm}.$$

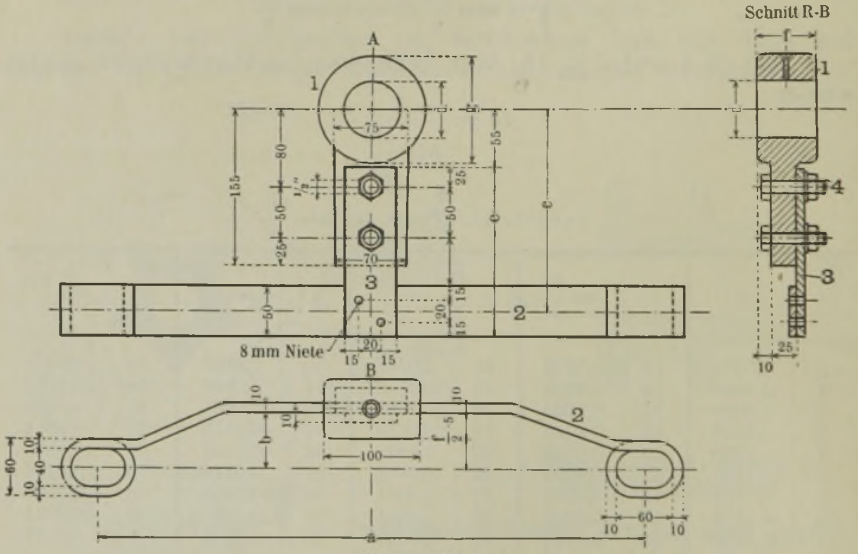
2. Wie groß wird der Durchmesser eines Haspelrades für 8 mm Zugkette, wenn für dasselbe 50 Zähne angenommen werden?

Innere Länge der Kette nach Tabelle 8 $l = 24$ mm. Demnach Teilkreisdurchmesser

$$D = \frac{l}{\sin\frac{90}{z}} = \frac{24}{\sin\frac{90}{50}} = 764{,}3 \text{ mm}.$$

4. Kettenführungen

sollen ein Herausspringen der Ketten aus den Kettenrollen verhüten und bei kalibrierten Ketten einen gesicherten Eingriff der Daumen bewirken. In den Fig. 38 bis 41 sind bewegliche und unbewegliche Kettenführungen dargestellt. Bei Kettennüssen ist außer der Führung noch ein besonderer Abstreicher erforderlich (vgl. Fig. 39).

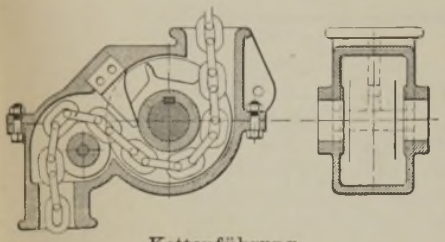


Kettenführung.

Stückliste zur Kettenführung Fig. 38.

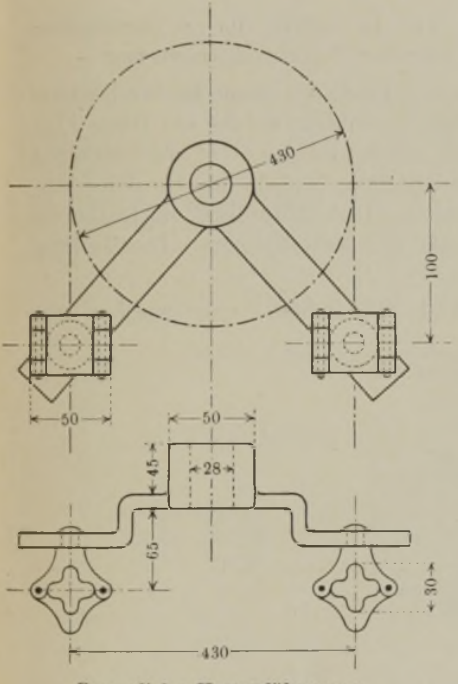
Pos.	Gegenstand	Werkstoff	Mod.	Gewicht	Stückzahl
1	Pendelschuh	Ge	—	4 kg	1
2	Kettenführung	St 34 · 11	—	3,2 „	1
3	Hängeeisen		—	0,4 „	1
4	Schrauben $^1/_2$″ 55 lg.		—	0,25 „	2

Fig. 39.



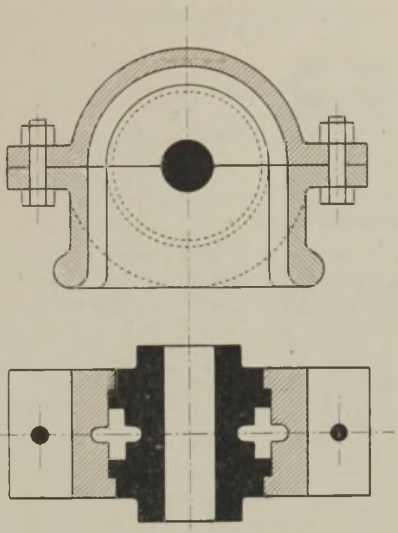
Kettenführung
mit Leitrolle und Abstreicher.

Fig. 40.



Bewegliche Kettenführungen.

Fig. 41.



Kettennuß mit Führung.

5. Kettenräder für Gallsche Ketten.

Werkstoff: St 50·11 oder Stg 38·11.

Die Zähne der Kettenräder sind zu fräsen.

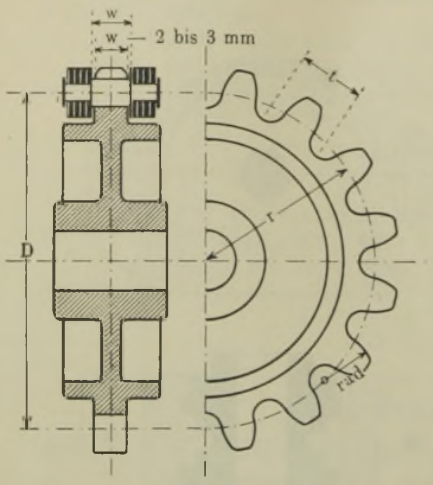
Der Teilkreisdurchmesser bestimmt sich, wenn z die Zähnezahl und t die Teilung der Laschenkette bezeichnet, aus der Gleichung

$$D = \frac{t}{\sin\frac{180}{z}}.$$

Tabelle 13. **Werte von** $\sin\frac{180}{z}$.

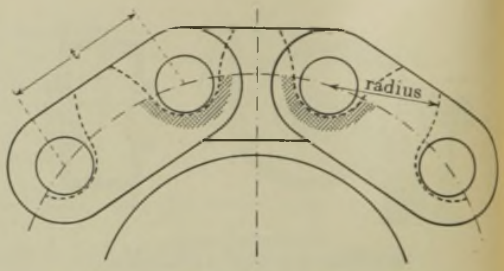
z	$\sin\frac{180}{z}$	z	$\sin\frac{180}{z}$	z	$\sin\frac{180}{z}$	z	$\sin\frac{180}{z}$	z	$\sin\frac{180}{z}$
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305	29	0,1081
10	0,3090	15	0,2079	20	0,1564	25	0,1253	30	0,1045

Fig. 42.



Gallsches Kettenrad.

Fig. 43.



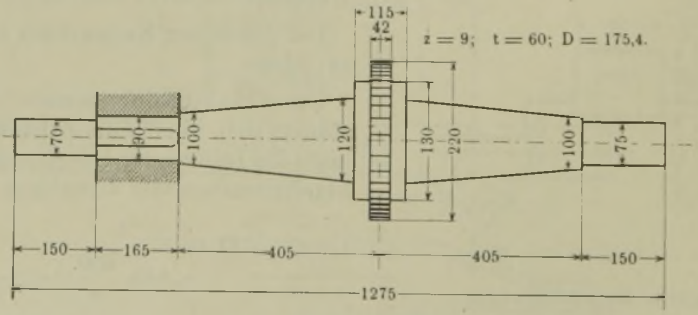
Man läßt grundsätzlich die Bolzen aufliegen, nicht die Laschen.

Tab. 14 enthält die ausgerechneten Werte der Teilkreisdurchmesser.

Das Profil der Zähne ist durch Kreisbögen zu bilden, welche ein freies Ein- und Ausschwingen der Kettenbolzen ermöglichen. Mittelpunkt für den Zahnflankenbogen ist die nächste Bolzenmitte. Der Zahnfuß ist ein Halbkreis von etwas größerem Durchmesser als der Kettenbolzen. Die Teilung ist als Sehne abzutragen.

Zahnbreite etwa 2 mm kleiner als die lichte Weite zwischen den Laschen.

Fig. 44.



Kettenradachse.

Will man den Kettenraddurchmesser auf das kleinste Maß beschränken, so stellt man Rolle und Achse aus einem Stück her. Man kann dann mit z bis auf 7 herabgehen (Fig. 44).

Man wählt für Treib- oder Lastrollen:

$z = 8$ für Lasten bis 3000 kg,
$z = 9$ „ „ von 3000 bis 20000 kg,
$z = 10$ „ „ über 20000 kg.

Tabelle 14. **Teilkreisdurchmesser für Gallsche Kettenräder** in Millimetern.

Teilung	Zähnezahl									
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	30	34,57	39,20	43,86	48,50	53,24	57,96	62.68	67,41	72,15
20	40	46,10	52,26	58,48	64,72	70,99	77,27	83,57	89,88	96,20
25	50	52,62	65,33	73,10	80,90	88,74	96,59	104,46	112,35	120,24
30	60	69,14	78,39	87,71	97,08	106,49	115,91	125,36	134,82	144,29
35	70	80,67	91,46	102,33	113,26	124,23	135,23	146,25	157,29	168,34
40	80	92,19	104,52	116,95	129,44	141.98	154,55	167,14	179,75	192,38
45	90	103,71	117,59	131,57	145,62	159,72	173,87	188,04	202,23	216,44
50	100	115,24	130,65	146,40	161,81	177,47	193,18	209,90	224,70	240,49
55	110	126,76	143,72	160,80	177,98	195,22	212,50	229,83	247,17	264,53
60	120	138,28	156,78	175,42	194,16	212,67	231,82	250,71	269,63	288,58
65	130	149,81	169,85	190,05	210,34	230,71	251,14	271,61	292,11	312,63
70	140	161,33	182,91	204,66	226,52	248,46	270,46	292,40	314,57	336,68
75	150	172,86	195,99	219,29	242,70	266,21	289,78	313,40	337,05	360,73
80	160	184,38	209,05	233,36	258,88	283,96	309,10	334,28	359,51	384,77
85	170	195,91	222,12	248,52	275,07	301,70	328,42	355,18	381,99	408,83
90	180	207,43	235,18	263,14	291,25	319,45	347,73	376,07	404,46	432,88
95	190	218,95	248,25	277,76	307,43	337,20	367,05	396,97	426,93	456,93
100	200	230,48	261,31	272,38	323,60	354,95	386,37	417,86	449,40	480,98
110	220	253,50	287,40	321,60	355,90	390,40	425,01	459,60	494,30	529,00
120	240	276,50	313,50	350,80	388,30	425,90	463.60	501,40	539,20	577,10

Teilung	Zähnezahl									
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
15	76,89	81,63	86,38	91,13	95,90	100,64	105,40	110,16	114,92	119,68
20	102,51	108,84	115,47	121,51	127,80	134,19	140,53	146,88	153,22	159,57
25	128,15	136,06	143,97	151,88	159,80	167,74	175,66	183,60	191,53	199,47
30	153,77	163,27	172,76	182,27	191,70	201,49	210,80	220,33	229.84	239,36
35	179,40	190,48	201,55	212,64	223,73	234,83	245,90	257,05	268,15	279,26
40	205,03	217,69	230,35	243,02	255,70	268,38	281,07	293,77	306,45	319,15
45	230,66	244,90	259,14	273,40	287,66	301,93	316,20	330,55	344,75	359,05
50	256,30	272,12	287,93	303,88	319,63	335,47	351,33	367,21	383,07	398,94
55	281.92	299,32	316,73	334,16	351,59	369,02	386,47	403,93	421,37	438,83
60	307,48	326,52	345,52	364,53	383,55	402,57	421,59	440,55	459,68	478,72
65	333,18	353,74	374,32	394,91	451,51	436,12	456,73	477,37	497,98	518,62
70	358,74	370,81	403,10	425,30	447,47	469,66	491,86	514,10	536,30	558,50
75	384,44	408,16	431,91	456,72	479,43	503,22	526,99	550,82	574,60	598,41
80	410,66	435,37	460,70	486,05	511,39	536,76	562,13	587,51	612,90	638,30
85	435,70	462,58	489,49	516,42	543,36	570,31	597,26	624,26	651,20	678,19
90	461,32	489,80	518,29	546,81	575,32	603,86	632,39	660,98	689,50	718,09
95	486,95	517,00	547,08	577,18	607,29	637,41	667,52	697,70	727,80	757,98
100	512,58	544,22	575,87	607,56	639,24	670,95	702,66	734,42	766,10	797,87
110	563,80	598,60	633,40	668,30	703,10	738,00	772.90	807,80	842,70	877,60
120	614,90	653,00	691,00	729,00	767,10	805,12	843,20	881,30	919,30	957,40

Leitrollen erhalten in der Regel keine Zähne. Bei derartigen zahnlosen Führungsrollen legen sich die Bolzen auf den glatten zylindrischen Mittelkranz. Die Rollenränder werden so breit wie die Kette gehalten, damit beim Aufstoßen des Hakens die nötige Sicherung vorhanden ist.

Beispiel. Es soll die Gallsche Kette und das mit 9 Zähnen zu versehende dazugehörige Kettenrad für eine Last von 8500 kg bestimmt werden.

Nach Tabelle 9 (S. 24) erhält die Kette eine Teilung von 75 mm. Die Kettenbolzen sind in der Mitte 34 mm stark, die Plattenbreite beträgt 56 mm bei 8 tragenden Platten von je 4,5 mm Dicke und die lichte Weite der Kette (in der Tabelle als „Länge der Bolzen in der Mitte“ angegeben) 55 mm.

Der Teilkreisdurchmesser des Rades wird dann

$$D = \frac{t}{\sin\frac{180}{z}} = \frac{75}{\sin\frac{180}{9}} = 219{,}29 \text{ mm}.$$

Die Zahnbreite darf der lichten Kettenweite von 55 mm entsprechend etwa 52 mm und die Zahnhöhe der Plattenbreite entsprechend 28 mm über dem Teilkreis betragen. Es wird also der äußere Raddurchmesser $219{,}29 + 2 \cdot 28 \approx 276$ mm.

6. Kettenräder für zerlegbare Treibketten.

Die Zähne der aus Gußeisen hergestellten Rollen bleiben roh. Die Bestimmung der Teilkreisdurchmesser und die Konstruktion der Zähne erfolgt auf dieselbe Weise, wie bei den Kettenrädern für Gallsche Kette.

Seil- und Kettentrommeln.

1. Seiltrommeln.

a) Trommeldurchmesser und Trommellänge.

Für Hanfseile macht man den Trommelumfang glatt und wickelt das Seil in dicht nebeneinander liegenden Windungen auf.

Drahtseiltrommeln werden zur Schonung des Seiles und behufs Erzielung einer gleichmäßigen Wicklung mit schraubenförmig eingedrehten Rillen von kreisbogenförmigem Profil (Krümmungsradius $r = \frac{d}{2} + 2$ bis 4 mm) versehen, in welche sich das Seil ohne Klemmung legt. Steigung des Gewindes $s = d + 2$ mm bei kleinem Seildurchmesser, $s = d + 2$ bis 4 mm bei großem Seildurchmesser.

Auf der Zeichnung ist anzugeben, ob die Trommel Rechts- oder Linksgewinde erhalten soll.

Ein Übereinanderwickeln des Seiles ist nur ganz ausnahmsweise zulässig, da die Wicklung unregelmäßig wird, das Seil darunter leidet und eine Vergrößerung des Lastarmes stattfindet. Mehrere Lagen kommen nur für Bauwinden in Frage, wo geringe Anschaffungskosten und niedriges Gewicht maßgebend sind. Der Trommelumfang bleibt dann glatt und erhält auf beiden Seiten einen hohen Flausch.

Der Durchmesser der Seiltrommeln bestimmt sich auf dieselbe Weise wie bei den Rollen. Es ist also

für Hanfseiltrommeln:

bei Handbetrieb . . . . . $D = 7 \cdots 10\,d$,
bei starkem Verschleiß . . . . $D = 30 \cdots 50\,d$,

für Drahtseiltrommeln:

bei Handbetrieb . . . . . $D \geqq 400 \cdots 500\,\delta$,
bei Maschinenbetrieb . . . . . $D = 400 \cdots 800\,\delta$,
bei häufigen Ablenkungen . . $D = 800 \cdots 1000\,\delta$,

wobei den Bedingungen auf S. 12 wieder möglichst entsprochen werden soll.

Die Trommellänge l ist von der aufzuwickelnden Seillänge L abhängig. Bleiben zur Schonung der Seilbefestigung bei vollständig gesenkter Last noch zwei Windungen auf der Trommel aufgewickelt, so ist die

Fig. 45.

$$\text{Windungszahl} = \frac{\text{aufzuwickelnde Seillänge}}{\text{Trommelumfang}} + 2$$

$$\text{oder } n = \frac{L}{D \cdot \pi} + 2,$$

und die Steigung s der einzudrehenden Nuten bei Drahtseil

$$\text{Steigung} = \text{Seildurchmesser} + 2 \text{ bis } 4\,\text{mm} \text{ oder } s = d + a,$$

wobei mit Rücksicht auf die Leitspindel der Drehbank dieser Wert in Zoll oder Millimeter anzugeben ist.

Die Trommellänge l ist dann

$$l = n \cdot s.$$

Beispiel. Für die an sechs Seilsträngen eines Laufkranes hängende, selten vorkommende Höchstlast von 25 t sind für elektrischen Antrieb bei kleiner Hubgeschwindigkeit und 8 m Hub Seil, Trommeldurchmesser und Trommellänge zu bestimmen. Beide Seilenden werden aufgewickelt (siehe S. 36 unten).

Seilbelastung im Ruhezustand $S_0 = \frac{25\,000}{6} = 4167$ kg. Größte Seilbelastung während der Bewegung bei 4 v. H. Verlust in jeder Rolle rund 4500 kg.

Bruchlast bei sechsfacher Sicherheit im geraden Seilstück $6 \cdot 4500 = 27\,000$ kg. Nach Tabelle 3 Seite 11 wählen wir ein Drahtseil 24 B 130 DIN 655 mit 13 000 kg/cm² Zerreißfestigkeit, $\delta = 1{,}1$ mm, und 2,11 cm² Querschnitt bei 27 430 kg Bruchlast.

Trommeldurchmesser $D = 800\,\delta = 800 \cdot 1{,}1 \approx 900$ mm. Nachprüfung:

$$\sigma_{max} = \frac{S}{i\,1/4\,\pi\,\delta^2} + E\,\frac{\delta}{D} = \frac{4500}{2{,}11} + 2\,150\,000\,\frac{0{,}11}{90} = 4760\ \text{kg/cm}^2.$$

Sicherheit im gekrümmten Seil $S = \frac{13\,000}{4760} \approx 2{,}7$. Nach Bach mit $e = 1/8$ wird $S = 4{,}2$

Das gewählte Seil ist hier unbedenklich zuzulassen, da die Höchstlast nur selten vorkommt und die Massenwiderstände bei kleiner Geschwindigkeit gering sind.

Bei sechs Seilsträngen und 8 m Hub ist jedes Seilende 24 m aufzuwickeln.

Windungszahl demnach insgesamt $2n = 2\left(\frac{L}{D\pi} + 2\right) = 2\left(\frac{24}{0{,}90 \cdot \pi} + 2\right) \approx 21$.

Steigung mit $a = 3$ mm, $s = 27$ mm.

Demnach nutzbare Trommellänge $l = 21 \cdot 27 \approx 570$ mm.

b) Ausführung der Seiltrommeln.

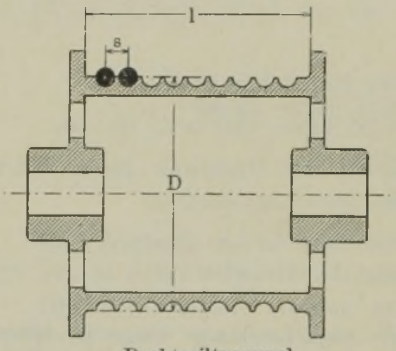
Fig. 46 zeigt eine Drahtseiltrommel mit eingeschnittenen Rillen. Weitere Ausführungsbeispiele unter „Winden und Krane".

Die Stärke des Trommelmantels ist bei kleineren Trommeln von den Herstellungsrücksichten abhängig und beträgt als Mindeststärke 12 mm. Im Mittel kann man mit Rücksicht auf diese Mindeststärke für die Wandstärke setzen:

bei gußeisernem Mantel . . . . . $0{,}02\,D + 1$ cm
(auch vielfach gleich dem Seildurchmesser),
bei Mantel aus Stahlblech . . . . . $0{,}01\,D + 0{,}3$ cm,
bei Holzmantel . . . . . $0{,}03\,D + 2{,}5$ cm.

Bei sehr langen Trommeln ist außerdem zu untersuchen, ob der Drehungs- und Biegungsfestigkeit genügt ist. Bis zu einer Länge von 600 mm ist eine Versteifung des Trommelmantels durch Rippen nicht erforderlich. Darüber hinaus werden zweckmäßig radiale Rippen verwendet. Diese sind besser als Längsrippen, welche Modell- und Formereikosten wesentlich erhöhen und die Anwendung geteilter Kerne erfordern.

Fig. 46.



Drahtseiltrommel.

Kurze Trommeln bis 400 mm Länge werden mit einer Nabe hergestellt.

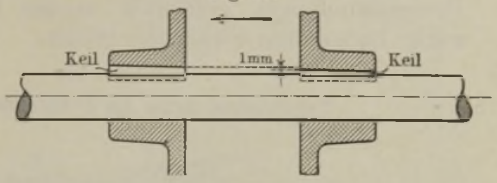
Bei Laufkranen ist ein genau senkrechtes Aufsteigen der Last erforderlich. Bei einfacher Trommelanordnung würde die Last den Gewindegängen entsprechend wandern. Um dies zu vermeiden, wickelt man stets zwei Seilenden auf die Trommel und versieht dieselbe mit Rechts- und Linksgewinde. Die Befestigung der Seile erfolgt dann an den äußeren Seiten der Trommel. Siehe auch Zwillingsrollenzüge und Laufkrane.

Bisweilen wird auf beiden Seiten der Trommel je ein Zahnrad angeordnet. Diese Anordnung verfolgt bei schweren Hebezeugen den Zweck, die Umfangskraft auf zwei Räder zu verteilen, um die Zahnradteilung klein zu halten. Die Trommel muß in diesem Falle in zwei Hälften geteilt werden, die lose drehbar auf eine gemeinsame Achse aufgesteckt werden, damit sich der Zahndruck auf beide Stirnräder gleichmäßig überträgt.

c) Befestigung der Trommel auf der Welle

entweder durch zwei verschieden hohe Keile mit gleicher Keilneigung nach Fig. 47, wobei die Trommel von rechts nach links aufgeschoben wird und auch leicht wieder entfernt werden kann, oder durch eine Feder und einen Keil.

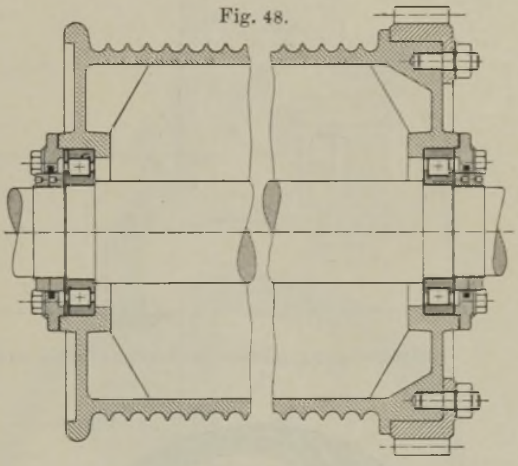
Fig. 47.



Aufkeilung der Trommeln.

Um das Drehmoment direkt von der Trommel auf das benachbarte Trommelzahnrad zu übertragen, kuppelt man beide miteinander (Fig. 48). Durch zwischengelegte Dübel kann die Biegungsbeanspruchung von den Schrauben ferngehalten werden.

Fig. 48.



Drahtseiltrommel mit Rollenlagerung.

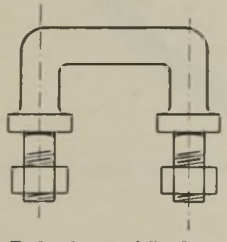
Bei schweren Trommeln wird die Welle festgelagert und die Trommel drehbar auf der Welle angeordnet. Dabei wird das Schmierfett den ausgebuchsten Trommelnaben durch Zentralbohrungen der Welle zugeführt.

Diese Anordnung ergibt geringere Achsendurchmesser, weil die zulässige Beanspruchung bei ruhenden Achsen höher gewählt werden kann, als bei sich drehenden Achsen.

d) Befestigung der Seile an der Trommel.

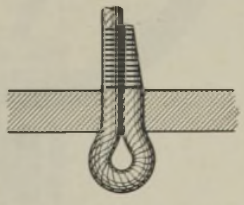
Die Befestigung des Hanfseiles erfolgt entweder nach Fig. 49 mittels eines schmiedeeisernen Bügels, welcher an dem Trommelflansch festgeschraubt wird, oder nach Fig. 50 dadurch, daß man das Hanfseil in Schleifenform herumbiegt, das zugespitzte Ende bis zum Klemmen in das Loch der Trommel zieht und die Schleife fest mit Bindfaden umwickelt.

Fig. 49.



Befestigungsbügel für Hanfseil.

Fig. 50.



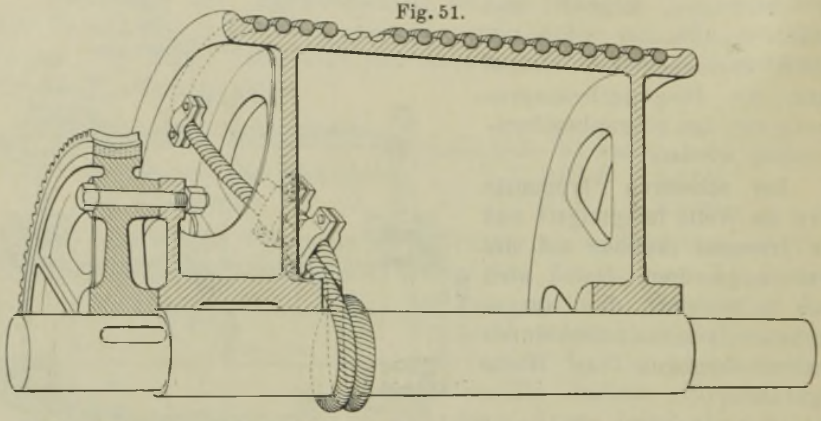
Befestigung des Hanfseiles mittels Schleife.

Die Befestigung der Drahtseile geschieht nach Fig. 51 bis 60. Um die scharfe Umbiegung des Seiles zu vermeiden, bohrt man das Loch entweder schräg durch den Trommelmantel oder man gießt eine

Wulst an. Die Befestigung erfolgt im Innern der Trommel durch Seilklemmen. Zur Sicherheit kann man das Seil außerdem noch einige Male um die Welle herumschlingen. Zur Schonung der Seilbefestigung müssen noch zwei bis vier Windungen bei gesenkter Last auf der Trommel bleiben. Da jedoch nicht immer mit dem Vorhandensein von Reservewindungen gerechnet werden kann, muß die Seilbefestigung selbst unbedingte Sicherheit bieten.

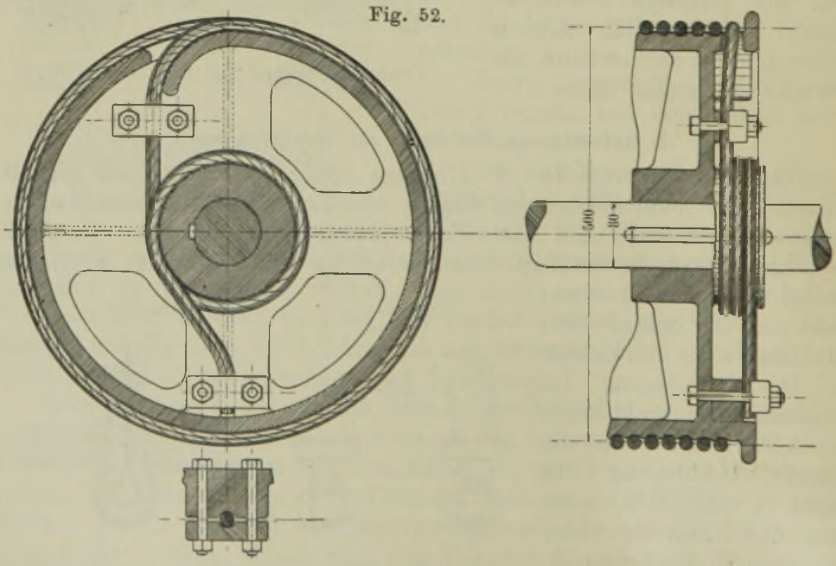
Verschiedene Arten der Drahtseilbefestigung an Trommeln.

Fig. 51.



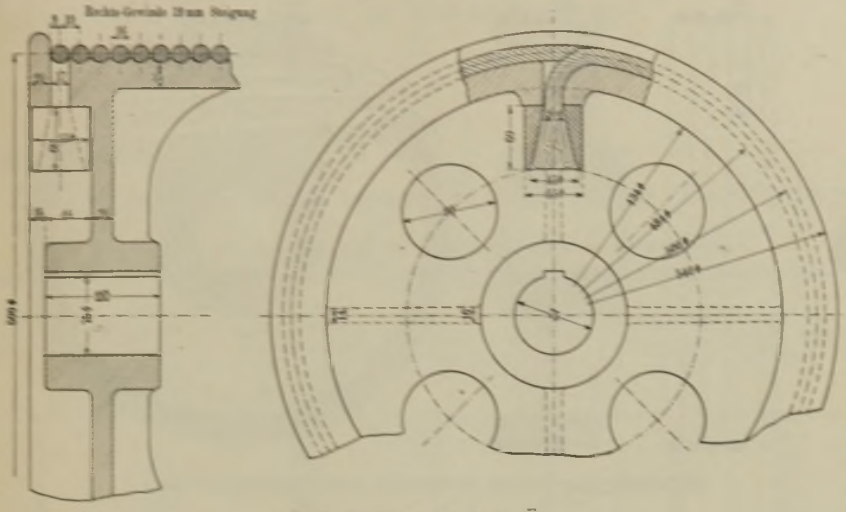
Seilbefestigung mittels Seilklemme unter mehrmaliger Wellenumschlingung.

Fig. 52.



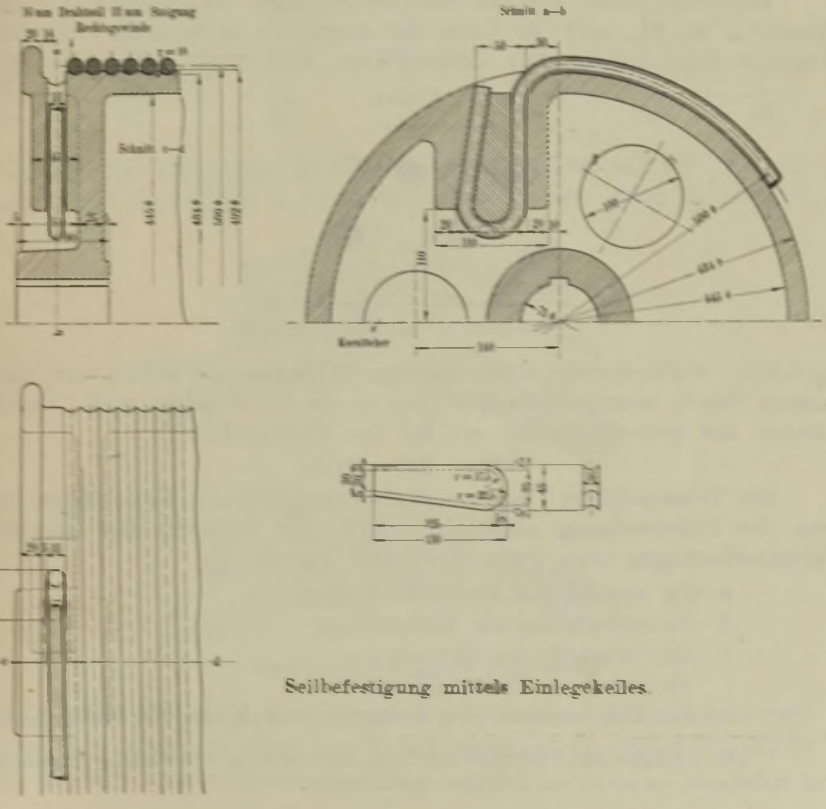
Seilbefestigung mittels Klemme unter mehrmaliger Nabenumschlingung.
Trommeldurchmesser 500 mm, Seildurchmesser 16 mm.

Fig. 53 u. 54.



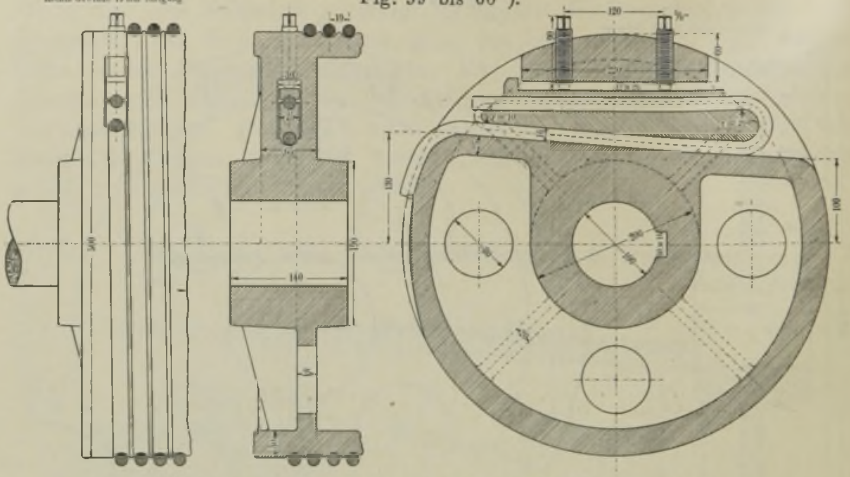
Seilbefestigung mittels Öse.

Fig. 55 bis 58.



Seilbefestigung mittels Einlegekeiles.

Fig. 59 bis 60[1]).

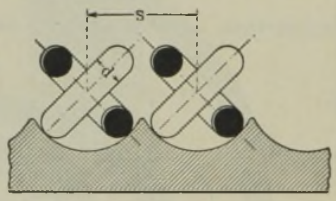


Seilbefestigung mittels Querkeiles und Druckschrauben.

2. Kettentrommeln.

Bevorzugt wird, wie bei den Kettenrollen, das halbkreisförmige Profil in Fig. 61, weil die Kette bei demselben in beliebig verdrehter Lage Auflage findet. Der Trommelkern wird meist zylindrisch aus-

Fig. 61.



Querprofil für Kettentrommeln.

geführt. Wellenförmiger Innenmantel ist teurer und erfüllt nur dann seinen Zweck, wenn der Kern richtig in die Form gelegt wird. Durchmesser der Kettentrommeln wie bei den Kettenrollen

$$D = 20 \cdots 30\, d.$$

Die Trommellänge l ist von der aufzuwickelnden Kettenlänge und von der Rillensteigung abhängig. Läßt man zwischen den einzelnen Kettenwindungen etwa 3 mm Spielraum und ist

n die Anzahl der Kettenwindungen,
L die aufzuwickelnde Kettenlänge,
s die Steigung des Gewindes,
l die nutzbare Trommellänge,
D der Durchmesser der Trommel von Mitte bis Mitte Kette,

[1]) Die vorstehenden Vierkante der Schrauben werden zweckmäßigerweise wie bei Stellringen versenkt, um Unfällen vorzubeugen.

so ist für Trommeln mit Profil nach Fig. 61 bei Zugabe von zwei Vorratswindungen zum Schutz der Kettenbefestigung:

$$n = \frac{L}{D \cdot \pi} + 2,$$

$$s = 3\,d,$$

also $$l = n \cdot s.$$

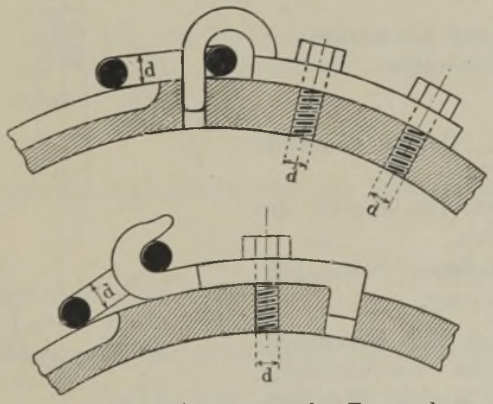
Die Mantelstärke beträgt bei nicht zu großen Längen 12 bis 25 mm.

Tabelle 15. **Abmessungen der Kettentrommeln in Millimetern.**

Ketteneisenstärke d	Trommeldurchmesser bei Handbetrieb $D = 20\,d$	Trommeldurchmesser bei Maschinenbetrieb $D = 30\,d$	Mantelstärke	Höhe des Trommelrandes $\approx 3{,}5\,d$	Dicke des Trommelrandes	Dicke des Bodens
6	120	180	12	25	10	15
8	160	240	12	30	10	15
10	200	300	12	35	12	15
12	240	360	15	40	12	18
14	280	420	16	50	12	20
16	320	480	16	55	12	20
18	360	540	18	65	14	25
20	400	600	20	70	14	25
22	440	660	22	75	14	25
24	480	720	24	85	15	25
26	520	780	26	90	15	30
28	560	840	28	100	16	30
30	600	900	30	105	16	30

Kettenbefestigung. Zur Befestigung der Kette auf der Trommel dienen die in den Fig. 62 u. 63 dargestellten Haken. Sind die Ketten-

Fig. 62 u. 63.



Kettenbefestigungen an der Trommel.

glieder unter 45° gelagert, so kann man dieselben Anordnungen verwenden, nur darf man dann den Haken nicht radial, sondern ebenfalls unter 45° zur Trommelachse richten.

3. Richtiges Auflaufen der Ketten und Seile.

Bedingung für gutes Auflaufen der Ketten auf die Trommeln und Einlegen der Kette in die Trommelnuten ist eine richtige Lagerung der Leitrollen.

Die Seilablenkung aus der Mittellage soll $\leqq 1:50$ sein, d. h. die Entfernung der Seilrollenachsen von der Trommelachse muß mindestens das 25fache der Trommellänge betragen.

Wo dies nicht angängig ist, sind die Leitrollen in Richtung der Trommelachse verschiebbar anzuordnen. Die Verschiebung der Rolle auf der Achse ist entweder eine freie, oder eine durch eine Schraubenspindel erzielte zwangläufige. Die Schraubenspindel muß dann dieselbe Steigung haben wie das Trommelgewinde.

Bei Laufkranen werden zur Verhütung des Wanderns über die Trommel hin und zur Erzielung eines senkrechten Lasthubes Zwillingsrollenzüge angewendet.

Haken.

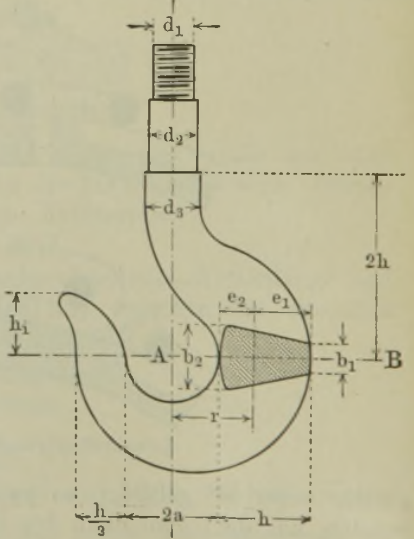
1. Einfache Haken.

1. Zweck: Aufhängung der zu hebenden Lasten.

2. Werkstoff. Es wird Schweiß- und Flußstahl der verschiedensten Härtegrade verwendet, z. B. St. 34·11. Der Normenausschuß schlägt St. 50·11 vor.

3. Berechnung. Die Haken sind im Schaft auf Zug, in der Hakenkrümmung auf zusammengesetzte Festigkeit — Biegung und Zug — beansprucht.

Fig. 64.



Einfacher Lasthaken.

a) Bestimmung des Schaftdurchmessers.

Bezeichnet

Q die am Haken hängende Last,

d_0 den Kerndurchmesser des Gewindes,

d_1 den äußeren Schraubendurchmesser,

so bestimmt sich der Kerndurchmesser, unter der Voraussetzung, daß keine zusätzlichen Biegungsspannungen auftreten, aus der Zuggleichung

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z.$$

Mit $k_z = 600\,\mathrm{kg/cm^2}$ und dem mittleren Wert $d = 0{,}84\,d_1$ ist

$$Q = 300\,d_1^2.$$

Danach berechnet sich folgende Tabelle, aus welcher die Schraubenstärken gewählt werden können.

Tabelle 16. **Tragkraft der Schaftschrauben für Lasthaken** bei $k_z = 600\,\mathrm{kg/cm^2}$.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kerndurchmesser d_0	$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z$ $k_z = 600\,\mathrm{kg/cm^2}$	Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kerndurchmesser d_0	$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z$ $k_z = 600\,\mathrm{kg/cm^2}$
Engl. Z	mm	mm	kg	Engl. Z.	mm	mm	kg
1/4	6,35	4,72	105	1 5/8	41,27	34,77	5 700
5/16	7,94	6,13	175	1 3/4	44,45	37,94	6 780
3/8	9,52	7,49	265	1 7/8	47,62	40,40	7 690
7/16	11,11	8,79	365	2	50,80	43,57	8 950
1/2	12,70	9,99	470	2 1/4	57,15	49,02	11 320
5/8	15,87	12,92	785	2 1/2	63,50	55,37	14 450
3/4	19,05	15,80	1 175	2 3/4	69,85	60,55	17 280
7/8	22,22	18,61	1 630	3	76,20	66,90	21 090
1	25,40	21,33	2 145	3 1/4	82,55	72,57	24 820
1 1/8	28,57	23,93	2 700	3 1/2	88,90	78,92	29 350
1 1/4	31,75	27,10	3 460	3 3/4	95,25	84,40	33 570
1 3/8	34,92	29,50	4 100	4	101,60	90,75	38 810
1 1/2	38,10	32,68	5 030				

Bei größerer Tragkraft erhalten die Schaftschrauben meist Trapezgewinde. Die Muttern werden dann rund mit kegelförmiger Abschrägung nach oben hergestellt. Der Gewindeflächendruck ist nachzuprüfen ($k_{zul} = 100 \cdots 200\,\mathrm{kg/cm^2}$).

Der Schaftdurchmesser unterhalb des Gewindes ist mit allmählichem Übergang zu verstärken auf etwa

$$d_2 = {}^5/_4\,d_1.$$

Wird der obere Teil des Hakenschaftes als Öse ausgebildet, so kann diese als ein beiderseitig eingespannter Balken betrachtet werden. Ist l die Stützweite, so gilt

$$\frac{Q\,l}{8} = W \cdot k_b,$$

worin für elliptischen Querschnitt von der Höhe h und der Breite b

$$W \approx \frac{1}{10}\,b\,h^2.$$

Vgl. Beispiel S. 54 mit Fig. 67.

b) Berechnung des gefährlichen Querschnittes *AB*.

Vorläufige Berechnung.

Behandelt man zunächst unter Vernachlässigung des Einflusses der Hakenkrümmung den Haken als geraden Stab mit einseitiger Belastung und wählt man der Materialersparnis wegen bei gleichmäßiger Verwertung der Zug- und Druckfestigkeit trapezförmigen Querschnitt,

dessen Ecken für die Ausführung dem einzuhängenden Seil oder Kette entsprechend abgerundet werden, so sind für den Entwurf zunächst folgende Gleichungen zu benutzen:

1. Maulradius (1) . . . $a = 0{,}06\sqrt{Q_{kg}}$.

2. Trapezhöhe h aus der Gleichung (Entwicklung s. unten)

$$(2) \cdot \cdot \cdot h = a\left(\frac{b_2}{b_1} - 1\right),$$

worin das Verhältnis der Trapezseiten anzunehmen ist mit

$$(3) \cdot \cdot \cdot \frac{b_2}{b_1} = 2{,}5 \text{ bis } 3{,}5.$$

3. Kleine Trapezseite b_1 aus der Gleichung (Entwicklung s. unten)

$$(4) \cdot \cdot \cdot b_2 - b_1 = \frac{6Q}{k_z \cdot h},$$

worin $k_z = 600\,\text{kg/cm}^2$ und mit z. B. $b_2 = 3\,b_1$

$$(4\,a) \cdot \cdot \cdot b_1 = \frac{6Q}{2k_z \cdot h},$$

ferner

$$(4\,b) \cdot \cdot \cdot b_2 = 3\,b_1.$$

Die Annäherungsgleichungen (2) und (4) für den geradachsig angenommenen Haken ergeben sich unter Vernachlässigung der Querschnittsabrundungen wie folgt:

Denkt man sich im Trapezschwerpunkt zwei Kräfte Q entgegengesetzt gerichtet und parallel zur Last angebracht, so hat man bei Betrachtung der nun vorhandenen drei Kräfte ein Kräftepaar und eine Einzelkraft.

Durch das Moment $Q \cdot r$ wird an der Innenseite des Querschnittes eine Biegungszugspannung, an der Außenseite eine Biegungsdruckspannung (beide in der Neutralachse Null werdend), ferner durch die Einzelkraft Q eine über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilte Zugspannung hervorgerufen.

Auf der Innenseite addieren sich infolgedessen die Biegungszugspannungen und die Zugspannungen von Q, auf der Außenseite subtrahieren sich Biegungsdruckspannungen und Zugspannungen. Daher ist auf der Innenseite die größte Anstrengung vorhanden.

Bedeutet

σ_i die größte Spannung an der Innenseite des Querschnittes,
σ_a die größte Spannung an der Außenseite,
e_1 und e_2 die größten Fasernabstände von der Schwerachse,
F den Trapezquerschnitt,

so ist

$$(5) \cdot \cdot \cdot \sigma_i = \frac{Q(a + e_2)}{\frac{J}{e_2}} + \frac{Q}{F}$$

$$(6) \cdot \cdot \cdot \sigma_a = \frac{Q(a + e_2)}{\frac{J}{e_1}} - \frac{Q}{F}.$$

Bei gleicher Ausnutzung des Materials muß

$$\sigma_i = \sigma_a$$

sein, also

$$\frac{(a + e_2)e_2}{J} + \frac{1}{F} = \frac{(a + e_2)e_1}{J} - \frac{1}{F}.$$

Hieraus wird

$$(7) \cdot \cdot \cdot J = \frac{(a + e_2) \cdot (e_1 - e_2)}{2} \cdot F.$$

Für Trapezquerschnitt ist

$$e_1 = \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3}; \qquad e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3};$$

$$J = \frac{b_1^2 + 4b_1 \cdot b_2 + b_2^2}{36(b_1 + b_2)} \cdot h^3; \qquad F = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h.$$

Durch Einsetzung dieser Ausdrücke in die Gleichung (7) erhält man nach entsprechender Entwicklung $h = \left(\frac{b_2}{b_1} - 1\right)$ und mit $\sigma_i = k_z$ die Gleichung

$$b_2 - b_1 = \frac{6Q}{k_z \cdot h}.$$

Prüfung der Anstrengungen.

In Wirklichkeit hat man es mit einem auf Biegung beanspruchten Körper mit gekrümmter Mittellinie zu tun, so daß sich bei genauer Rechnung um 40 bis 50 v. H. höhere Werte ergeben.

Wenn nun auch der Ungenauigkeit der ersten Rechnung durch Einsetzung eines niedrigeren Wertes für k_z Rechnung getragen war, so empfiehlt sich doch die nochmalige Prüfung mit Berücksichtigung der Hakenkrümmung nach folgenden Gleichungen, um bei zu hoher Materialanstrengung die Querschnittswerte entsprechend erhöhen zu können. Für Gleichung (8) und (9) ist bei St. 34 · 11 $\sigma_{max} = 800 \cdots 1200$ kg cm² zulässig.

Bedeutet außer den schon oben angeführten Bezeichnungen

$r = a + e_2$ den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser,

$M_b = -Qr$ das biegende Moment (negativ, weil es den ursprünglichen Krümmungshalbmesser zu vergrößern sucht)

$C = \frac{J}{F \cdot r^2}$ für Trapezform,

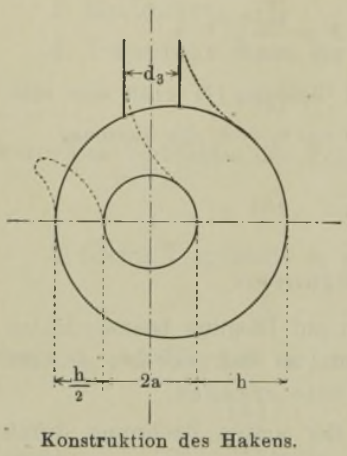
so ist (8) (9) · · · $\sigma_i = \frac{Q}{C \cdot F} \cdot \frac{e_2}{r - e_2}$ und $\sigma_a = \frac{Q}{C \cdot F} \cdot \frac{e_1}{r + e_1}$.

Prof. A. Föppl stellt in seinem Buche „Vorlesungen über techn. Mechanik“ (1921) fest, daß ein Haken nur selten beim erstmaligen Anhängen der Last bricht, falls er nicht außergewöhnlich schwach dimensioniert ist. Der Bruchvorgang erfolgt gewöhnlich erst nach einer vielleicht millionenfachen Benutzung in der Weise, daß zunächst ein feiner Riß entsteht, der sich dann erweitert, bis der Bruch endlich eintritt.

Auf Grund der vorgenommenen Dauerversuche wird bewiesen, daß die Berechnung nach Gleichung (8) und (9), welche die Krümmung der Mittellinie berücksichtigt, zu einer bedeutenden Unterschätzung des Tragvermögens eines Hakens führt, und daß selbst die Gleichungen (5) und (6) für gerade Stabachsen noch zu Hakenabmessungen führen, die stärker sind als nötig wäre.

4. Aufzeichnen des Hakens in der Weise, daß man zunächst mit dem Maulradius a einen Kreis schlägt, welcher von einem exzentrisch gelegenen Kreis umschlossen wird, dessen Durchmesser durch $\frac{h}{2} + 2a + h$ bestimmt ist (Fig. 65). Nach Abtragung des Schaftdurchmessers vermittelt man nach Gefühl die Verbindung zwischen Schaft und Maul, wobei man für allmähliche Übergänge zu sorgen hat.

Fig. 65.



Konstruktion des Hakens.

5. Wahl der Beanspruchung und der Abmessungen [1]). Es ist zu beachten, daß bei marktfähigen Flaschenzügen und Laufkatzen der Preis infolge Wettbewerbes auf das äußerste herabgedrückt werden muß und daß dementsprechend auch mit den Abmessungen bis an die unterste Grenze herabgegangen wird. Bei mittleren Kranen müssen hingegen in erster Linie genügende Abmessungen, und bei schweren Werftkranen, bei denen der Preis für den Haken keine Rolle spielt, neben großer Sicherheit auch schwere, mächtige Abmessungen wegen des Aussehens berücksichtigt werden.

Flaschenzughaken sollen wegen der Hubhöhe so kurz wie möglich gehalten sein, während bei elektrisch betriebenen Hebezeugen der Hakenschaft sehr lang sein muß.

In den Fällen, in denen Belastungsgewichte angebracht werden müssen, um ein Senken des leeren Hakens zu ermöglichen und das Tragseil straff zu halten, liegt keine Veranlassung vor, an Werkstoff zu sparen.

Tabelle 17.

6. Abmessungen von einfachen Haken nach Fig. 64. $k_z \approx 600$ kg/cm².

Tragkraft t	Maulweite $2a$	Querschnitt $A-B$			Schaft			h_1	Mutterhöhe
		h	b_1	b_2	d_1 Zoll	d_2	d_3		
1	70	70	18	54	$^3/_4$	22	25	45	30
3	80	80	22	66	$1^1/_4$	35	40	45	35
5	90	90	28	84	$1^1/_2$	45	50	55	45
7,5	110	110	34	102	$1^7/_8$	52	60	70	60
10	120	120	42	126	$2^1/_4$	65	75	85	75
15	150	150	50	150	$2^3/_4$	80	90	100	85
20	170	170	59	177	3	85	100	115	90
25	190	190	66	198	$3^1/_4$	95	110	125	95
30	210	210	71	213	$3^1/_2$	100	120	135	110

[1]) Angaben der Firma Carl Lutterbeck, Dampfhammerwerk, Façon- und Gesenkschmiederei, Leipzig O 28.

Die **Normung** DIN 687, 688, 689 erstreckt sich nur auf die Richtmaße für Fertigung in Reihen, nicht aber auf die Hakenquerschnitte.
DIN 687 betrifft Lasthaken für Krafthubwerk, 1 ··· 100 t.
DIN 688 „ „ mit Zapfen für Handhubwerk, 50 ··· 7500 kg.
DIN 689 „ „ „ Ring „ „ 50 ··· 5000 „
Werkstoff: Flußstahl. Die Querschnitte sind so zu wählen, daß eine mindestens fünffache Sicherheit gewährleistet ist.

7. Herstellung. Die Anfertigung in Gesenken kommt nur bei größeren Stückzahlen, z. B. Flaschenzügen in Frage. Für alle übrigen Haken kommen nur Stückzahlen von 1 bis 20 in Betracht, bei denen Gesenke zu teuer werden.

8. Beispiel. Die vorläufige Berechnung eines Kranhakens aus St. 34 · 11 für 10000 kg Belastung gestaltet sich folgendermaßen:

Halbmesser des Hakenmaules

$$a = 0{,}06\sqrt{Q} = 0{,}06\sqrt{10000} = 6 \text{ cm}.$$

Bei einem Verhältnis $\frac{b_2}{b_1} = 3$ wird

$$h = 2a = 2 \cdot 6 = 12 \text{ cm}$$

und

$$b_1 = \frac{6\,Q}{2\,k_z \cdot h} = \frac{6 \cdot 10000}{2 \cdot 600 \cdot 12} \approx 4{,}2 \text{ cm},$$

$$b_2 = 3\,b_1 = 3 \cdot 4{,}2 = 12{,}6 \text{ cm}.$$

Die Nachprüfung als Stab mit gerader Achse ergibt mit $J = 1100\,\text{cm}^4$, $e_1 = 70$ mm, $e_2 = 50$ mm, $F = 100{,}8\,\text{cm}^2$

$$\sigma_i = \sigma_a = 596 \text{ kg/cm}^2,$$

und als Stab mit gekrümmter Achse mit $C = 0{,}095$

$$\sigma_i = 880 \text{ kg/cm}^2, \quad \sigma_a = 410 \text{ kg/cm}^2.$$

Durch die Vernachlässigung der Querschnittsabrundungen erhöhen sich die Werte noch etwas.

Gewindedurchmesser nach Tabelle 19

$$d_1 = 2^1/_4'' = 57{,}15 \text{ mm}.$$

Schaftdurchmesser

$$d_2 = {}^5/_4\,d_1 \approx 70 \text{ mm}.$$

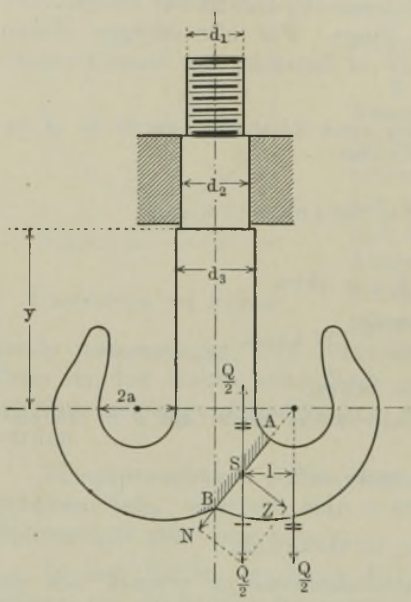
2. Doppelhaken.

Verwendung für große Lasten — etwa von 10000 kg ab. Vorteil der Doppelhaken: Die Beanspruchung durch die gleichmäßige Lastverteilung wird günstiger als beim einfachen Haken. Nachteil: Die Materialanstrengung wird sehr ungünstig, sobald die ganze Last nur an einem Hakenmaul aufgehängt wird.

Bei der Konstruktion berechnet man zunächst den Schaft auf Zug; hierauf bestimmt man den Maulradius für die halbe Last aus der Beziehung $a = 0{,}06\sqrt{Q/2}$ und zeichnet den Haken nach Gefühl auf. — Nun prüft man, ob in dem gefährlichen Querschnitt AB die Anstrengung den zulässigen Wert nicht überschreitet. Dieser Querschnitt AB ist auf Biegung, Schub und Zug beansprucht.

Man findet diese Beanspruchungen, wenn man zunächst die Kraft $\frac{Q}{2}$ im Punkt S gleich und entgegengesetzt gerichtet anbringt. Diese beiden Kräfte heben sich gegenseitig auf, ändern also nichts am Gleichgewicht. Man erkennt aus der Figur das die Biegung erzeugende Kräftepaar $\frac{Q}{2} \cdot l$ und die nach abwärts gerichtete Einzelkraft $\frac{Q}{2}$ im Punkt S.

Fig. 66.



Doppelhaken.

Zerlegt man diese letztere in zwei Komponenten N und Z parallel und senkrecht zum Querschnitt, so ruft N Schubspannungen hervor, die aber vernachlässigt werden können, während Z den Querschnitt gleichmäßig auf Zug beansprucht.

Ist F die Querschnittsfläche, $\frac{J}{e} = W$ das Widerstandsmoment (e der Abstand der äußersten Faserschicht von der Neutralachse), so ist die Gesamtanstrengung im Querschnitt AB:

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot l}{\frac{J}{e}} + \frac{Z}{F}.$$

Auch hier ergeben sich wieder bei Berücksichtigung der Hakenkrümmung um etwa 40° höhere Werte.

Wird $\frac{Q}{2}$ schräg unter 45 v. H. angreifend angenommen, dann sind weitere Querschnitte zu untersuchen.

Tabelle 18. **Doppelhaken** nach Fig. 66.

Tragkraft t	Maulweite $2a$	h	b_1	b_2	d_1	d_2	d_3	Mutterhöhe
10	110	116	35	90	$2^1/_2{}''$	73	80	75
15	130	143	40	100	$2^3/_4$	78	85	80
20	150	158	45	110	$3^1/_4$	94	104	95
30	180	194	50	135	4	109	120	115
40	200	218	50	145	$4^1/_2$	124	135	130
50	220	244	60	165	5	134	146	145
60	240	268	70	180	$5^1/_2$	150	168	160
80	270	306	80	210	$6^1/_2$	175	190	190
100	300	345	95	235	$7^1/_2$	200	220	210

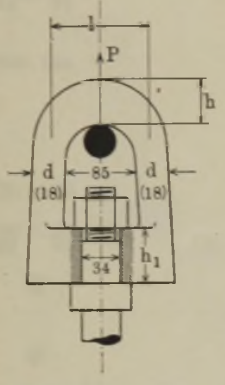
Bezeichnungen des Trapezquerschnittes nach Fig 64.

3. Aufhängung der Haken.

Forderung: Schädliche Biegungsanstrengungen sind vom Hakenschaft fernzuhalten.

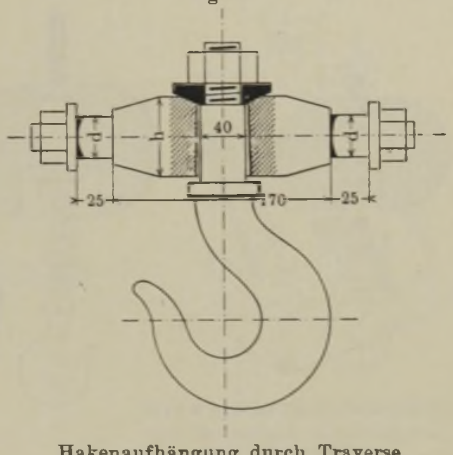
Bei Traversenaufhängung, die z. B. an Kranflaschen verwendet wird, hilft man sich dadurch, daß man die Traverse 5 ··· 10 mm größer als

Fig. 67.



Hakenaufhängung durch Schekel.

Fig. 68.



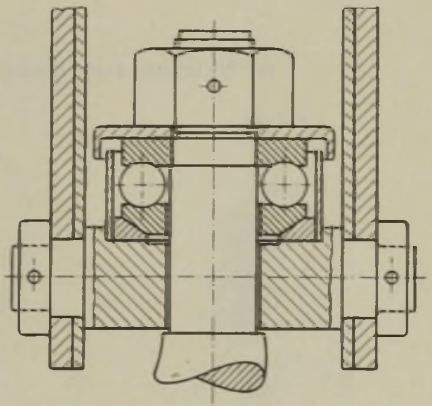
Hakenaufhängung durch Traverse.

den Schaftdurchmesser bohrt oder die Bohrung konisch macht und die Beweglichkeit des Hakens in der Traverse durch eine halbkugelförmige Unterlagsscheibe zu erreichen sucht.

Damit sich die Haken mit angehängter Last leicht drehen lassen, ordnet man eingekapselte Kugellager nach Fig. 69 an.

Die Mutter, mit welcher der Haken in der Traverse befestigt ist, erhält als Schraubensicherung meist einen Splint. Derselbe soll im oberen Teil der Mutter angebracht werden, um den tragbaren Gewindeteil möglichst wenig zu beeinflussen.

Fig. 69.



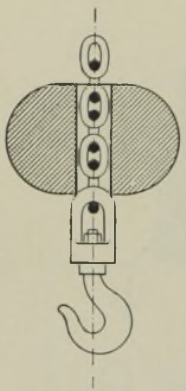
Kugellagerung mit Einstellscheibe für Lasthaken der SKF-Norma G. m. b. H. Berlin.

4. Hakengeschirre.

Bei vielen Winden und Kranen wird häufig ein selbsttätiges Niedergehen des leeren Lasthakens verlangt. Hängt derselbe unmittelbar am Hubseil, dann ist zum Straffhalten derselben und zur Überwindung der Triebwerkreibung oder Durchziehen des Motorankers ein Belastungsgewicht nach Fig. 71 erforderlich.

Hakengeschirre mit abgefedertem Belastungsgewicht nach Fig. 72 kommen nur für Ketten in Betracht, die aber bei elektrischem und Dampfbetrieb nur noch ausnahmsweise verwendet werden.

Fig. 70.



Haken mit Belastungsgewicht.

Fig. 71.

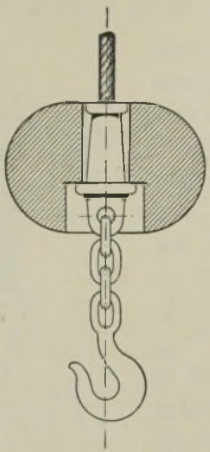
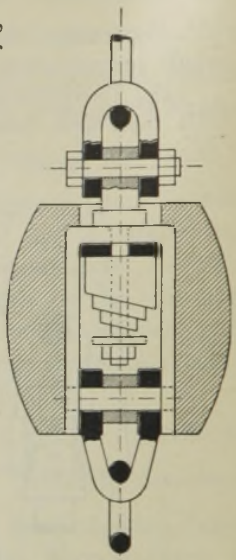


Fig. 72.

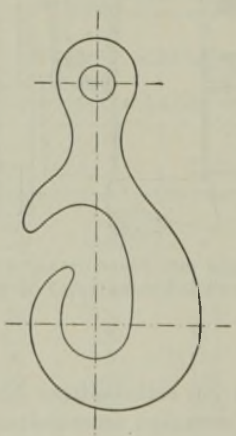


1 m Kette

Hakengeschirr mit abgefedertem Belastungsgewicht.

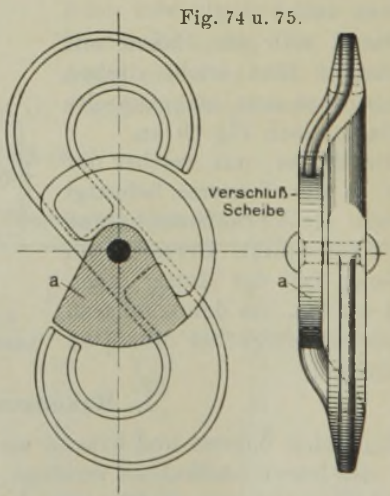
5. Skizzen von Haken und Kranflaschen.

Fig. 73.



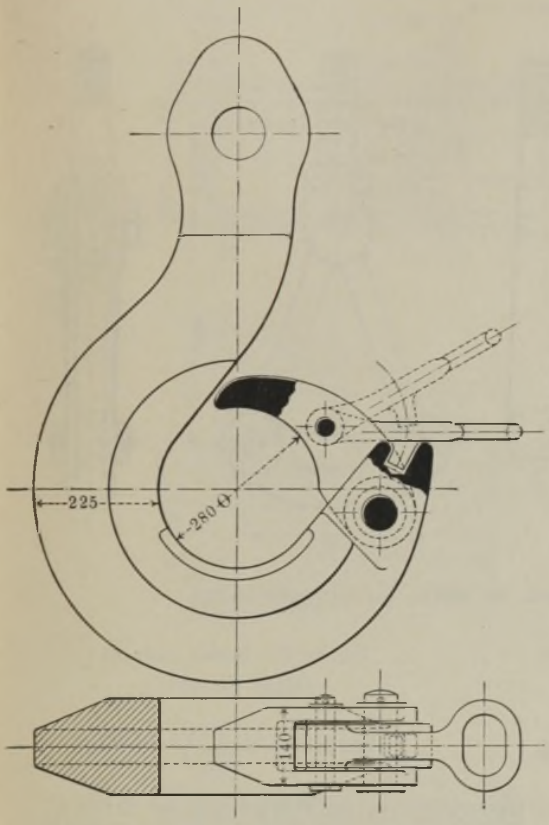
Sicherheitshaken.

Fig. 74 u. 75.



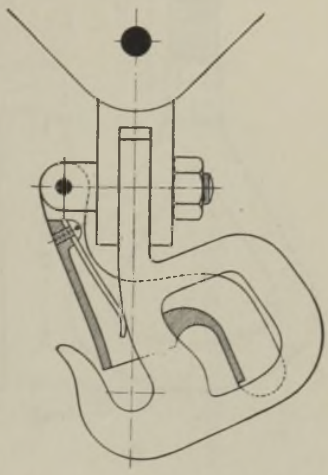
S-förmiger Sicherheitshaken von Gauhe, Gockel & Co. mit selbstschließender drehbarer Scheibe.

Fig. 76 u. 77.



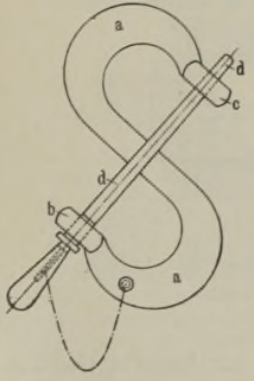
Haken mit Sicherung für Gießereikrane.

Fig. 78.



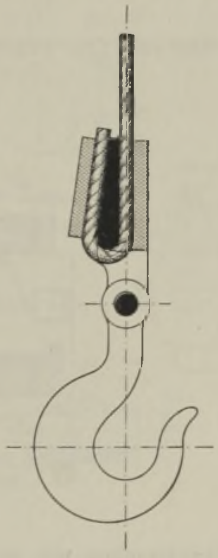
Brownscher Sicherheitshaken mit doppeltem Zapfengelenk, Handgriff und Schutzhülse, aus gegossener Aluminiumbronze.

Fig. 79.



Haken mit Stiftsicherung.

Fig. 80.



Hakenaufhängung an Drahtseil von Gauhe, Gockel & Co.

Fig. 81.

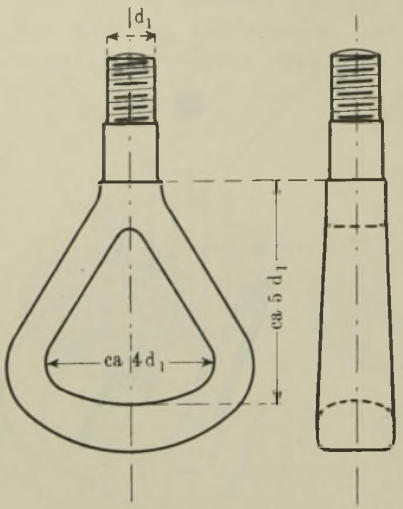
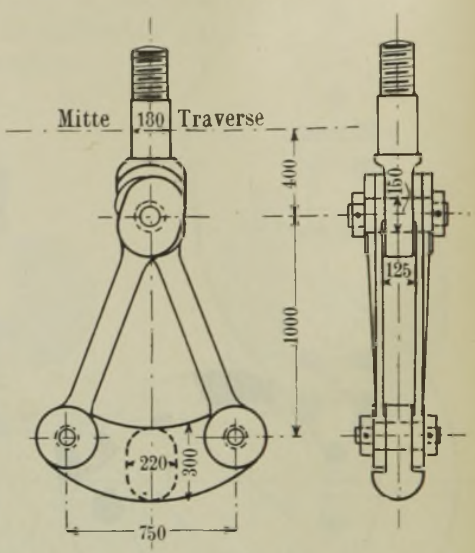


Fig. 82.



Lastbügel als Ersatz der Haken bei schweren Lasten.

Fig. 81 für Lasten unter 25 t;

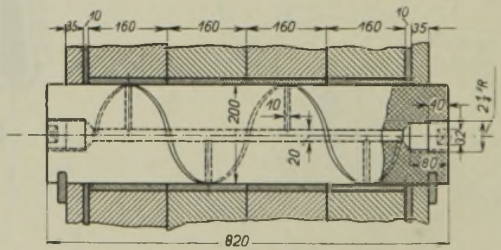
Lastbrücke nach $\frac{Ql}{8} = Wk_b$;

Fig. 82 für Lasten über 25 t (Maße für 100 t);

Lastbrücke nach $\frac{Ql}{4} = Wk_b$.

l = Stützweite; für elliptischen Querschnitt von der Höhe h und der Breite b ist $W \approx {}^1/_{10}\, b h^2$.

Fig. 83.



Bolzen der 4rolligen Unterflasche eines 100 t-Kranes.
Die Fettbüchsen sind versenkt.

Kranflaschen mit gußeisernem Gehäuse zur Lastübertragung dürfen nicht verwendet werden.

Fig. 84.

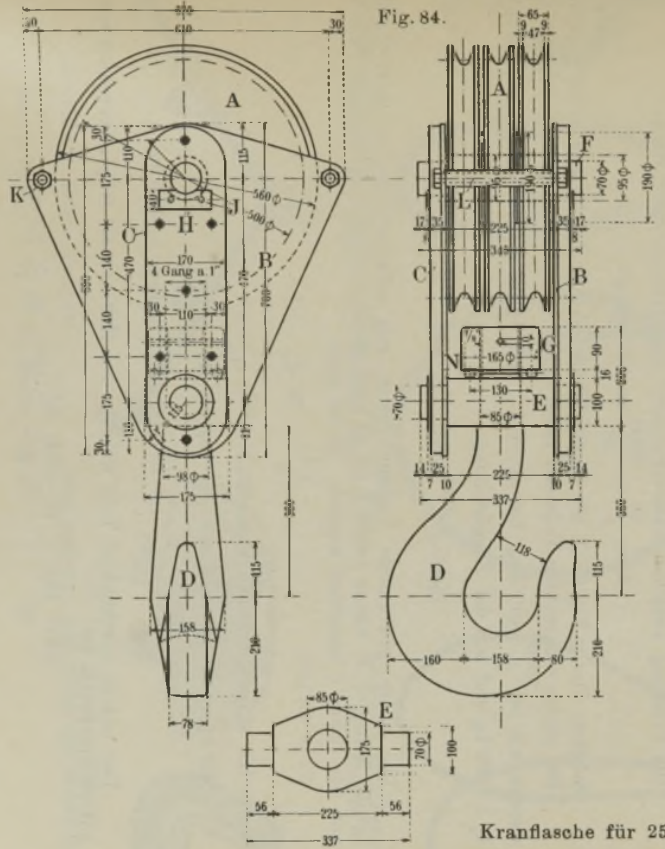
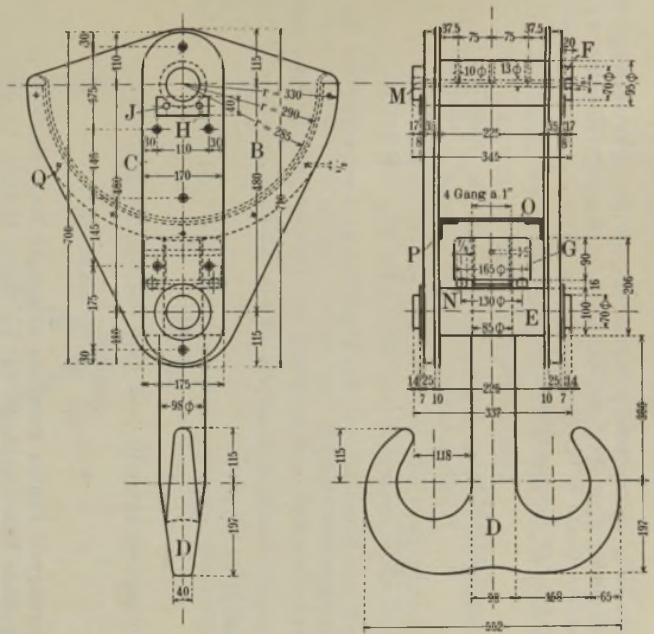


Fig. 85.



Ausführung mit Seilschutz aus 5 mm Blech.

Kranflasche für 25000 kg Tragkraft. Zobel, Neubert & Co.

6. Festigkeitsrechnungen.

Traverse. Für einen 5000 kg-Haken (Fig. 68 auf S. 49) beträgt der äußere Gewindedurchmesser $d_1 = 1^1/_2'' = 38{,}1$ mm, der Schaftdurchmesser $d_2 = 40$ mm und die Traversenbreite b bei 45 mm Bohrung 90 mm. Die Traversenhöhe h berechnet sich aus der Biegungsgleichung

$$M_b = W \cdot k_b.$$

$$M_b = 5000\left(\frac{17+2{,}5}{4}\right) = 24\,375 \text{ kgcm}; \quad W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{24\,375}{600} = 40{,}6 \text{ cm}^3.$$

$$W = \frac{b h^2}{6} = \frac{(9-4{,}5)\cdot h^2}{6}; \qquad h = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 40{,}6}{9-4{,}5}} = 7{,}3 \text{ cm},$$

welcher Wert mit Rücksicht auf die kugelförmige Aussparung für die Unterlegscheibe auf 80 mm erhöht wird.

Der Zapfendurchmesser d berechnet sich bei der durch die Flaschenbleche und Flacheisen gegebenen Zapfenlänge von 25 mm aus der Gleichung $\frac{P \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$; mit $k_b = 600$ kg/cm² ist

$$\frac{2500 \cdot 2{,}5}{2} = \frac{1}{10} d^3 600; \qquad d = 3{,}8 \text{ cm}.$$

Die Zapfenpressung prüft man nach der Gleichung $P = k \cdot l \cdot d$,

woraus $$k = \frac{2500}{2{,}5 \cdot 3{,}8} \approx 263 \text{ kg/cm}^2,$$

ein für festgelagerte Zapfen durchaus zulässiger Wert (bis 600 und 900 kg/cm²).

Die gewölbte Unterlegscheibe hat bei einem äußeren Durchmesser $D = 2\,d_1 + 3$ mm $= 2 \cdot 38 + 3 \approx 80$ mm und einer Lochweite $d_1 + 2$ mm $= 40$ mm eine Druckfläche von 38 cm². Die Pressung zwischen Unterlegscheibe und Traverse wird daher

$$k = \frac{Q}{f} = \frac{5000}{38} = 132 \text{ kg/cm}^2.$$

Schekel. Der in Fig. 67 (S. 49) abgebildete Schekel ist für 3000 kg zu berechnen.

Die beiden senkrechten Teile mit kreisrundem Querschnitt vom Durchmesser d werden mit je $\frac{3000}{2}$ auf Zug beansprucht. Der Durchmesser ermittelt sich mit $k_z = 600$ kg/cm² aus der Zuggleichung

$$1500 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 600 \qquad \text{zu } d = 1{,}8 \text{ cm}.$$

Der obere gekrümmte Verbindungsteil mit ellipsenförmigem Querschnitt (große Achse $= h$, kleine Achse $b = d$) kann annähernd als eingespannter Balken von der Länge l berechnet werden. Es ist dann

$$\frac{Pl}{8} = W \cdot k_b,$$

worin für ellipsenförmigen Querschnitt $W = \frac{1}{10} b h^2$.

Mit $k_b = 600$ kg/cm² und $l = 10{,}3$ cm ist

$$\frac{3000 \cdot 10{,}3}{8} = \frac{1}{10} \cdot 1{,}8 \cdot h^2 \cdot 600, \quad \text{und hieraus } h \approx 6 \text{ cm}.$$

Der untere durchbohrte Teil, welcher den Hakenschaft trägt, berechnet sich mit 70 mm Breite zu

$$\frac{3000 \cdot 10{,}3}{8} = \frac{(7-3{,}4)\cdot h_1^2}{6} \cdot 600; \quad h_1 \approx 3{,}5 \text{ cm}.$$

7. Last-Binde- oder Schlingketten.

Die vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF) beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit in Industrie und Handwerk herausgegebenen Blätter und Arbeiten [1]) betreffen

1. Betriebsblatt 23: Seilbefestigung zum Materialtransport (für Anbinder, Kranführer und Betriebsbeamte).
2. Betriebsblatt 24: Kettenbefestigung zum Materialtransport (für Arbeiter, Kranführer und Betriebsbeamte).
3. Lastaufnahmemittel für Krane und Hängebahnen von Dipl.-Ing. Hänchen, mit ausführlichen Angaben über die Aufnahme von Lasten.

Die Fig. 86 bis 94 zeigen einige der gebräuchlichsten Last-Bindeketten, die zum Heben von Kisten, Ballen oder Fässern benutzt werden.

Fig. 95 bis 97 zeigen die Kräfteverteilung in einem Schlingseil bei verschiedener Aufhängung. Kleine Winkel wie in Fig. 97 sind zu vermeiden, weil Schlingseil und auch der Haken sehr ungünstig beansprucht werden.

Fig. 86.

Kettenklaue

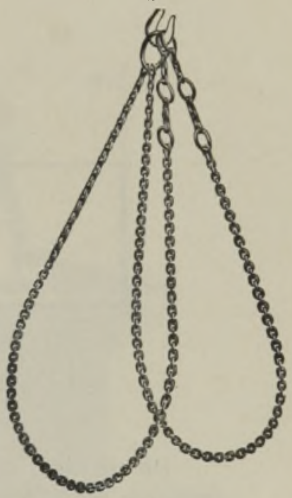
Fig. 87.

Schlingkette mit Haken und Ring.

Fig. 88.

Schlingkette mit Ring und Kettenklaue.

Fig. 89.

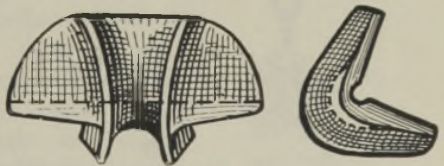


Doppelte Schlingkette mit Ringen.

Fig. 90.

Verstellbare Faßkettenklaue.

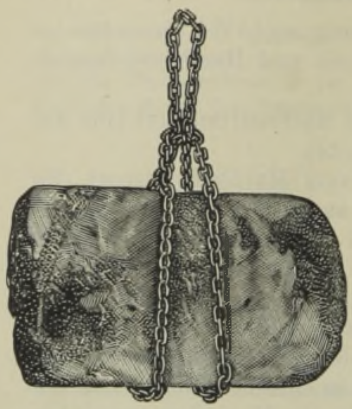
Fig. 91 u. 92.



Seil- und Kantenschützer zum Anheben scharfkantiger Maschinenteile.

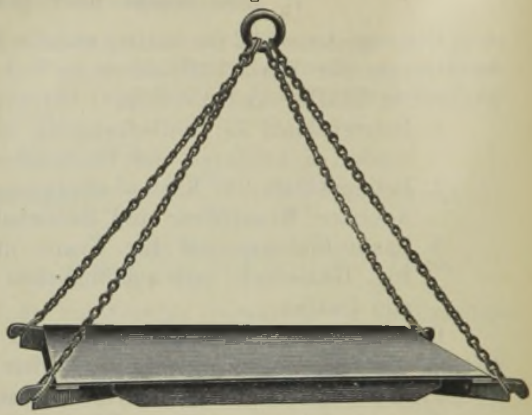
[1]) Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin SW 19.

Fig. 93.



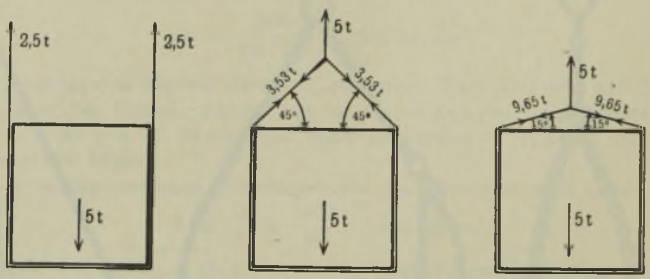
Bindekette, bestehend aus einer endlosen Krankette.

Fig. 94.



Ladepritsche.

Fig. 95 bis 97.



Kräfteverteilung in einem Schlingseil.

8. Greifzeuge.

Die in den Fig. 98 bis 108 dargestellten Greifzeuge oder Hebegeschirre bezwecken ein Erfassen von größeren Quadersteinen, Kisten oder dergleichen, die durch Winden oder Krane gehoben und versetzt werden sollen.

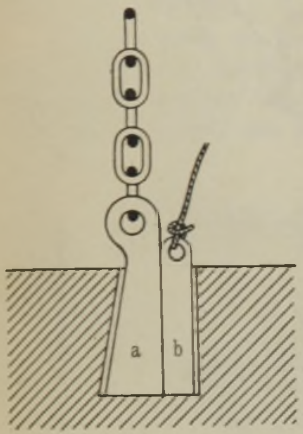
Fig. 98.

Keilklaue oder Wolf.

Fig. 98 zeigt eine Keilklaue oder Wolf, welche in das schwalbenschwanzförmig in den Stein gemeißelte Loch gesteckt wird. Beim Anheben drängt der mit der Zugkette verbundene Mittelkeil die beiden in einem Querstück mittels Bolzen befestigten Außenstücke an die Lochwandung, so daß durch die entstehende Klemmung ein Heben des Quaders erfolgen kann. Diese Steinwölfe werden von der Maschinenfabrik Rhein und Lahn für 2500 und 5000 kg Tragkraft hergestellt. Ähnlich wirkt Fig. 99.

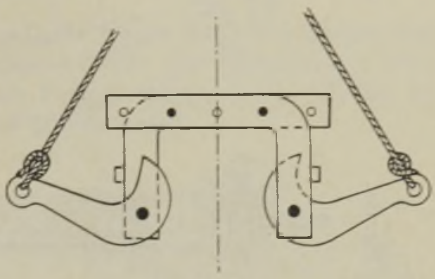
Bei harten Steinen, bei denen das Einmeißeln von Wolfslöchern sehr zeitraubend ist, bedient man sich zweckmäßig nachstehender Greifzeuge.

Fig. 99.



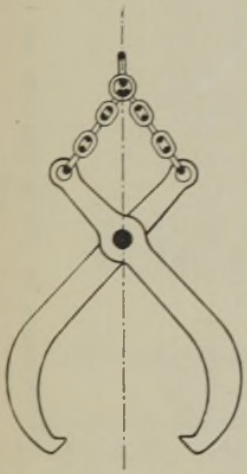
Keilklaue.

Fig. 100.



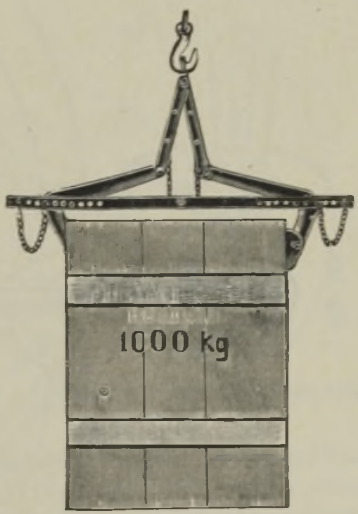
Daumenzange.

Fig. 101.



Greifschere.

Fig. 102.



Kistenzange.

Die Wirkungsweise der Daumenzange (Fig. 100), der Greifschere (Fig. 101) und der Kistenzange (Fig. 102) geht aus den Abbildungen hervor.

Fig. 103 bis 105 stellen eine Kniehebel-Steinzange von Jul. Wolff in Heilbronn dar, deren Wirkung auf Reibung beruht. Die beiden gekrümmten, doppelarmigen Hebel aus Stahl, welche ihren nach der Steingröße verstellbaren Drehpunkt in einer horizontalen Schiene haben,

Fig. 103.

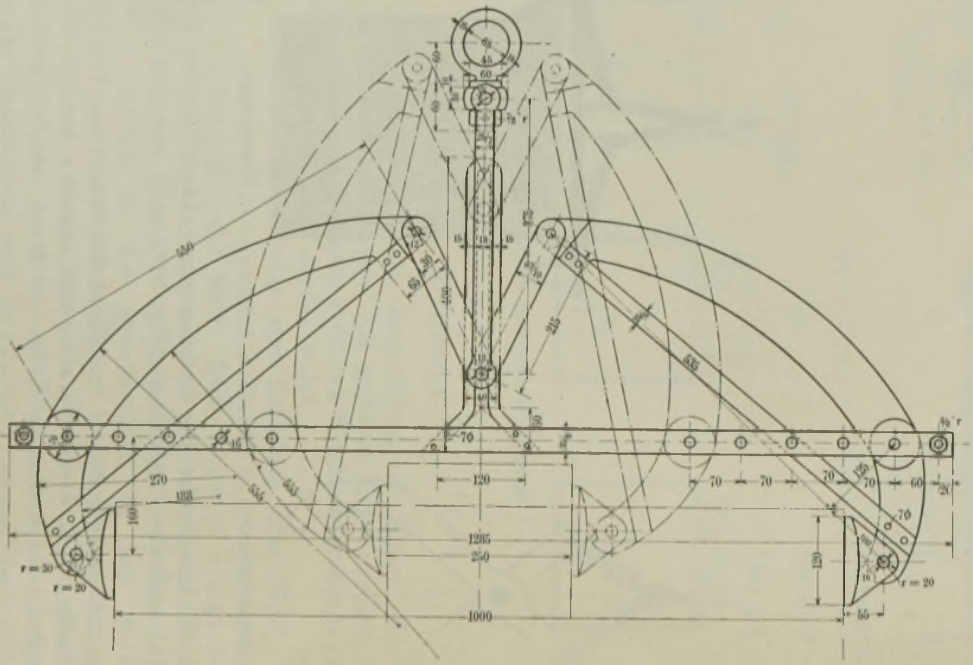


Fig. 104.

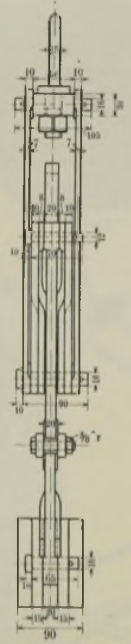
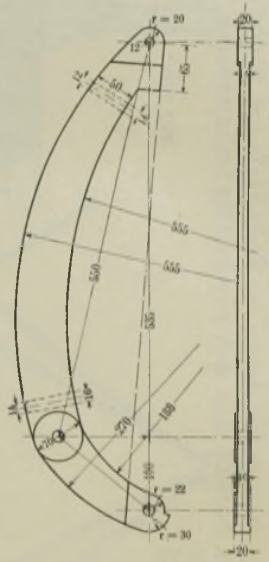


Fig. 105.

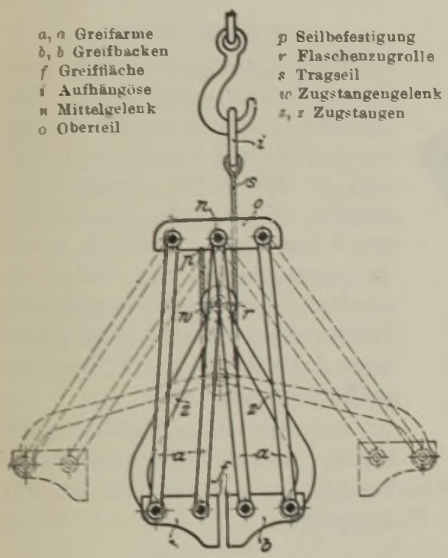


Steinzange für 1500 kg Tragkraft und 1000 bis 250 mm Fassungsweite.

tragen am unteren Ende die Greifbacken und werden am oberen Ende durch Kniehebelwirkung beim Anheben nach außen gedrückt. Die Zangen fassen selbst polierte Steine vollkommen sicher, jedoch ist das Beilegen von Hartholzbrettchen erforderlich, um eine Beschädigung der Politur zu verhüten.

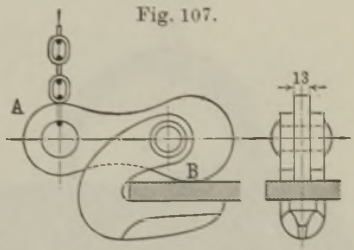
Fig. 106 stellt ein Krangehänge[1]) für Kisten dar. Die Klauen sind hier parallel verschiebbar angeordnet. Durch die Einschaltung eines Kniehebels, welcher der Größe der Lasten entsprechend wirksam ist, wird die Sicherheit des Festhaltens gewährleistet.

Fig. 106.



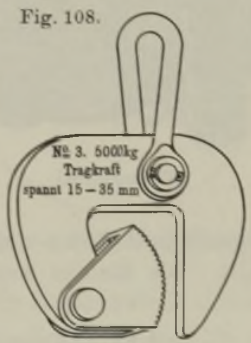
Krangehänge für Kisten.

Fig. 107.



Vorrichtung zum Fassen von Blechplatten.

Fig. 108.



Selbstspannende Klemmenzwinge.

Die selbstspannende Klemmenzwinge der Firma H. Sartorius Nachf. in Düsseldorf (Fig. 108) dient zum Hochheben und Fortbewegen schwerer Bleche in vertikaler Stellung. Die Greifbacke spannt hierbei selbsttätig. Werkstoff: Flußstahl.

9. Fördergefäße.

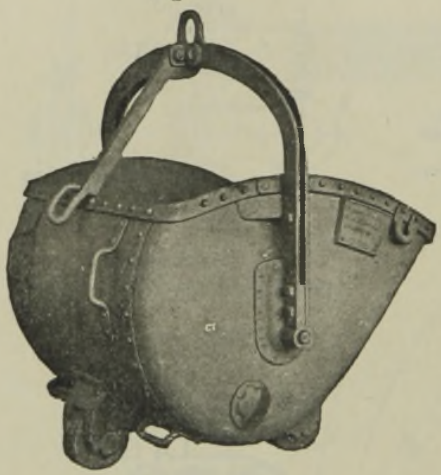
Anwendung zur Förderung von Massen- und Stückgütern, wie Schotter, Kies, Erde, Kohle, Erz und Getreide. Ausbildung so, daß ihre Entleerung möglichst ohne besonderen Arbeiter erfolgen kann.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 337.

a) Kippkübel.

Seitenwände und Boden sind fest und aus 4 bis 6 mm Blech mittels Winkeleisen zusammengenietet. Sie werden durch Auslösen einer Klinke, welche hinten (Fig. 109) oder seitlich am Bügel angebracht sein kann, aus ihrer aufrechten Lage gebracht und entleeren dabei den mit Hand eingeschaufelten Inhalt. Nach der Entleerung kehren sie selbsttätig in ihre aufrechte Lage zurück. Sie müssen daher so ausgebildet werden, daß ihr Schwerpunkt bei gefülltem Gefäß über dem Aufhängepunkt, bei leerem Gefäß dagegen unter diesem liegt, bzw. muß der gefüllte Kübel vorn, der leere Kübel hinten schwerer sein.

Fig. 109.



Förderkübel.

b) Klappmulden

sind Fördergefäße mit beweglichem Boden. Dieser bewegt sich bei der Entleerung um Scharniere nach unten und wird aus einem Stück oder in der Mitte geteilt, hergestellt. Genügende Versteifung des Bodens mit ⌊ oder ⊏ Eisen ist vorzusehen. Zur Aufrechterhaltung des Verschlusses ist eine Verriegelung vorhanden, die durch einen Arbeiter bei der Entleerung geöffnet werden muß.

Bei den Klappmulden nach Fig. 110 sind zwei Teile von Halbkreisquerschnitt durch ein Gelenk verbunden, an welchem das Hubseil angreift. Die Mulden werden von Hand gefüllt.

Entleerung mittels Fanggabel (Fig. 110).

Die Mulde ist mit zwei Ketten *bb* an der mit Rand versehenen Hülse *c* — welche das Hubseil *a* frei durchlaufen läßt — aufgehängt. Dieses Gehänge, dessen Ketten *b* nebst Lasthaken bei jedesmaligem Aufnehmen einer Mulde eingehängt werden müssen, wird nebst Mulde beim Aufwickeln des Hubseiles durch Anliegen der Seilöse *d* an dem unteren Hülsenrand gehoben.

Die Fanggabel *e* hängt verstellbar an zwei Ketten *ff* und wird behufs Öffnens der Mulde vom Führerstand aus durch das Seil *g* um die Hülse *c* gelegt. Die Fanggabel hält also in einer bestimmten Höhenlage die Hülse *c* und damit die äußeren Punkte der Mulde fest, so daß beim Nachlassen des Hubseiles ein Öffnen der Mulde erfolgen muß.

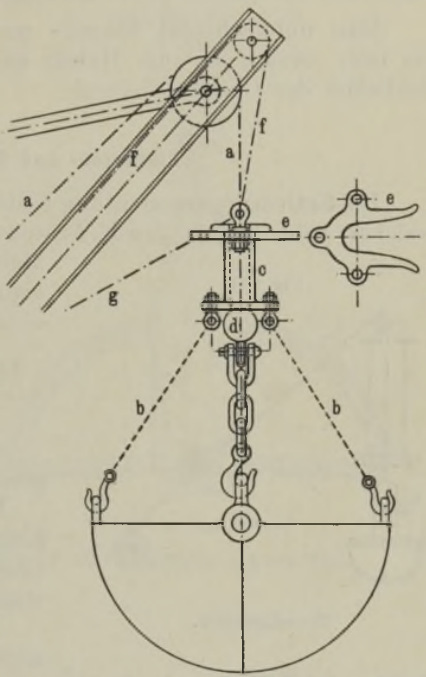
Die Senkbewegung wird zunächst durch geringes Aufwickeln des Hubseiles eingeleitet, wodurch sich die Mulde schließt und die Gabel

von der Hülse vom Führerstand aus abgezogen werden kann. Hierauf kann das Senken und Absetzen des Gefäßes frei erfolgen. Die drei Ketten werden ausgehakt und ein neuer Kübel aufgenommen, sofern zweckmäßig mit zwei oder drei Mulden gearbeitet wird.

Vorteil: Keine wesentliche Änderung am Kran.

Nachteile: Entleerung nur in einer bestimmten Höhenlage, bzw. Einstellung der Fanggabel erforderlich.

Fig. 110.



Klappmulde mit Fanggabel-Entleerung.

Entleerung mittels Öffnungsseiles.

Außer dem Hubseil ist noch ein zweites Seil vorhanden, welches an den Außenkanten der Mulde angreift. Wird dieses Seil festgehalten und das Hubseil nachgelassen, so öffnet sich die Mulde. Zu diesem Zwecke müssen an der Winde zwei Trommeln vorhanden sein. Die Trommel des Entleerungsseiles wird meist lose drehbar auf die Welle der Schließtrommel gesetzt und durch einen Anschlag so mit der Welle verbunden, daß das Gefäß geschlossen bleibt, wenn die Entleerungstrommel sich selbst überlassen ist. Hält man hingegen die Entleerungstrommel durch eine Bremse zurück, so öffnet sich die Mulde durch ihr Eigengewicht und sinkt.

Vorteil der Zweiseileinrichtung: Die Kübel können in jeder beliebigen Höhenlage entleert werden.

Nachteil: Besondere Windenkonstruktion erforderlich.

c) Selbstgreifer.

Während die oben beschriebenen Klappmulden von Hand gefüllt werden, erfolgt die Füllung bei den Greifern selbsttätig, d. h. maschinell. Dadurch werden die hohen Arbeitslöhne, die das Einschaufeln bedingt, vermieden und ein schnelleres Beladen erzielt, so daß damit auch eine Ersparnis an Standgeldern für Eisenbahnwagen und an Liegegeldern für Schiffe verbunden ist. Außerdem ist die Schonung des Materials größer als bei Handbeladung.

Die Selbstgreifer bestehen aus zwei um Achsen drehbaren Viertelkreiszylindern, die im geöffneten Zustand auf das Fördergut nieder-

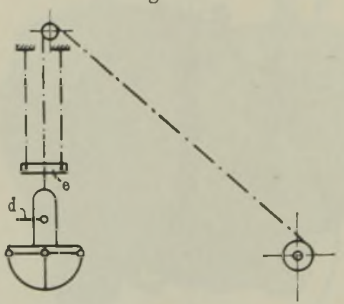
gelassen werden und in die Masse einsinken. Beim Aufwinden schließen sich die Schaufeln und nehmen das Fördergut mit hoch. Die Entleerung erfolgt durch das Zurückdrehen der Schaufeln. Ein guter Selbstgreifer muß sich infolge seines Gewichtes und seiner Schaufelkonstruktion selbst in das Material eingraben, ohne daß es nötig ist, denselben aus großer Höhe herabfallen zu lassen.

Man unterscheidet Einseil- und Zweiseilgreifer, je nachdem nur ein oder zwei Seile zum Heben und Senken, sowie zum Öffnen und Schließen des Greifers dienen.

Einketten- und Einseilgreifer.

Die Entleerungsvorrichtung besteht in einem Steuerhebel *d* (Fig. 111), welcher beim Heben durch Anstoßen an einen in der Höhenlage verstellbaren Ring *e* gedreht und dadurch seine Verbindung mit den beiden Drehschaufeln löst.

Fig. 111.



Einseilgreifer.

Einkettengreifer, D. R.-P. Nr. 257776 von Paul Burgdorf in Altona-Elbe. Fig. 112 ... 116.

Anwendung seltener als Zweiseilgreifer und nur bis 5 t Füllgewicht.

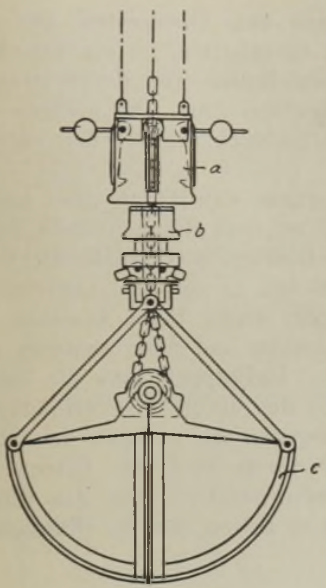
Hauptteile: Fangglocke *a* mit vier Klinken, Greiferkopf *b* (Schließen und Lösen) und Greiferschalen *c*, durch Zugstangen mit dem Greiferkopf verbunden.

Arbeitsvorgang: Der Greifer wird mittels des Hubseiles angehoben und drückt dabei Büchse *h* (Fig. 114) mit ihrem oberen Rand gegen den inneren Rand der Hülse *k*. Büchse *h* bringt dann die beiden Winkelhebel (Gußstahl wegen Abnutzung) der Hülse *i* aus der Kette. Der Greifer wird so weit gehoben, bis der Greiferkopf in die Fangglocke eintritt, wobei die vier Klinken derselben zunächst auseinandergespreizt und dann durch die Kugelgewichte unter Hülse *k* gedrückt werden (Fig. 115).

Nun wird das Hubseil nachgelassen, während der Greiferkopf durch die Klinken festgehalten wird. Hierbei legt sich die Büchse *h* mit ihrem äußeren Rand auf Hülse *i*, wobei die Kniehebel freigegeben und durch ihre Gegengewichte in die Kette gedrückt werden. Bei weiterem Nachlassen des Hubseiles wird der Greifer geöffnet und entleert.

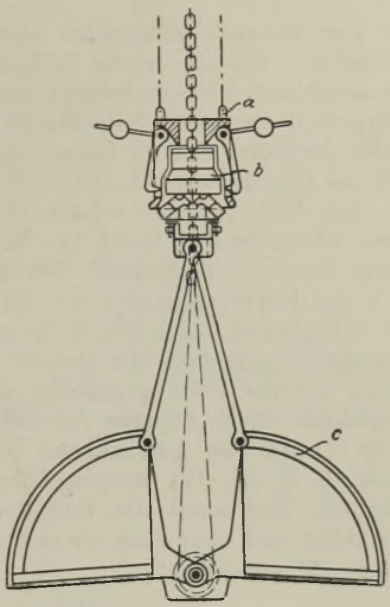
Durch kurzes Anheben setzen sich die Winkelhebel auf ein Kettenglied auf und verdrängen die Festhalteklinken (Fig. 116). Der Greifer wird nun aus der Fangglocke herausgesenkt und geöffnet auf das Fördergut gesetzt. Dabei wird die Kette schlaff, Hülse *i* senkt sich, die Winkelhebel werden durch Büchse *h* wieder aus der Kette gezogen, so daß frei angehoben und der Greifer geschlossen werden kann.

Fig. 112.



kurz vor dem Öffnen

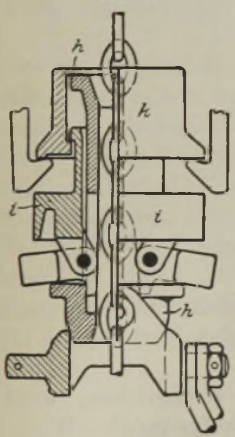
Fig. 113.



kurz vor dem Senken

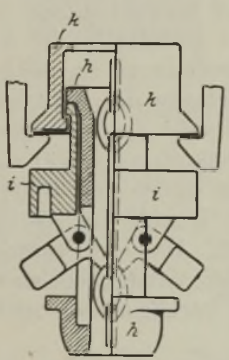
Einkettengreifer mit Fangglocke (Kopf *b* in Fangglocke *a* gehalten).

Fig. 114.



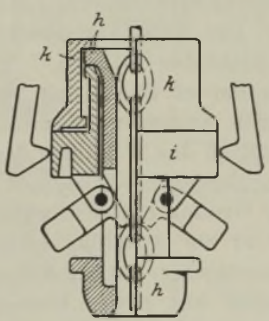
Greifer geschlossen.

Fig. 115.



Greifer geöffnet.

Fig. 116.



Greifer geöffnet,
kurz vor dem Senken.

Hone-Einseilgreifer von 1 m³ Inhalt
der Firma J. Pohlig A.-G. Köln.

Der Hone-Einseilgreifer besteht aus dem Obergestell und den Schaufeln. Um eine große Schließkraft zu erhalten, ist ein Flaschenzug eingebaut. Dieser besteht aus sieben Rollen, von denen drei im Obergestell als fester Rollenblock (1) eingebaut sind. Die übrigen vier Rollen befinden sich im beweglichen Rollenblock (2), der den unteren Teil des Flaschenzuges bildet.

Das Schließen der Schaufeln wird durch das Heben eines besonderen Gleitblocks (I, II III, IV) bewirkt, an dem die Schaufeln durch starke Bleche befestigt sind. Der untere Gleitblock (I, II, III, IV) trägt auch den Kupplungszapfen (4), durch welchen er mit dem Unterteil (3) des beweglichen Rollenblocks (2) gekuppelt wird. Beim Anziehen des Zugorgans kann dann der Greifer geschlossen und beim weiteren Anziehen mit der Füllung gehoben werden. Entkuppelt man die beiden Gleitblöcke durch Anheben des Hebels (6), der durch das Verbindungsstück (7) mit dem Ausrückhebel (8) verbunden ist, so kann der Gleitblock (I, II, III, IV) herunterfallen. Dadurch wird das Öffnen der Schaufeln und somit die Entladung hervorgerufen. Um das Öffnen allmählich und ohne Stoß vor sich gehen zu lassen, ist eine Ölkataraktpumpe (9) angebracht.

Wirkungsweise.

Der Greifer wird geöffnet auf das Material niedergelassen. Da das Gewicht des Greifers auf dem zu fassenden Material aufruht, ist das Tragseil entlastet. Durch weiteres Nachlassen senkt sich der Rollenblock (2) auf den Gleitblock (I, II, III, IV). Sobald das Senken so weit vor sich gegangen ist, daß sich der Zapfen (4) vollständig in der Aussparung des Unterteiles (3) befindet, greift der Bolzen (5) in die Aussparung des Zapfens (4) und kuppelt diesen.

Die Kupplung geschieht selbsttätig, da der Bolzen (5) durch das Gewicht der Teile (6, 7, 8) gezwungen ist, die Lage wieder einzunehmen, aus der er durch das Eindringen des Zapfens (4) gedreht worden ist. Durch Anziehung des Seiles wird der Flaschenzug in Tätigkeit gesetzt, wodurch das Schließen der Schaufeln bewirkt wird. Sobald die Schaufeln geschlossen sind, beginnt das Heben des Greifers mit der Ladung. Soll der Greifer entleert werden, so muß man den Hebel (6) so weit heben, bis er am Anschlag festsitzt. Dadurch werden die beiden Gleitstücke voneinander entkuppelt. Der Greifer entleert sich und wird geöffnet wieder auf neues Material herabgelassen und das Vorhergeschilderte beginnt wieder von neuem.

Um auch ein selbsttätiges Entladen zu ermöglichen, wird in geeigneter Höhe ein Ring (10) an einer Kette aufgehängt. Wird der Greifer gehoben, so kann das Obergestell und somit auch der Hebel (6) durch den Ring (10) hindurchtreten. Beim Senken jedoch faßt der Ring (10) den Hebel (6) und löst den Zapfen (4) aus.

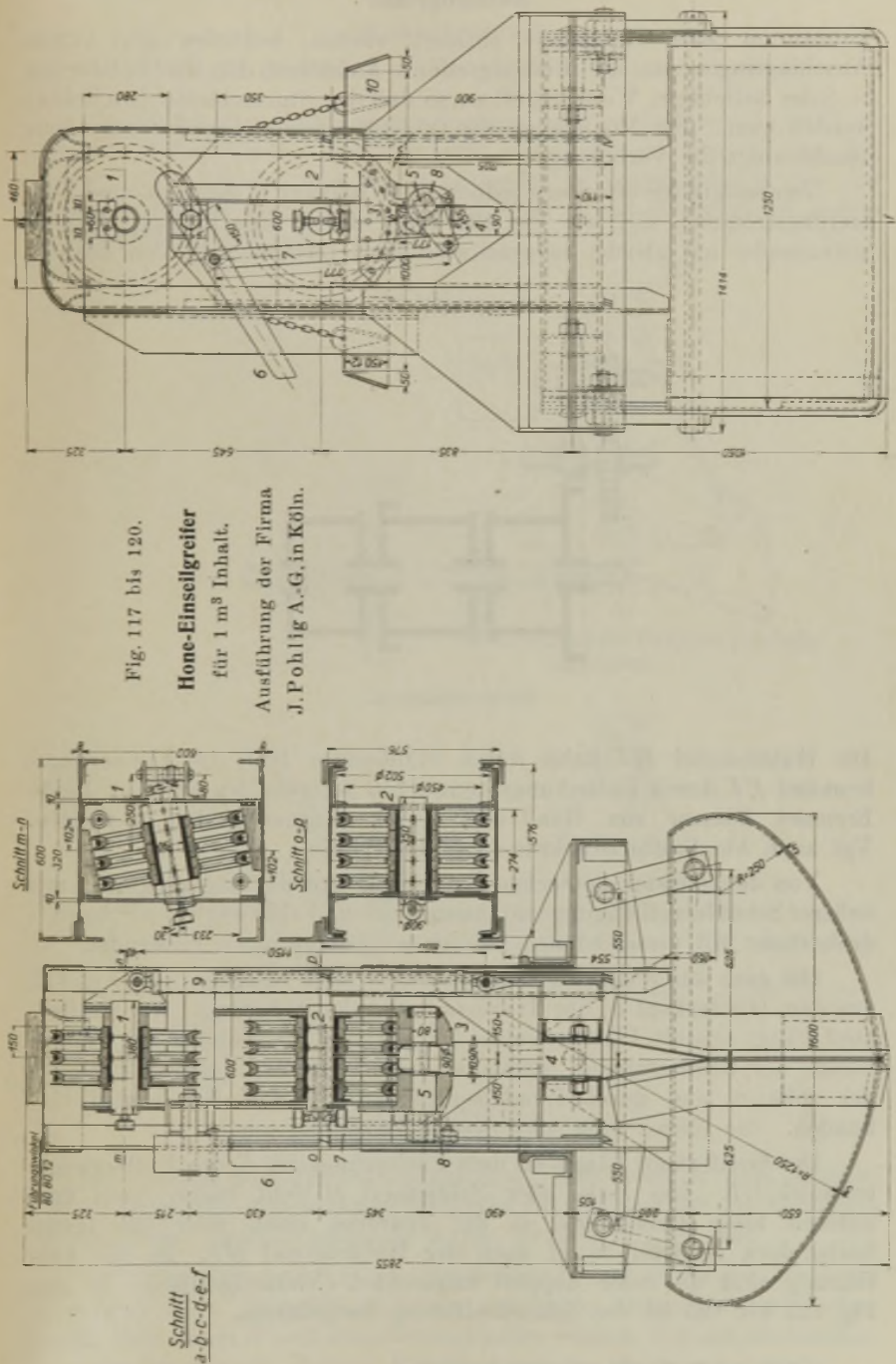


Fig. 117 bis 120.

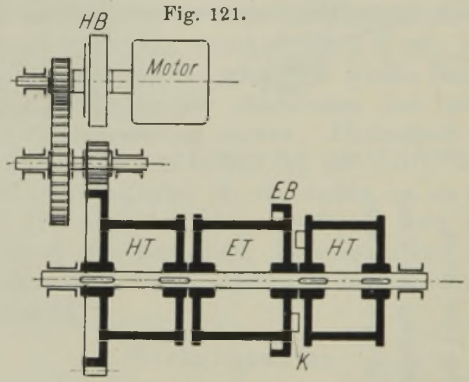
Hone-Einseilgreifer
für 1 m³ Inhalt.
Ausführung der Firma
J. Pohlig A.-G. in Köln.

Zweiseilgreifer

können in jeder Höhenlage entleert werden, bedürfen also keines Anschlagringes wie die Einseilgreifer. Außerdem ist die Entleerung in jeder beliebigen Weise regelbar, so daß der Sturzschaden beschränkt werden kann. Die Möglichkeit des Öffnens schon während des Senkens beschleunigt die Verladung.

Zweiseilgreifer erfordern jedoch ein Windwerk[1]) mit Hub- und Entleerungstrommel, die, wie Fig. 121 zeigt, durch eine Reibkupplung *K* miteinander auf gleiche Seilgeschwindigkeit verbunden werden können.

Fig. 121.



Greiferwindwerk.

Die Hubtrommel *HT* kann durch Hubbremse *HB*, die Entleerungstrommel *ET* durch Entleerungsbremse *EB* festgehalten werden. Beide Bremsen können von Hand oder durch Magnet gesteuert werden. Vgl. auch Abschnitte Drehkrane und Laufkrane.

Von den meisten deutschen Baufirmen wird der Stangengreifer mit äußerer Schaufelaufhängung und inneren auf- und abbewegbaren Schaufeldrehachsen mit verschiedenen baulichen Abänderungen verwendet.

Die ganz aus Flußstahl hergestellten Greifer bestehen nach Fig. 122 aus dem Greiferkopf *a*, der Traverse *b* und den Schalen *c*. Am Greiferkopf hängt mittels Flaschenzuges die Traverse, an welcher die Seitenbleche der Greiferschalen angelenkt sind. Die vier äußeren Punkte *e* der Schalen sind durch Rundeisenstangen mit dem Greiferkopf verbunden. Sie führen eine schwingende Bewegung aus.

Der Greiferkopf hängt an dem Entleerungsseil *E* der Entleerungstrommel *ET*. Das Hub- oder Schließseil *H* geht zuerst nach dem unteren losen Rollenblock in der Traverse, dann über den festen Rollenblock im Greiferkopf nach der Hubtrommel *HT*. In der Ausführung sind die Seile doppelt angeordnet (Vierseilgreifer). In den Fig. 122 bis 125 ist der Schließrollenzug fortgelassen.

[1]) Siehe auch Abschnitt „Verladebrücken".

Arbeitsweise
des Stangengreifers während eines Greiferspieles.

1. Öffnen und Entleeren. Greifer hängt am Entleerseil. Schließseil wird nachgelassen. Traverse senkt sich durch ihr Gewicht und das Gewicht der Schalen und des Schüttgutes so lange abwärts, bis die größte Maulweite erreicht ist. Bremse *EB* ist fest, Hubtrommel senkt, Rutschkupplung schleift.

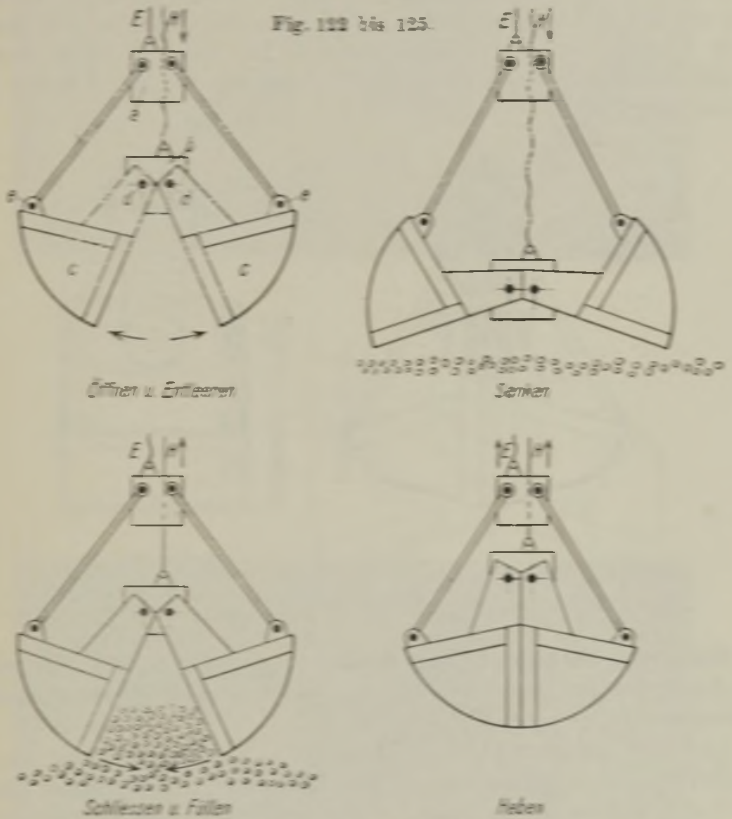


Fig. 122 bis 125.

Arbeitsweise des Stangengreifers.

2. Senken des offenen Greifers. Entleerseil *E* und Schließseil *H* werden bis zum scharfen Aufsetzen des Greifers auf das Fördergut nachgelassen. Beide Trommeln laufen, Bremse *EB* ist lose.

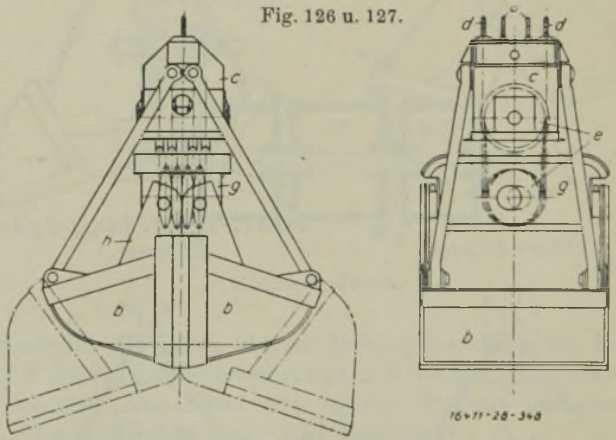
3. Schließen und Füllen. Schließseil *H* wird angezogen. Traverse geht nach oben. Schalen schließen sich unter Aufnahme des Fördergutes. Entleerseil *E* muß etwas nachgelassen werden, weil sich der Greiferkopf abwärts bewegt. Bremse *EB* ist angezogen, Hubtrommel läuft.

4. Heben. Schließbewegung geht unmittelbar in die Hubbewegung über. Entleerseil und Schließseil werden aufgewickelt. Bremse ist lose, beide Trommeln laufen. Während des Hebens kann gleichzeitig Kranschwenken oder Katzfahren erfolgen.

Die Schließkurve der Greifer ist flach. In der Schlußlage dürfen die Schneidkanten nicht klaffen, weil sonst das Fördergut ausfließt.

Die Schließ- oder Schneidkraft muß dem Material entsprechen. Bei Erzgreifern muß sie sehr groß sein, um die zwischen den Schneiden befindlichen Brocken zu zermalmen; bei Getreidegreifern hingegen gering, um die Körner nicht zu beschädigen. Andere Konstruktionen verzichten ganz auf Schneidwirkung und verhüten das Herausfallen von Material durch Überdecken der Schalenkanten. Im ersteren Falle wird die Schließkraft durch einen Zwillingsrollenzug mit 3···6···8facher Übersetzung erzielt.

Fig. 126 u. 127.



Demag-Greifer.

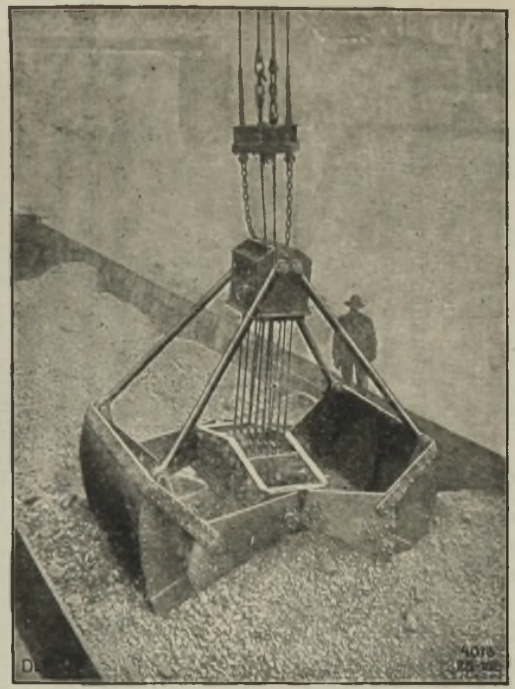
Bauarten. Normaler Demag-Greifer (Fig. 126 und 127). Er wird in drei Ausführungen geliefert, um der verschiedenen Beschaffenheit des Fördergutes zu genügen.

Leichte Bauart bis 10 m^3 Inhalt für Kohle und Koks mit nicht zu starker und zu grobstückiger Beschaffenheit, für leichtere mulmige Erze und andere mineralische Stoffe ungefähr gleichen spezifischen Gewichtes und Greifwiderstandes.

Mittelschwere Bauart bis 3 m^3 Inhalt für harte, grobstückige Kohle, mittelschweres Erz, zähen oder halbtrockenen Schlamm von Klinker, Kies, Sand usw.

Schwere Bauart bis $2^1/_2$ m^3 Inhalt für hartes, stückiges Erz und ähnliche, schwer greifbare Stoffe.

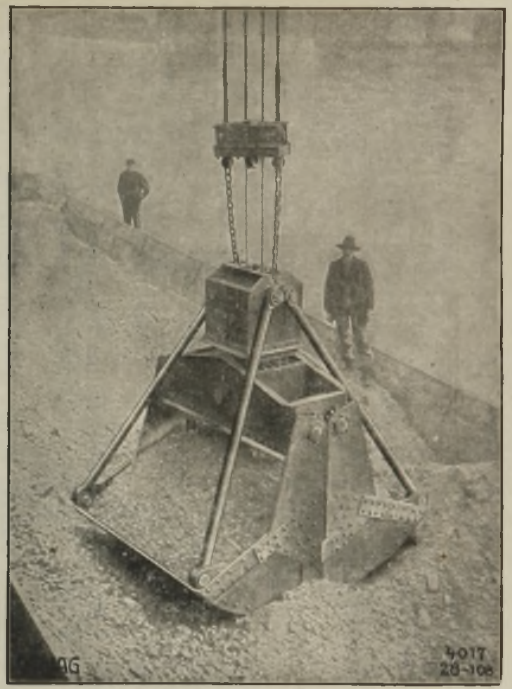
Die Greifer müssen so ausgebildet sein, daß der Führer von oben bequem durch den Greifer hindurchsehen und genau beobachten kann, wo er ihn aufsetzt.



Greifer geöffnet.

Fig. 128 u. 129.

Verladung von Kies
durch
Demag-Greifer



Greifer geschlossen.

Tabelle 19. **Maße und Gewichte der normalen Demag-Greifer.**

Gerechneter Fassungsraum der Greiferschalen für leichte Bauart in m^3		1	2	3	4	5	8	10
Leichte Bauart	Greifergewicht . . kg	1500	2200	3200	4000	4900	7000	8000
	Tragkraft d. Kranes „	2500	4000	6000	7500	9000	13400	16000
Mittlere Bauart	Greifergewicht . . „	2500	3600	—	—	—	—	—
	Tragkraft d. Kranes „	4250	7000	—	—	—	—	—
Schwere Bauart	Greifergewicht . . „	3400	5100	—	—	—	—	—
	Tragkraft d. Kranes „	5500	9500	—	—	—	—	—
Greiferbreite, geschlossen . . . . mm		1860	2370	2700	3100	3200	3550	3620
Schaufelbreite . . . . . „		1050	1400	1700	1950	2100	2300	2500
Greiferhöhe, geschlossen . . . . . „		2055	2650	3000	3400	3500	3870	4100
Greiferbreite, geöffnet . . . . . „		2250	2850	3250	3650	3700	4440	4900
Greiferhöhe, „ . . . . . „		2500	3000	3700	4050	4200	4730	4950

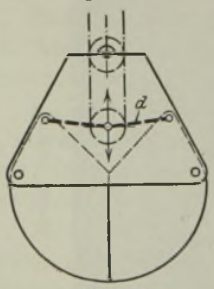
Der Schwerpunkt muß tief, das Hauptgewicht also in den Schalen liegen, damit der Greifer auch beim Greifen von der Böschung der Haufen nicht leicht umfällt.

Bei normaler Bauart öffnet sich der Greifer in Richtung des Kranauslegers, welcher 4 Seilrollen im Auslegerschnabel haben muß.

Da die durch den Greiferflaschenzug laufenden Hubseile schneller verschleißen als das übrige Kranseil, so ist es zweckmäßig, die Greiferhubseile mit den Hubseilen des Kranes durch Seilschlösser zu verbinden. Bei Schadhaftwerden des Flaschenzugseiles braucht dann nur dieses Stück ausgewechselt zu werden. Die Seilschlösser dürfen nicht auf die Trommel auflaufen. Die Schnabelrollen müssen entsprechend große Rillen haben.

Diese Anordnung gewährt außerdem den Vorteil, daß der Greifer in kurzer Zeit vom Kran abgenommen werden kann, um mit einem Kranhaken Stückgüter zu verladen. Die beiden Hubseilenden werden dann durch eine kurze Ausgleichkette miteinander verbunden und in die Schlinge eine lose Rolle mit Haken eingehängt. Die Entleerungsseile, die an den Enden mit Kauschen versehen sind, werden durch Lösen eines Bolzens vom Greifer entfernt, mit einem kleinen Belastungsgewicht versehen und bis dicht unter die Schnabelrollen gezogen, damit sie beim Arbeiten mit dem Haken nicht hinderlich sind.

Fig. 130.

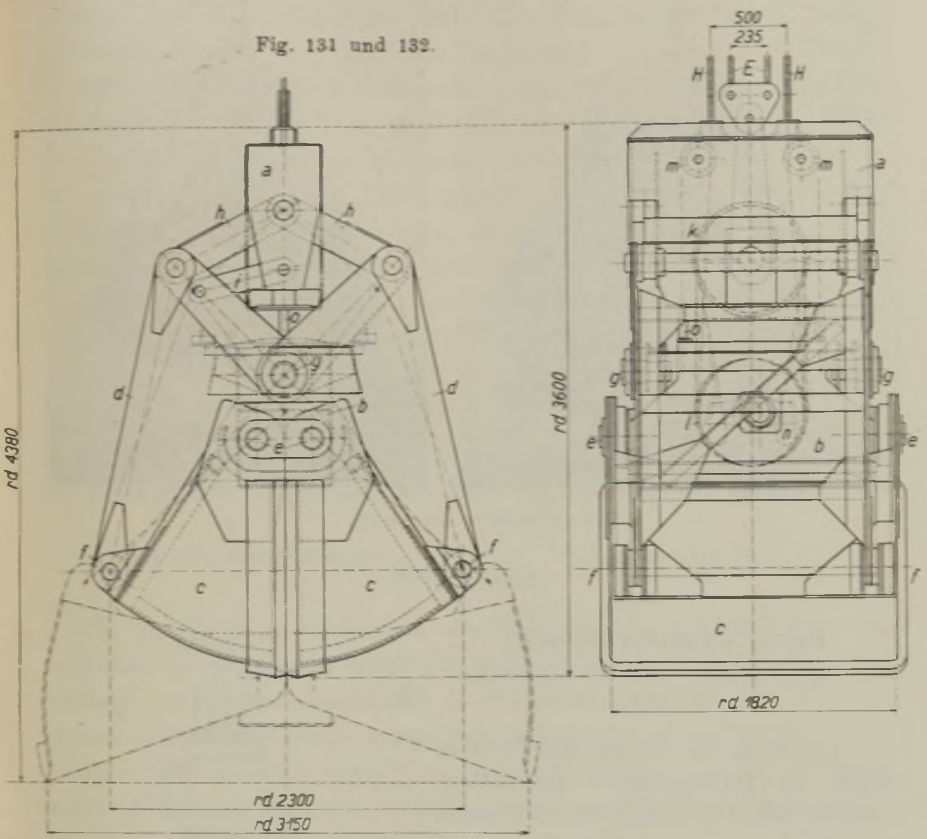


Greifer mit Kniehebelschluß.

Laudi-Zweiseilgreifer mit Kniehebelwirkung, D. R.-P. An Stelle der Lenkerstangen sind Kniehebel (*d*) eingebaut, die ihre Kräfte durch Dreieckhebel auf die Schaufeln übertragen. Die Schließkraft kann durch diese Anordnung außerordentlich gesteigert werden. Die Bauweise des Laudigreifers geht aus Fig. 130 u. 131 hervor. Durch verschiedenartige Hebelstellungen läßt sich ferner die Schließkraft verändern, so daß dieser Greifer für weiche, harte und grobstückige

Materialien (Erze) verwendbar ist. Bei Verladung von Kohle leistet der Laudigreifer bei z. B. 2400 kg Eigengewicht 2700 kg je Hub.

Fig. 131 und 132.



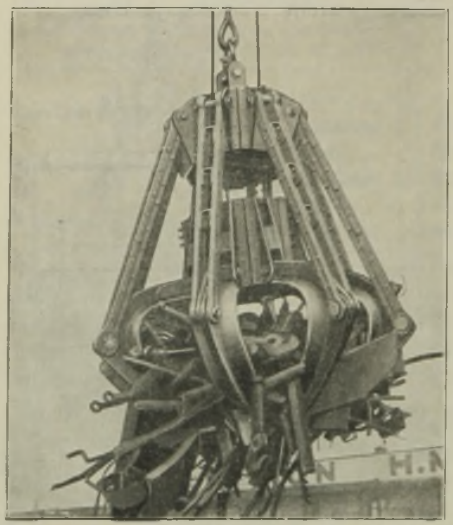
Selbstgreifer, Bauart Laudi, rund 3 m³ Fassungsraum, D. R.-P., D. R. G. M. und Auslandspatente. Maschinenfabrik Carl Laudi, Einbeck (Bezirk Hannover).

a Greiferkopf mit oberem Rollenblock,
b Traverse mit unterem Rollenblock,
c Schalen,
d Dreieckhebel,
e Schalendrehpunkte an der Traverse,
f äußere Schalenaufhängung an den Dreieckhebeln,
g Drehachse der Dreieckhebel,
h Kniehebel,
i Lenker zur symmetrischen Bewegung der Dreiecke,
k, l feste und lose Rollen,
m Umlenkrollen,
n Teilbefestigung in der Traverse,
o Kolben der Ölbremse,
E Entleerseile. *H* Hubseile.

Der **Polyp-Greifer** der Demag ist für schwer greifbares Material bestimmt. Die schaufelartigen Klauen ermöglichen bei Kalkstein, Schrot, Minette, Felsgestein durch die vielseitigen Angriffspunkte eine gute Füllung.

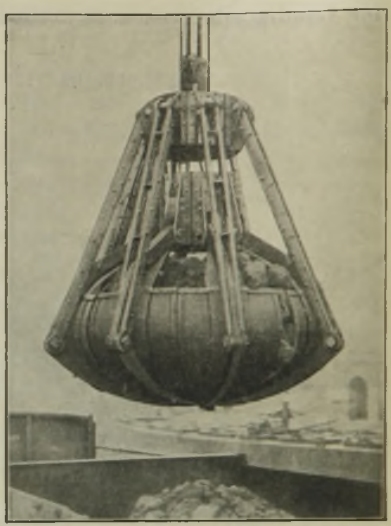
Für sperrige Güter, wie Schrot, wird der Greifer mit Seitenöffnung, für grobstückiges Material mit sich schließenden Wänden hergestellt.

Fig. 133.



Polyp-Greifer der Demag
mit Seitenöffnung.

Fig. 134.



mit sich schließenden Wänden.

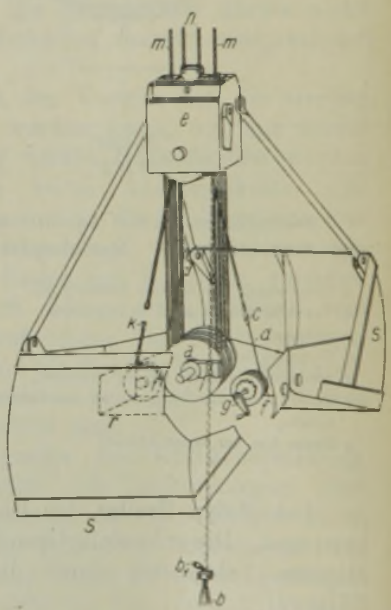
Greifer mit Seileinziehwinde
der Ardeltwerke G. m. b. H. Eberswalde.
D. R.-P.

Um beim Auswechseln des Greifers gegen ein Hakengeschirr die Rollenzugseile nicht von den Hubseilen trennen zu müssen, werden die Hubseile in ihrer ganzen Länge durch das Kranwindwerk aus dem Greifer herausgezogen und mit dem Hakengeschirr verbunden.

Zur leichten Wiedereinführung der Hubseile bei Greiferbetrieb werden die Einziehwinden *f* eingebaut, auf deren Trommeln Hilfsseile *d* aufgewickelt sind.

Bei Entfernung der Hubseile aus dem Greifer werden die keilförmigen Schlußstücke *b* der Hubseilenden *c* aus den schwalbenschwanzförmigen offenen Nuten *i* der Traverse *a* entfernt und mittels Öse b^1 und Haken *k* mit den Hilfsseilen *d* verbunden. Werden nun die

Fig. 135.



Greifer mit Seileinziehwinde
der Ardeltwerke.

Hubseile *m* durch das Kranwindwerk aus dem Greifer herausgezogen, so folgen die Hilfsseile *d* nach, wobei sie sich von ihren Trommeln abwickeln und im Rollenzug die Stelle der Hubseile einnehmen. Sobald die Verbindungsstelle *c* aus dem Greiferkopf hervorsteht, werden die Verbindungen gelöst und die Haken *k* der Hilfsseile miteinander verbunden, damit diese nicht in den Greifer zurücklaufen. Die freien Enden der Hubseile werden dann mit dem Hakengeschirr versehen.

Sollen dagegen die Hubseile *m* nach dem Lösen vom Hakengeschirr in den Greifer eingezogen werden, so sind sie mit den Hilfsseilen *d* zu verbinden, um mittels der Trommeln *f* und Kurbeln *g* eingeholt und schließlich mit ihren Enden durch Einlegen der Schlußstücke *b* in die Ausschnitte *i* der Traverse *a* befestigt zu werden.

Die Einrichtung bezieht sich nur auf die Hubseile, da die Entleerungsseile *n* ohnehin leicht lösbar sind.

Vorteil: Glatte Hubseile ohne Verbindungsstücke, normale Seilrollen im Auslegerkopf des Kranes, schnelles Einziehen.

Motorgreifer.

In Sonderfällen wird dann ein Elektromotor zum Schließen der Schaufeln in den Greifer eingebaut, wenn es sich um schwer greifbares Material, z. B. Thomasschlacke in Hüttenwerken, handelt und eine leichte Auswechselbarkeit gegen den Kranhaken wesentlich ist. Das größere Greifergewicht bewirkt ein gutes Eindringen in das Fördergut, weil eine größere senkrecht wirkende Kraft nur durch das Eigengewicht des Greifers erzielt werden kann.

In Deutschland sind hauptsächlich die Motorgreifer der MAN und der Demag im Gebrauch. Die MAN ordnet das Greiferwindwerk auf dem Greiferkopf eines gewöhnlichen Stangengreifers an (Fig. 136 u. 137). Der Motor arbeitet mit einer Schnecke und ein oder zwei Stirnräderpaaren auf ein Gallsches Kettenrad, dessen Kette die Traverse nach oben zieht und so die Schalen schließt.

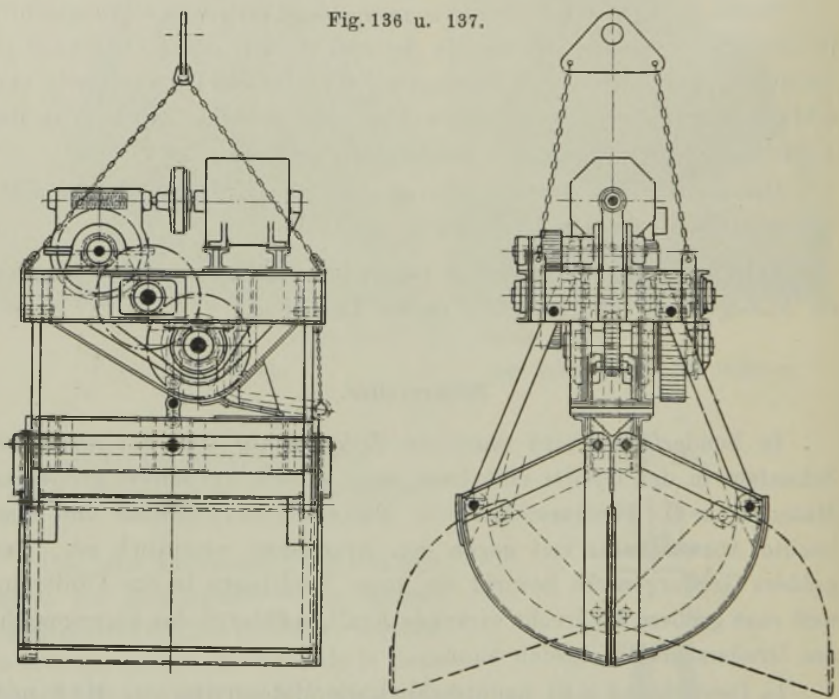
Die Demag legt Motor und Windwerk wegen der tieferen Schwerpunktslage in die untere Traverse. Beide Greifer sind mit Rutschkupplung, Bremse und Bremslüftmagnet versehen, um das Aufgehen der geschlossenen Schalen zu verhindern.

Die Steuerung erfolgt durch Walzenschalter vom Führerstand aus, die Stromzuführung durch Kabel mit Steckkontakt. Bei Hubhöhen über 5 m werden Kabelaufwicklungsvorrichtungen notwendig, während

sonst das Kabel frei herabhängt. Die Schließzeit beträgt 25 ... 30 s. Der Greifer kann an den Haken eines jeden beliebigen Kranes angehängt werden.

Der in Fig. 136 u. 137 abgebildete Motorgreifer der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg faßt 2 cm^3 Schlacke = 3150 kg bei 6 t Eigengewicht. Der 15 PS-Motor betätigt mittels Schneckengetriebes, zweier Stirnräderpaare und Gallschen Kettenrades die Schaufeln.

Fig. 136 u. 137.



Motorgreifer der MAN.

Fig. 138 zeigt den Motorgreifer der Maschinenfabrik Carl Laudi in Einbeck (Hannover), D. R.-P. Die in Fig. 130 angedeutete Kniehebelwirkung ist diesem Greifer zugrunde gelegt.

Berechnung. Die Festigkeitsrechnung für die Einzelteile erfolgt für den geschlossenen und gefüllten Greifer bei Hubbeginn unter schätzungsweiser Einsetzung der Eigengewichte. Es sind an den einzelnen Punkten nach Fig. 139 u. 141 folgende Kräfte anzubringen:

Gewicht G_0 des Greiferkopfes mit dem oberen Rollenblock einschließlich Lenkerstangen, Gewicht G_u des Querhauptes mit dem unteren Rollenblock, Schalengewicht G_s, Schaufelfüllung Q im Schwerpunkt wirkend, Schließwiderstand P, die am Greiferkopf angreifenden gesamten Seilkräfte S_0 des Flaschenzuges.

Bei Betrachtung einer Greiferhälfte erhält man nach Fig. 139 durch Aufzeichnen der entsprechenden Kraftecke die Stangenkraft L, den Zapfendruck R_2 im Schalendrehpunkt B, sowie den Schließwiderstand P. L schneidet die Richtung des noch unbekannten Schließwiderstandes P in D. Die Verbindungslinie DB ergibt die Richtung der Zapfenkraft R_2 in B, und damit aus dem Krafteck P und R_2.

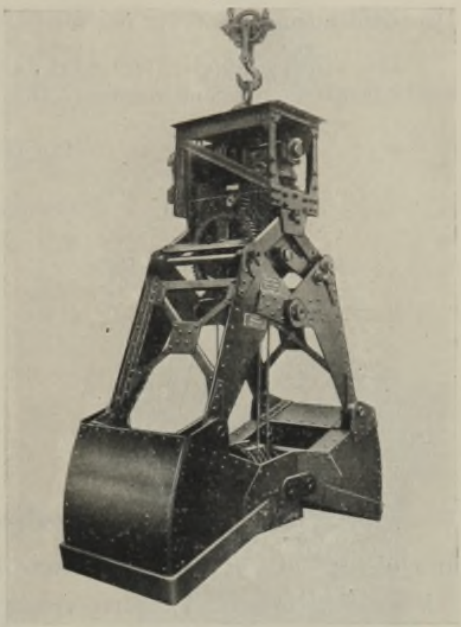
Die Richtung der Stangenkraft L wird durch die in den Schalenschwerpunkten angreifenden Kräfte $G_s + \frac{Q}{2}$ beeinflußt. Die geringe Abweichung wurde hier vernachlässigt. Bei Berücksichtigung dieser Kräfte ist L und $\frac{Q}{2} + G_s$ zu einer Mittelkraft R_1 zu vereinigen. Diese schneidet Punkt D und ist mit P maßgebend für den Zapfendruck R_2.

Bei geöffnetem Greifer ändert sich die Größe und Richtung des Schließwiderstandes und der Füllung ständig, so daß sich die Rechnung nur unter bestimmten Annahmen durchführen läßt.

Die Schließkraft P wirkt in der Bewegungsrichtung der Schaufelkante als Tangente an die jeweilige Eindringkurve. Ihre Bestimmung erfolgt durch die Momentengleichung um den äußeren Schaufeldrehpunkt C. Die Bewegungskraft wird in B durch den Seilzug des Flaschenzuges S_u eingeleitet. Entgegen wirkt $\frac{G_u}{2}$ am Querhaupt. $\frac{Q}{2}$ ist das bereits ergriffene Fördergut einer Schale. Mit den eingeschriebenen Hebelarmen lautet die Momentengleichung zur Ermittlung der Schließkraft

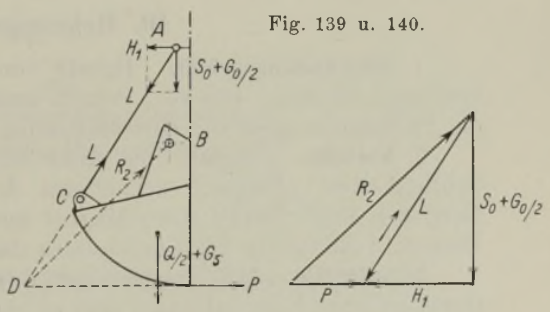
$$P\,b - \left(S_u - \frac{G_u}{2}\right) a + \left(\frac{Q}{2} + G_s\right) c \pm H_2\, d = 0.$$

Fig. 138.



Motorgreifer mit Kniehebelwirkung (D. R.-P.) der Maschinenfabrik Carl Laudi in Einbeck.

Fig. 139 u. 140.



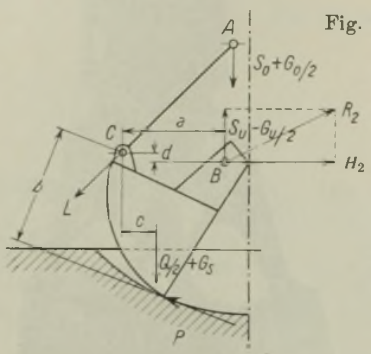
H_2 erhält man vorher durch die Momentengleichung um die Schalenspitze bei P. Ferner ist

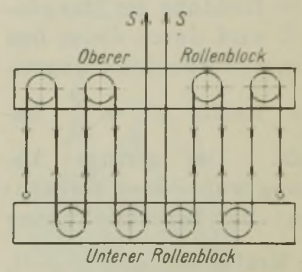
$$\left.\begin{matrix} S_u \approx 5\,S \\ S_o \approx 4\,S \end{matrix}\right\} \text{ ohne Rücksicht auf } \eta \text{ des Flaschenzuges (Fig. 142).}$$

Der Zapfendruck in C ist die Mittelkraft aus L und $\frac{Q}{2} + G_s$.

Ein gutes Greifen kann nur durch eine Vertikalkomponente der Schließkraft P erreicht werden. Dies kann man in unwirtschaftlicher

Fig. 141 u. 142.





Weise durch Vergrößerung des Greifereigengewichtes, vorteilhafter aber durch Vergrößerung des Verhältnisses der Hebelarme $\frac{a}{b}$ erzielen, d. h. die Schalen sind breit und niedrig auszuführen.

Literatur: Z. d. V. d. I. 1912, S. 2205: Pfahl, Kräfteverteilung an Selbstgreifern. Zeitschrift für Fördertechnik 1927, S. 174: Ninnelt, Über Kraft- und Arbeitsverteilung an Greifern, besonders an Motorgreifern.

10. Hebemagnete.

1. **Verwendungsgebiet.** Heben von Maschinenteilen, Profileisen, Schienen, Blechen, Blöcken, Schrot und Spänen. Bei Fallwerkkranen als Fallkugelmagnet zur Zertrümmerung der Schrotstücke.

2. **Vorteile.** Wegfall des Anbindens an den Lasthaken mittels Schlingketten. Dadurch schnelleres Arbeiten und Verringerung der Betriebskosten. Durch einen Magnet werden 7 bis 10 Arbeiter gespart. Bessere Ausnutzung der Stapelplätze durch hohe Stapelhöhen.

3. **Nachteile.** Betriebsstörungen durch Verbrennung der Wicklung durch zu lange Einschaltdauer oder zu hohe Temperatur der Werkstücke. Als Schutzmittel dagegen werden von der Demag auswechselbare Wärmeschutzpatronen verwendet, welche den Strom bei Erwärmung auf 100° unterbrechen. Werkstücke über 500° Temperatur können nicht mehr gehoben werden [1]).

[1]) Die Magnete können nur für Gleichstrom verwendet werden. Bei Drehstrom muß auf dem Kran ein Einankerumformer, Motorgenerator oder Quecksilberdampfgleichrichter aufgestellt werden. Das Eigengewicht bedeutet eine Totlast.

4. **Ausführung.** Im allgemeinen als runde oder rechteckige Magnete mit ebenen festen Polflächen. Das Gehäuse besteht aus Dynamostahl und enthält die herausnehmbare Spule aus Kupfer- oder Aluminiumdraht. Letzterer hat geringeres Gewicht aber höheren Stromverbrauch (25 %). Um Stöße beim Aufsetzen von der Spule fernzuhalten, wird sie vielfach mittels Federn elastisch in das Gehäuse eingebaut. Ein weiterer Schutz gegen das Aufwerfen mit voller Senkgeschwindigkeit auf das Fördergut besteht in einer Grundplatte aus harter Phosphorbronze oder Manganstahl.

Fig. 144.

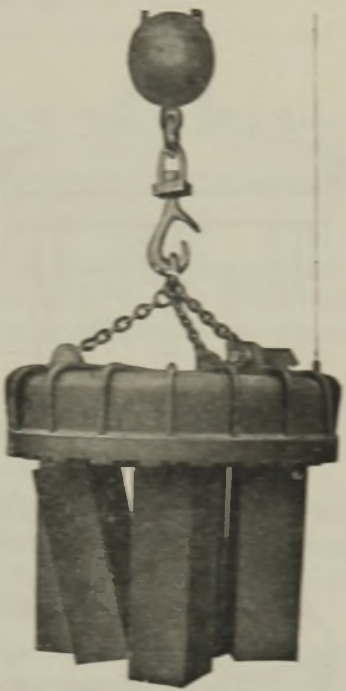
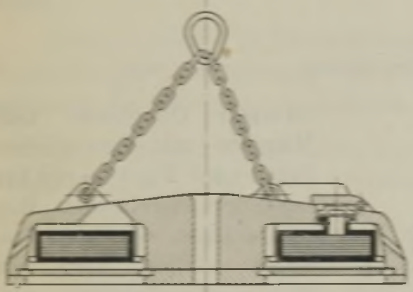
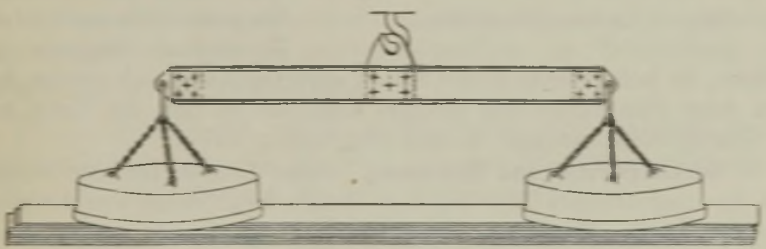


Fig. 143.



Lastmagnet der Bamag-Meguin.

Fig. 145.



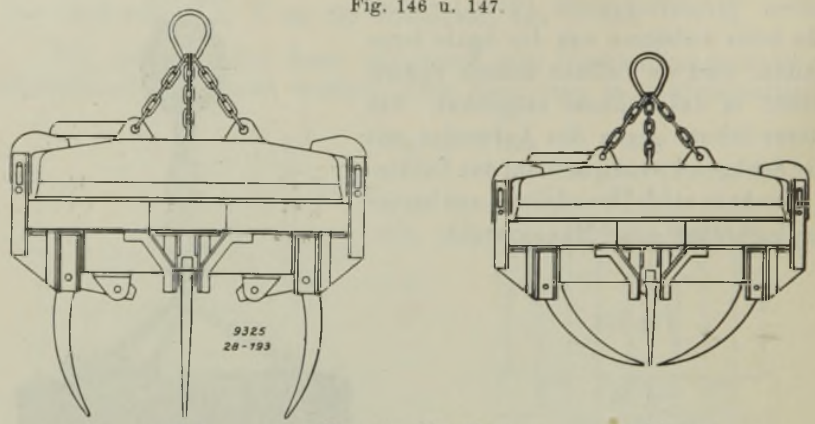
Verladung mittels Traverse. Bamag-Meguin.

Feste Pole dienen zum Anheben von Eisenteilen mit ebener Oberfläche[1]). Zum Aufnehmen von Rohren und Fallwerkkugeln wird die

[1]) Zahlreiche Beispiele sind in dem Heft „AWF Lastaufnahmemittel für Krane von Dipl.-Ing. Hänchen, Beuth-Verlag Berlin" dargestellt.

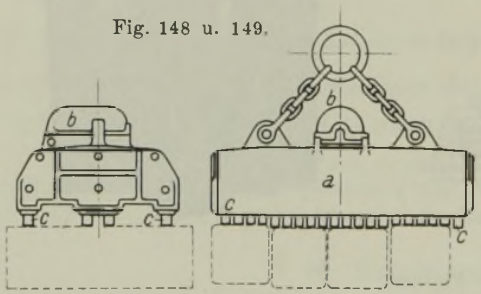
Polfläche hohlgewölbt hergestellt. Für Träger, Schienen, Stabeisen sind Hufeisenmagnete mit schmalen Polflächen geeignet. Lange Träger und Schienen werden von zwei an einem Tragbalken aufgehängten Magneten erfaßt, die gegeneinander verschiebbar sind. Für Stücke mit ungleichförmiger Oberfläche sind Magnete mit beweglichen Polen nach Fig. 148 und 149 besonders angebracht. Ihre rechteckigen schmalen Polfinger stellen sich den Höhenunterschieden entsprechend ein.

Fig. 146 u. 147.



offen Magnetgreifer Demag. geschlossen

Fig. 148 u. 149.



Magnet mit beweglichen Polen.

Die Demag verwendet zum Heben lose zusammenhängender Schrotstücke oder Eisenspäne Magnete mit Greifern, die beim Fassen in den Schrot eindringen und sich infolge ihrer Form beim Einschalten des Stromes schließen, so daß die Teile auch mit Gewalt herausgezogen werden (Fig. 146 u. 147).

5. **Wirkungsweise und Bedienung.** Beim Einschalten des Stromes wird ein magnetisches Feld erzeugt, dessen Kraftlinien vom Kern des Magneten in das Fördergut übergehen und am Rande wieder in das Magnetgehäuse eintreten.

Die Verwendung einfacher Hebelschalter zum Ein- und Ausschalten von Hebemagneten ist unzulässig, weil infolge der hohen Windungszahlen der Wicklung sehr hohe Induktionsspannungen beim Schalten erzeugt werden. Es sind deshalb im Führerkorb des Kranes aufzustellende Walzenschalter (Kontroller) mit Funkenlöschspulen zu verwenden, die beim Einschalten die Erregung mittels Widerständen schwächen.

Der Strom wird dem Magneten durch ein bewegliches Kabel zugeführt, das auf einer vom Hubwerk angetriebenen Trommel auf- und abgewickelt und straff gehalten wird. Das Kabel kann auch so über Rollen geführt werden, daß es eine Schlinge bildet, in welcher eine lose Rolle mit Spannungsgewicht hängt. Das Magnetwerk Eisenach baut eine selbstspannende Federkabeltrommel, bei welcher der Strom durch Bürsten und Schleifringe zugeführt wird.

6. **Kühlung.** Zur Abführung der durch den Strom erzeugten Wärme dienen Kühlrippen am Gehäuse, Wasser- oder Ölumlauf. Die Magnetwicklung ist zweckmäßig durch Luftschlitze in mehrere Abteilungen zu teilen, so daß die Luft an die Wicklung herantreten kann.

7. **Unfallverhütung.** Im allgemeinen ist die Gefahr des Absturzes von Lasten während der Kranfahrt nicht groß, da sich erfahrungsgemäß Stücke, die der Magnet nicht halten kann, schon bei Hubbeginn lösen.

Gegen Unfälle bei Stromversagung, Kurzschluß oder Leitungsdrahtbeschädigung sind strenge Verbote, das Bestreichungsfeld des Kranes während des Betriebes zu betreten, das sicherste Mittel.

Die Sicherheit kann auch durch Anwendung eines Reservedrahtes erhöht werden, der zum Ausschalter führt und bei Beschädigung der gewöhnlichen Stromzuführung einen Ersatzstrom durch die Wicklungen leitet.

Unter die Last greifende **Sicherheitsbügel** kommen nur noch in ganz seltenen Fällen zur Ausführung, weil derartige Schutzvorrichtungen die Leistungsfähigkeit beeinträchtigen, und weil die Gefahr für die Bedienungsmannschaft nicht größer ist als bei den sonst üblichen Befestigungsarten. Sie entstanden zu einer Zeit, als der Lastmagnet eingeführt wurde und die Gewerbeinspektion der Verwendung noch vielfach Schwierigkeiten bereitete.

Einige Hüttenwerke, welche lange Bleche oder Stabeisen zu verladen haben, benutzen die Magnete nur zum Beladen von Bügeln, auf welchen die Last während des Transportes ruht.

8. **Tragkraft.** Sie ist vom Fördergut (siehe Tabelle 20), von der Oberflächenbeschaffenheit und chemischen Zusammensetzung des Werkstoffes und der Temperatur derselben abhängig. 4 % Manganzusatz hat eine Verminderung der Tragkraft um über 50 % zur Folge. Bei 8 % Mangan ist überhaupt keine magnetische Wirkung mehr vorhanden. Hellrotglühendes Eisen ist beinahe vollständig unmagnetisch. Die nutzbare Tragkraft beträgt etwa $^1/_5$ der Abreißkraft, bei welcher die Last gerade noch gehalten wird.

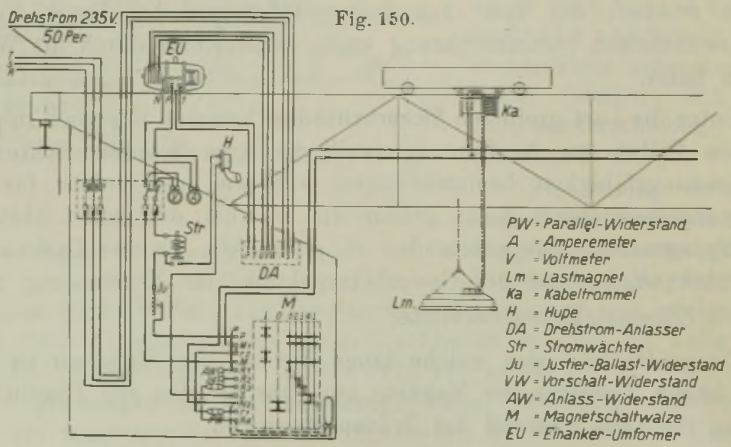
Tabelle 20.

9. Technische Angaben für runde Lasthebemagnete der Magnetwerke Eisenach.

Außendurchmesser mm	Gehäusehöhe mm	Eigengewicht Aluminium kg	Eigengewicht Kupfer kg	Stromverbrauch kW	Tragkraft für Einzelblöcke	Fallbirnen	Roheisenmasseln	Stahlbrocken	Kernschrot	Gußspäne	Schmiedeeisenspäne
500	200	250	300	1	2 000	600	150	250	75	—	30
650	230	395	445	1,3	3 200	750	250	325	100	—	60
750	260	525	605	1,8	4 800	1000	300	375	150	75	90
900	280	755	885	3	6 400	1500	400	450	250	100	130
1000	285	970	1180	3,8	7 200	2200	475	525	325	150	180
1100	295	1150	1440	4,6	8 800	3000	560	600	400	200	250
1300	300	1745	2180	5,2	11 200	4000	800	900	550	300	350
1400	320	2088	2598	6,4	12 600	5000	925	1050	650	350	400
1500	325	2500	3110	7	16 500	6000	1100	1300	750	450	525
1800	325	3685	4565	9,4	22 000	—	1500	1700	900	600	750

10. **Magnetschutzeinrichtung** der Ardeltwerke. Die Schutzvorrichtung besteht aus einem mit dem Lastmagnet in Reihe geschalteten Stromwächter, dessen Hilfskontakte eine elektrische Hupe schalten.

Fig. 150.



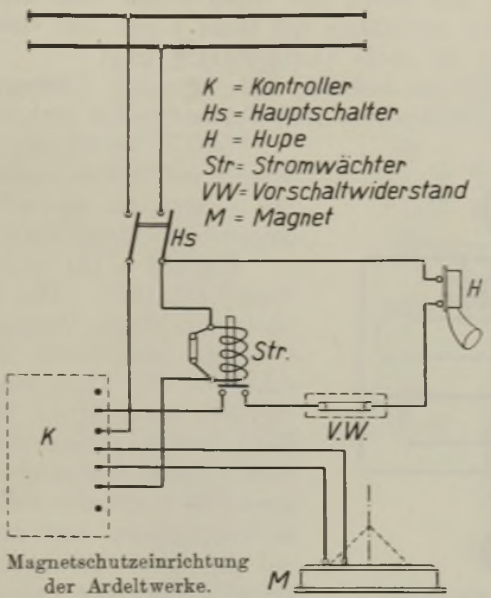
Magnetausrüstung eines Laufkranes der Ardeltwerke.

Die Hupe ist an eine Zuleitung und an eine Magnetleitung des Kontrollers angeschlossen. Die Wirkungsweise ist wie folgt:

Wird der Magnet warm, so verringert sich seine Stromaufnahme. Bei einer Minimalstromstärke schaltet der Stromwächter den Hilfsstrom der Hupe ein, welche jetzt so lange ertönt, bis der Ausschalter auf der Schalttafel oder der Kontroller (Magnetschaltwalze) ausgeschaltet wird.

Während des Ein- und Ausschaltens ertönt die Hupe kurzzeitig. Bei übermäßig erwärmtem Magnet ertönt die Hupe während der ganzen

Fig. 151.



Magnetschutzeinrichtung der Ardeltwerke.

Arbeitsdauer und macht den Kranführer oder auch den Betriebsführer auf den Zustand des Magneten aufmerksam.

Das Schaltungsschema ist aus der vorstehenden Fig. 151 zu ersehen.

Kranwaagen und Gewichtsanzeiger.

Schwere Maschinenteile wiegt man nur bis zu 100 t auf ortsfesten Waagen, weil der Transport nach diesen Waagen mit Zeitverlusten und Schwierigkeiten verbunden ist. Darüber hinaus bedient man sich der beweglichen Kranwaagen. Dies gilt besonders für den neuzeitlichen Schiffbau, der, um die Baufrist der Schiffe abzukürzen, die Antriebsmaschinen, Kessel usw. in der Werkstätte fertig zusammenbaut und als Ganzes in den Schiffsrumpf einsetzt.

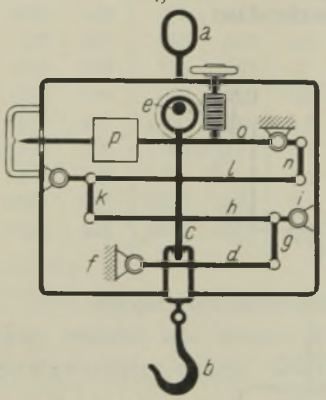
Diese Waagen werden zwischen die zu wiegende Last und dem Kranhaken eingeschaltet und als Laufgewichtswaagen ausgebildet, bei denen ein verschiebbares Laufgewicht nach entsprechender Verschiebung die Last an der Teilung des Balkenarmes abzulesen gestattet.

Nach Fig. 152 hängt die Waage mit der Öse *a* an dem Kranhaken, die Last an dem Haken *b*, welcher mittels zweier Schienen *c* auf dem ersten Balken *d* ruht, aber mittels des exzentrischen Zapfens *e*, der durch Hebel oder Schnecke und Schneckenrad gedreht wird, vom Balken

abgehoben werden kann, so daß die Waage entlastet wird (Abstellvorrichtung). Balken *d* hat seinen Drehpunkt in *f* und ist durch das Zwischenglied *g* mit dem zweiten Balken *h* verbunden, der seinen Drehpunkt in *i* hat und durch das Glied *k* mit dem dritten Balken *l* verbunden ist, der schließlich mit Glied *n* auf den vierten Balken *o* einwirkt, welcher das große Laufgewicht *p* trägt.

Die gesamten Teile befinden sich in einem Schutzgehäuse. Statt der gezeichneten Drehpunkte sind Stahlschneiden vorhanden.

Fig. 152.



Schema einer Kranwaage.

Vielfach werden die Laufgewichtswaagen mit Vorrichtungen versehen, die ein selbsttätiges Abdrucken der angezeigten Gewichte auf Karten ermöglichen.

Fig. 153 u. 154 zeigen eine Kranwaage für 150 t. Die Last wird zunächst um einige Zentimeter von ihrer Unterlage abgehoben, so daß sie frei schwebt. Sie wirkt nun in der aus Fig. 153 ersichtlichen Weise auf die Hebel und Schneiden, und ihr Gewicht kann durch Verschieben des Laufgewichtes *c* auf der Teilung ermittelt werden. Darauf wird die Last wieder auf den Boden herabgelassen und der Hebel *d* um 180° gedreht. Dadurch werden mittels des Exzenters *e* die Laschen *f* auf dem Exzenter abgestützt, so daß die Schneiden der Waage entlastet sind und die Last nun, ohne die Schneiden der Waage zu gefährden, durch den Kran hochgezogen und abgesetzt werden kann.

Bei einfacheren, aber ungenaueren Gewichtsanzeigern führt man bei Auslegerkranen das Lastseil hinter der Auslegerrolle über eine zweite, auf einem Winkelhebel gelagerte Rolle. Durch den Ausschlag des Hebels wird eine Feder zusammengedrückt, die durch entsprechende Übertragung einen Zeiger am Auslegerfuß betätigt.

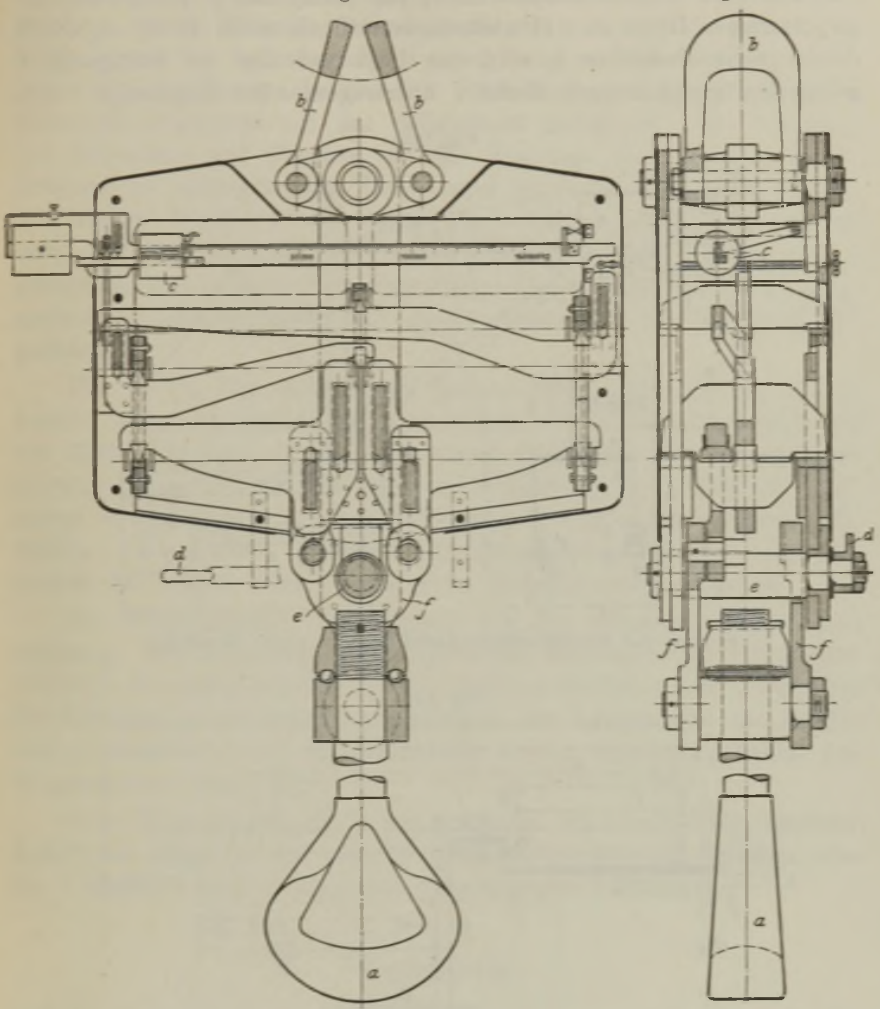
Eichfähige Seilzugwaage (D. R.-P.)

der Ottenser Waagenfabrik Albert Essmann & Co., Altona-Elbe. Fig. 155 u. 156.

Um einen Überblick über den Umfang der zu löschenden Massengüter (Kohle, Erze, Getreide) zu erhalten, verfährt man vielfach in der Weise, daß man das Massengut vom Dampfer in Kähne umschlägt, deren Inhalt durch Eichung bekannt ist, oder es werden die zur Löschung eines Dampfers erforderlichen Kranspiele gezählt und mit dem Durchschnittsgewicht eines Spieles vervielfacht. Das Ergebnis ist ungenau.

Die Seilzugwaage ist ein Mittel, um das Gewicht des Güterumschlages genau und rasch festzustellen. Sie kann sowohl in Drehkrane als in Laufkatzen eingebaut werden. Das Wiegen der Last kann in jeder Höhenlage erfolgen. Die Fehlergrenze beträgt nur 1 v. T.

Fig. 153. Fig. 154.

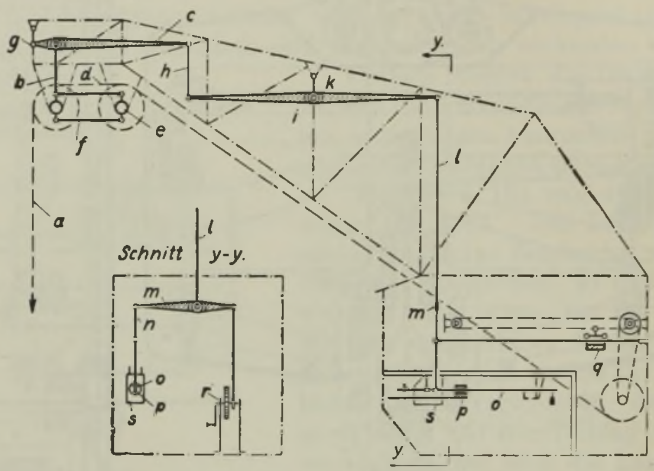


Kranwaage für 150 t der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., vorm. J. Losenhausen.

Die Wirkungsweise der Seilzugwaage, am Drehkran (Fig. 155) erläutert, ist folgende: der in den Kranseilen (*a*) auftretende lotrechte Zug ist gleich dem Gewicht der Last (gefüllter Kübel, Greifer oder Stückgut) zuzüglich des Gewichtes des freihängenden Seilendes; er wird zur Feststellung des Gewichtes ausgenutzt; die wagerechte Seitenkraft (*d*) des von der Rolle zur Windentrommel laufenden Seiltrums wird im Punkte *e* durch vier Lenker (*f*) auf einen festen Konstruktionsteil des Krans (Ausleger) abgeleitet und dadurch für den Wiegevorgang restlos unschädlich gemacht. Das in Pfanne und Schneide gelagerte Gehänge (*b*) der Auslegerrolle überträgt den lotrechten Seilzug auf den ebenfalls in

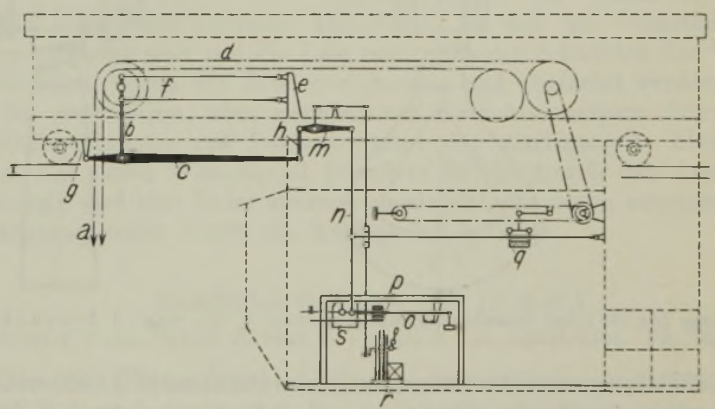
Pfannen und Schneiden spielenden, im Stützpunkt g gelagerten ungleicharmigen Hebel c — (Umsetzungsverhältnis meist 1 : 12) —, durch dessen Schneidenstütze h wird die Last auf den im Stützpunkt k gelagerten gleicharmigen Hebel i übertragen. Die Zugstange l ver-

Fig. 155.



Schema der Seilzugwaagen-Anordnung an einem Drehkran.

Fig. 156.



Schema der Seilzugwaagen-Anordnung an einer Laufkatze.

mittelt durch den Unterbalken m und die Balkenzugstange n die Übertragung der Zugkraft auf den im Führerhaus untergebrachten Laufgewichtsbalken o. Durch Verschieben des Laufgewichtes p wird das Wiegeergebnis festgestellt.

Um das Verwiegen der Lasten in jeder beliebigen Höhenlage ausführen zu können, muß der veränderliche Einfluß des freien Seilendes

ausgeschaltet werden. Dies geschieht mit Hilfe einer Ausgleichsvorrichtung, deren Wirkung darauf beruht, daß ein verschiebbares Gewicht (q) von der Seiltrommel aus zwangläufig verstellt wird und durch mehr oder weniger starke Be- bzw. Entlastung der zum Wiegebalken führenden Zugstange (n) das Seilgewicht austariert. Zur Schonung der Schneiden und Pfannen ist im Kranhaus eine Entlastungsvorrichtung (r) untergebracht; diese kann entweder von Hand (mittels der kleinen Winde r) oder durch ein beliebiges mechanisches Hilfsmittel (z. B. Preßluft) betätigt werden. Beim Entlasten der Waage werden gleichzeitig die einzelnen Wiegeergebnisse selbsttätig durch einen Stempelapparat (s) additionsfähig auf einen fortlaufenden Papierstreifen aufgedruckt.

Die in Fig. 156 schematisch dargestellte Anordnung für Laufkatzen unterscheidet sich im wesentlichen von der Drehkrananordnung nur durch Übertragung der senkrechten Zugkräfte auf den ungleicharmigen im Stützpunkt g gelagerten Wiegehebel c, an dem die Zugstange h unmittelbar — demnach unter Fortfall des gleicharmigen Hebels i — angreift. Die wagerechte Komponente der Last wird hier mittels der Lenker f im Punkte e am Katzenrahmen vernichtet.

Die Wiegefähigkeit ist lediglich von der Tragkraft des Kranes abhängig. Die Bedienung erfolgt durch den Kranführer im Führerhaus. Nachdem die Last angehoben ist, wird während der Fahrt zum Absatzplatz die Entlastungsvorrichtung ausgeschaltet, das Laufgewicht am Wiegebalken eingestellt und die Entlastung wieder eingerückt, womit das Wiegeergebnis fixiert ist.

Eine Wiegung nimmt 8 Sekunden in Anspruch. Ein geübter Kranführer bringt es auf etwa 60 Spiele in der Stunde. Er kann also bei 8stündiger Schicht rund 500 Verwiegungen vornehmen.

Kurbeln

sind die Antriebsorgane der durch Hand betriebenen Hebezeuge. Sie bestehen aus dem schmiedeeisernen Kurbelarm, welcher auf der ersten Antriebswelle der Winde befestigt ist, und aus dem Kurbelgriff.

Konstruktion. Ausführungsformen: In Fig. 157 ist der Kurbelarm auf den vierkantigen Endzapfen der Welle aufgeschoben und durch eine vorgeschraubte Mutter gesichert. Bei Kurbelwellen mit rundem Endzapfen keilt man entweder den Kurbelarm auf, oder man schiebt ihn auf eine Feder und schraubt, wie in Fig. 161, eine Mutter davor.

Der Griffdorn, aus Flußeisen oder Stahl, wird entweder in den Kurbelarm eingenietet oder durch Gewinde und Mutter befestigt (Fig. 159), oder mit dem Arm aus einem Stück geschmiedet (Fig. 161). Er ist

zweckmäßig mit einer drehbaren Hülse zu versehen, damit beim Kurbeln der Griff nicht die Hände des Arbeiters reibt. Winden, welche im Winter im Freien stehen, erhalten der geringeren Wärmeableitung wegen Holzgriffe nach Fig. 158. Diese sind an den Enden innen und außen mit zusammengelöteten Ringen aus Bandeisen zu versehen, um

Fig. 157 bis 159.

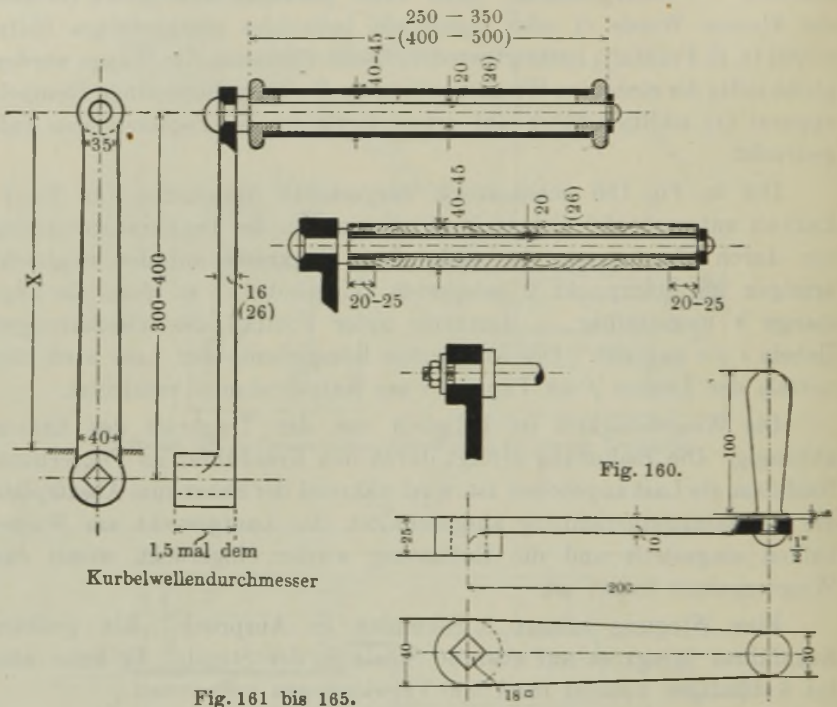
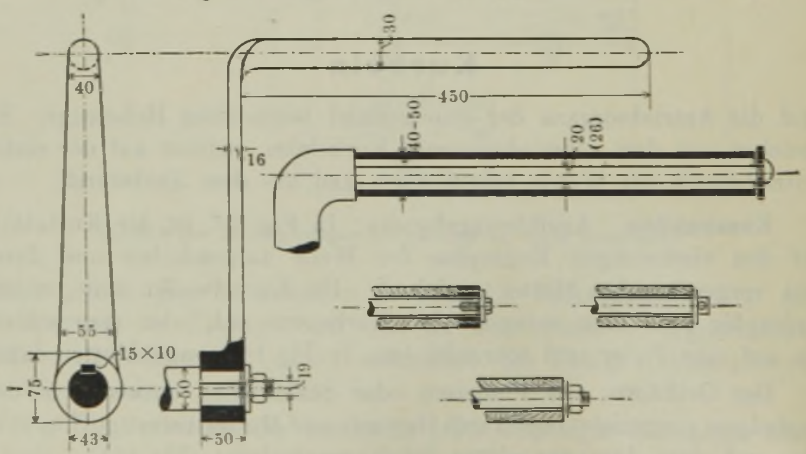


Fig. 160.

Fig. 161 bis 165.



Ausführungen von Handkurbeln.

den Griff vor baldigem Ausleiern zu schützen und das Zerspringen des Holzes zu verhüten. Der Griffdorn wird entweder vorn vernietet, verschraubt oder versplintet. Gasrohrhülsen werden lose auf den Dorn gesetzt oder mit besonderen Büchsen versehen.

Abmessungen und Berechnung.

Griffdurchmesser . . . = 30 bis 50 mm,
Kurbelhalbmesser . . . = 300 „ 400 „
Grifflänge l . . . . . = 250 „ 350 „ für einen Arbeiter,
„ l . . . . . = 400 „ 500 „ „ zwei „
Kraft eines Arbeiters . = 10 „ 15 kg, ausnahmsweise 20 kg [1]),
Kurbelgeschwindigkeit . = 0,5 „ 1 m/s,
Doppelkurbeln werden um 120 oder 180° versetzt,
Höhenlage der Kurbelwelle über Fußboden 0,9 bis 1,2 m, gewöhnlich 1 m.

Der Griffdorn ist auf Biegung beansprucht. Man erhält aus der Biegungsgleichung $\frac{P \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$ mit $k_b = 600$ kg/cm² für Flußstahl

für einen Mann mit $P = 20$ kg und $l = 35$ cm: $d = 1{,}8$ cm,
„ zwei „ „ $P = 30$ „ „ $l = 50$ „ $d = 2{,}3$ „

Wird damit gerechnet, daß die Arbeiter in den Ruhepausen die Kurbeln als Sitzgelegenheit betrachten, dann ist, um Verbiegungen zu vermeiden, der Griff mit 70 kg am halben Griff als Hebelarm zu berechnen. Damit wird $d = 30$ bis 35 mm.

---

[1]) **Arbeitsleistung des Menschen** (Arbeitszeit $t = 8$ Stunden):

Arbeitsweise	P in kg	v in m/s	$L = P \cdot v$ in kgm/s
Ohne Maschine	15	0,8	12
Am Beitel	6	1,0	6
An der Kurbel	10	0,8	8
An der Zugkette	30	0,4	12

Für eine andere Arbeitszeit t_1 erhält man bei einer Geschwindigkeit v_1 nach Maschek die ausgeübte mittlere Kraft zu

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t}\right) P.$$

Bei ununterbrochener Förderung an der Kurbel ist nach A. Riedler

$$P = 7 \text{ bis } 6 \text{ kg} \quad \text{und} \quad v = 0{,}9 \text{ m/s}.$$

Während ganz kurzer Zeit kann geleistet werden

an der Kurbel . . . . . 37 kg
am Steckschlüssel einer Schraubenwinde . . 54 „

Nach Reiha (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1894, S. 642) ist für einen mittelkräftigen Arbeiter (55 bis 80 kg Gewicht) die mittlere Nutzleistung bei zehnstündiger wirklicher Arbeitszeit in zwölfstündiger Schicht mit $^1/_{10}$ PS anzusetzen.

Die durch Ermüdung bedingten Pausen betragen etwa 35 v. H. der wirklichen Arbeitszeit.

Der Kurbelarm ist durch das Biegungsmoment $M_b = P \cdot x$ und durch das Drehmoment $M_d = \frac{Pl}{2}$ beansprucht.

Bezeichnen σ und τ die Normalspannung und die Tangentialspannung im gefährlichen Querschnitt, so muß mit

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{b h^2/6} \quad \text{und} \quad \tau_{max} = \frac{9}{2} \frac{M_d}{b^2 h}$$

für die resultierende Anstrengung die Bedingung erfüllt sein:

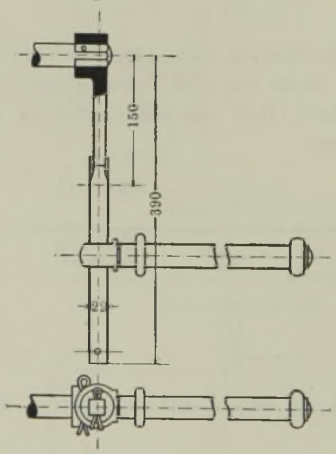
$$k_b \geqq 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2}.$$

Hierin ist das Beanspruchungsverhältnis $\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}$.

Für St 34 · 11 wird $\alpha_0 = \frac{600}{1{,}3 \cdot 240} \approx 2$.

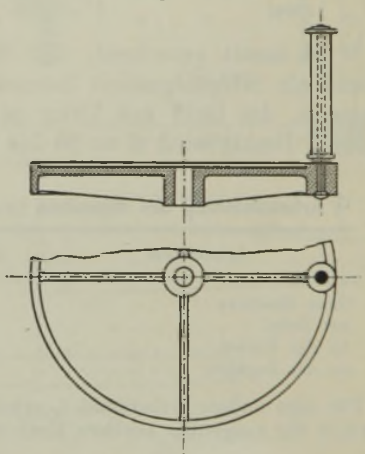
Die für normalen Betrieb in den Figuren angegebenen Abmessungen genügen nicht mehr, wenn durch Nachlässigkeit in der Bedienung der Bremse die Last an der Winde ins Fallen kommt und die Kurbel frei herumschlägt. Es wird dann durch die auftretende Zentrifugalkraft

Fig. 166.



Kurbel mit verschiebbarem Griff.

Fig. 167.



Kurbelscheibe.

der Werkstoff über die Bruchbelastung beansprucht, und eintretende Deformationen gefährden den bedienenden Arbeiter. Weiteres über die Vermeidung dieses Übelstandes ist unter dem Abschnitt „Sicherheitskurbeln“ zu finden.

Verstellbare Kurbeln. In manchen Fällen ist es erwünscht, den Kurbelradius zu verstellen, z. B. beim Aufwinden des leeren Lasthakens zu verkleinern. In Fig. 166 ist der Griff auf dem Arm verschiebbar. Er bleibt in jeder Lage ohne besondere Feststellung durch die beim Kurbeln auftretende Klemmung stehen.

Andere verstellbare Kurbeln bestehen aus einer gußeisernen, auf dem Wellenende befestigten Kurbelnabe, in welcher sich der aus einem Flacheisen bestehende Kurbelarm radial verschieben läßt und durch eine Flügelschraube festgestellt wird. Der Kopf der Stellschraube ist auf der inneren Seite der Kurbelnabe anzubringen, um ein Hängenbleiben der Kleider zu vermeiden.

Kurbelräder oder Kurbelscheiben werden dann an Stelle der Kurbeln verwendet, wenn die Kurbel ausbalanciert und die Verletzungsgefahr vermindert werden soll (Fig. 167).

Haspelräder.

Handkurbeln können nur dann benutzt werden, wenn der Arbeiter direkt neben denselben stehen kann. Müssen aber hoch gelegene Windwerke vom Fußboden aus oder auch gleichzeitig von mehreren Punkten aus bedient werden (Laufkrane, Aufzüge usw.), so verwendet man Haspelräder, um welche ein endloses Seil oder eine Kette als Zugorgan geschlungen wird.

Zweckmäßig sind möglichst große und nicht zu leichte Haspelräder, um die Beschleunigungswiderstände nicht immer von neuem überwinden zu müssen. Dies gilt namentlich für große Hubhöhen, für welche ein absatzweises Ziehen mit Pausen zum Weitergreifen die Arbeiter zu sehr ermüden würde. Kleine Haspelräder sind nur dann statthaft, wenn es sich um ein möglichst gedrängtes Windwerk für kurze Arbeitsdauer handelt (z. B. Flaschenzüge, Laufkatzen).

Es können, wie an der Kurbel, gleichzeitig nur zwei Arbeiter angreifen. Bei Verwendung von vier Arbeitern sind zwei auf derselben Welle sitzende Haspelräder zu verwenden.

Leistungsfähigkeit eines Arbeiters an der Haspelkette:

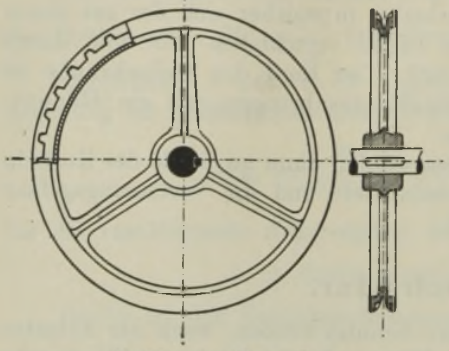
a) bei absatzweisem Ziehen und Hub bis 1 m etwa 30 kg,
b) bei kurzer Arbeitsdauer ausnahmsweise bis 40 kg und darüber
c) bei Förderhöhen bis 3 m für gleichmäßige Bewegung nur 15 bis 20 kg,
d) für große Hubhöhen bei großer Haspelgeschwindigkeit 10 kg.

Haspelkettendurchmesser	6 bis	8 mm,
Haspelseildurchmesser (Hanfseil) .	23 „	36 „
Tiefstes Ende vom Fußboden . .	300 „	400 „

Der Haspelraddurchmesser kann für die üblichen Konstruktionen im Kranbau zu 500 bis 700 mm angenommen werden. Im Aufzugbau finden Haspelräder bis zu 2 m und mehr Anwendung.

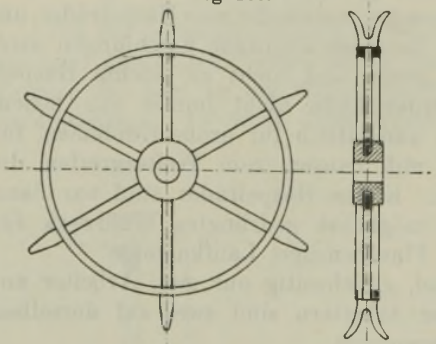
Herstellung. Kleinere Haspelräder bis etwa 500 mm Durchmesser stellt man des ruhigen Betriebes wegen meistens aus Gußeisen als Kettendaumenräder her (Fig. 168). Für dieselben sind dann kalibrierte Ketten zu verwenden. Die Berechnung des Teilkreisdurchmessers erfolgt nach den Gleichungen auf S. 29. Größere Haspelräder, oder solche, bei denen wegen der geringen Zahl sich die Herstellung eines besonderen Modells nicht lohnt, fertigt man nach Fig. 169 bis 171 aus Schmiedeeisen mit gußeiserner Nabe an. Dazugehörige Kettenführungen auf S. 30 u. 31.

Fig. 168.



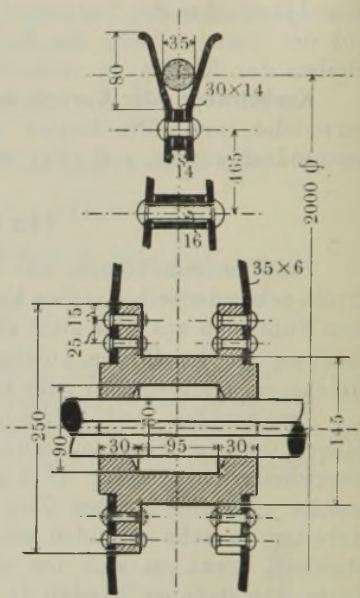
Gußeisernes Haspelrad.

Fig. 169.



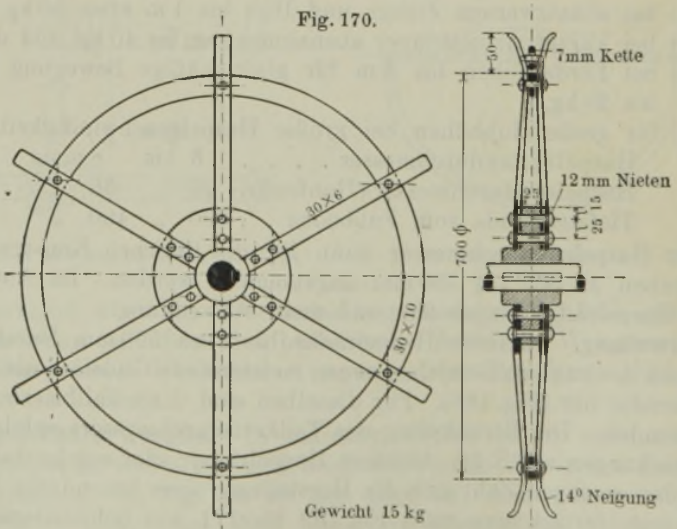
Schmiedeeisernes Haspelrad.

Fig. 171.



Schmiedeeisernes Haspelrad von 2000 mm Durchmesser.

Fig. 170.



Schmiedeeisernes Haspelrad von 700 mm Durchmesser.

Zahngesperre

sollen bei den Winden den Rückgang der gehobenen Last verhindern. Sie bestehen aus dem Sperrade und der Sperrklinke. Das Sperrad kann außen, innen oder seitlich mit Zähnen versehen sein, deren Zahnform beim Lastaufwinden ein Gleiten des Sperrkegels gestatten muß.

Ausführung im allgemeinen mit kleinem Durchmesser, weil bei großem Durchmesser zwar die Umfangskraft klein, aber die Umfangsgeschwindigkeit groß ausfällt. Dies hat den Nachteil, daß beim Rückgang die plötzlich einfallende Sperrklinke einen Stoß erhält, der im Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit wächst.

Zahngesperre mit Außenzähnen.

Die Zähne sind auf Biegung (nicht auf Abscherung) zu berechnen. Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß, für Zahnstangenwinden Flußstahl.

Ist P der Rückdruck der Last in kg unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade der zwischen Last- und Vorgelegewelle liegenden Vorgelege,

r der äußere Halbmesser des Sperrades in cm,

$M = Pr$ das auf die Sperradwelle einwirkende Drehmoment in kgcm,

z die Zähnezahl,

t die Teilung,

k_b die zulässige Biegungsspannung in kg/cm²,

b die Breite des Sperrades in cm,

so gilt für den Fall, daß die Sperrklinke an der Zahnspitze angreift, die Biegungsgleichung

$$P \cdot x = \frac{b y^2}{6} \cdot k_b.$$

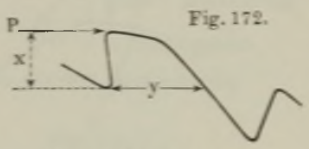


Fig. 172.
Zur Zahnberechnung.

Man wählt

z = 8 bis 12, ausnahmsweise 20,

b = $2t$ bis t,

$x = 0{,}35\,t$ und $y = 0{,}5\,t$ für Außenverzahnung,

k_b = 200 bis 300 kg/cm² für Gußeisen.

Dann ist

$$P \cdot 0{,}35\,t = \frac{b \cdot (0{,}5\,t)^2}{6} \cdot k_b \text{ und mit } P = \frac{M}{r} = \frac{2\,\pi\,M}{z \cdot t}$$

$$t = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$

Der Durchmesser berechnet sich aus der Gleichung

$$z \cdot t = 2\,r\,\pi.$$

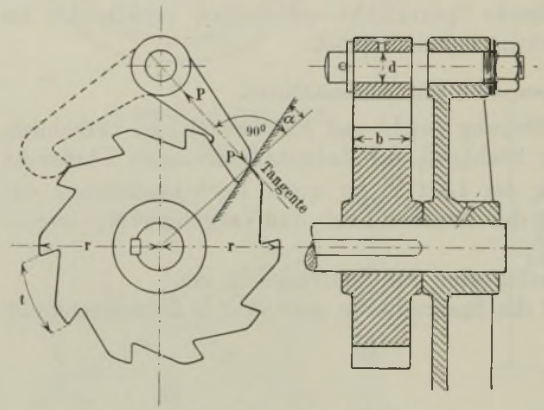
Außer dieser Berechnung ist die Flächenpressung zwischen Zahnflanke und Klinkenspitze zu prüfen, welche 100 kg/cm² nicht überschreiten soll.

Die günstigste Eingriffsstelle der Klinke findet man in dem Berührungspunkt der vom Klinkenbolzen an den äußeren Sperradkreis gelegten Tangente, weil nur dann der Hebelarm des Klinkendruckes am größten, der Bolzendruck also am kleinsten ausfällt.

Damit die Klinke bis auf den Zahnfuß niedergleitet, muß die gerade Zahnflanke mit dem Radius einen Winkel α bilden, der größer als der Reibungswinkel ϱ ist. Man macht $\alpha \approx 15^0$.

Zum Ausheben der Klinke muß dann das Getriebe etwas rückwärts gedreht und angehalten werden.

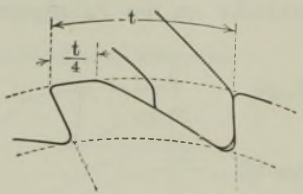
Fig. 173. Fig. 174.



Sperrad mit Außenverzahnung.

Mit radialer Zahnflanke kann man dasselbe Resultat erreichen, wenn man den Klinkendrehpunkt etwas höher legt. Man trägt zu diesem Zweck den Winkel α von der Zahnspitze nach außen an die Tangente an. Dadurch wird allerdings der Klinkendruck vergrößert. Um sicher zu sein, daß die Klinke nur am Fuß der Zähne angreift, läßt man vielfach die Anlagefläche der Klinke nach außen hin etwas zurücktreten.

Fig. 175.



Ausbildung der Sperrzähne.

Die Zahnform ist nach Fig. 175 mit gedrungenem Rücken und guten Abrundungen an Spitze und Fuß zu entwerfen.

Nach „Hütte“ erhält man die richtigste Zahnform durch einen Kreisbogen um den Klinkendrehpunkt, oder angenähert durch die Tangente an diesen Kreisbogen. Das Einfallen der Klinke muß dann durch Gewicht oder Feder erzwungen werden. Die Zähne sind breit und niedrig zu halten, etwa 10 bis 15 mm hoch.

Empfehlenswert sind stets zwei bis drei Klinken, deren Eingriffspunkte um $^1/_2$ bzw. $^1/_3$ der Teilung gegeneinander versetzt sind.

Gegen das Herausspringen der unter dem Lastrückdruck P stehenden Klinke ist bei tangential gelegter Klinke und radialen Zahnflanken derselbe Reibungswiderstand vorhanden, den ein mit P auf seine Unterlage gedrückter Körper gegen das Verschieben bietet; bei Unterschneidung hingegen der Widerstand eines Körpers, der auf eine schiefe Ebene mit dem Neigungswinkel $\alpha + \varrho$ geschoben wird.

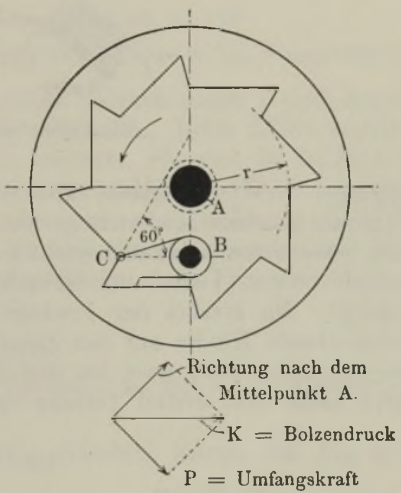
Zahngesperre mit Innenzähnen.

Mit $y = t$ und $P = \frac{M}{r} = \frac{2\pi M}{zt}$ wird wie früher

$$P \cdot 0{,}35\, t = \frac{b \cdot t^2}{6} \cdot k_b, \quad \text{also} \quad t = 2{,}37 \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$

Die günstigste Eingriffsstelle C findet man, wenn man durch den Drehpunkt der Klinke eine Senkrechte zu AB errichtet. Durch den Schnittpunkt derselben mit dem inneren Sperradkreis vom Radius r legt man eine zu CB unter 60° geneigte Gerade, welche einen Kreis berührt, den sämtliche Zahnflanken tangieren.

Fig. 176 u. 177.



Sperrad mit Innenverzahnung.

Klinkenbolzen.

Beanspruchung durch den Druck K auf Biegung. Unter der Voraussetzung, daß der Bund des Bolzens wie in Fig. 178 fest an die Stützwand angepreßt ist und mit Sicherheit angepreßt bleibt, bestimmt sich der Bolzendurchmesser aus der Biegungsgleichung

$$\frac{Kl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b,$$

worin mit Rücksicht auf Stoßwirkung

für Flußstahl St 34 · 11

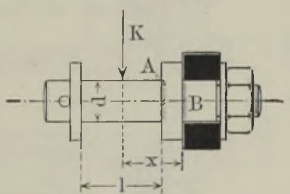
$$k_b = 500 \text{ kg/cm}^2,$$

für St 50 · 11

$$k_b = 700 \text{ bis } 800 \text{ kg/cm}^2.$$

Zweckmäßig wird man meist St 50 · 11 wählen, um den Bolzen nicht zu stark zu erhalten. Der Bolzendurchmesser hinter dem Bund d_B kann in Fig. 178 gleich dem Bolzendurchmesser vor dem Bund d_A gewählt werden.

Fig. 178.



Klinkenbolzen.

Wird der Bolzen hingegen nicht durch Mutter an die Stützwand gepreßt, so liegt der gefährliche Querschnitt in B, und es wird

$$M_{max} = K \cdot x,$$

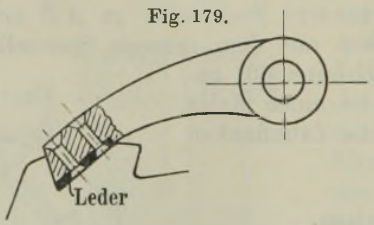
demnach $d_B > d_A$.

Die letztere Rechnung ist immer empfehlenswert.

Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken.

Beim Heben der Lasten gleiten die Sperradzähne unter der Klinke hinweg. Da das hierbei auftretende Geräusch unter Umständen störend auf die Umgebung wirkt, so sucht man dasselbe durch besondere Konstruktionen zu vermeiden. Der Notbehelf, die Klinke nach Fig. 179 mit Leder zu belegen, schließt die Gefahr des Hängenbleibens der Klinke an der Zahnspitze ein. Außerdem sind freigehende Klinken nur bei

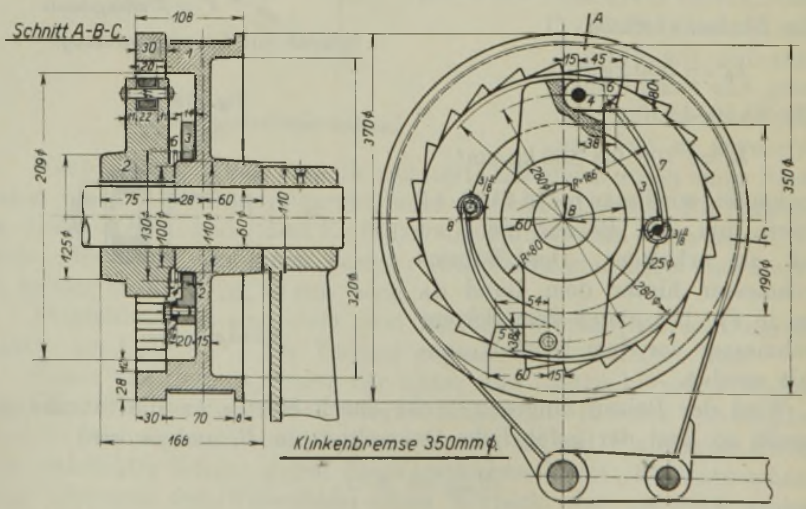
Fig. 179.



Mit Leder belegte Sperrklinke.

geringer Geschwindigkeit, also nur bei Handbetrieb brauchbar. Bei Maschinenantrieb sind stets gesteuerte Klinken anzuwenden. Das Prinzip der gesteuerten Klinken besteht in der Erzeugung eines Reibungswiderstandes durch Feder und Gewicht, welcher die Klinken aushebt und einlegt. Da hierbei der Nachteil besteht, daß unter Umständen die eingreifende Klinke auf den Zahn trifft und nicht in die Lücke, so ist es empfehlenswert, zwei bis drei Klinken mit getrennter Steuerung um eine halbe bzw. drittel Teilung versetzt zu verwenden.

Fig. 180 u. 181.



Geräuschloses Zahngesperre von Gebrüder Weismüller, Frankfurt a. M.-West.

Geräuschlose Klinken (Fig. 180 u. 181)

von Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M.-West.

Beim Heben wird der Schleifring 3 durch die zwischen den Stirnflächen des Schleifringes und der Bremsscheibe 1 mittels der Spiralfeder 6 erzeugte Reibung zurückgehalten und hebt dadurch mit den Zugstangen 7 die Klinken 4 und 5 aus den Zähnen, während sich der aufgekeilte Klinkenhalter 2 vorwärts dreht. Beim Senken wird durch die Stangen 7, welche die Klinken 4 und 5 und Reibring 3 verbindet, der Eingriff wieder hergestellt. Die als innenverzahntes Sperrad ausgebildete Bremsscheibe 1 sitzt lose auf der Welle.

Geräuschloses Zahngesperre (Fig. 182 bis 184)

der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G., vorm. Wilke & Co., Braunschweig.

Die Sperrklinken $s_1 s_2$ des aufgekeilten Klinkenhalters k sind durch Schienen $f_1 f_2$ mit der losen Scheibe r verbunden. Beim Heben bewegt sich der Klinkenhalter k mit der Welle vorwärts, während die Scheibe r infolge ihres Beharrungsvermögens etwas zurückbleibt. Dieser Vorgang genügt zum Ausheben der Klinken, die dann nachgeschleppt werden. Beim Senken bewegt sich wieder infolge des Lastrücktriebes der Klinkenhalter zuerst, während Scheibe r infolge ihrer Beharrung einen Widerstand leistet.

Die Klinken werden also eingerückt.

Die lose auf der Welle sitzende Sperrscheibe mit Innenverzahnung ist als Bremsscheibe ausgebildet.

Weitere Beispiele von gesteuerten Klinken zeigen die Fig. 185 bis 190.

Beispiel. Berechne ein außenverzahntes Sperrad für ein Moment der Welle $M = 6000$ kgcm.

Wir wählen $z = 15$; $b = t$; $k_b = 250$ kg/cm² für Grauguß.

Dann ist mit einer Zahntiefe von $0{,}35\,t$:

$$t = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}} = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{6000}{15 \cdot 250} \cdot 1} = 4{,}39\text{ cm} \approx 14\,\pi\text{ mm}.$$

Äußerer Durchmesser:

$$2r = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{15 \cdot 14\,\pi}{\pi} = 210\text{ mm}.$$

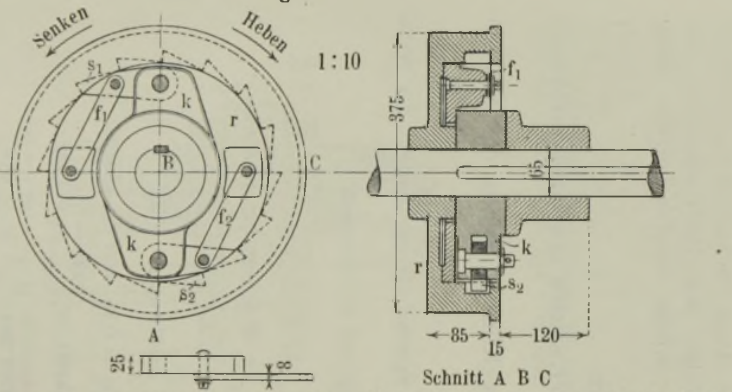
Breite $b = t \approx 45$ mm; Zahntiefe $= 0{,}35 \cdot 43{,}9 \approx 15$ mm.

Klinkenbolzen: Bolzendruck = Umfangskraft $= \frac{6000}{10{,}5} = 571$ kg.

Mit $k_b = 500$ kg/cm² und $l = 4{,}5$ cm wird aus $\frac{K \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$.

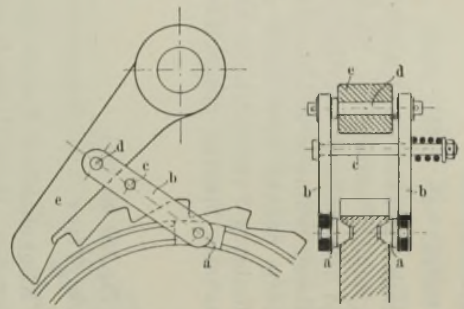
$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 571 \cdot 4{,}5}{2 \cdot 500}} = 2{,}92\text{ cm} \approx 30\text{ mm}.$$

Fig. 182 bis 184.



Geräuschloses Zahngesperre der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G., Braunschweig. Verwendung nur für fahrbare Dampfkrane.

Fig. 185 u. 186.



Klinkensteuerung mit seitlich angreifendem Reibzeug.

Fig. 187.

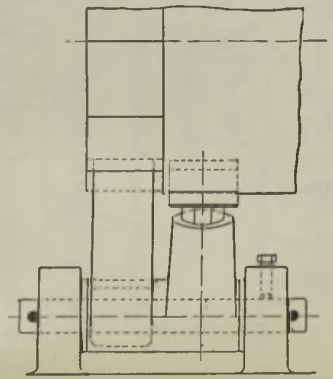
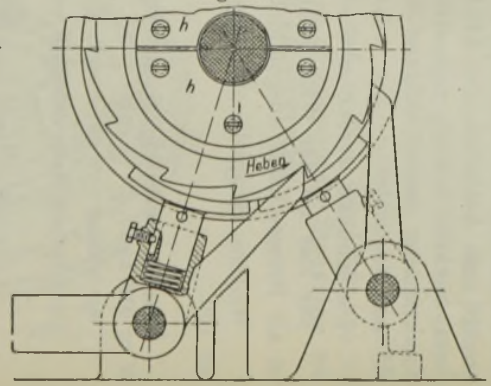


Fig. 188.



Klinkensteuerung mit durch Spiralfeder an den Umfang gepreßtem Reibzeug.

Fig. 189.

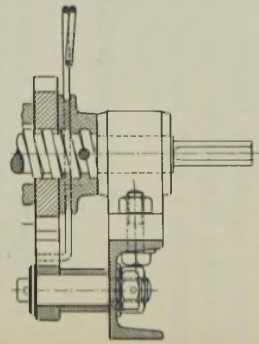
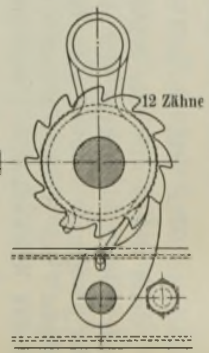


Fig. 190.



Klinkensteuerung mittels eines um die benachbarte Nabe gelegten federnden Drahtes.

Klemmgesperre

haben vor den Zahngesperren den Vorzug eines geräuschlosen Ganges, bedürfen aber einer sorgfältigeren Herstellung und sind deshalb teurer. Sie bestehen aus dem Sperrade und dem Sperrdaumen, welcher exzentrisch um den Daumenbolzen drehbar ist.

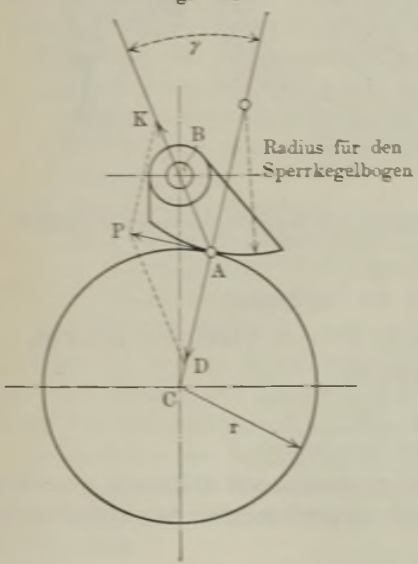
Die Wirkungsweise ist derart, daß bei sinkender Last das Sperrad so stark gegen den Sperrdaumen gepreßt wird, daß der zwischen beiden erzeugte Reibungswiderstand ein weiteres Drehen des Rades verhindert. Beim Aufwinden der Last wird der Klemmdruck aufgehoben und der Sperrdaumen schleift auf dem Sperrade. Es bezeichne

P die Umfangskraft in kg,
D den Druck zwischen Sperrdaumen und Radumfang,
μ den Reibungskoeffizienten zwischen Daumen und Rad,
γ den Winkel, welchen die durch den Berührungspunkt A gehende Radiale mit der Mittellinie BC einschließt,
α den halben Keilnutenwinkel bei Rädern mit Keilnuteneingriff.

Räder mit zylindrischen Umfangsflächen.

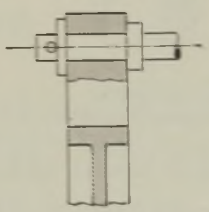
Für Selbsthemmung muß der durch den Druck D hervorgerufene Reibungswiderstand größer oder mindestens gleich der Umfangskraft P sein, also $P \leqq \mu D$ oder $D \geqq \frac{P}{\mu}$. Nun ist $\frac{P}{D} = tg\,\gamma$, somit muß $tg\,\gamma \leqq \mu$ sein.

Fig. 191.



Klemmgesperre mit glattem Umfang.

Fig. 192.



Schnitt zu Fig. 191.

Für Gußeisen auf Gußeisen ist $\mu = 0{,}15$ und $\gamma \leqq 8°$.

Nimmt man der Sicherheit wegen den Winkel γ noch kleiner, so tritt der Übelstand ein, daß nach eingetretener Abnutzung leicht ein Durchdrücken des Sperrdaumens stattfinden kann, denn die ganze Vorrichtung ist mit einer Kniehebelpresse zu vergleichen. Um diesen Übelstand zu beseitigen, führt man zweckmäßig Sperrad und Sperrdaumen nach Art der Keilräder mit Keilnuteneingriff aus, wodurch größere Winkel γ möglich werden.

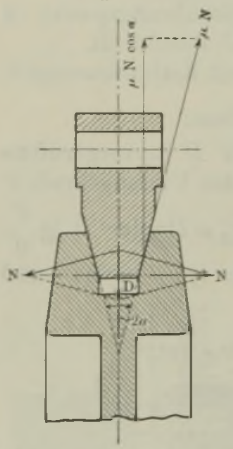
Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff.

Nach Fig. 193 zerlegt sich der Druck D in die beiden senkrecht auf den schrägen Umfangsflächen stehenden Seitenkräfte N. Durch N wird ein tangential gerichteter Reibungswiderstand μN erzeugt, welcher für Selbsthemmung mindestens gleich $\frac{P}{2}$ sein muß. Außerdem entsteht ein radialer Reibungswiderstand $\mu N \cos\alpha$, welcher dem Eindringen des Sperrdaumens in das Sperrad entgegenwirkt.

Es ist $$\frac{P}{2} \gtrless \mu N,$$

mit $$\frac{P}{D} = tg\,\gamma \quad \text{wird} \quad tg\,\gamma \gtrless \frac{2\mu N}{D}.$$

Fig. 193.



Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff.

Fig 194.

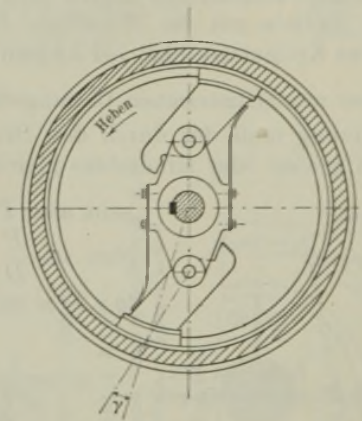
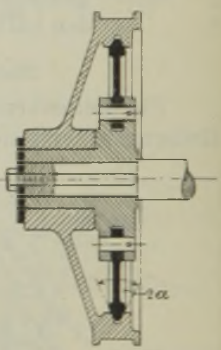


Fig. 195.



Klemmgesperre mit innerem Sperrdaumeneingriff.

Ferner besteht nach der Figur die Beziehung

$D - 2\mu N \cos\alpha = 2N \cdot \sin\alpha$ und $\boldsymbol{D = 2N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}$,

wonach sich der Klemmwinkel ergibt zu

$$tg\,\gamma \gtrless \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}.$$

Es wird gewählt $\alpha = 15^0$, für Gußeisen auf Gußeisen $\mu = 0{,}15$, womit $\gamma \gtrless 20^0$, also mehr als doppelt so groß wie bei der zylindrischen Scheibe.

Der Druck auf den Sperrdaumenbolzen beträgt

$$K = \frac{P}{\sin\gamma}.$$

Bolzendurchmesser aus der Biegungsgleichung $\frac{Kl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$.

Bremsen.

(Vgl. auch Abschnitt „Die Bremsen bei Maschinenantrieb".)

Zweck: Verringerung oder Aufhebung der Geschwindigkeit der sinkenden Last.

Einteilung nach folgenden Gesichtspunkten:

Bei Betrachtung des allgemeinen Falles eines Hubspieles mit Maschinenantrieb (also Auf- und Niedergang) ergibt sich die Notwendigkeit einer Bremse a) am Ende des Hubes, b) beim Schweben der Last (Gesperrewirkung), c) beim Lastsenken. Man hat demnach für a) und b) die Stoppbremse bzw. Haltebremse und für c) die Senkbremse. Aufgabe beider ist Energievernichtung, bei ersterer weniger, bei letzterer je nach Größe der Last und der Senkgeschwindigkeit mehr (unter Umständen auch bei Handbetrieb sehr bedeutend). Die Energievernichtung erfolgt durch Widerstände (Größe derselben an Hand des Diagramms, Fig. 196 u. 197), deren schädliche Wirkungen, Abnutzung und Erwärmung, bei Senkbremsen naturgemäß mehr Beachtung verdienen als bei Stoppbremsen.

Die Energievernichtung kann a) durch Reibung (Klotz-, Band- und Lamellenbremsen), b) durch hydraulische Bremsung, c) durch elektrische Bremsung (Kurzschlußschaltung) erzielt werden. Letztere wird in einem besonderen Abschnitt des elektrischen Teiles behandelt.

Einteilung der Reibungsbremsen:

1. Die verwandten Reibungsorgane (Klotz-, Band-, Kegel- und Lamellenbremsen).
2. Verbindung von Gesperren mit Bremsen.
3. Handbremsen.
4. Selbsttätige Bremsen:
   a) Lastdruckbremsen (der Lastrückdruck wird durch Seilzug, Schnecke oder Gewinde zur Bremsung herangezogen).
   b) Schlenderbremsen.
5. Sicherheitskurbeln.

Auch für die in horizontaler Bewegung befindlichen Massen, die unter dem Einfluß der Beschleunigungskräfte stehen, kommen zur Erzielung des rechtzeitigen Anhaltens Stoppbremsen in Betracht.

Je nachdem die Betätigung der Bremsen durch einen direkt neben der Winde stehenden Steuermann erfolgt, oder entfernt von der Winde mittels elektrischen Stroms erfolgt, unterscheidet man **Nahsteuerung** und **Fernsteuerung.**

Bremsvorgang.

Für das Verständnis der Bremsvorgänge, also der Arbeitsweise der Bremsen bei horizontal und vertikal bewegten Massen, ist das Studium des Abschnittes: „Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen" dringend erforderlich.

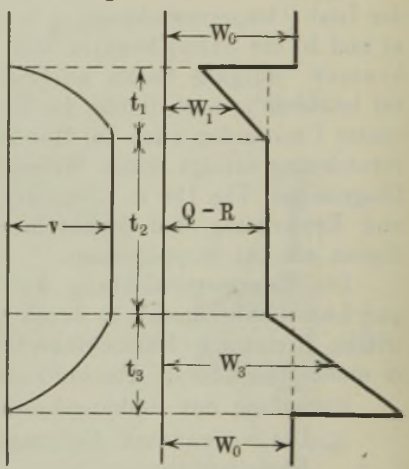
Es sei hier nur kurz auf den Bremsvorgang während des Lastsenkens hingewiesen.

a) Die schwebende Last befindet sich in Ruhe: damit die Last mit Sicherheit gehalten wird, muß ein Bremswiderstand W_0 wirken, welcher größer als die durch die Last Q abzüglich der Triebwerkreibung R ausgeübte Kraft $Q - R$ sein muß. Die Bremse wirkt als **Haltebremse.**

b) Anlaufperiode: Der Bremswiderstand muß während der Zeit t_1 um so viel verringert oder ganz aufgehoben werden, daß Last und Triebwerk auf die Senkgeschwindigkeit v beschleunigt werden können.

c) Beharrungsperiode: Bei Beginn derselben muß der Bremswiderstand wieder auf $Q - R$ erhöht werden, damit keine weitere Beschleunigung eintritt, sondern während der Zeit t_2 gleichförmige Bewegung vorhanden ist. Die Bremse nimmt die Arbeit der sinkenden Last auf, sie wirkt als **Senkbremse** (auch Regulierbremse genannt).

Fig. 196 und 197.



Darstellung des Bremsvorganges während der Senkperiode.

d) Auslaufsperiode: Es muß jetzt während der Zeit t_3 eine Vergrößerung des Bremswiderstandes auf W_3 eintreten, und zwar allmählich, damit schroffe Bremswirkung vermieden wird. Nutzlast und Triebwerk sind bis auf $v = 0$ zu verzögern. Die Bremse wirkt als **Stoppbremse.**

e) Die schwebende Last befindet sich wieder in Ruhe: der Bremswiderstand muß wieder größer als $Q - R$ sein (Haltebremse).

Die Halte- bzw. Stoppbremse muß immer eine mechanische Bremse sein, während als Senkbremse auch der Motor benutzt werden kann.

1. Klotzbremsen.

Es werden ein bzw. zwei Holz- oder Eisenklötze durch Hebelwirkung gegen die Bremsscheibe gedrückt.

Anwendung der einfachen Klotzbremse nur für kleine Bremsmomente (bis zu 40 mm Wellendurchmesser).

Es bezeichne

P die abzubremsende Umfangskraft an der Bremsscheibe bzw. den Lastrückdruck. Maßgebend für P sind nicht nur die

statische Last Q, sondern auch die dynamischen Zusatzkräfte (vgl. Fig. 196, Spitze von W_3). Ferner sind die Wirkungsgrade η der Wellen (Schneckenwellen) zu berücksichtigen;

K die am Bremshebelgriff auszuübende Kraft;

μ die Reibungszahl zwischen Klotz und Scheibe;

D den Anpressungsdruck des Klotzes, in der Figur in bezug auf die Scheibe nach unten, in bezug auf den Klotz nach oben wirkend;

μD die dadurch erzeugte Reibung. Zu unterscheiden ist hierbei μD in bezug auf die Scheibe, stets entgegen der Umlaufrichtung wirkend, und der Reibungswiderstand μD in bezug auf den Klotz, welcher im Sinne der Umlaufrichtung anzubringen ist.

An der Scheibe herrscht Gleichgewicht, wenn

$$P = \mu D, \quad \text{also} \quad D = \frac{P}{\mu}$$

ist. Sicherheitshalber muß D größer sein.

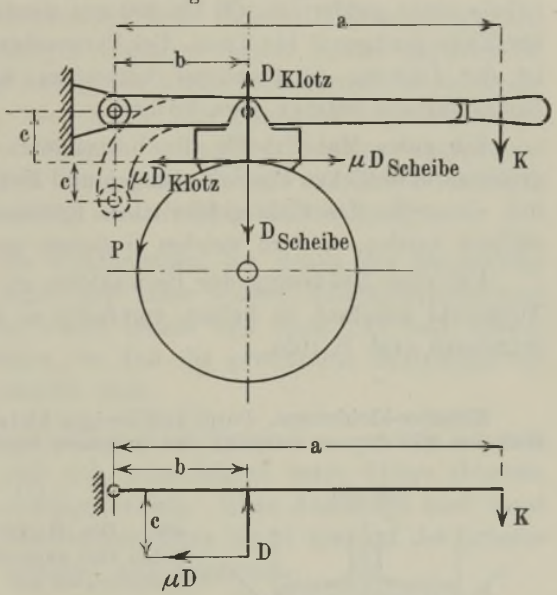
Zur Erzielung des Anpreßdruckes D ist eine Kraft K erforderlich, die sich aus der Gleichgewichtsbedingung des Hebels ergibt:

$$Ka + \mu Dc - Db = 0\ ^{1}),$$

also

$$(1) \cdots K = \frac{D(b - \mu c)}{a}$$

Fig. 198 u. 199.



Einfache Klotzbremse.

Aus der Gleichung ist zu ersehen, daß in Fig. 198 die Reibungskraft μD die Kraft K unterstützt, so daß diese selbst Null und negativ werden kann, sobald $b \leqq \mu c$. Die Bremse wirkt dann selbsttätig. Es ist aber nicht empfehlenswert, das Verhältnis b/c gleich oder kleiner als μ zu machen, weil sonst durch ruckweise Hemmungen ein unregelmäßiger Lastniedergang entsteht.

Bei entgegengesetzter Drehung wirkt μD in bezug auf den Klotz nach der rechten Seite. Es wird daher

$$Ka - \mu Dc - Db = 0,$$

also

$$(2) \cdots K = \frac{D(b + \mu c)}{a}$$

[1]) Die Gleichung gilt nur für unbewegliche Klötze.

Es wird also K größer als in Gleichung (1). Dasselbe ist der Fall, wenn, wie in Fig. 198 punktiert angedeutet, der Hebeldrehpunkt bei linksdrehender Scheibe unterhalb von μD liegt.

Legt man den Hebeldrehpunkt in die Richtung des tangentialen Reibungswiderstandes, so wird $c = 0$ und die Umfangsreibung bleibt ohne Einfluß auf den Bremshebel, so daß die Kraft K für Rechts- und Linksdrehung gleich groß ist (Anordnung für Fahr- und Schwenkwerke). Es wird also

$$(3) \cdot \cdot \cdot \quad K \cdot a - Db = 0, \quad \text{also} \quad \boldsymbol{K = D\frac{b}{a}}$$

K soll höchstens 15 kg betragen, wobei der Lüftweg des Bremshebels nicht größer als 500 bis 600 mm werden darf. Für den Lüftweg am Klotz genügen 2 bis 3 mm. Bei Verwendung von Bremslüftmagneten ist der Lüftweg entsprechend kürzer zu wählen (die Hubhöhe der Bremsmagnete beträgt etwa 50 mm).

Ein gutes Material für die Bremsklötze ist Pappelholz. Muß bei größeren stündlichen Bremsleistungen und kleinen Scheibenabmessungen mit einer für das Holz gefährlichen Erhitzung der Bremsscheibe gerechnet werden, so wird weiches Gußeisen gewählt.

Um eine Abnutzung der Bremsklötze zu vermindern und die Reibungszahl konstant zu halten, empfiehlt es sich, die Bremse etwas zu schmieren (vgl. S. 105).

Keilnuten-Klotzbremse. Durch keilförmigen Klotzeingriff wird die Wirkung der einfachen Klotzbremse verstärkt. Es muß auch hier wieder

$$(1) \cdot \cdot \cdot \quad P \leqq 2\mu N$$

sein. Die Horizontalkomponenten der Kräfte heben sich gegenseitig auf. Für die Vertikalkomponenten gilt

$$(2) \cdot \cdot \cdot \quad D = 2N \sin a + 2\mu N \cos a$$

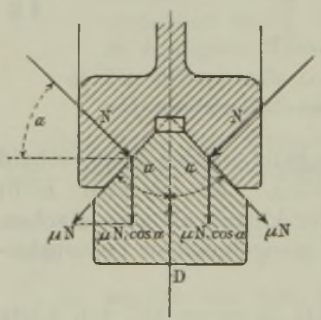
N aus 2) in 1) eingesetzt, ergibt

$$\boldsymbol{P \leqq \frac{\mu D}{\sin a + \mu \cos a}}.$$

Nach Bonte (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 1030) ist die Gleichung nicht richtig [1]). In Übereinstimmung mit Versuchen ist besser

$$P \leqq \frac{\mu D}{\sin a}.$$

Fig. 200.



Klotzbremse mit Keilnuteneingriff.

$2a \geqq 45^0$. Ein kleinerer Winkel ist nicht zulässig, weil sonst ein Festklemmen des Klotzes in der Nute eintritt.

[1]) Vgl. auch S. 131.

Doppelklotzbremsen.

(Ausführungen im Abschnitt „Elektromagnetische Bremsen" S. 144.)

Anwendung bei Abbremsung größerer Kräfte, bei Drehrichtungsänderung und wenn genaues Abheben der Klötze stattfinden soll.

Die Anordnung zweier Bremsklötze bezweckt eine Entlastung der Bremswelle. Diese Bremsen werden als Haltebremsen bei elektrisch betriebenen Hebezeugen benutzt und sitzen dann in der Regel auf der Schnecken- bzw. Motorwelle, deren Kupplung als Bremsscheibe ausgebildet wird.

Damit die Doppelklotzbremsen ihren Zweck der Wellenentlastung erfüllen, ist ein gleichmäßiges Anliegen beider Klötze erforderlich. Man prüft die gleichzeitige Anlage der Klötze am besten durch Zwischenlegen von Papierstreifen, von denen sich einer bei ungleichmäßiger Anlage herausziehen läßt, während der andere Streifen festgeklemmt ist. Das Justieren geschieht durch Papierbeilage zwischen Bremsbacke und Hebel oder bei Lederbelag durch Abschaben des Leders.

Fehlerhaft sind solche Klotzbremsen, bei denen der Bremshebel in einem festen Punkt gelagert und keine weitere Ausgleichvorrichtung vorhanden ist. Die beiden Klötze lassen sich dann nur sehr schwer auf gleichen Druck einstellen, so daß die gewünschte Entlastung der Welle und Lager nicht erreicht wird.

Auch da, wo eine gleichmäßige Einstellbarkeit vorgesehen ist, muß darauf gesehen werden, daß sich beim Lüften beide Klötze abheben. Dies wird durch feste Anschläge erzielt. Ohne Anschläge wird meist nur ein Klotz abgehoben, der andere Klotz bleibt lose auf der Scheibe liegen und wird unnötig erwärmt und abgenutzt.

Bei der Doppelklotzbremse hat jede Hälfte im Mittel die halbe Umfangskraft abzubremsen, und zwar nach der Umlaufrichtung die eine Hälfte etwas mehr, die andere etwas weniger, wenn c nicht gleich Null ist.

Berechnung der Doppelklotzbremsen.

Es sei

U = Umfangskraft der Bremsscheibe,

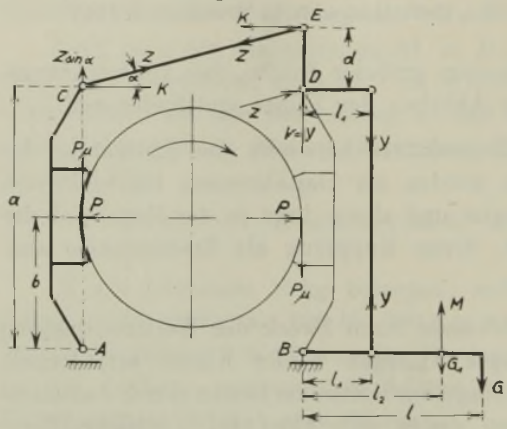
$P = \frac{1}{2}\,\frac{U}{\mu}$ der Bremsdruck je Klotz.

Nach Fig. 201 gilt für die linke Bremsseite:

Drehpunkt in A: $P \cdot b = K \cdot a$; $\qquad K = \frac{P b}{a}$, worin $K = Z \cdot \cos\alpha$.

Die Momente der Kräfte $P \cdot u$ und $Z \cdot \sin \alpha$ sind nach der Anordnung gleich Null.

Fig. 201.



Drehpunkt D feststehend angenommen:

$$K \cdot d = Y \cdot l_1;$$

$$Y = \frac{K d}{l_1} \quad \text{oder mit} \quad K = \frac{P b}{a}$$

$$Y = \frac{P \cdot b\, d}{a\, l_1}.$$

Der Klotzdruck der rechten Seite wird durch die in D wirkende Reaktionskraft hervorgerufen. Für die Berechnung von Y und auch des Bremsgewichtes ist demnach nur die halbe Umfangskraft maßgebend. Beide Klotzdrücke sind gleich.

Für das Bremsgewicht G ist dann ohne Eigengewicht des Hebels

$$G l = Y l_1; \qquad \boldsymbol{G = \frac{Y l_1}{l} = \frac{P b d}{a \cdot l}}$$

und für den Magnetzug M mit Berücksichtigung des Ankergewichtes G_1

$$M l_2 = G l + G_1 l_2; \qquad \boldsymbol{M = \frac{G l + G_1 l_2}{l_2} = \frac{G l}{l_2} + G_1.}$$

Bestimmung des Magnethubes.

Magnethub H. Lüftweg je Klotz $= x$. Annahme für die Berechnung: rechter Klotz liegt an, D feststehend. Linker Klotz wird dann um $2x$ abgehoben. Es ist dann

$$\boldsymbol{H = 2x \frac{a \cdot l_2}{b \cdot d}.}$$

Reibungsleistung und Bremsscheibendurchmesser.

Der Durchmesser der meist aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellten und sauber abgedrehten Bremsscheibe bestimmt sich durch die Größe der Bremsleistung L.

Ist außer den schon genannten Bezeichnungen

N der gesamte erforderliche Normaldruck in kg,
v die Gleitgeschwindigkeit in m/s,
k die Flächenpressung zwischen Reiborgan und Bremsscheibe in kg/cm²,
f die Reibfläche in cm²,
d der Bremsscheibendurchmesser in cm,
b die Klotzbreite in cm,

so wird aus der gegebenen Bremsleistung $L = \frac{P \cdot v}{75}$ mit $P = \mu N$ und $N = k \cdot f$ ganz allgemein:

$$L = \frac{k \cdot \mu \cdot v \cdot f}{75}$$

und speziell für Doppelklotzbremsen mit einer Klotzlänge $\frac{d}{2}$, also $f = 2 \frac{d}{2} \cdot b$,

$$d \cdot b = \frac{75 \cdot L}{k \cdot \mu \cdot v}.$$

Nach neueren Ausführungen mit der auf S. 146 beschriebenen Jordanbremse darf

$$k \mu v \leqq 30$$

sein, wobei v den Wert von 40 bis 50 m/s erreichen kann. Nach „Hütte" darf sein:

$k \cdot v \leqq 20$ bei Stoppbremsen (also kurze Betriebszeit),
$k \cdot v \leqq 10$ bei Senkbremsen (also anhaltendem Betrieb) und schlechter Wärmeabführung,
$k \cdot v \leqq 30$ bei Senkbremsen und guter Wärmeabführung.

Ferner soll die spezifische Flächenpressung nicht größer sein als

$k = 6$ kg/cm² bei Holz,
$k = 1 \cdots 3$ kg/cm² bei Ferodofibrebelag [1])
$k = 10$ kg/cm² bei Gußeisen.

Bei geschmierter Reibfläche ist anzunehmen:

$\mu = 0{,}1$ bis **0,15** für Gußeisenklötze,
$\mu = 0{,}3 \cdots 0{,}5$ für Ferodofibrebelag,
$\mu = 0{,}15$ bis **0,3** für Pappelholzklötze.

Nach Dr.-Ing. Jordan sind die in der „Hütte" angegebenen Werte $k \cdot v = 10$ bis 20 sehr niedrig. Bei der Jordanbremse sind vielfache Ausführungen vorhanden, bei denen der Wert $k \mu v = 30$ überschritten ist. Der Reibungskoeffizient selbst wird mit der Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung veränderlich, wie das Diagramm von Schwetje [2]) (Fig. 202) zeigt.

Um ein ruhiges Laufen der Holzklötze zu erzielen und Abnutzung zu vermeiden, ist stets ein Schmiermittel erforderlich. **Ungeschmierte Klötze sind** nach Dr.-Ing. Jordan **für größere Bremsleistungen unbrauchbar**, eine Erfahrung, die weder im Hebezeugbau noch in den darauf bezüglichen Lehrbüchern beachtet wurde, und daher sowohl bei den Bremsen als auch bei den Kupplungen zu vielen verfehlten Konstruktionen und zu falscher Beurteilung der mechanischen Bremsen führte.

---

[1]) Deutsche Ferodo-Gesellschaft, Töpken & Co., Berlin-Mariendorf.
[2]) Entnommen der Doktor-Dissertation Dipl.-Ing. Heinrich Schwetje.

Fig. 203 zeigt das Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze für $k\,\mu\,v$.

Fig. 202.

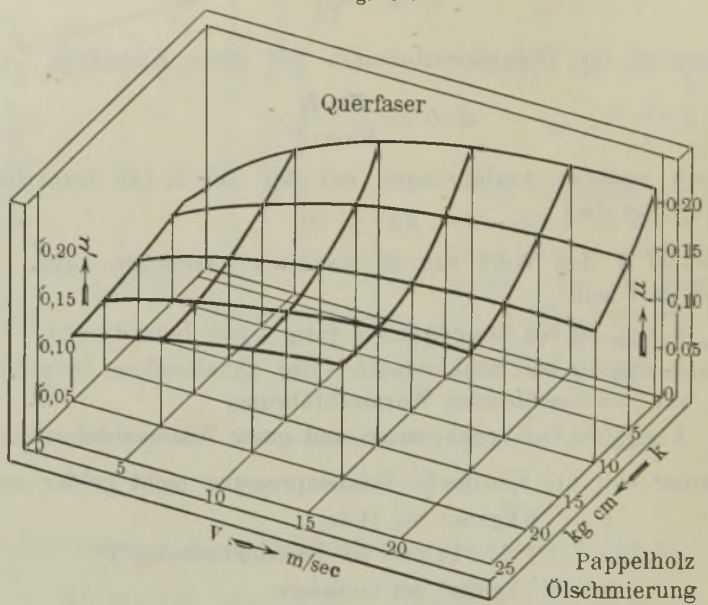


Diagramm der Reibungskoeffizienten geschmierter Pappelholzklötze.

Die oben angegebenen Formeln und Werte setzen voraus, daß die sich in Wärme umsetzende abzubremsende Arbeit ohne gefährliche Erhitzung an die Luft abgegeben werden kann. Zahlreiche, innerhalb der Bremsscheibe angeordnete Kühlflächen, welche beim Umlaufen einen kräftigen Luftstrom erzeugen, vergrößern die Leistung einer Bremsscheibe bedeutend.

Fig. 203.

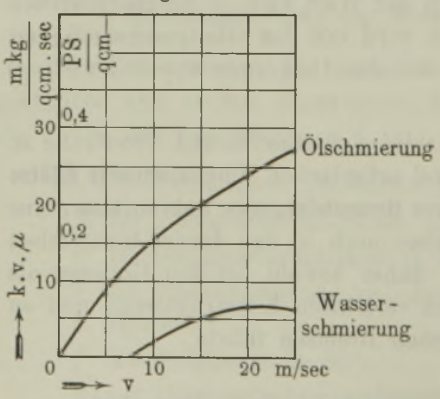


Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze.

Die Belastung beträgt bei älteren Ausführungen der Jordanbremse für 1 qm Kühlfläche etwa 1200 mt. Bei einer neueren Ausführung der Jordanbremse ist bis 2800 mt gegangen, wobei allerdings Vorsorge getroffen ist, daß die Bremse in einem Ölbade laufen kann, falls die Erhitzung der Scheibe bei stark angestrengtem Betriebe zu groß werden sollte.

Wahl der Bremswelle.

Aus den aufgestellten Beziehungen geht hervor, daß der Bremsscheibendurchmesser wesentlich von der Umlaufszahl der Welle abhängig ist. Mit Rücksicht auf geringe Umfangskräfte sind schnell laufende Wellen vorzuziehen; deshalb sitzt die Bremsscheibe bei elektrisch betriebenen Winden auf der Motor- bzw. Schneckenwelle. Nimmt man hingegen darauf Rücksicht, daß bei eintretendem Bruch eines Triebwerkteiles noch möglichste Sicherheit vorhanden sein soll, dann müßte die Bremse auf der Trommelwelle angebracht werden. Dabei würde aber eine große Umfangskraft abzubremsen sein und der Durchmesser müßte verhältnismäßig groß gewählt werden.

Bei Rücksichtnahme auf Abnutzung kommt folgende Betrachtung in Frage. Als maßgebend für die Abnutzung wird das Produkt $k \cdot v$ angesehen. Es ist jedoch noch nicht klargestellt, ob beide Faktoren gleich großen Einfluß haben.

Übt die Umlaufsgeschwindigkeit größeren Einfluß aus, dann wäre die Bremse auf einer Vorgelegewelle anzubringen, weil hier die Umfangsgeschwindigkeit kleiner ist als auf der Motorwelle. Allerdings wird dann die Bremse schwerer und teurer.

Wird hingegen die Flächenpressung als maßgebend angesehen, dann ist es gleichgültig, auf welcher Welle die Bremse sitzt, weil das Produkt $k \cdot v$ nur von der in der ganzen Winde unveränderlichen Leistung abhängt.

Mit Rücksicht auf die Kosten ist jedoch auch hier wieder die Motorwelle vorzuziehen.

Nach Feigl[1]) erzielt man sehr gute Ergebnisse, wenn man die Last und das Ankerschwungmoment getrennt abbremst. Je eine elektromagnetisch betätigte Bremse wirkt auf die Motor- und die Vorgelegewelle. Die Ausführung ist teuer, aber die Winde arbeitet völlig stoßfrei und die Sicherheit bei Zahnbruch ist erhöht.

Drehbolzen.

Den Druck R auf den Drehbolzen des Bremshebels erhält man am einfachsten dadurch, daß man sämtliche am Hebel wirkende Kräfte zu einem Kräfteplan vereinigt, dessen Schlußlinie die gesuchte Kraft ist. Bolzendurchmesser aus der Biegungsgleichung $Rl = \frac{1}{10} d^3 k_b$ (vgl. S. 93).

Bremshebel.

Ist x die Dicke und y die Höhe des Hebels in der Mitte des Bremsklotzes, so ist nach Fig. 198 das in Betracht kommende Biegungsmoment

$$K'(a-b) = \frac{x y^2}{6} \cdot k_b.$$

In dieser Gleichung bedeutet K' den größten vom Arbeiter bei unvernünftigem Andrücken ausübbaren Druck von 40 bis 50 kg.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685. Feigl, Hüttenwerkskrane.

Ermittlung des Lüftweges.

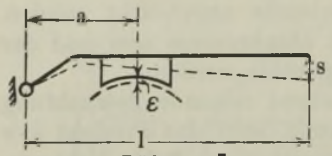
Ist ε der erforderliche Hub des Bremsklotzes, also senkrecht zur Bremsfläche,

s der Hub des Bremshebelgriffes bzw. des Bremsgewichtes,

a und l Hebelarme,

so gilt für die zylindrische Klotzbremse

Fig. 204.



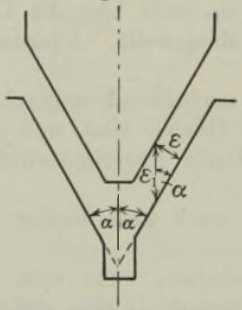
Lüftweg ε bei zylindrischer Klotzbremse.

$$s : l = \varepsilon : a, \qquad s = \varepsilon \frac{l}{a}.$$

Für $\frac{l}{a} = 5$ und $\varepsilon = 1$ mm wird $s = 5$ mm.

Für die Keilnutenklotzbremse wird nach Fig. 205

Fig. 205.



Lüftweg bei Keilnutenklotzbremse.

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon}{\sin \alpha},$$

wenn ε wieder den senkrecht zur Bremsfläche und ε_1 den entsprechenden vertikalen Hub darstellt. Mithin ist

$$s = \frac{\varepsilon}{\sin \alpha} \cdot \frac{l}{a}.$$

Bei sämtlichen Bremsen ist dafür zu sorgen, daß die Bremsklötze beim Lastaufwinden nicht schleifen. Sie müssen deshalb ausbalanciert werden, falls dieselben durch ihr Eigengewicht anliegen. Ferner ist der Spielraum zwischen Klotz und Bremsscheibe möglichst klein, etwa 2 bis 3 mm im ausgerückten Zustande zu halten, um eine möglichst kleine Hubarbeit beim Lüften aufwenden zu müssen.

2. Kegelbremsen.

Kegelbremsen kommen infolge ihrer schwierigeren Herstellungsweise selten als selbständige Bremsen, häufig in Verbindung mit Sicherheitskurbeln vor. Die Wirkungsweise ist dieselbe wie die der Keilnutenbackenbremsen. Vgl. S. 129, wo die fast einzig übliche Form, nämlich „Drucklagerbremse“, von Becker durchgerechnet ist.

3. Bandbremsen.

Einfache Bandbremsen.

Bei den Bandbremsen wird ein Eisen- oder Stahlband um eine am Umfang abgedrehte gußeiserne Scheibe gespannt. Es bezeichne

P die zu vernichtende Umfangskraft an der Bremsscheibe wie auf S. 100,

K den Druck am Bremshebelgriff,

T die Spannung im auflaufenden Bandende,
t die Spannung im ablaufenden Bandende,
a, b und l die in die Figuren eingetragenen Hebelarme,
α den vom Bremsband umspannten Bogen, im Bogenmaß gemessen, also den Bogen im Abstande 1 von der Achse. Dieser berechnet sich aus der Anzahl der Grade zu

$$\alpha_{\text{Bogen}} = 2\pi \frac{\alpha^0}{360^0},$$

μ den Reibungskoeffizienten,
e $= 2{,}718$ als Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

$$lg\, 2{,}71828 = 0{,}43429.$$

Bei den einfachen Bandbremsen wirkt nur die Spannung t auf den Bremshebel als Widerstand ein, während die Spannung T durch den Drehbolzen oder irgend einen festen Punkt aufgenommen wird.

Nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen stehen die beiden Spannungen T und t in der Beziehung

$$T = t \cdot e^{\mu\alpha}$$

zueinander, und es muß, wenn bis zum Stillstand gebremst werden soll,

$$T - t = P$$

sein, also

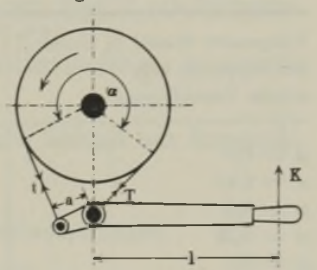
$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \text{und} \quad T = \frac{P \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Aus der Momentengleichung

$$Kl = t \cdot a$$

erhält man schließlich den Druck K am Bremsgriff.

Fig. 206.



Einfache Bandbremse.

Der Wert $e^{\mu\alpha}$ ist mittels Logarithmen zu berechnen. Es ist

$$lg\, e^{\mu\alpha} = \mu\alpha\, lg\, e.$$

Zur Berechnung des Umschlingungswinkels α im Bogenmaß gemessen, wird zweckmäßig die Grundgleichung $T = t \cdot e^{\mu\alpha}$ im natürlichen Logarithmensystem logarithmiert. Man erhält

$$ln\, T = ln\, t + \mu\alpha\, ln\, e$$

und da $ln\, e = 1$, so ist

$$\alpha_{\text{Bogen}} = \frac{ln\, T - ln\, t}{\mu}.$$

Nimmt man Briggssche Logarithmen, so würde

$$\alpha_{\text{Bogen}} = \frac{lg\, T - lg\, t}{\mu\, lg\, e}.$$

Hierbei ist für den Reibungskoeffizienten bei ganz geringer Schmierung der Wert

$$\mu = 0{,}18$$

zu setzen.

In der nachstehenden Tabelle 21 sind die Werte von $e^{\mu\alpha}$ für verschiedene Verhältnisse des umspannten Bogens α zum ganzen Scheiben-

umfang 2π oder 360^0 angegeben. Hierbei ist $\mu = 0{,}15$ bis $0{,}18$ für nackte Bänder und $\mu = 0{,}25$ bis $0{,}3$ für holzarmierte Bänder auf gußeisernen Scheiben.

Tabelle 21. **Werte für $e^{\mu a}$.**

Umspannter Winkel in Graden .	45^0	90^0	180^0	270^0	360^0	450^0
Im Bogenmaß	$0{,}25\pi$	$0{,}5\pi$	π	$1{,}5\pi$	2π	$2{,}5\pi$
$n$fache Umschlingung	$1/8$	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1	$1\,1/4$
$\mu = 0{,}1$	1,08	1,17	1,37	1,60	1,87	2,2
$\mu = 0{,}18$	1,15	1,3	1,76	2,34	3,1	4,27
$\mu = 0{,}2$	1,17	1,37	1,87	2,57	3,5	4,8
$\mu = 0{,}25$	1,22	1,48	2,2	3,25	4,8	7,1
$\mu = 0{,}3$	1,26	1,6	2,6	4,1	6,6	10,5
$\mu = 0{,}4$	1,37	1,9	3,5	6,6	12,3	23,1
$\mu = 0{,}5$	1,48	2,2	4,8	10,5	23,1	50,7

Umspannter Winkel in Graden .	540^0	630^0	720^0	1080^0	1440^0	1800^0
Im Bogenmaß	3π	$3{,}5\pi$	4π	6π	8π	10π
$n$fache Umschlingung	$1\,1/2$	$1\,3/4$	2	3	4	5
$\mu = 0{,}1$	2,57	3,00	3,5	6,6	12,3	23,1
$\mu = 0{,}18$	5,45	7,5	9,6	29,8	93,4	282,0
$\mu = 0{,}2$	6,6	9,0	12,3	43,4	152,4	535,5
$\mu = 0{,}25$	10,6	15,6	23,1	111,3	550,0	2 520
$\mu = 0{,}3$	16,9	27,0	43,4	285,7	1 881	12 392
$\mu = 0{,}4$	43,4	81,3	152,4	1 881	23 228	286 754
$\mu = 0{,}5$	111,3	244,1	535,5	12 392	286 754	6 636 000

Bei den meisten Konstruktionen ist das Verhältnis $\frac{\alpha}{2\pi} = 0{,}7$ ($\alpha = 252^0$), für welchen Fall bei nacktem Band mit $\mu = 0{,}18$

$$e^{\mu a} = 2{,}2 \text{ ist.}$$

Die Wirkung der einfachen Bandbremse ist ungefähr 2,5 mal so kräftig wie die der Klotz- und Kegelbremse. Die Bremswirkung läßt sich durch Vergrößerung des Umschlingungswinkels (Durcheinanderstecken der beiden Bandenden, mehrfach umschlungene Bänder) oder durch ein Bremsband mit gegliedertem Holzbelag steigern. Reibungszahl

für Holzbelag $\mu = 0{,}25$ bis $0{,}3$,
„ Ferodofibrebelag $\mu = 0{,}35$.

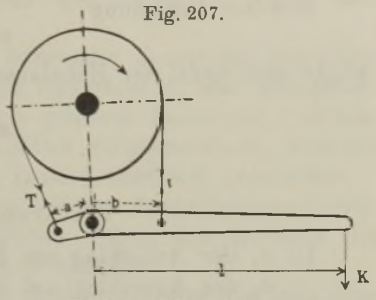
Läßt man die Bremsscheibe in entgegengesetzter Richtung umlaufen, so vertauschen sich die Bandspannungen T und t und die zum Bremsen erforderliche Kraft wird größer, nämlich

$$K_1 = \frac{T \cdot a}{l}.$$

Differentialbandbremsen.

Benutzt man die Bandspannung T mit zum Anziehen des Bremshebels, so läßt sich der Druck am Bremshebelgriff beliebig verkleinern. Da die Kraft T gemeinsam mit der Kraft K den Hebel anziehen soll, so müssen die Momente beider Kräfte in demselben Sinne wirken.

Fig. 207.



Differentialbandbremse.

Es ist hier wieder

$$t = \frac{P}{e^{\mu a} - 1}, \qquad T = \frac{P e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1},$$

$$K \cdot l = t \cdot b - T \cdot a, \qquad K = \frac{t \cdot b - T \cdot a}{l}.$$

K wird Null oder negativ, wenn $T \cdot a \geqq t b$, oder da $T = t \cdot e^{\mu a}$, so wird für diesen Fall $b \leqq a \cdot e^{\mu a}$, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig, verwandelt sich also in ein Gesperre. Man wähle jedoch b stets etwas größer als $a \cdot e^{\mu a}$.

Wenn das Bremsband 0,7 des ganzen Scheibenumfanges umspannt, liefert

$$b = 2{,}5 \cdots 3\, a$$

brauchbare Werte. Die Größe des Hebelarmes a beträgt aus konstruktiven Gründen 30 bis 50 mm.

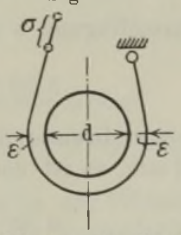
Ermittlung des Lüftweges und Hebelausschlages.

Einfache Bandbremse.

Es bezeichne

- s den zum Anziehen der Bremse erforderlichen Weg des Bremshebelgriffes bzw. des Bremsgewichtes,
- σ die hierbei auftretende Bandverkürzung,
- ε die Abhebung des Bandes senkrecht zur Bremsfläche (mindestens 1 mm),
- α den Umschlingungswinkel im Bogenmaß,
- l die Hebelarme des Bremshebels.

Fig. 208.



Verkürzung des Bandes.

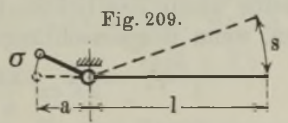
Der Verschiebungsweg σ des Bandes ergibt sich bei voller Umschlingung aus der Betrachtung der Umfänge des anliegenden und des abgehobenen Bandes. Es ist nach Fig. 208 bei voller Umschlingung $\alpha = 2\pi$:

$$(d + 2\varepsilon)\pi - d\pi = 2\varepsilon\pi,$$

daher Verschiebungsweg des Bandes

$$\sigma = 2\varepsilon\pi.$$

Fig. 209.



Hebelausschlag bei einfachen Bandbremsen.

Bei beliebigem Umschlingungswinkel wird

$$\sigma = \varepsilon \cdot 2\pi \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \varepsilon\alpha.$$

Aus der Beziehung

$$\sigma : a = s : l$$

ergibt sich dann der Hebelausschlag nach Fig. 209:

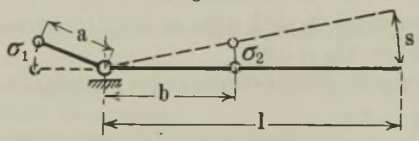
$$\boldsymbol{s = \frac{\sigma}{a} \cdot l.}$$

Differentialbandbremse.

Ist σ_1 der Ausschlag am Hebelarm a,
σ_2 der Ausschlag am Hebelarm b,
so ergibt sich die Bandverkürzung bzw. -verlängerung aus der Differenz der Wege der beiden Bandenden

$$\sigma = \sigma_2 - \sigma_1.$$

Fig. 210.



Hebelausschlag bei Differentialbandbremsen.

Es verhält sich dann

$$\frac{\sigma_1}{a} = \frac{\sigma_2}{b} = \frac{s}{l},$$

also $\sigma_1 = \frac{a\,s}{l}$, $\sigma_2 = \frac{b\,s}{l}$.

Setzt man diese Werte in die Gleichung $\sigma = \sigma_2 - \sigma_1$ ein, so erhält man $\sigma = \frac{s}{l}(b - a)$ und damit $\boldsymbol{s = \frac{\sigma \cdot l}{b - a}}$.

Für Bandbremsen mit wechselnder Umlaufrichtung ergibt sich auf dieselbe Weise ohne weiteres

$$s = \frac{\sigma}{a + b} \cdot l.$$

Für die einfache Bandbremse wird mit $\frac{l}{a} = 10$ und $\varepsilon = 1$ mm bei voller Umschlingung $\sigma = 2\varepsilon\pi = 2 \cdot 1 \cdot \pi = 6{,}28$ mm, also

$$s = \sigma \frac{l}{a} = 6{,}28 \cdot 10 = 62{,}8 \text{ mm}.$$

Ist bei einer Bremse der volle Hebelausschlag 600 mm, $a = 60$ mm, $l = 1400$ mm, so ist der entsprechende Lösungsweg der Bremse

$$\sigma = \frac{a}{l} s = \frac{60}{1400} \cdot 600 \approx 26 \text{ mm}.$$

Derselbe würde den lichten Durchmesser des Bandes beim vollständigen Lösen, wenn der umschlungene Bogen $3^1/_2\pi$ beträgt, um

$$2\varepsilon = \frac{2\sigma}{\alpha} = \frac{2 \cdot 26}{3{,}5\pi} = 4{,}73 \text{ mm}$$

vergrößern. Die Bremse zieht daher sehr sanft an.

Regeln für die Anordnung der Bandbremsen.

1. Es ist stets die für das Lastsenken in Frage kommende Drehrichtung der Scheibe maßgebend und daher vor allem festzulegen.
2. Das auflaufende Band mit der Spannung T muß bei den Differentialbremsen stets am kleinen Hebelarm a, das ablaufende Bandende mit der Spannung t am größeren Hebelarm b wirken, weil sonst T als Widerstand am Hebel auftreten würde, während T bei richtiger Anordnung den Bremshebeldruck unterstützt.
3. Die Bandenden müssen möglichst mit den dazugehörigen Hebelarmen einen rechten Winkel bilden, damit das Anziehen des Bandes und die Bremsung schnell beginnt.
4. Der vom Bremsband umspannte Scheibenumfang soll möglichst groß sein, damit K klein wird.
5. Bei den einfachen Bandbremsen muß das ablaufende Bandende mit der kleinen Spannung am Hebel, das auflaufende Bandende am Drehbolzen angebracht werden.
6. Das Gewicht des Bremshebels muß, falls die Bremsen nicht als Lüftbremsen gebaut sind, lösend auf den Bremshebel einwirken, weil sonst das Bremsband durch unnötiges Schleifen auf der Scheibe vorzeitig abgenutzt wird. Unter Umständen ist der Hebel durch Gegengewicht auszubalancieren, oder er ist während des Lasthebens aufzuhängen.

Gang und Berechnung für Bandbremsen.

1. Bestimmung der Umlaufrichtung beim Lastsenken.
2. Wahl des Scheibendurchmessers und Prüfung nach S. 114.
3. Berechnung der beiden Bandspannungen T und t.
4. Bestimmung der Hebelarme a, b und l.
5. Berechnung der Bremskraft K und des Lüftweges.
6. Bremsbandabmessungen.
7. Bolzen.
8. Hebel.

Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung

müssen so angeordnet werden, daß der Druck am Bremshebelgriff für beide Drehrichtungen gleich groß ausfällt.

Die Spannungen T und t treten hier beide als Widerstand für den Hebel auf. Da sich nun beim Wechsel der Umlaufrichtung die Werte von t und T vertauschen, so muß, wenn dieser Wechsel ohne Einfluß auf die Hebelkraft K bleiben soll, $a = b$ sein. Es ist hier

$$Kl = t \cdot b + T \cdot a, \quad \text{woraus mit } b = a \quad K = \frac{a\,(t+T)}{l}.$$

Die Wirkungsweise dieser Bremsen ist die der Klotzbremsen für wechselnde Drehrichtung.

Fig. 211.

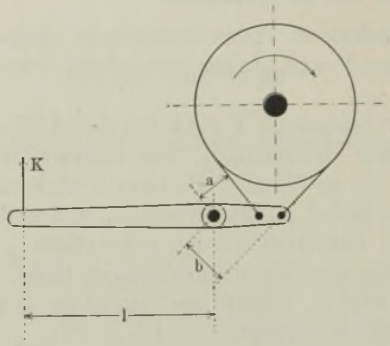
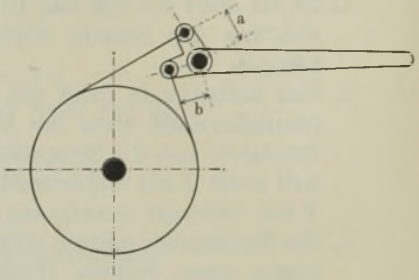


Fig. 212.



Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung.

Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile.

Bremsscheibendurchmesser.

Die auf S. 105 für Klotzbremsen angegebenen allgemeinen Beziehungen gelten auch sinngemäß für Bandbremsen. Dort war die Formel

$$L = \frac{k \mu v f}{75}$$

aufgestellt worden. Mit dem Umschlingungswinkel $\alpha = 270^0 = 1{,}5\,\pi$ im Bogenmaß gemessen, und einer Reibfläche $f = d \pi b \frac{3}{4}$ wird für Bandbremsen

$$d \cdot b \approx \frac{30\,L}{k \cdot \mu \cdot v}.$$

Hierbei kann $k \cdot \mu \cdot v \leqq 30$
oder nach „Hütte“ $k \cdot v \leqq 30$ sein. Dieser Wert ist aber sehr niedrig.

Der Normaldruck N nimmt bei Bandbremsen von der Seite der kleinen Bandspannung t nach dem Gesetz $T = t e^{\mu \alpha}$ nach der Seite der ablaufenden Bandspannung T zu. Für einen Streifen von 1 cm Höhe und b cm Breite, an dessen unterer und oberer Seite die annähernd gleichen Bandspannungen T (genauer T und $T + d\,T$) angreifen, ermittelt sich der Normaldruck N mit der Beziehung:

$$\frac{d\varphi}{1} = \frac{1}{r} \text{ (Fig. 213) und } \frac{d\varphi}{N} = \frac{1}{T} \text{ (Fig. 214),}$$

wenn $d\varphi$ im Bogenmaß gemessen, zu $N = T . d\varphi = T \frac{1}{r}$.

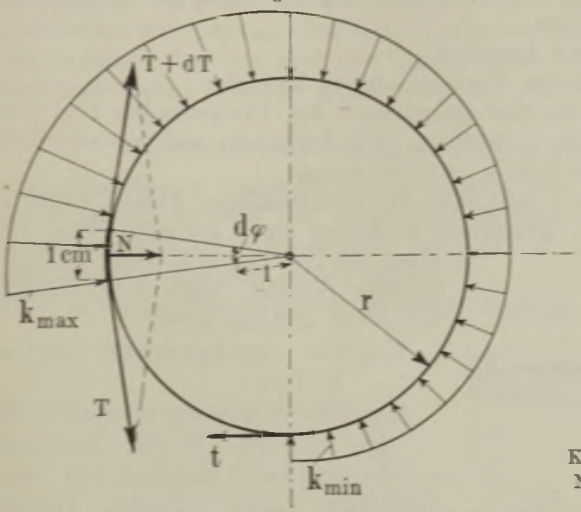
Da N den Druck auf den ganzen Flächenstreifen $b \,.\, 1$ cm darstellt, so ist der Druck je cm²

$$k_{max} = \frac{N}{b} = \frac{T}{r\,b} \text{ als größte Einheitspressung und}$$

$$k_{min} = \frac{t}{r\,b} \text{ als kleinste Einheitspressung.}$$

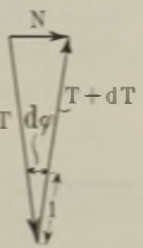
Der gesamte Normaldruck ist $N = \frac{P}{\mu}$.

Fig. 213.



Flächenpressungen zwischen Band und Scheibe.

Fig. 214.



Krafteck für den Normaldruck N.

Bei einer Reibfläche $f = b(r \cdot \pi\, 1{,}5)$, wenn $\alpha = 270°$, ist daher die für die Formel $db = \frac{30\,L}{k\,\mu\,v}$ maßgebende mittlere Einheitspressung:

$$k = \frac{N}{f} = \frac{N}{b \cdot r\pi \cdot 1{,}5}.$$

Bremsband.

Das Bremsband ist stets aus der im auflaufenden Ende herrschenden größten Spannung T auf Zug zu berechnen. Die größte, unabhängig von der normalen Umfangskraft P für Band und Gestänge in Frage kommende Kraft T entsteht in der Schlußbremsperiode (vgl. in Fig. 197, S. 100, die Ordinate W_2). Es ist demnach nicht richtig, hier nur die von der ruhenden Last herrührende Umfangskraft P einzusetzen, sondern es muß noch die zur Verzögerung erforderliche Zusatzkraft mit berücksichtigt werden. Außerdem behält μ nicht immer den normalen Wert 0,18 bis 0,2 bei. Bei selten gebrauchten, schlecht gewarteten Bremsen kann μ bis auf 0,5 anwachsen. Es ist also zu rechnen

$$T = \frac{P' e^{\mu' \alpha}}{e^{\mu' \alpha} - 1},$$

wenn P' die sich aus Nutzlast — Triebwerkreibung + Verzögerungskraft ergebende Scheibenumfangskraft und μ' der größte Reibungskoeffizient ist. Damit die Bremse bei etwa auftretendem μ' nicht zu schroff anzieht, muß für Gewichtsbremsen eine Verschiebung des Gewichtes auf dem Hebel in ziemlich weiten Grenzen möglich sein, um richtig einregulieren zu können (vgl. Beispiel S. 120). Das Bandmaterial ist meist St 34·11 oder St 50·11.

Ist b die Breite des Bremsbandes nach Abzug der Nietlöcher oder Ausschnitte,

s die Dicke desselben,

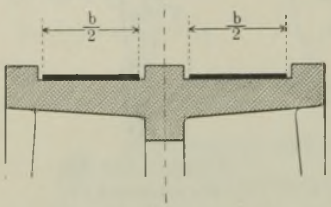
k_z die zulässige Zugspannung in kg/cm²,

so gilt allgemein für den Querschnitt des Bremsbandes $T = b \cdot s \cdot k_z$.

Die Dicke s ist zu wählen. Mit Rücksicht auf die erforderliche Biegsamkeit nimmt man $s = 2$ bis 4 mm.

Mit der Breite b geht man der gleichmäßigen Anlage wegen nicht gern über 150 mm. Ergibt die Rechnung einen größeren Wert, so legt man, wie in Fig. 215, zwei Bänder auf dieselbe Scheibe Nach S. 123 kann man mit b bis 250 mm gehen.

Fig. 215.



Geteiltes Bremsband.

$k_z = 300 \cdots 450$ kg/cm² für Bänder aus St 34 · 11.

$k_z = 600 \cdots 800$ kg/cm² für Stahl St 50 · 11.

Die höheren Werte, insbesondere $k_z = 800$ kg/cm², beziehen sich auf die Bandstärke nach erfolgter Abnutzung. An den Bandenden, wo keine Abnutzung auftritt, sind die schwächenden Nietlöcher zu berücksichtigen.

Die Rechnung erstreckt sich demnach zweckmäßig

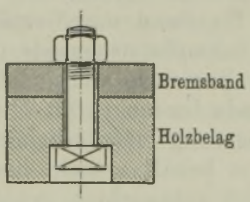
1. auf das der Abnutzung unterworfene Band mit

$$T = b \cdot s_{\text{abgenutzt}} \cdot k_z,$$

2. auf das verschwächte Band, bei einem Nietlochdurchmesser d, mit

$$T = (b - d) \cdot s_{\text{nicht abgenutzt}} \cdot k_z.$$

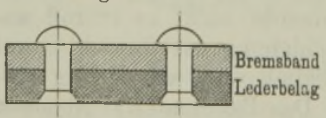
Fig. 216.



Befestigung des Holzbelages.

Da Schubkräfte zu übertragen sind, bekommt der Schraubenbolzen besser kein Spiel.

Fig. 217.



Befestigung des Lederbelages.

Armierte Bremsbänder.

Zur Vergrößerung des Reibungswiderstandes werden die Bremsbänder mit Holz, Leder oder Ferodofibre armiert und erstere als Gliederbremsen bezeichnet.

Holzbelag: Der aus hartem Holz herzustellende Belag ist mit Kopfschrauben zu befestigen und dann im Innern genau auf den Scheibendurchmesser abzudrehen.

Lederbelag: Vielfach wird an Stelle des Holzbelages ein Lederriemen genommen, der mit Kupfernieten am Bremsband zu befestigen ist.

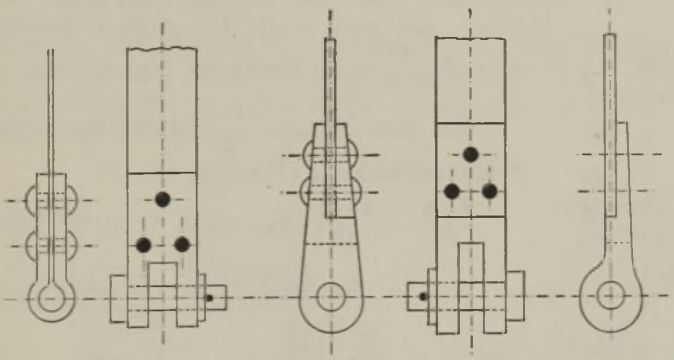
Das Lüftspiel des Bremsbandes, worunter der bei gelüfteter Bremse zwischen Scheibe und Bremsband vorhandene Spielraum zu verstehen ist, soll in radialer Richtung gemessen 2 bis 3 mm nicht überschreiten. Um den Lüftspielraum

gleichmäßig zu verteilen, ist bei Gliederbremsen die Anbringung von Stellschrauben am Umfange des Bandes erforderlich, die in besonderen Stützen befestigt sind und auch das Eigengewicht des armierten Bandes aufzunehmen haben (Fig. 283 auf S. 145).

Mehrfach umschlungene Bremsbänder.

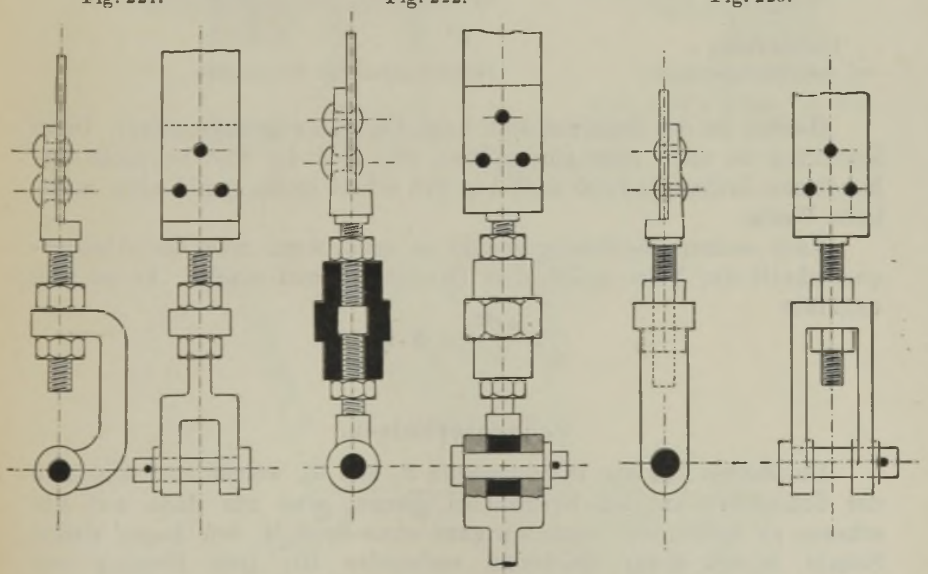
Einzelne Firmen schlingen das Bremsband von 8 bis 12 mm Dicke mehrfach um die Scheibe und bezwecken dadurch ebenfalls eine Vergrößerung des Reibungswiderstandes. Der Nachteil des unvollkommenen Anschmiegens infolge der großen Bandstärke ist durch Einsetzen eines niedrigeren Reibungskoeffizienten zu berücksichtigen.

Fig. 218. Fig. 219. Fig. 220.



Einfache Bandbefestigungen am Bremshebel.

Fig. 221. Fig. 222. Fig. 223.



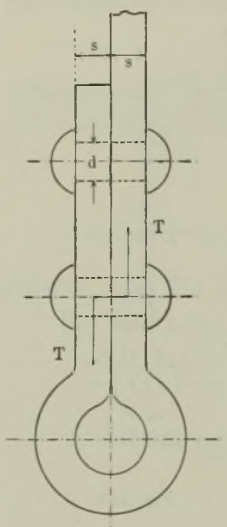
Nachstellbare Bandbefestigungen am Bremshebel.

Befestigung der Bremsbandenden am Hebel.

Die Fig. 218 bis 220 zeigen einfache Anschlüsse. Man nietet das Band entweder zu einer Schleife zusammen und schiebt durch Schleife und Hebel einen Bolzen, oder man schiebt über den Bolzen zunächst ein Scharnier aus Schmiedeeisen oder Stahlguß.

Behufs Justierung werden häufig die Scharniere mit Nachstellvorrichtung hergestellt, wie dies die Fig. 221 bis 223 andeuten.

Fig. 224.



Kraftwirkung an den Bandnieten.

Die Nieten, deren Durchmesser 4 bis 8 mm beträgt, werden kalt eingezogen und sind auf Biegung zu berechnen, weil bei Kaltnietung der Reibungsschluß nicht genügend ausfällt.

Man führt die Nietung für beide Bandenden gleich aus und setzt die größere Bandspannung $T = P\frac{e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1}$ in Rechnung (vgl. S. 115).

Mit dem Moment $\frac{T \cdot s}{2}$ lautet bei z-Nieten die Biegungsgleichung (Fig. 224)

$$\frac{T \cdot s}{2} = \frac{z \cdot d^3}{10} \cdot k_b, \text{ worin } k_b \approx 600 \text{ kg/cm}^2.$$

Fig. 225.

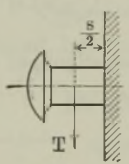
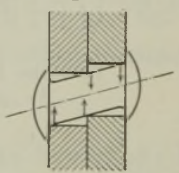


Fig. 226.



Belastungsfall der Bandnieten.

Hierbei ist der Belastungsfall nach Fig. 225 zugrunde gelegt. Diese Rechnung ist nicht ganz einwandfrei, weil sich der Niet bei nicht vorhandenem Reibungsschluß nach Fig. 226 schief stellt, ergibt aber reichliche Werte.

Nach anderer Rechnung genügt es auch, wenn man den Abscherquerschnitt der Niete gleich dem Bandquerschnitt macht. Es ist also ungefähr

$$z\frac{\pi d^2}{4} = b \cdot s.$$

Scharnierbolzen.

Die Bolzen mit den Durchmessern d_1 und d_2, welche zum Anschluß der Scharniere an den Bremshebel dienen, sind nur dann auf Abscheren zu berechnen, wenn sie ganz ohne Spiel in den Augen sitzen. Sobald jedoch etwas Spielraum vorhanden ist, tritt Biegung ein. Andererseits liefert aber die Berechnung des Bolzens, als Träger mit

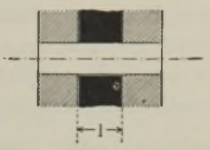
gleichmäßig verteilter Last von Mitte bis Mitte Auge aufliegend, zu ungünstige Werte, da die Befestigungsweise des Bolzens den Voraussetzungen einer solchen Berechnung nicht voll entspricht und nicht so ungünstig liegt.

Annähernd kann man deshalb den Bolzen nur auf eine Länge zwischen den Augen als freitragend annehmen und erhält dann die Biegungsgleichung bei gleichförmig verteilter Last

$$\frac{Tl}{8} = \frac{1}{10} d_1^3 k_b \quad \text{bzw.} \quad \frac{tl}{8} = \frac{1}{10} d_2^3 k_b,$$

worin $k_b = 600\,\text{kg/cm}^2$ gesetzt werden kann.

Fig. 227.

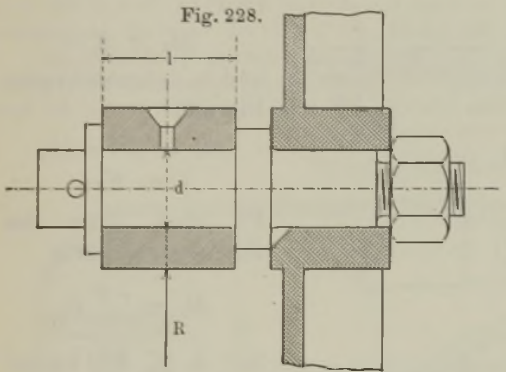


Scharnierbolzen.

Ermittlung des Drehbolzendurchmessers.

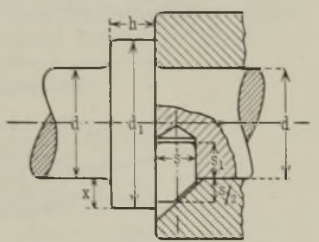
Die Kraft, mit welcher der Drehbolzen auf Biegung beansprucht wird, findet man am einfachsten auf graphischem Wege. Sie ist die Mittelkraft sämtlicher auf den Hebel einwirkenden Kräfte, d. h. die Schlußlinie des Kräftezuges.

Fig. 228.



Drehbolzen für den Bremshebel.

Fig. 229.



Stärke des Stiftes:
$s = 0{,}3\,d + 2\,\text{mm}. \quad s_1 = s.$

Fig. 230.

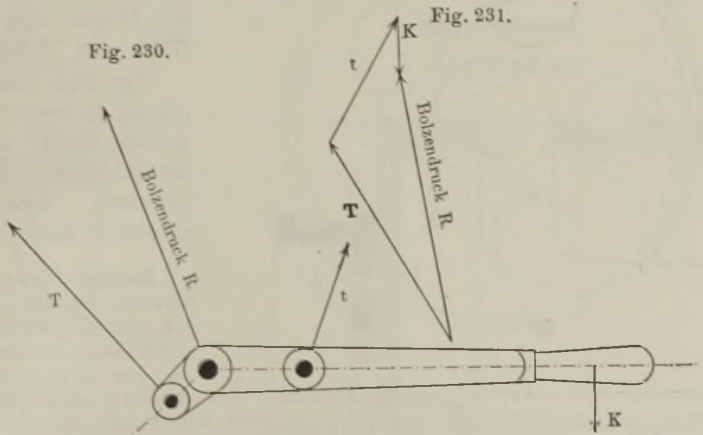


Fig. 231.

Ermittlung der Bolzenkräfte.

Der Bolzendurchmesser bestimmt sich dann aus der Gleichung

$$\frac{R \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b,$$

worin $k_b = 600$ kg/cm².

Bei rundem Bund sichert man gegen Mitdrehen durch einen eingeschlagenen Stift nach Fig. 229. Die Anbohrung des Bolzens für den Stift ist allerdings insofern bedenklich, weil dadurch die Bruchgefahr wesentlich erhöht wird. Durchmesser und Höhe des Bolzenbundes nach den Normalien der Köpfe für gedrehte Bolzen (siehe Schraubentabelle), oder: Schulterhöhe des Bundes $x = \frac{d}{16} + 5$ mm bis $\frac{d}{10} + 5$ mm; Bundhöhe $h = 1{,}5\,x$.

Bremshebel.

Die Abmessungen des Hebels sind vorläufig anzunehmen und die Anstrengung nachträglich zu prüfen. Maßgebend ist immer das größte auf den Hebel einwirkende Moment. Dasselbe beträgt in Fig. 207 (S. 111)

$$M_b \approx K \cdot l$$

und in nebenstehender Fig. 232

$$M_b \approx Kl - tb,$$

bzw. $K \cdot l$.

Es muß dann der Biegungsgleichung

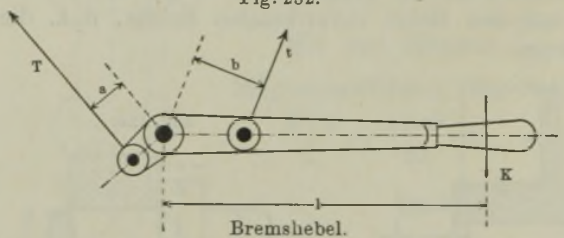
$$M_b = \frac{x y^2}{6} k_b,$$

mit $k_b \leqq 600$ kg/cm² genügt sein, wenn x die Breite und y die Höhe des Hebels ist.

Fig. 234 und 235 zeigen Bremsscheiben, welche direkt an das benachbarte Stirnrad gegossen bzw. geschraubt sind.

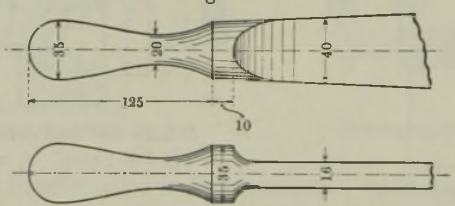
Beispiel. Berechne eine einfache Bandbremse für ein größtes abzubremsendes Moment von 6000 kgcm an der Bremswelle gemessen, welche 500 Umdrehungen in der Minute macht.

Fig. 232.



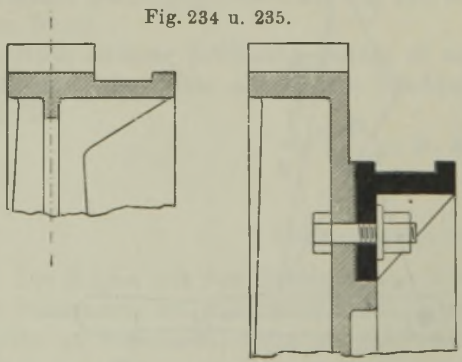
Bremshebel.

Fig. 233.



Bremshebelgriff.

Fig. 234 u. 235.



Verbindung der Bremsscheiben mit Stirnrädern.
In Fig. 235 sind für die Schrauben Entlastungsringe vorzusehen.

Gewählt wird: Bremsscheibendurchmesser 400 mm; $a = 50$ mm; $l = 600$ mm. Die Umfangskraft der Bremsscheibe wird $\frac{6000}{20} = 300$ kg.

Bandspannungen bei einem Umschlingungswinkel von 270° und nacktem Band mit $\mu = 0{,}18$ bei richtiger Wartung:

$$t = \frac{P}{e^{\mu a} - 1} = \frac{300}{2{,}34 - 1} = 224 \text{ kg}; \quad T = t e^{\mu a} = 224 \cdot 2{,}34 = 524 \text{ kg}.$$

Bremsgewicht: $K = t \frac{a}{l} = 224 \cdot \frac{5}{60} \approx 18{,}7$ kg.

Bei schlechter Wartung wird mit $\mu = 0{,}4$, also $e^{\mu a} = 6{,}6$ nach Tabelle 21:

$$t = \frac{K \cdot l}{a} = \frac{18{,}7 \cdot 60}{5} = 224 \text{ kg}; \quad T = t \cdot e^{\mu a} = 224 \cdot 6{,}6 = 1480 \text{ kg}.$$

Bremsband für $T = 1480$ kg, $k_z = 800$ kg/cm² für Stahl, $s = 3$ mm,

$$b = \frac{T}{s \cdot k_z} = \frac{1480}{0{,}3 \cdot 800} \approx 6{,}2 \text{ cm}.$$

Bei zweireihig gesetzten Nieten von 8 mm Durchmesser und 1 mm Zugabe für Abnutzung wird das Band 80×4.

Bei Berechnung des Bandes für $\mu = 0{,}18$, also $T = 524$ kg, hätte sich mit $k_z = 600$ kg/cm² ein Querschnitt 30×4 ergeben, so daß bei 1 mm Abnutzung die Anstrengung für $\mu = 0{,}4$, also $T = 1480$ kg auf 1645 kg/cm² gestiegen wäre.

Die Bremskraft am Scheibenumfang beträgt bei $\mu = 0{,}4$, $P = T - t = 1480 - 224 = 1256$ kg, während nur 300 kg abzubremsen sind. Die Bremse würde hiernach schroff wirken, wenn nicht das Gewicht entsprechend verschoben würde.

Bremsscheiben.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 535 [1]).

Fig. 236.

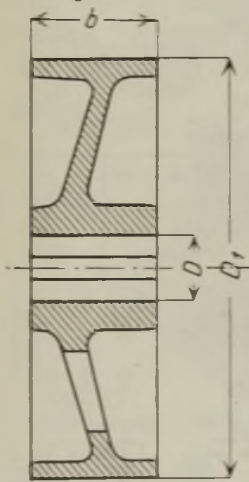
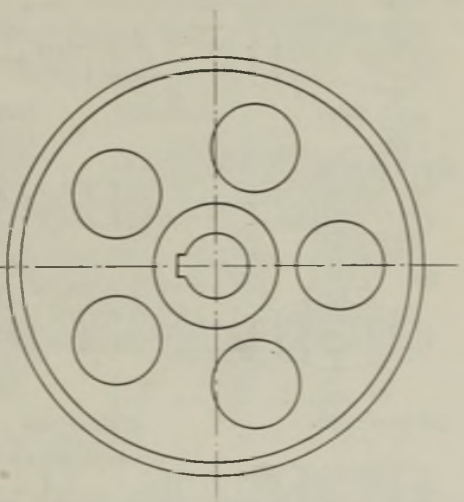


Fig. 237.



[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdenerstr. 97, zu beziehen sind.

Tabelle 22. Maße in Millimetern.

Durchmesser D_1	Bohrung D	Breite b schmal	mittel	breit	Durchmesser D_1	Bohrung D	Breite b schmal	mittel	breit
200	25	70	—	—	700	70	120	—	—
	30	70	—	—		80	120	160	—
	40	70	—	—		90	120	160	210
250	30	70	—	—		100	—	160	210
	40	70	—	—		110	—	—	210
	50	70	—	—	900	90	160	—	—
300	40	90	—	—		100	160	210	—
	50	90	—	—		110	160	210	260
	60	90	—	—		125	—	210	260
400	50	90	—	—		140	—	—	260
	60	90	120	—	1200	100	160	—	—
	70	90	120	—		110	160	210	—
	80	—	120	—		125	160	210	260
500	60	120	—	—		140	—	210	260
	70	120	160	—	1500	110	160	—	—
	80	120	160	—		125	160	210	—
	90	—	160	—		140	—	210	260
						160	—	—	260

Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße. Keilnuten nach DIN 141.

Bremsbandteile.

Fig. 238 bis 241.

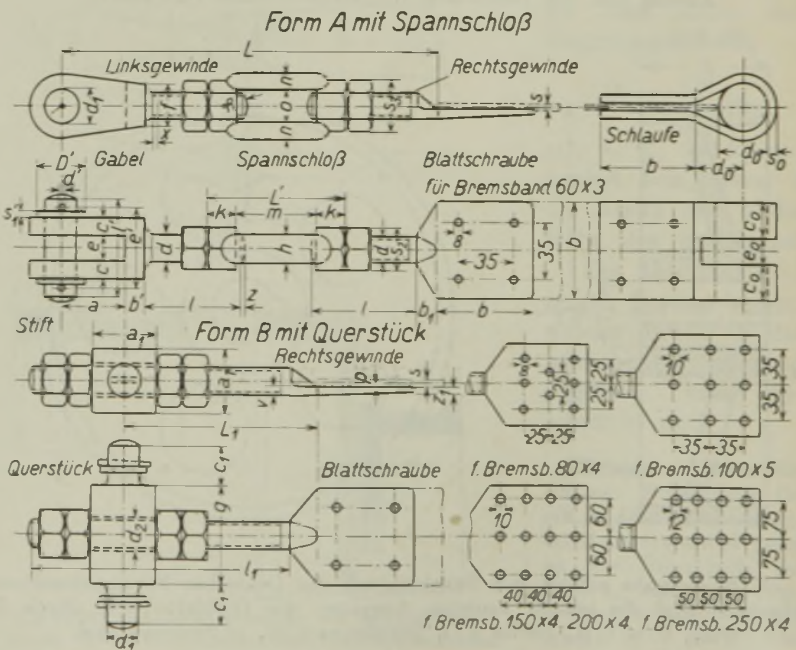


Tabelle 23. Maße in Millimetern.

Für Bremsband	L Gr.	L Kl.	L_1 Gr.	L_1 Kl.	d	d_1	R	f	z	n	o	s_1	d_0	s_0	D'	d'
60 × 3	225	200	115	80	3/4"	20	15	25	5	10	20	31,2	30	6	30	5
80 × 4	270	230	130	90	1/4"	20	20	25	6	11	25	36,9	40	8	30	5
100 × 5	310	260	150	110	7/8"	25	25	35	7	13	28	41,6	45	10	38	6
150 × 4 / 200 × 4	360	310	170	130	1"	25	30	35	8	15	30	47,3	55 / 65	10	38	6
250 × 4	420	380	190	150	1 1/4"	30	40	40	9	20	34	57,7	75	12	45	6

$b \times s$	e_1	l'	e'	e	c	a	b'	l	z	L'	k	m	h	s_2	b_1	c_0
60 × 3	4	60	47	14	10	40	12	60	2,3	85	17,5	50	20	27	15	23
80 × 4	4	60	49	16	10	45	15	70	2,6	95	22,5	50	22	32	20	32
100 × 5	4	70	54	16	12	50	15	80	2,6	110	25	60	26	36	25	42
150 × 4 / 200 × 4	4	80	64	22	14	55	20	90	2,8	130	30	70	30	41	35	64
250 × 4	5	90	76	28	16	60	25	100	3,4	170	40	90	40	50	45	86

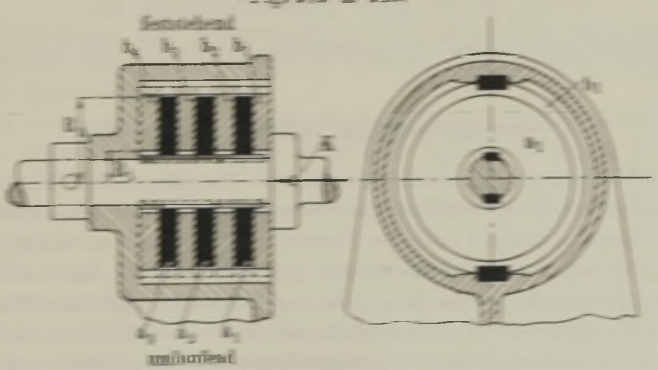
	c_0	a_1	c	y	z_1	g	c_1	d_2	l_1
60 × 3	14	40	6,5	1,5	5	60	25	17	160
80 × 4	16	40	8	2	5	80	25	21	180
100 × 5	16	50	9	2,5	8	100	30	24	200
150 × 4 / 200 × 4	22	50	11	2	10	150	30	27	225
250 × 4	28	60	14	2	12	200	40	33	250

Werkstoff: Flußstahl.

4. Lamellenbremsen

sind Scheibenbremsen mit seitlicher Bremsfläche. Um den axialen Druck bzw. die Flächenpressung zu verringern, ordnet man statt eines einfachen Scheibenpaares mehrere Scheiben an, die abwechselnd teils

Fig. 142 u. 143.



Lamellenbremse.

mit der Welle, teils mit dem feststehenden Bremsgehäuse verbunden sind, sich aber in ihrer Achsenrichtung frei verschieben lassen. Auf diese Weise pflanzt sich der Anpressungsdruck von einem Scheibenpaar zum anderen fort.

Bezeichnet

R die abzubremsende Umfangskraft mit Rücksicht auf die dynamischen Zusatzkräfte, gemessen am mittleren Halbmesser der Bremsflächen,

K den zur Erzeugung von P erforderlichen axialen Anpressungsdruck,

n die Anzahl der reibenden Bremsflächen,

μ den Reibungskoeffizient,

so gilt die Beziehung $$P = K \cdot \mu \cdot n.$$

Werkstoff: Gußeisen auf Rotguß oder auf Vulkanfiber bei sauberste Bearbeitung der Bremsflächen. Die Scheiben sind in der Mitte auszusparen, weil, wie bei den Spurzapfen, die Flächenpressung nach der Mitte zu wächst und außerdem die Wärme am Umfang besser abgeführt werden kann.

Wenn die Bremsen als Senkbremsen verwendet werden und in diesem Falle größere Energiemengen zu vernichten haben, dann läßt man die Bremsflächen am besten in einem Ölbade laufen. Hierbei ist

mit Ölbad μ zu 0,05,
ohne Ölbad μ zu 0,1

anzunehmen.

Während bei Benutzung als Halte- oder Verzögerungsbremse der Flächendruck in den Bremsflächen bis

$$k = 6 \text{ kg/cm}^2$$

betragen darf, hat man bei Senkbremsen dafür zu sorgen, daß die für 1 cm² Bremsfläche zu vernichtende Arbeit

$k \cdot v < 10$ bei schlechter Wärmeabführung,
$k \cdot v < 30$ bei guter Wärmeabführung ist.

Beispiele ausgeführter Lamellenbremsen S. 131, 132 und 134.

5. Sperradbremsen (Lüftungsbremsen).

Bei Winden gewöhnlicher Art ist in der Regel ein Sperrad und eine Handbremse in getrennter Anordnung angebracht. Das Sperrad soll dann die Last im aufgewundenen Zustande schwebend erhalten, während die Handbremse zum gleichförmigen Herablassen der Last dient.

Diese getrennte Anordnung hat den Nachteil, daß der Arbeiter zunächst die Sperrklinke bei festgehaltener Kurbel auslösen muß, bevor er die Bremse anziehen kann. Die verschiedenen Handgriffe, welche zum Herablassen der Last bei einfachen Bremsen vorgenommen werden müssen, können ein Herabstürzen der Last zur Folge haben, wenn der Arbeiter die Kurbel nach dem Ausklinken und vor dem Anziehen der Bremse losläßt.

Diese Nachteile vermeidet man durch eine zweckmäßige Verbindung von Bremse und Sperrad, wodurch die Sperrad- oder Lösungsbremsen

entstehen. Man kann dann beim Lastsenken sofort die Kurbel loslassen und die Last durch Lüften des Bremshebels herabbremsen, ohne daß man die Sperrklinke auszuhaken braucht.

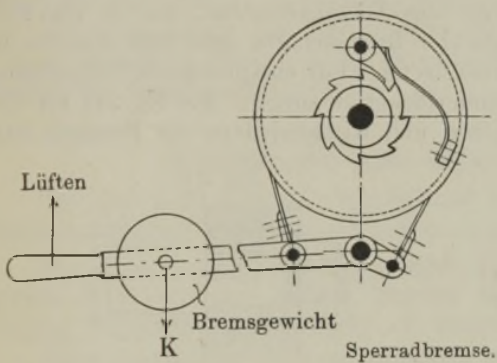
Die Lüftbremsen sind beständig durch Gewichts- oder Federbelastung angezogen. Es muß dann die stets gebremste Scheibe bei der einen Drehrichtung ein Lastaufwinden gestatten, bei der entgegengesetzten Drehrichtung das Sinken der Last so lange verhindern, bis der Bremshebel gelüftet worden ist.

Die Bremswirkung dieser Sperrbremsen kann nur nach einer Seite erfolgen.

Sperradbremse.

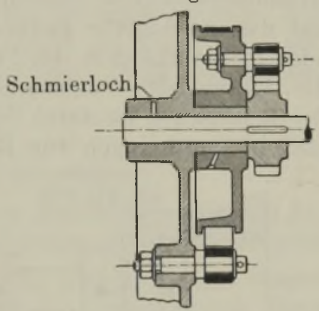
Die Bremsscheibe sitzt lose auf der Bremswelle. Das Bremsband ist durch die Belastung des Hebels stets gespannt. Das Sperrad ist auf die Welle aufgekeilt und der Bolzen der Sperrklinke ist in dem Boden der Bremsscheibe befestigt.

Fig. 244.



Sperradbremse.

Fig. 245.



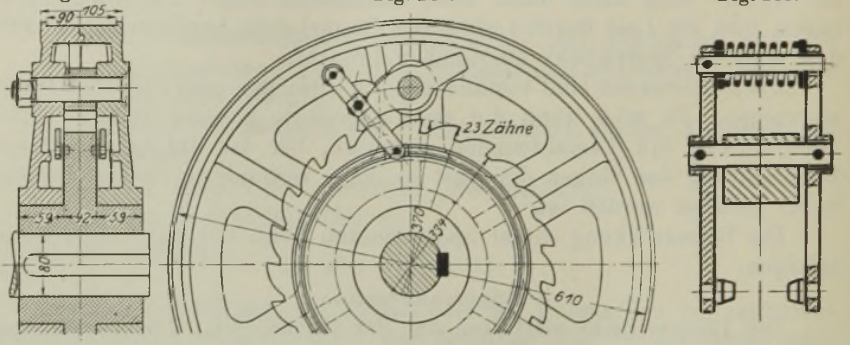
Lastheben: Die Bremsscheibe dreht sich nicht, weil sie durch das gespannte Band gehalten wird. Das Sperrad gleitet infolgedessen unter der Sperrklinke hinweg.

Last schwebt: Die schwebende Last sucht die Bremswelle rückwärts zu drehen; die Zähne des Sperrades legen sich gegen die Sperrklinke, finden aber einen Widerstand, weil die Bremsscheibe mit dem Klinkenbolzen durch das gespannte Bremsband an der Drehung verhindert ist.

Lastsenken: Sobald man den Bremshebel lüftet, treibt die sinkende Last die Bremswelle an und Sperrad nebst Bremsscheibe drehen sich. Das Lüften der Bremse hat vom Arbeiter in der Weise zu erfolgen, daß ein gleichmäßiges Herabsinken der Last stattfindet.

Kann der Bremshebel nicht direkt mit der Hand bedient werden, wie z. B. bei Laufkranen mit Handbetrieb, so wird er nach der dem Gewicht entgegengesetzten Seite verlängert und durch Ziehen an einer Kette betätigt. Bei Dampfkranen wird die Bremse durch Zugstange mittels Fußtrittes gelüftet.

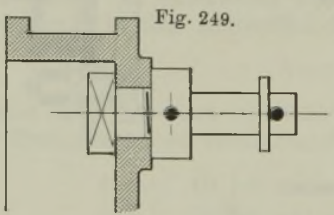
Fig. 246. Fig. 247. Fig. 248.



Sperradbremse mit gesteuerten Klinken.

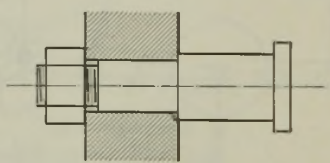
Beim Lastheben wird die Bremsscheibe beständig durch das gespannte Bremsband gegen die Welle gedrückt. Um die dadurch entstehende schädliche Reibung fernzuhalten, setzt man die Bremsscheibe auf das verlängerte Lagerauge des Windenschildes, wie in Fig. 245, oder man verlängert die Nabe der Bremsscheibe und läßt dieselbe in die Bohrung des Windenschildes treten. Für entsprechende Schmierung der Laufflächen ist durch Schmierlöcher zu sorgen. Die Fig. 249 bis 253 stellen Anordnungen von Bolzen und Klinkenfedern für Bremsen dar.

Fig. 249.



Klinkenbolzenbefestigung.

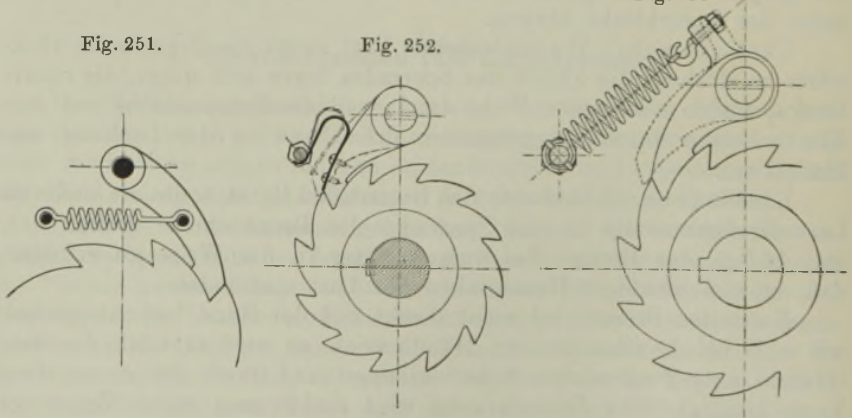
Fig. 250.



Bolzenbefestigung.

Fig. 253.

Fig. 251. Fig. 252.



Anordnung von Klinkenfedern.

6. Selbsttätige Bremsen.

Die von Hand bedienten Senkbremsen eignen sich nicht für zuverlässige Regelung der Senkgeschwindigkeit und zum Anhalten der Last in jeder beliebigen Höhe, insbesondere nicht für lebhaften Betrieb und hohe Leistungen, weil schon geringe Änderungen im Hebelausschlag sehr erhebliche Unterschiede in der Bremswirkung hervorrufen, die sich nur bei außergewöhnlicher Übung vermeiden lassen.

Die Bremsen müssen deshalb bei Maschinenantrieb selbsttätig wirken. Soweit es sich um mechanische Bremsen handelt, sind zwei Konstruktionslösungen zu unterscheiden: a) die Ausbildung der Lastdruckbremsen, b) die Schleuderbremsen.

Letztere scheiden aus, weil sie kleine Lasten langsamer senken als große, so daß z. B. der leere Lasthaken eine störend langsame Senkgeschwindigkeit zur Folge hat.

Ein Abbremsen der beträchtlichen Ankermassen bei Motorantrieb durch Senkbremsen ist nach beiden Richtungen hin nicht möglich. Soll die lebendige Arbeit der Triebwerkmassen auch im Sinne des Lasthebens vernichtet werden, so ist eine zweite Bremse, eine Magnet- oder elektrische Bremse erforderlich.

a) Lastdruckbremsen (Senksperrbremsen).

Sie sind nur noch für Handbetrieb von Bedeutung, während bei Maschinenantrieb allgemein elektrische Senkbremsung angewendet wird.

Das Prinzip dieser Bremsen besteht in der Betätigung der Bremsorgane durch die Last selbst. Hierbei wird der Lastrückdruck durch Seilzug, Schnecke oder Gewinde zur Bremsung herangezogen.

Beim Lastsenken muß die Differenz zwischen dem etwas größeren (20···30 v. H.) Drehmoment des Reibungswiderstandes und dem Drehmoment der Last überwunden werden — bei Handbetrieb durch die Kurbel oder das Haspelrad, bei Maschinenantrieb durch den Motor. Das Heben bedingt Ausschaltung der Bremswirkung durch Gesperre.

Die Lastdruckbremsen arbeiten unwirtschaftlich, weil sie beim Senken erhebliche Arbeit verbrauchen.

Die Lastdruckbremse wird zweckmäßig nur als Senkbremse verwendet. Wollte man sie gleichzeitig zur Verzögerung der Massen als Stoppbremse verwenden, so müßte das Reibungsmoment gegenüber dem Lastmoment sehr groß gewählt werden. Dadurch würde aber ein übermäßig hoher Arbeitsverbrauch beim Senken bedingt, der für alle Lasten annähernd gleich groß ist und etwa dem Heben der halben Last gleichkommt. Es ist deshalb noch eine besondere Stoppbremse erforderlich, die als Magnetbremse in Verbindung mit der Lastdruck-Senkbremse Fernsteuerung gestattet.

Der Reibungswiderstand während des Lastsenkens ändert sich nicht proportional mit der Last, weil der Reibungskoeffizient μ mit wachsender

Belastung sinkt. Es ist deshalb zweckmäßig, die Metallreibflächen im Ölbad laufen zu lassen, damit μ möglichst konstant bleibt. Hierbei ist im Mittel $\mu = 0{,}05$.

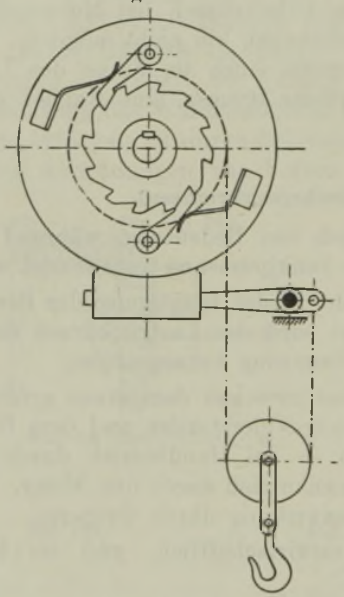
Für richtige Wärmeableitung gilt nach S. 124: $k \cdot v \leqq 30$.

1. Seil-Lastdruckbremsen.

Nur noch selten bei Kranen angewendet, weil hier elektrische Senkbremsung vorgezogen wird. Eine Ausführung der MAN findet sich im Abschnitt „Drehkrane".

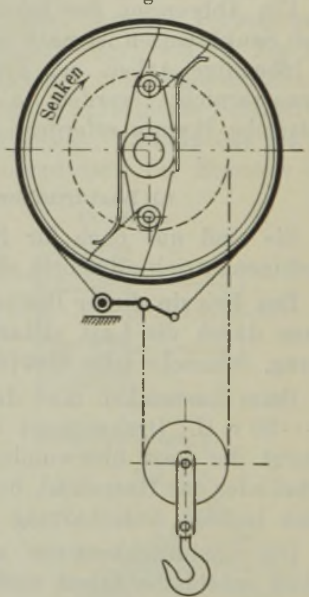
Anordnung: Nach Fig. 254 wird das sonst an einem festen Punkt angebrachte Seilende mit dem Bremshebel verbunden. Die lose auf der Welle sitzende Bremsscheibe wird also stets gebremst. Die Verbindung mit der Welle erfolgt entweder durch ein aufgekeiltes Sperrrad, dessen Klinkenbolzen im Bremsscheibenboden befestigt sind, oder

Fig. 254.



Klotzbremse mit Zahngesperre, durch Seilzug betätigt.

Fig. 255.



Bandbremse mit geräuschlosem Gesperre, durch Seilzug betätigt.

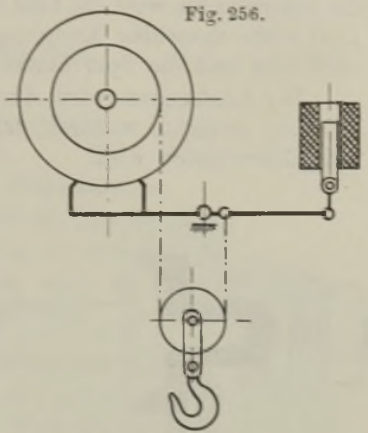
durch ein geräuschloses Gesperre mit aufgekeiltem Klinkenträger und als Keilnute ausgebildetem Bremsscheibeninnenrand nach Fig. 255.

Arbeitsweise: Während des Senkens ist infolge der Wirkungsweise der Gesperre Kupplung zwischen Bremsscheibe und Welle vorhanden und der unter dem Einfluß der Last stehende Bremshebel erzeugt den erforderlichen Bremswiderstand. Während des Hebens kann sich die Bremswelle ungehindert drehen, weil das Gesperre wirkungslos ist, die gebremste Scheibe also stehen bleibt. Beim Senken muß die Differenz zwischen Reibungsmoment und Lastmoment überwunden werden.

Das Gesperre kann durch Anordnung eines Magnets vermieden werden. Beim Senken ist der Magnet stromlos, die Bremse also angezogen. Beim Heben erhält der Magnet Strom, lüftet also die Bremse.

Eine besondere Stoppbremse läßt sich entbehren, wenn das Bremsmoment gegenüber dem Lastrückdruckmoment groß ausgeführt und die Bremse während des Senkens von diesem Überschuß entlastet wird, indem der Magnet mit vorgeschaltetem Widerstand Strom erhält.

Fig. 256.



Klotzbremse mit Magnet durch Seilzug betätigt.

2. Schnecken-Lastdruckbremsen.

Bei Schneckengetrieben sucht die durch die Last erzeugte Umfangskraft des Schneckenrades die Schneckenwelle in ihrer Achse zu verschieben. Dieser Druck wird zur Erzeugung eines Reibungswiderstandes benutzt, dessen Moment dem Lastmoment das Gleichgewicht hält.

Beim Senken muß der Überschuß: Bremswiderstand—Lastzug durch den äußeren Antrieb überwunden werden. Beim Heben wird die Bremse durch ein Gesperre oder durch einen Magnet abgeschaltet.

Der zur Erzielung des Reibungswiderstandes beim Senken erforderliche Anpressungsdruck wächst im gleichen Verhältnis mit der Last. Man wählt das Bremsmoment $^1/_5$ bis $^1/_3$ größer als das Rücktriebmoment.

Die nachstehend beschriebenen Lastdruckbremsen von Becker, Lüders und Bolzani dienen dem Handbetrieb, besonders bei Schneckenflaschenzügen und Laufkatzen.

Bei elektrischem Antrieb wird die Reibfläche zweckmäßig als Lamellenfläche ausgebildet, wie die beschriebene Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik zeigt. Eine besondere Stoppbremse wird hier häufig bei sehr groß gewähltem Sicherheitsüberschuß unter Inkaufnahme eines hohen Stromverbrauches weggelassen.

Schnecken-Lastdruckbremse von Becker.

Auf der Schneckenwelle sitzt der Vollkegel *a*, welcher von dem axialen Schneckendruck, den die aufzuwindende Last erzeugt, in den Hohlkegel *b* gedrückt wird. Dieser Hohlkegel *b* stützt sich gegen die Druckschraube *d*, welche in einer fest mit dem Gestell des Hebezeuges verbundenen Büchse *c* sitzt.

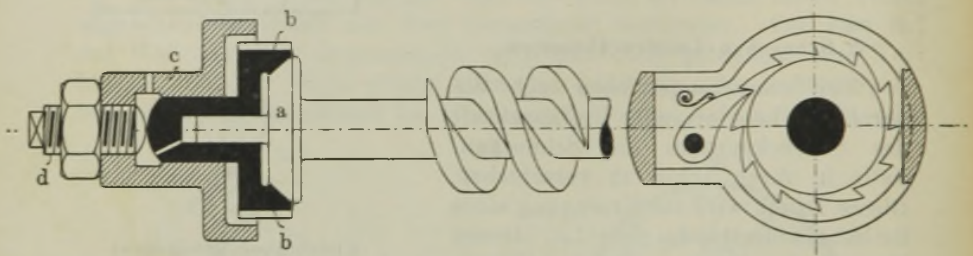
Der Hohlkegel *b* ist ferner an seinem äußeren Umfange als Sperrrad ausgebildet und wird durch eine eingreifende Sperrklinke an der Rückwärtsdrehung gehindert.

Beim Emporwinden der Last gleiten die Zähne des Sperrades unter dem Sperrkegel hinweg und die vermöge des axialen Schneckendruckes

gekuppelte Schneckenwelle dreht sich mit dem Hohlkegel b, weil die Reibung in der Kegelkupplung größer ist als zwischen dem Zapfen des Hohlkegels und dem Stützzapfen. Nach Loslassen der Kurbel oder des Haspelrades wird die Last schweben bleiben, weil der bei hängender Last stets ausgeübte Kupplungsdruck die beiden Kegel der Kupplung verbindet und die Sperrklinke das Sinken der Last hindert.

Das Lastsenken wird durch Drehen am Haspelrade in der Senkrichtung erreicht, wodurch der Reibungswiderstand in der Kegelkupplung überwunden wird.

Fig. 257.



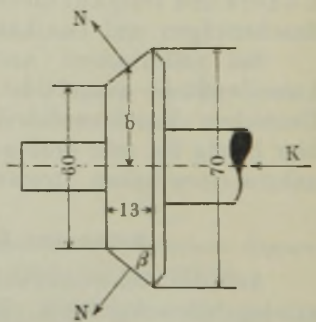
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker.

Diese Drucklagerbremse, für welche nachstehende Rechnung durchzuführen ist, fällt in ihren Abmessungen sehr klein aus.

Es bedeute:

M das Bremsmoment der Kegelkupplung in kgcm,
K den Zahndruck in Richtung der Schneckenachse, also den Anpreßdruck für die Kupplung,
r den Schneckenhalbmesser in cm,
α den Steigungswinkel des Schneckengetriebes,
ϱ den Reibungswinkel des Schneckengetriebes,
W den Umfangswiderstand am mittleren Kegelhalbmesser,
b den mittleren Bremskegelhalbmesser in cm,
β den halben Kegelwinkel der Kupplung,
$\mu_1 = tg\,\varrho_1$ die Reibungszahl in den Bremsflächen.

Fig. 258.



Vollkegel der Lastdruckbremse.

Unter Vernachlässigung der Lagerreibungen ist das selbsttätige Rücktriebmoment in der Schneckenwelle (S. 158)

$$M \geqq K \cdot r \cdot tg\,(\alpha - \varrho),$$

oder mit $M = W \cdot b$

$$W \cdot b \geqq K \cdot r \cdot tg\,(\alpha - \varrho).$$

Zwischen Einpressungsdruck K und Umfangskraft W besteht die Beziehung

$$W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta}^{1});$$

also ist

$$\frac{\mu_1 \cdot K \cdot b}{\sin \beta} \geqq K \cdot r \cdot tg(\alpha - \varrho),$$

woraus mit $\mu_1 = tg\,\varrho_1$

$$b \geqq r \frac{\sin \beta \cdot tg(\alpha - \varrho)}{tg\,\varrho_1}.$$

Gebräuchliche Ausführungswerte für Flaschenzüge:

$$\alpha = 22^0; \quad \beta = 21^0 \quad (\beta = 28^0 \text{ ist Grenzwert}).$$
$$\varrho = \ 7^0; \quad \mu = 0{,}05; \ \mu_1 = tg\,\varrho_1 = 0{,}05.$$

Die Breite des Bremskegels ermittelt sich wie bei den Konuskupplungen aus der zulässigen Flächenpressung.

Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders.

Die Kegelkupplung ist hier durch eine Lamellenkupplung ersetzt. Zwischen den beiden durch Feder mit der Welle verbundenen schmiedeeisernen Druckscheiben a und b, von denen die linke mit einem Stütz-

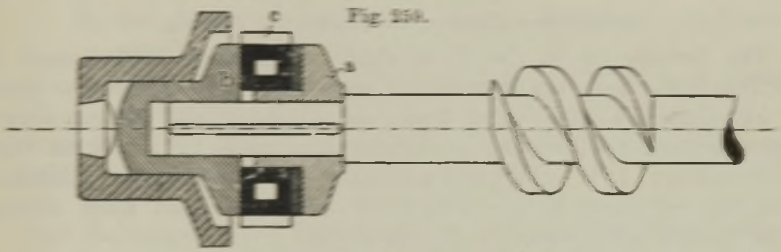


Fig. 250.

Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders.

zapfen versehen ist, sitzt lose das Sperrad c, welches wieder den Rückgang der Last hindert. Zwischen dem aus Bronze gegossenen und mit Fettkammer versehenen Sperrade c und der Druckscheibe a ist eine Lederscheibe angebracht, welche die Lamellenkupplung elastisch gestalten soll.

Schnecken-Lastdruckbremse von Bolzani.

Die Schneckenwelle a wird durch die Last in der Richtung des Pfeiles belastet. Es drückt infolgedessen Bund b der Welle die beiden halbringförmigen Bremsbacken c und c_1 gegen die schiefen Flächen der keilförmigen Ansätze der auf der Welle axial verschiebbaren, aber

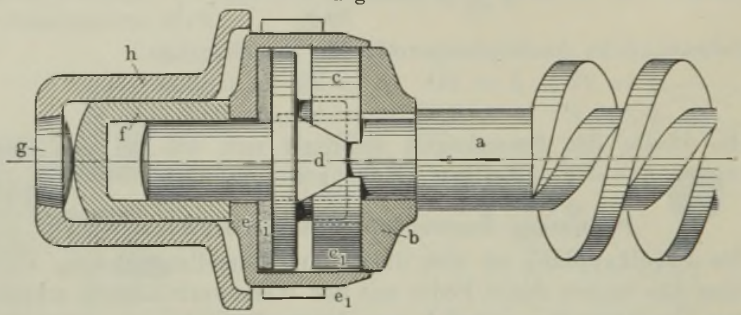
---

[1]) Stellungnahme zu dieser Formel in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1915. S. 1030: Prof. Bantz: Beitrag zur Berechnung der Kegelreibkupplungen und über Reibung und Schmierung.

Dort ist nachgewiesen, daß die in der Literatur gebräuchliche Formel von Weisbach $W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta}$ falsch sei, und daß die ursprünglich von Reuleaux aufgestellte Formel $W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta}$ die richtige ist.

undrehbar befestigten Scheibe *d*. Dadurch wird eine Spreizung der Bremsbacken gegen die Zylinderfläche der Bremsmuffe e_1 hervorgerufen, während der Längsdruck auf die Keilflächen durch die Scheibe *d* sich gegen die Ebene *e* der Bremsmuffe stützt. Die weitere Druckübertragung findet dann von der Bremsmuffe auf die lose Spurbüchse *f*, von dieser schließlich auf den Spurzapfen *g* [1]) statt, der sich in dem festen Lager *h* des Flaschenzuggehäuses oder Windengestelles befindet.

Fig. 260.



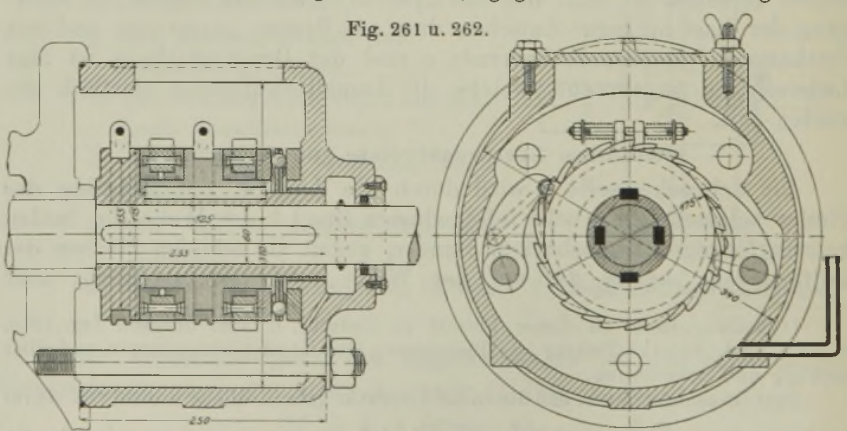
Maximbremse von Bolzani.

Schnecken-Lastdruckbremse der Demag.

Die Bremse ist in die Hauptwinde eines Viermotorenkranes für 30 t Tragkraft und 21 m Spannweite eingebaut. Der Hubmotor leistet bei 540 Uml./min. 26 PS und treibt die Trommel von 500 mm Durchmesser durch ein doppelgängiges Schneckengetriebe 1 : 15 und ein Stirnrädervorgelege 1 : 4. Hubgeschwindigkeit 2,4 m/min. Die elastische Kupplung zwischen Motor- und Schneckenwelle dient einer elektromagnetischen Lüftbremse als Bremsscheibe.

Die Lastdruckbremse ist mit einem Kugelstützlager am Ende der Schneckenwelle in eine geschlossene, gegen das Schneckengehäuse

Fig. 261 u. 262.



Schnecken-Lastdruckbremse der Demag.

[1]) Ungünstige Spurzapfenkonstruktion in Fig. 257, 259, 260.

geschraubte gußeiserne Büchse mit Ölbad eingebaut und besteht aus einem doppelten Lamellensatz mit zwei Sperrädern. Die drei Bremsflächen der lose eingesetzten Sperräder sind mit Vulkanfiber belegt. Die beiden Sperrklinken arbeiten geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Stellzaum.

Beim Heben gestatten die Sperrklinken freie Drehung der Sperrscheiben, es findet keine Bremsung statt. Bei der Bewegungsumkehr werden die Sperrscheiben durch die Klinken festgehalten, es findet Bremsung statt.

Bezeichnet mit Bezug auf Fig. 261 und 262

Z den Zahndruck des auf dem Gewinde verschiebbaren Ritzels beim Lastrücktrieb in kg,
R den Halbmesser des Ritzels in cm,
M_s das durch den Rücktrieb der Last erzeugte und zu bremsende Moment in kgcm,
K den durch die Schraube erzeugten Axialdruck,
r den mittleren Halbmesser der Schraube im Gewinde,
α den Steigungswinkel der Schraube,
ϱ den Reibungswinkel derselben,
R_a und R_i den äußeren und inneren Halbmesser der Bremsscheibe in cm,
M_B das durch den Druck K in den Bremsflächen erzeugte Reibungsmoment in kgcm,

so ist zunächst das Moment, welches die Welle im Sinne des Senkens zu drehen sucht,

$$M_s = Z R.$$

Die Reibungsverluste im Triebwerk von der Lastwelle bis zur Bremswelle unterstützen hierbei die Bremse, so daß die Momente mit den vorsichtshalber hoch einzuschätzenden Wirkungsgraden zu multiplizieren sind.

Soll die Last frei schweben, so muß das Reibungsmoment in den Bremsflächen größer sein ($^1/_5$ bis $^1/_3$) als das durch den Rücktrieb des Ritzels ausgeübte Moment, also

$$M_s < M_B.$$

Zur Bestimmung von M_B ermitteln wir zunächst die axiale Druckkraft der Schraube unter Vernachlässigung des Schraubenstützmomentes zu

$$K = \frac{M_s}{r\,tg\,(\alpha - \varrho)}.$$

Dann ist das Moment bei einer Bremsfläche

$$M_B = K \mu \frac{R_a + R_i}{2}$$

und bei n reibenden Ringflächen wie in Fig. 242:

$$M_B = n\,K\,\mu \cdot \frac{R_a + R_i}{2}.$$

3. Gewinde-Lastdruckbremsen.

Der fehlende Axialdruck der Schnecke wird durch Gewinde künstlich erzeugt.

Arbeitsweise. Heben: Trieb *a* wird durch den Lastrückdruck am Drehen gehindert und axial gegen das Sperrad *b* gedrückt. Dadurch wird dieses samt der Gegenscheibe *c* mitgenommen, wobei die Sperrzähne unter der Klinke hinweggleiten (eventuell geräuschlose Klinken).

Fig. 263.

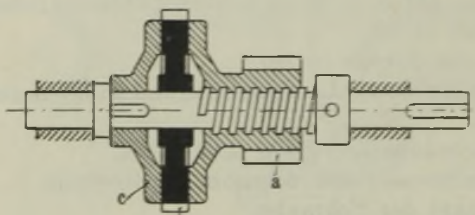
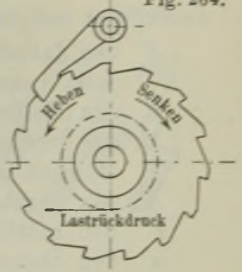
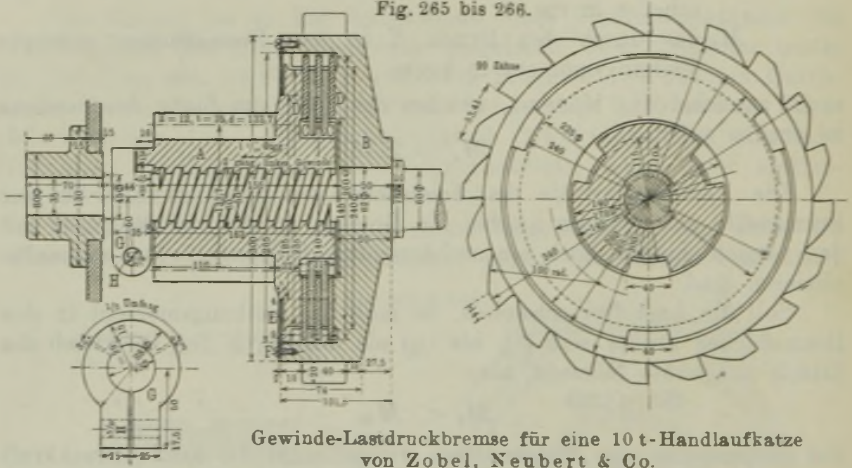


Fig. 264.



Gewinde-Lastdruckbremse.

Fig. 265 bis 266.



Gewinde-Lastdruckbremse für eine 10 t-Handlaufkatze von Zobel, Neubert & Co.

Schweben: Der Rücktrieb wird durch die Klinke gehindert.

Senken: Dasselbe kann nur durch Rückwärtsdrehen der Kurbel erfolgen. Das zunächst durch die Reibung an *b* am Drehen gehinderte Ritzel wird zurückgezogen, die Kupplung gelüftet, wobei die Last sinkt. Fängt das durch die Last gedrehte Ritzel an sich relativ schneller zu drehen als die im gleichen Sinne laufende Welle, so wird *a* gegen *b* gepreßt und dadurch gebremst, bis wieder durch die Kurbel ein Lüften erfolgt. Es entsteht also ein beständiges selbsttätiges Öffnen und Schließen der Bremse.

Anwendung. Die Konstruktion eignet sich nur für kleine Hubhöhen und geringe Lasten in Flaschenzügen, Laufkatzen und kleinen Winden.

Die Erwartungen, daß sich nach den guten Erfahrungen mit Gewinde-Lastdruckbremsen für Handbetrieb dieselben auch bei elektrischem Betriebe bewähren würden, haben sich nicht erfüllt. Diese Bremse kommt deshalb für elektrischen Antrieb nicht mehr zur Anwendung, weil die zum Senken verbrauchte Arbeit für die Motorleistung sehr ungünstig ist, und weil der durch das Lüftspiel bedingte tote Gang innerhalb des Triebwerkes bei den groben Beschleunigungen der zu kuppelnden Teile Stoßen und Klemmen in der Bremse verursacht.

Die Bremswirkung tritt stoßweise ein und wird ruckweise unterbrochen, um so mehr, je weniger feinfühlig und elastisch die Bremse ist.

4. Schrägzahn-Lastdruckbremse von Windhoff.

Um auch bei Stirnräderübertragung einen axialen Druck zu erhalten, stellt man die Zähne der Stirnräder schief. Der Druck wird auf eine Lamellenkupplung übertragen, welche die Welle mit dem Sperrad kuppelt. Vgl. Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse.

b) Zentrifugalbremsen

oder Schleuderbremsen sind selbsttätige Bremsen, welche durch die Fliehkraft drehbarer, durch die sinkende Last bewegter Massen betätigt werden. Da bei schwebender Last die rotierenden Massen in Ruhe sind, ist keine Zentrifugalkraft, also keine Bremskraft vorhanden. Zentrifugalbremsen können daher nie als Stopp-, sondern nur als Senkbremsen Verwendung finden. Die Bremskraft wächst mit zunehmender Zentrifugalkraft, d. h. mit zunehmender Drehzahl der Welle, also mit zunehmender Senkgeschwindigkeit.

Zentrifugalbremse von Becker.

Die Bremse besteht aus dem festgestellten Gehäuse A, den drei Bremsklötzen B, der mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe C und der Feder D. Die Drehbolzen der Bremsklötze sind in der Scheibe befestigt. Die Klötze sind ferner derart ausgebildet, daß die Fliehkraft mittels Hebelübersetzung den Bremsdruck vergrößert, und daß große Massen in großem Abstande von der Welle angebracht werden können; daher sichelförmige Gestalt.

Behufs gleichmäßigen Anschlagens der drei Klötze sind dieselben durch Schienen E mit einer Büchse F verbunden, die lose auf der Nabe der Scheibe C sitzt. Damit sich beim Lastaufwinden die Bremsklötze nicht an die Trommelwandung anlegen, muß die Zentrifugalkraft bis zu einer gewissen Drehzahl ausgeglichen sein. Man bewerkstelligt das Abziehen der Klötze von der Trommelwandung durch eine in der Büchse F angebrachte Spiralfeder. Das Spannen der Feder erfolgt durch Drehen der Büchse.

Fig. 267.

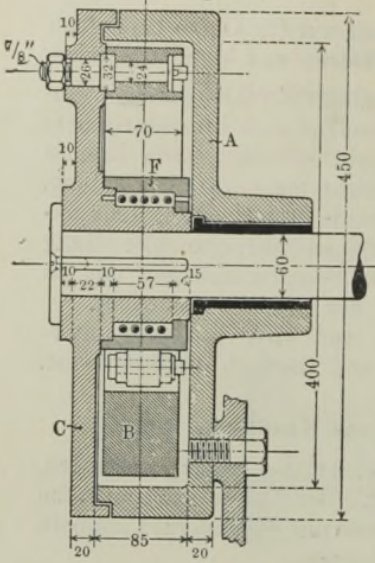
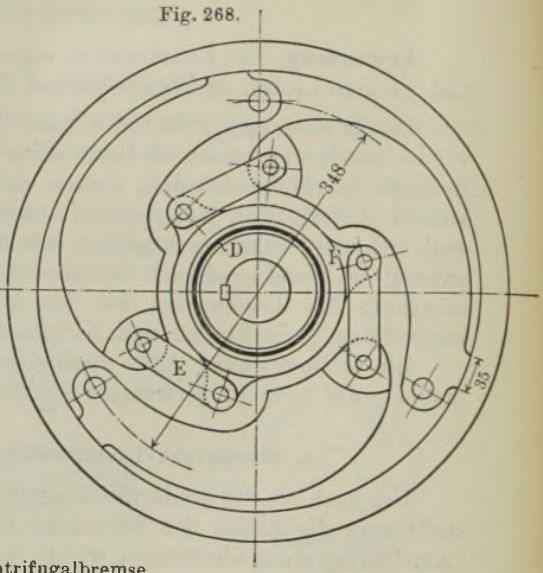


Fig. 268.



Zentrifugalbremse.

Fig. 269.

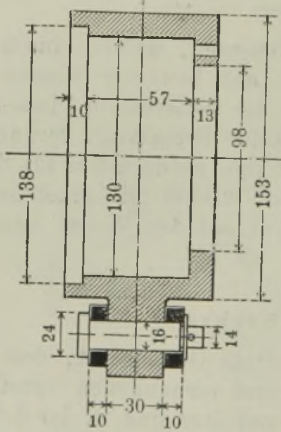
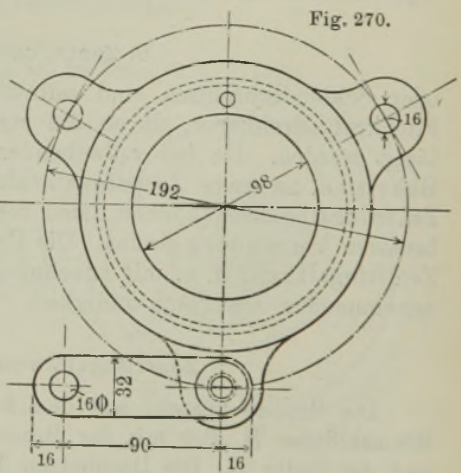
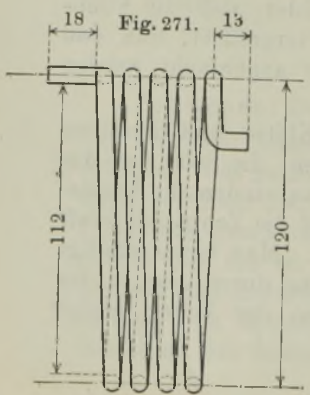


Fig. 270.



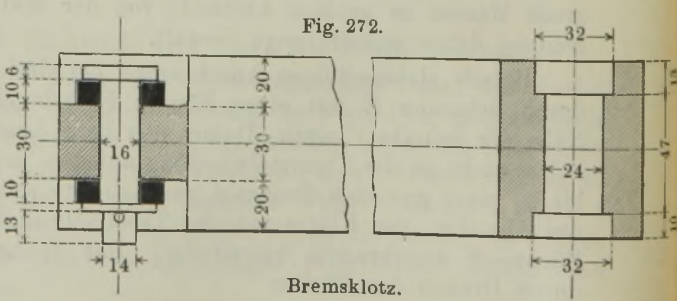
Federgehäuse zur Zentrifugalbremse.

Fig. 271.



Feder.

Fig. 272.



Bremsklotz.

Zentrifugalbremsen sind auf schnell laufenden Wellen anzuordnen, weil die Klötze bei einer geringen Umdrehungszahl der Bremswelle sehr schwer ausfallen bzw. der Durchmesser der Bremse sehr groß wird.

Berechnung.

Da die drei Bremsklötze vollständig gleichmäßig wirken, so braucht man der Rechnung nur einen Klotz zugrunde zu legen.

Es bezeichne:

- D den Druck eines Bremsklotzes gegen den Gehäuseumfang bei der größten Umdrehungszahl der Bremswelle,
- a den Hebelarm des Anpressungsdruckes D in bezug auf den Drehbolzen,
- b den Hebelarm der Klotzreibung μD in bezug auf den Drehbolzen,
- c den Hebelarm der Fliehkraft im Schwerpunkt S des Bremsklotzes, bezogen auf den Drehzapfen,
- μ die Reibungszahl der Gleitflächen $= 0{,}1$,
- F den Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz,
- f den Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen,
- G das Gewicht eines Bremsklotzes,
- r den Abstand des Klotzschwerpunktes von der Wellenmitte in m,
- n die größte Umdrehungszahl der Bremse i. d. min,
- g die Fallbeschleunigung $= 9{,}81$ m s^2.

Die Fliehkraft C des Bremsklotzes bestimmt sich durch die Gleichung:

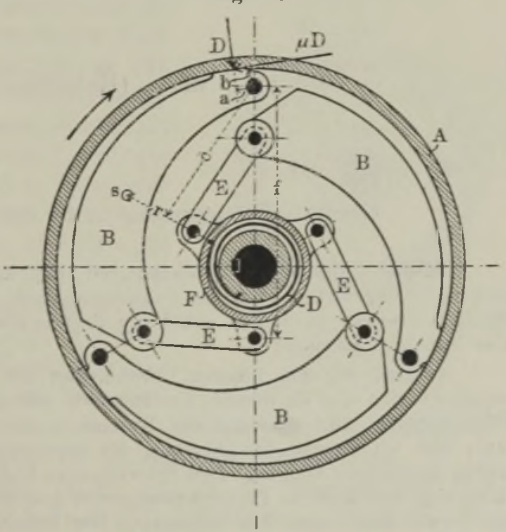
$$C = \frac{m v^2}{r}$$

$$= \frac{G}{g} \cdot \frac{4 r^2 \pi^2 \cdot n^2}{r \cdot 60 \cdot 60} = G \frac{r \cdot n^2}{900}.$$

An einem Klotze wirken der Klotzdruck D, die Klotzreibung μD, die Fliehkraft C und der Federzug F. Die Gleichgewichtsbedingung für diese vier Kräfte drückt sich aus durch die um den Drehpunkt des Klotzes angeschriebene Momentengleichung:

$$C \cdot c - D \cdot a - \mu D \cdot b - F \cdot f = 0.$$

Fig. 273.



Zentrifugalbremse.

Bezeichnet man den auf den Bremstrommelumfang wirkenden Rücktrieb der Last mit $3P$, so muß für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze $\mu D = P$ sein, und hiermit folgt nach der Momentengleichung:

$$P\left(\frac{a}{\mu}+b\right)+F\cdot f=\frac{G\cdot r n^2 c}{900},$$

$$G \geqq \left[P\left(\frac{a}{\mu c}+\frac{b}{c}\right)+F\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r n^2}.$$

Bei der Wahl der Federspannung ist zu berücksichtigen, daß die Bremse kleinere Lasten bereits bei geringerer Umlaufzahl bremst als die Grenzlast, für die sie noch ausreichen soll. Läuft die Bremse umgekehrt, so unterstützt die Bremsreibung den Bremsdruck. Es ist dann $\frac{b}{c}$ durch $-\frac{b}{c}$ zu ersetzen. Man vermeidet aber diese Anordnung, weil die wachsende Zentrifugalkraft durch die Klotzreibung plötzlich unterstützt wird und dadurch ruckweises Anziehen der Klötze eintritt (Erzitterungen).

Den Einfluß kleinerer Lasten auf die Senkgeschwindigkeit prüft man nach der Gleichung

$$n=\sqrt{\left[P\left(\frac{a}{\mu\cdot c}+\frac{b}{c}\right)+F\frac{f}{c}\right]\frac{900}{rG}}.$$

Hierin ist wieder die dieser kleineren Last entsprechende Umfangskraft am Bremstrommelumfang mit $3P$, also die auf einen Klotz entfallende Umfangskraft mit P bezeichnet.

Übliche Ausführungswerte:

$$a = b,$$

$$\frac{a}{c}=\frac{b}{c}=\frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{12} \text{ (Hebelübersetzung im Klotz)},$$

$$\frac{f}{c}=\frac{3}{2}.$$

Gesamtfederspannung = 15 bis 21 kg, also $F = 5$ bis 7 kg.

Beispiel. Für einen Laufkran von 1500 kg Tragkraft ist die Zentrifugalbremse zu berechnen. Um die Geschwindigkeit der sinkenden Last innerhalb zulässiger Grenzen zu halten, darf die Bremswelle nur etwa 200 Umdrehungen in der Minute machen.

Nehmen wir den inneren Durchmesser der Bremstrommel zu 400 mm an, so ermittelt sich die an diesem Umfange zu vernichtende Umfangskraft zu 120 kg. Wir zeichnen nun zunächst die Bremse in der Ansicht nach Gutdünken derart auf, daß wir daraus den Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte bestimmen können. Den Schwerpunkt findet man in bequemer Weise, wenn man sich den Klotz in Papier ausschneidet und die Schwerlinien durch Aufhängung nach zwei Richtungen hin bestimmt. Der Schnittpunkt der Schwerlinien ist dann der Schwerpunkt.

Wir entnehmen dem vorläufigen Entwurfe folgende Verhältnisse:

$$r = 150\text{ mm}, \quad a = b = 26\text{ mm}, \quad c = 208\text{ mm};$$

also

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8}, \qquad \frac{f}{c} = \frac{270}{208} = 1{,}3.$$

Nehmen wir ferner die Federspannung je Klotz zu 6,5 kg an, so ergibt sich das Klotzgewicht aus der Gleichung:

$$G = \left[P\left(\frac{a}{\mu \cdot c} + \frac{b}{c}\right) + F\,\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r n^2},$$

$$G = \left[\frac{120}{3}\left(\frac{1}{0{,}1 \cdot 8} + \frac{1}{8}\right) + 6{,}5 \cdot 1{,}3\right]\frac{900}{0{,}15 \cdot 200^2}.$$

$$G \approx 10\text{ kg}.$$

Die Bremsklotzdicke ergibt sich nach Ermittlung der Klotzfläche zu 65 mm.

Hängt nur die halbe Last am Kranhaken, so macht die Bremswelle bei einer Umfangskraft von $\frac{120}{2} = 60\text{ kg} = 3P$, also $P = \frac{60}{3}$

$$n = \sqrt{\left[\frac{60}{3}\left(\frac{1}{0{,}1 \cdot 8} + \frac{1}{8}\right) + 6{,}5 \cdot 1{,}3\right]\frac{900}{0{,}15 \cdot 10}} \approx 147\text{ Umdrehungen i. d. min},$$

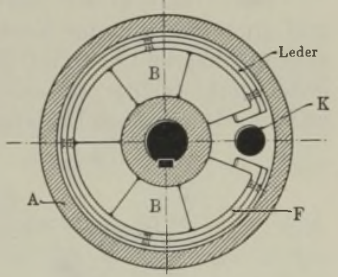
d. h. die Zentrifugalkraft ist bereits bei 147 Umdrehungen so groß, daß sie dem kleineren Lastrückdruck das Gleichgewicht hält.

Um die Bremsklotzwirkung der Beckerschen Zentrifugalbremse zu erhöhen, versehen manche Firmen die Reibflächen mit Keilnuten, welche nach den unter Keilreibungsrädern angegebenen Gesichtspunkten zu konstruieren sind.

Zentrifugalbremse von Stauffer.

Die Bremse besteht aus sechs bis acht Bleiklötzen B, welche durch eine äußere, mit Leder versehene Ringfeder F zusammengehalten werden und in einem Trommelgehäuse untergebracht sind. Durch eine eingreifende Knagge K, welche entweder an einem benachbarten Zahnrade oder an einer besonderen Mitnehmerscheibe sitzt, werden die Bleiklötze gezwungen, an der Umdrehung der Bremswelle teilzunehmen. Bei zunehmender Senkgeschwindigkeit überwindet die Zentrifugalkraft der Klötze die Kraft der umschließenden Ringfeder und preßt dieselbe mit der Lederseite gegen das Bremsgehäuse A, wodurch die Umfangskraft vernichtet wird. Die Bremse wird nach der als zulässig angenommenen Senkgeschwindigkeit, welche 20 bis 40 m in der Minute beträgt, berechnet. Um dieselbe Schleuderbremse auch bei kleineren Umfangskräften verwenden zu können, bringt man die Bleiklötze in Zellen unter, deren Füllungen der Bremsgröße entsprechen.

Fig. 274.



Zentrifugalbremse von Stauffer.

Nachteile: Die Klötze fallen infolge der mangelnden Hebelübersetzung in den Klötzen bedeutend schwerer aus. Deshalb seltene Anwendung.

Kurzer Überblick über Schleuderbremsen.

Nachteile:

1. Geringe Senkgeschwindigkeit des leeren Hakens und kleiner Lasten.
2. Schleuderbremsen allein genügen nicht zum Schweben der Last. Es müssen stets noch Haltebremsen (Handbremsen) oder Sicherheitskurbeln vorhanden sein, damit die Last jederzeit in beliebiger Höhe zum Halten gebracht werden kann.

7. Sicherheitskurbeln.

Läßt man bei einer gewöhnlichen Winde die Last nur mit Hilfe der Bremse sinken, so wird die Kurbel mit rotieren und gefahrbringend für den danebenstehenden Arbeiter sein.

Bei den meisten Winden vermeidet man nun allerdings diesen Übelstand dadurch, daß man die Kurbelwelle in axialer Richtung verschiebt und dadurch mit dem anderen Getriebe außer Eingriff bringt. Die Kurbelwelle steht nun beim Lastsenken still, doch waren hierzu mehrere Handgriffe erforderlich. Zur Vermeidung derselben, welche immer einige Umsicht von seiten des Arbeiters verlangen, dienen Sicherheitskurbeln.

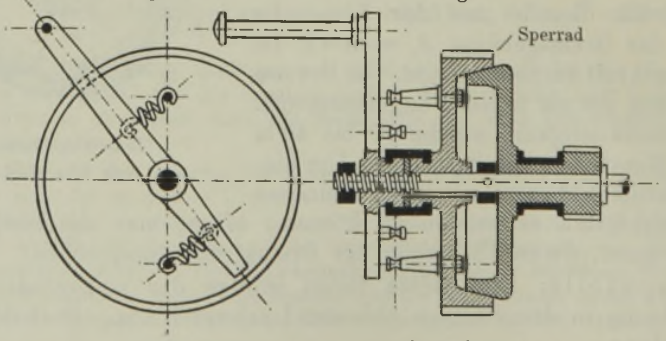
Anwendungsgebiet: Sicherheitskurbeln finden nur bei Handantrieb für größere Förderhöhen als 5 m Anwendung. Sie kommen ferner nur für Stirnräderübersetzung in Betracht und dann zweckmäßig nur für einfache Übersetzung, weil sonst das Hakengewicht unnötig schwer gemacht werden muß.

Nachteil: Es ist kein Rückwärtskurbeln möglich. Da der zu senkenden Last bei nicht senkrecht ablaufendem Seil ein Laststoß gegeben werden muß, so ist bei der Unmöglichkeit des Rückwärtskurbelns ein großes Belastungsgewicht erforderlich.

Sicherheitskurbel mit Kegelkupplung.

Der Vollkegel der Kegelkupplung ist mit einem Ritzel verbunden und sitzt lose auf der Kurbelwelle. Der Hohlkegel ist auf einer Feder verschiebbar und kann durch die mit flachem Gewinde versehene Kurbelnabe, mit welcher er durch eine Schelle verbunden ist, verschoben werden. Der äußere Umfang des Hohlkegels ist als Sperrad ausgebildet.

Fig. 275. Fig. 276.



Sicherheitskurbel mit Kegelkupplung.

Heben der Last: Dreht man die Kurbel in der Richtung, bei welcher die Konuskupplung geschlossen wird, so verursacht die Reibung zwischen den Kegelflächen die Mitnahme des Antriebrades.

Schweben der Last: Zwischen Kurbel und Kupplung sind zwei Spannfedern angebracht, welche die Kurbel bis zur vollständigen Kupplung im Sinne des Lastantriebs zu drehen suchen. Die Sperrklinke hindert dann die Rückwärtsdrehung der gekuppelten Teile beim Loslassen der Kurbel.

Senken der Last: Durch Rückwärtsdrehen der Kurbel mittels der Verbindungsschelle muß der Vollkegel aus dem Hohlkegel gezogen werden, wodurch die Last frei wird. Dreht man die Kurbel nur so viel rückwärts, daß die Kegelflächen mehr oder weniger aufeinander schleifen, so kann man die Last mit beliebiger Geschwindigkeit herabbremsen.

Berechnung der Kegelkupplung nach S. 130 (Berechnung einer Lastdruckbremse).

Sicherheitskurbel von Becker.

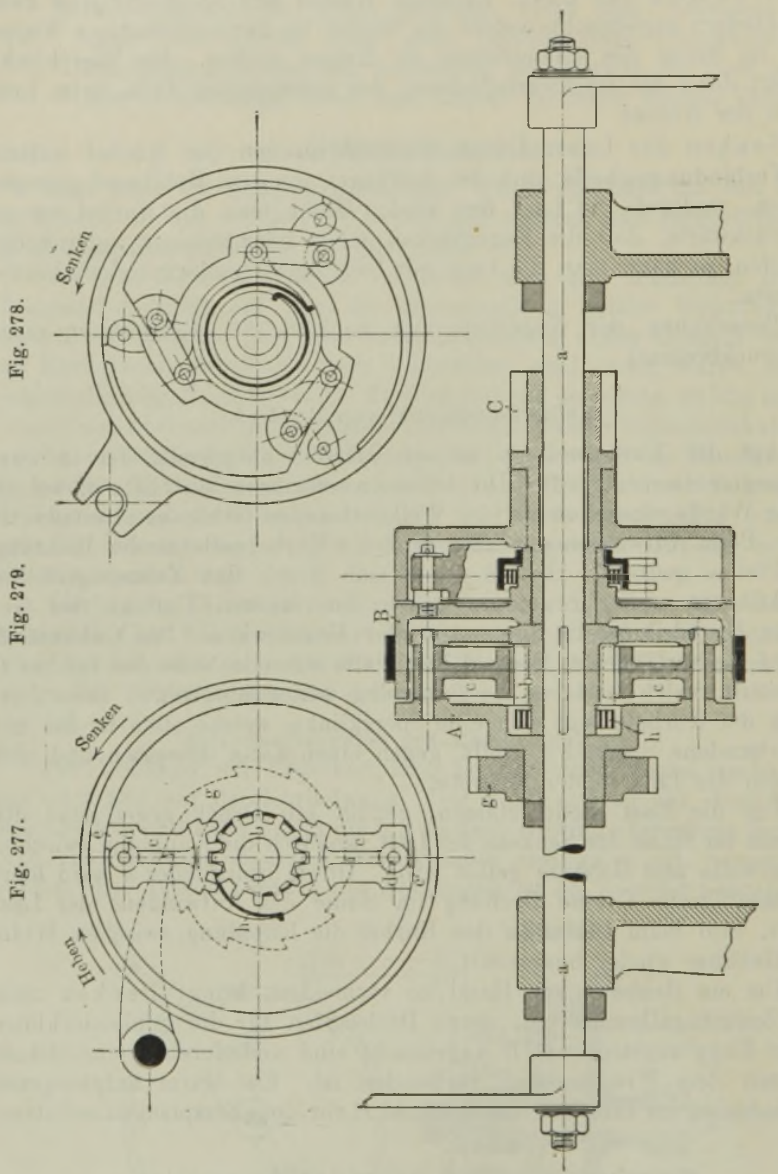
Auf der Kurbelwelle *a* ist ein Trieb *b* aufgekeilt, der in zwei Zahnsegmente *c* eingreift. Die letzteren schwingen um Stifte *d*, welche in die Wände eines lose auf der Welle sitzenden Gehäuses *A* eingesetzt sind. Beim Aufwinden der Last wird die Kurbelwelle in der Richtung des Pfeiles gedreht. Hierbei legen sich durch den Zahneingriff die Druckflächen *e* der Segmente gegen den inneren Umfang des Gehäuses *B* und kuppeln dieses mit der Kurbelwelle. Das Gehäuse *B* ist auf die verlängerte, lose auf der Welle sitzende Nabe des Triebes *C* aufgekeilt, welch letzteres die Bewegung weiter überträgt. Beim Loslassen der Kurbeln legt sich eine Sperrklinke, welche stets in das mit *A* verbundene Sperrad *g* greift, gegen einen Zahn desselben und hält dadurch die Last in der Schwebe.

Um die Last niederzulassen, genügt ein Druck gegen eine der Kurbeln im Sinne des Senkens der Last, wodurch die Kupplung zwischen Kurbelwelle und Gehäuse gelöst wird. Durch Spiralfeder *h* wird hierbei dem Triebe *C* eine Drehung im Sinne des Aufwindens der Last erteilt, also beim Loslassen der Kurbel die Kupplung zwischen Welle und Gehäuse wieder hergestellt.

Um ein Bremsen von Hand zu vermeiden, bringt Becker noch eine Zentrifugalbremse an, deren Drehzapfen für die Schleuderklötze in der Kupplungstrommel *B* angebracht sind und deren Bremsgehäuse fest mit dem Windengestell verbunden ist. Ein warm aufgezogener schmiedeeiserner Ring soll das Gehäuse *B* vor dem Zerspringen schützen.

Sicherheitskurbel von Gebrüder Weismüller.

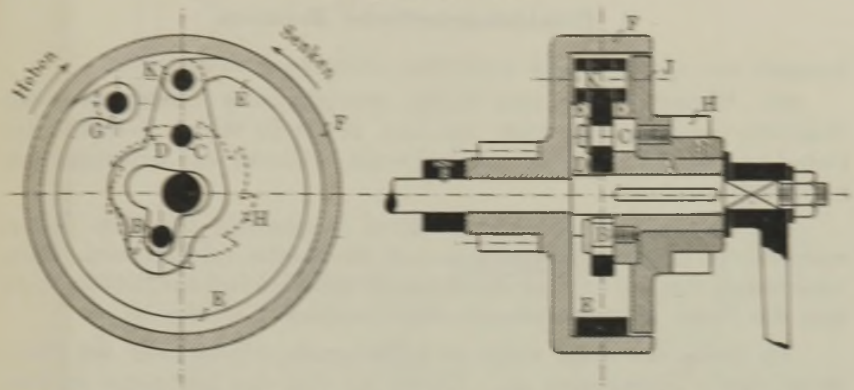
Auf der Kurbelwelle festgekeilt sitzt die Muffe *A*, in welcher der Mitnehmerzapfen *B* befestigt ist. Dieser Zapfen *B* betätigt beim Drehen der Kurbel in der Hubrichtung den doppelarmigen, um den Bolzen *C*



Sicherheitskurbel von Becker.

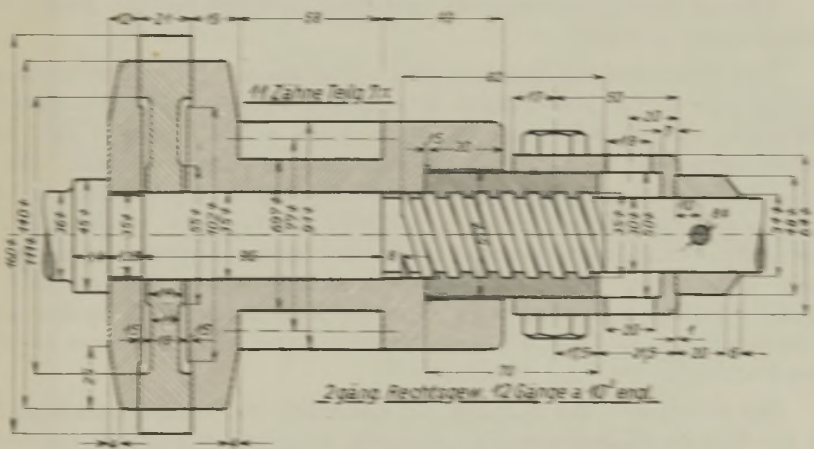
drehbaren Spannhebel *D*, welcher eine Ringfeder *E* auseinanderspreizt und gegen die lose auf der Kurbelwelle sitzende, mit einem Zahnrad zusammengegossene Kupplungstrommel *F* drückt. Der eine Bolzen *G* der mit Spannung eingesetzten Feder *E* ist in einer mit dem Sperr-

Fig. 280 u. 281.



Sicherheitskurbel von Gebrüder Weismüller, Frankfurt a. M. West.

Fig. 282.



Sicherheitssperre von Gauhe, Gockel & Co.

rade *H* versehenen, lose auf *A* sitzenden Scheibe *J* befestigt, welche auch den Drehbolzen *C* des Spannhebels enthält. Der zweite Befestigungsbolzen *K* der Feder ist im Spannhebel angebracht. Das Heben der Last erfolgt nun durch Drehen der Kurbel in der Hubrichtung, wodurch Kupplungsschluß in der Trommel *F* hergestellt wird. Beim

Loslassen der Kurbel schwebt die Last, weil die mit Spannung eingesetzte Feder den Kupplungsschluß an A und F aufrecht erhält und die Rückwärtsdrehung durch das Sperrad gehindert wird. Durch Zurückdrehen der Kurbel in der Senkrichtung wird die Feder zusammengezogen und die Kupplung gelüftet.

8. Elektromagnetische Bremsen

kommen nur für elektrisch betriebene Hebezeuge in Betracht.

Die Wirkung einer vom Strom durchflossenen Spule auf einen Eisenkern wird dazu benutzt, um eine beständig durch Gewicht oder Feder angezogene Band- oder Klotzbremse während der Arbeitsperiode zu lüften.

Das Solenoid empfängt den Strom gleichzeitig mit dem Motor, wodurch der Ankerkern angezogen und die Bremse gelüftet wird. Beim Ausschalten des Motors wird das Solenoid stromlos und das Hebelgewicht bzw. die Feder zieht Bremsband oder Bremsklotz wieder an.

An Stelle des sonst üblichen Lüftmagnets wendet man bei Drehstrombetrieb Lüftmotoren an. Vorteil ist, daß der Lüftmotor leichter anspringt als der Lüftmagnet, der sich außerdem nicht so leicht rechnerisch bestimmen läßt und im Betrieb sehr empfindlich ist; im Preis ist kein wesentlicher Unterschied vorhanden.

Näheres über Bremsmagnete und Bremsmotoren enthält Abschnitt „Elektrischer Antrieb".

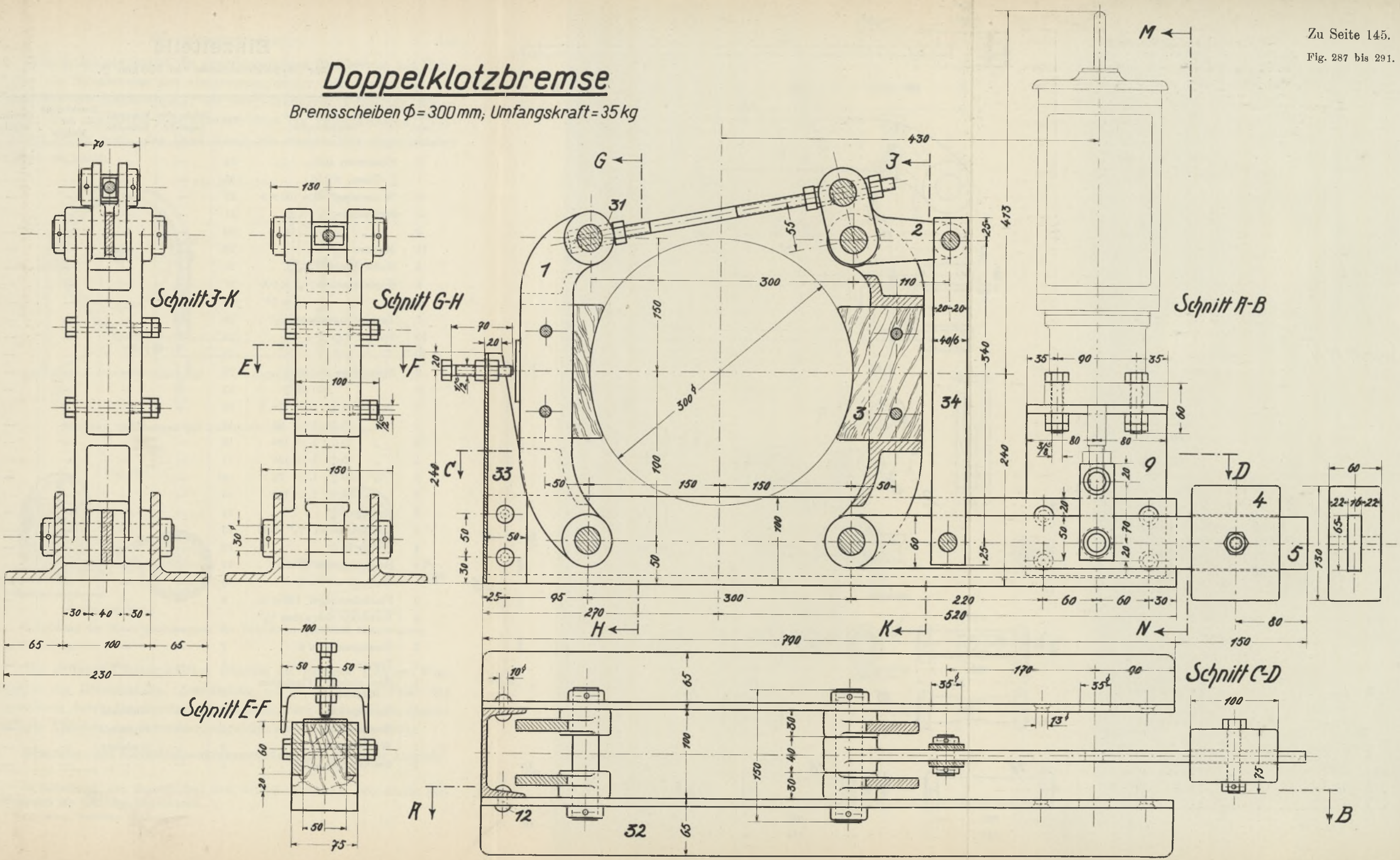
Gute Bremslüfteinrichtungen sind vor allem bei denjenigen Motoren wertvoll, die kleine Bewegungen veranlassen sollen, wo es also darauf ankommt, die in Bewegung gesetzten Teile schnell wieder still zu setzen, besonders da, wo die Bewegungsrichtung häufig wechselt. Hier ist auch die Vereinigung mit Federreibkupplungen angebracht, da sie dann den Motor schnell bremsen, während das Getriebe infolge der in Bewegung befindlichen Massen noch eine kurze Drehung ausführen kann, dann aber durch die Eigenwiderstände von selbst zur Ruhe kommt. Selbstverständlich muß dann die Motorseite der Kupplung als Bremsscheibe ausgeführt werden. Mitunter setzt man noch eine zweite Bremsvorrichtung in das Getriebe.

Das Abbremsen der Motoren ist wesentlich bei Gleichstrombetrieb, da die Gleichstromanker mit Kollektoren empfindlicher gegen häufiges Umsteuern sind als die Schleifringanker des Drehstrommotors.

Kommen in der Hubbewegung Sperradbremsen vor, so ist der Bremsmagnet nur während der Senkperiode zu erregen, da diese Bremsen während des Hebens durch die Last geschlossen bleiben; ebenso selbsttätige Senksperrbremsen. Bei allen Bremsen ist die Erzielung einer sanften Bremswirkung anzustreben. Man baut daher vielfach Luftpuffer ein, um das Herabfallen des Bremsgewichtes und dadurch schroffe Wirkung zu vermeiden.

Doppelklotzbremse

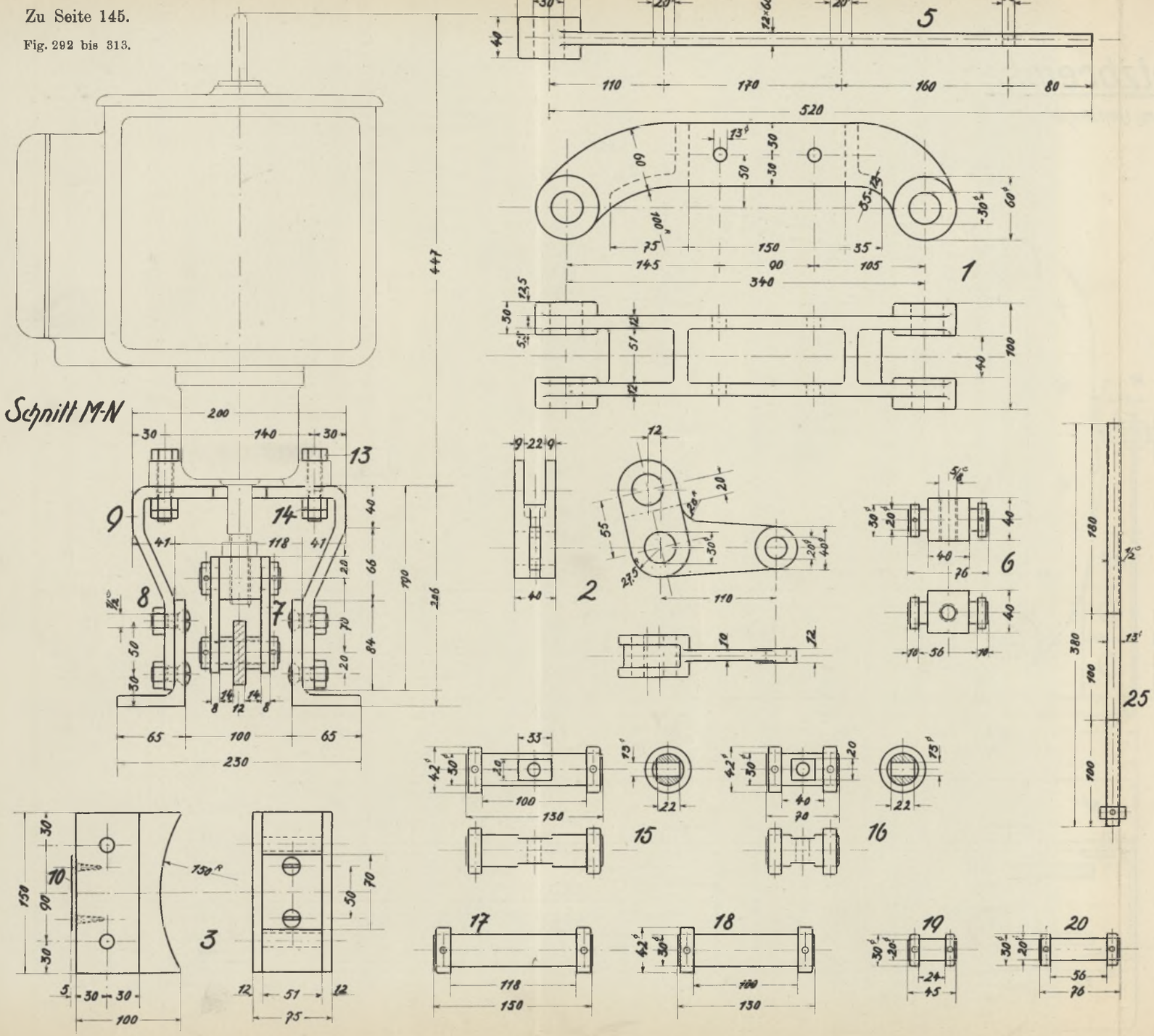
Bremsscheiben Φ = 300 mm; Umfangskraft = 35 kg



Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Zu Seite 145.

Fig. 292 bis 313.



Einzelteile

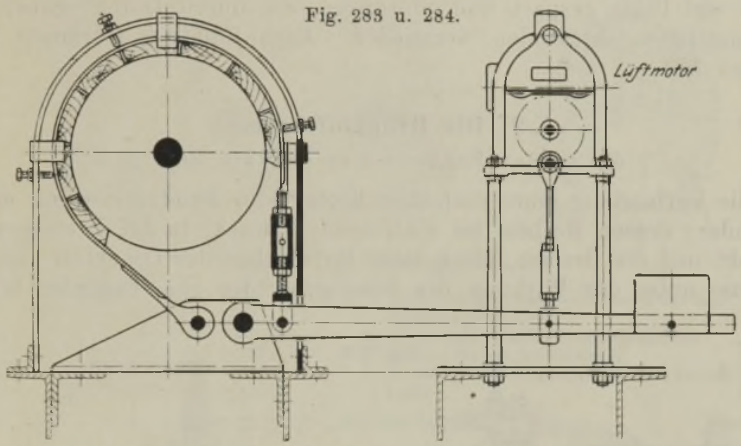
zur Doppelklotzbremse von 300 mm ⌀.

Stückzahl	Benennungen und Bemerkungen	Teil	Zeichn.-Nr. Lager-Nr.	Werkstoff Rohmaße	Bezeichnung der Modelle	Gewichtsangaben
2	Flacheisen 40/6	34	—	—	—	—
1	⊏-Eisen, NP 10	33	—	—	—	—
2	Winkeleisen 65 × 100 × 9	32	—	—	—	—
3	Rohrstücke, L = 20 . .	31	—	—	—	—
2	„ L = 14 . .	30	—	—	—	—
11	Muttern ½″	29	—	—	—	—
4	Halbe Muttern ½″ . . .	28	—	—	—	—
4	Kopfschrauben ½″ × 100	27	—	—	—	—
2	„ ½″ × 75	26	—	—	—	—
1	Verbindungsstange ½″ .	25	—	—	—	—
10	Splinte 4 ⌀	24	—	—	—	—
10	„ 6 ⌀	23	—	—	—	—
6	Splintringe 20 : 30 ⌀ . .	22	—	—	—	—
10	„ 30 : 42 ⌀ . .	21	—	—	—	—
1	Bolzen 20 ⌀; L = 76 .	20	—	—	—	—
1	„ 20 ⌀; L = 45 .	19	—	—	—	—
2	„ 30 ⌀; L = 130 .	18	—	—	—	—
1	„ 30 ⌀; L = 150 .	17	—	—	—	—
1	„ 30 ⌀; L = 70 .	16	—	—	—	—
1	„ 30 ⌀; L = 130 .	15	—	—	—	—
8	Muttern ⅜″	14	—	—	—	—
4	Kopfschrauben ⅜″ × 60	13	—	—	—	—
4	Nieten 10 ⌀	12	—	—	—	—
2	Holzschrauben 30 × 5 . .	11	—	—	—	—
1	Blech 50 × 70 × 5 . . .	10	—	—	—	—
2	Flacheisenbügel 160 × 10	9	—	—	—	—
8	Versenkte Schrauben ½″ mit Muttern	8	—	—	—	—
2	Flacheisen 40 × 8	7	—	—	—	—
1	Traverse	6	—	—	—	—
1	Bremshebel; Flacheisen 60 × 12	5	—	—	—	—
1	Bremsgewicht	4	—	Gußeisen	—	—
2	Bremsbacken	3	—	Pappelholz	—	—
1	Winkelhebel	2	—	Gußeisen	—	—
2	Bremsbackenhebel . . .	1	—	—	—	—

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

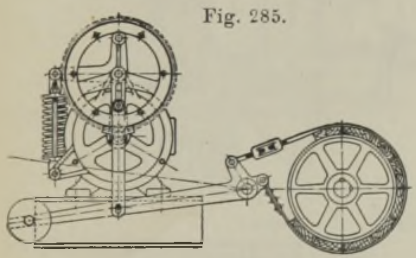
Man findet gewöhnlich die gewichtsbelastete Bandbremse mit Holzfutter als Haltebremse mit elektromagnetischer Lüftvorrichtung, vor allem bei der Hubbewegung, wo der Lüftmagnet keinesfalls fehlen sollte. Das gegliederte Holzfutter verbürgt ein gutes Anliegen. Vorteilhaft ist es noch, das Band durch ein nachstellbar eingerichtetes Gelenk zu teilen.

Fig. 283 u. 284.



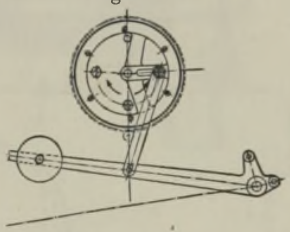
Einfache Bandbremse mit Lüftmotor und Stützschrauben [1]).

Fig. 285.



Bremse angezogen.

Fig. 286.



Bremse gelüftet.

Verbindung des Motorbremsmagnets für Drehstrom mit einer Bandbremse.

Bei größeren Umfangskräften erhalten die Bremsen mehrere Windungen des Bremsbandes. Zweckmäßig ist es, in diesem Falle das Bremsband durch Druckspitzen abzustützen, weil dadurch ein gleichmäßiges Abheben des Bremsbandes gewährleistet wird (Fig. 283).

Generator- und Kurzschlußsenkbremsen siehe „Elektrischer Antrieb“.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859. Frölich, Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.

Betätigung der Haltebremse durch Motor und Verschiebeanker.

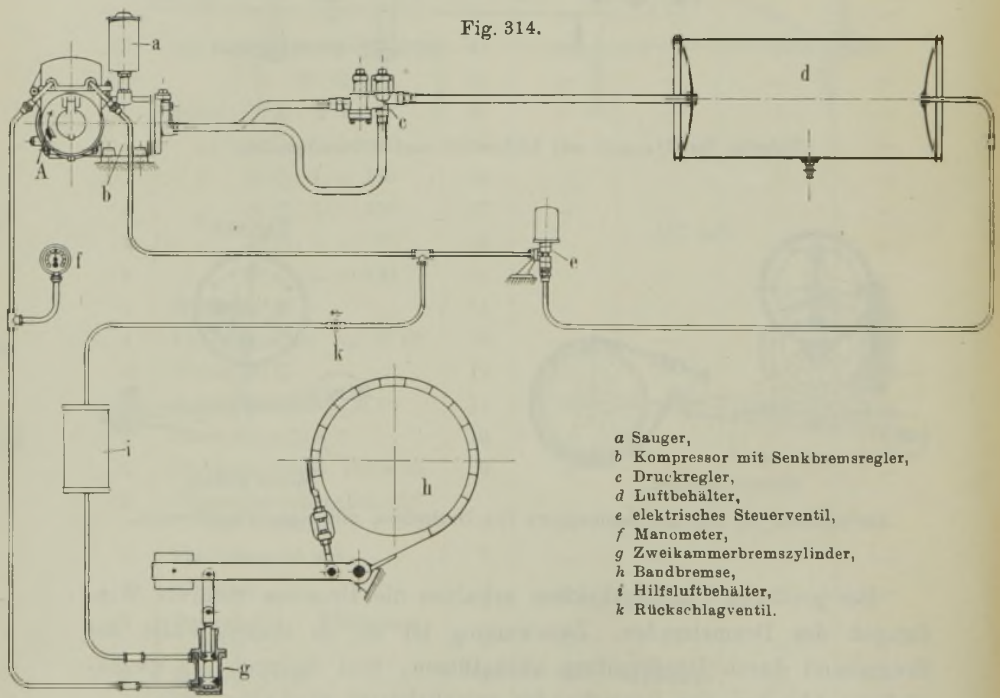
Die bei elektrischem Antrieb verwendete mechanische Haltebremse wird neuerdings bei den Aufzugmaschinen der Firma Karl Flohr A.-G. in Berlin durch die Verschiebekraft des Motorankers gelüftet, so daß ein besonderer Bremsmagnet fortfällt. Durch die gedrängte Bauart wird viel Platz gespart und Störungen, die durch Durchbrennen der Magnetspulen entstanden, vermieden. Auch fällt das Geräusch beim Lüften fort.

9. Die Druckluftbremse

der Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Neukölln

ist die Verbindung einer einfachen Klotz- oder Bandbremse mit einem Zylinder, dessen Kolben bei eintretender Druckluft das Bremsgewicht anhebt und die Bremse lüftet, beim Entweichen der Druckluft aber die Bremse unter der Wirkung des Bremsgewichtes zum Einfallen bringt.

Fig. 314.



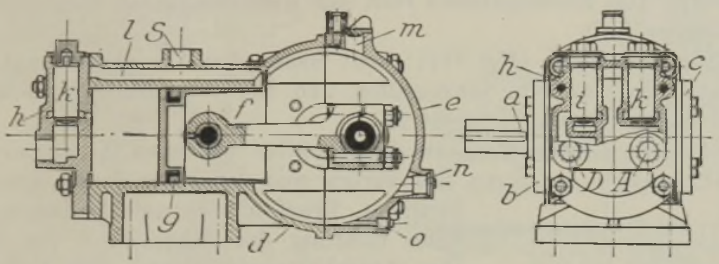
Anordnung der Druckluftbremse für normale Laufkranwinden.

Die Druckluft wird von einem kleinen Kompressor *b* geliefert, der durch das Hubwerk mittels Zahnrädern getrieben wird. Ein angeschlossener Luftbehälter *d* sammelt einen größeren Druckluftvorrat.

Sobald in diesem eine bestimmte Pressung erreicht ist, unterbricht ein Druckregler *c* die Luftförderung des Kompressors, der selbsttätig beim Sinken des Druckes wieder einsetzt.

Die Pressung im Bremszylinder *g* wird für das Lüften und Anziehen der Bremse entweder durch ein Handsteuerventil oder bei Fern-

Fig. 315 u. 316.



Kompressor zur Druckluftbremse.

a gekröpfte Kurbelwelle,
b und *c* Lager,
d und *e* zweiteiliges Gehäuse,
f Kolben mit Dichtungsring *g*,
h Ventilgehäuse,
i Druckventil, *k* Saugventil,
l Kanal, welcher den Kurbelraum mit dem Saugraum verbindet,
S Stutzen für Anschluß eines Luftfilters,
D Stutzen für die Druckleitung,
A Stutzen für Ausschalterleitung vom Druckregler.

Fig. 317.

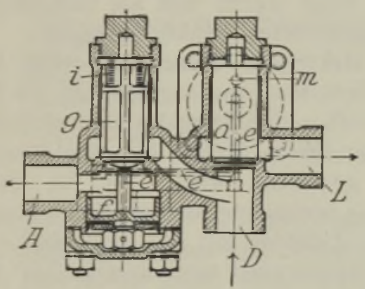
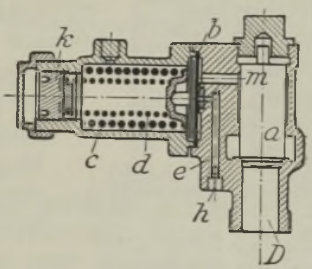


Fig. 318.



Druckregler.

A Ausschaltleitung nach dem Kompressor,
D Druckleitung vom Kompressor,
L Leitung zum Luftbehälter,
a Rückschlagventil,
b Membrane,
c, *d* Federn,
f Kolben,
g Ausschaltventil,
h Schraube,
k Regulierschraube,
m Bohrung, durch welche der Raum unter der Membrane dauernd unter Pressung des Luftbehälters steht.

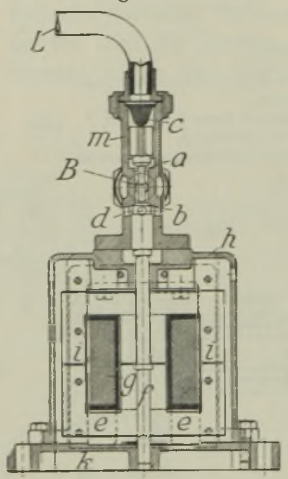
steuerung durch ein elektrisches Steuerventil *e* gesteuert. Ein vom Windwerk angetriebener Schwunggewichtsregulator, der Senkbremsregler (mit *b* verbunden), regelt in Abhängigkeit von der Fördergeschwindigkeit die Druckluftpressung im Bremszylinder *g* derart, daß die Lasten unabhängig von ihrer Größe mit gleichmäßiger Geschwindigkeit gesenkt werden. Diese selbsttätig durch die Maschine gesteuerte Geschwindigkeit kann der Führer nach Belieben zwischen Null und dem begrenzten Höchstwert leicht verändern.

Fig. 315 zeigt den einfach wirkenden **Kompressor.** Das Saugvolumen beträgt 0,83 Liter, die minutliche Umlaufszahl 159···350, die Pressung bis 5 at, das Antriebsmoment bei 5 at etwa 19 kgm. Beim Vorwärtsgang saugt Kolben *f* die aus dem Kurbelgehäuse vom Kolben verdrängte Luft durch Saugventil *k* an. Beim Rückwärtsgang wird diese Luft im Zylinder verdichtet und durch Druckventil *i* nach dem Luftbehälter gefördert. Das Kurbelgehäuse füllt sich unterdessen aus Saugleitung *S* mit frischer Luft.

Der **Druckregler** (Fig. 317) dient dazu, den Kompressor auf eine bestimmte Luftpressung einzustellen und ihn leer arbeiten zu lassen, sobald diese Pressung erreicht ist.

Sinkt die Luftpressung im Luftbehälter um etwa 0,1 at, so geht die Membrane *b* auf ihren Sitz zurück und die unter dem Kolben befindliche Druckluft entweicht durch eine feine Bohrung der Schraube *h* ins Freie. Das Ausschaltventil *g* und der Kolben *f* werden dann durch die Feder *i* nach unten gedrückt, so daß die Ausschaltleitung *A* abgeschlossen wird und der Kompressor wieder Luft fördern kann. Bei Kranen mit geringer stündlicher Leistung kann der Druckregler wegfallen. Die hierbei zuviel geförderte Luft entweicht dann durch den als Sicherheitsventil ausgebildeten Senkbremsregler.

Fig 319.



Elektrisches Steuerventil.

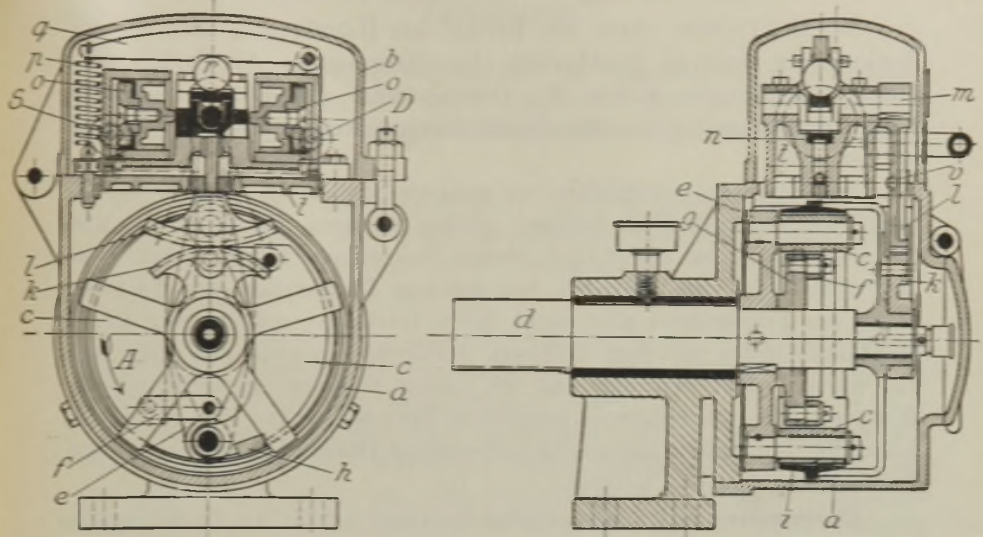
a Einlaßventil, *b* Auslaßventil, *c* Sieb, *d* Löcher des Ventilgehäuses für den Austritt der Druckluft, *e* Anker des Magnets, *f* Druckstange, *g* Spule, *h* Magnetgehäuse, *i* Pole, *k* Grundplatte, *m* Ventilgehäuse.

Das elektrische **Steuerventil** (Fig. 319) wird für Fernsteuerung angewendet. Es läßt die Druckluft in den Bremszylinder eintreten, sobald der Strom durch die Spule seines Magnets geschickt wird. Ist die Spule stromlos, so verbindet das elektrische Steuerventil den Zylinder mit der Außenluft.

Das Steuerventil wird unmittelbar vom Motorschalter oder unabhängig von diesem durch einen Druckknopf gesteuert.

Der **Senkbremsregler** (Fig. 320) regelt durch Einstellung der Druckluftpressung im Bremszylinder die Senkgeschwindigkeit. Er wird von jenem Triebwerk angetrieben, dessen Geschwindigkeit geregelt werden soll. Der Regler besteht aus einer kleinen, im Gehäuse *a* befindlichen Zentrifugalbremse und dem durch Haube *b* abgedeckten Bremsdruckregler. Beim Anlassen des Hubwerkes strömt bei der linken Drehrichtung des Reglers die vom Steuerventil kommende Druckluft in den linken Zylinder und bringt die Kolben *o*, den Schieber *n* und Schleifring *i* in die rechte Endstellung. Die Druckluft gelangt dann unter den Schieber hindurch in den rechten Zylinder und in den Bremszylinder. Ist im Bremszylinder die Luftpressung so groß geworden, daß die Last durch die Bremse nicht mehr gehalten wird, so verschließt

Fig. 320 u. 321.



Senkbremsregler.

a Gehäuse,
b Haube,
c Schwunggewichte der Zentrifugalbremse,
d Welle,
e Halter,
f Lenker,
g Ausgleichhebel,
h Gleitbacken aus Pappelholz,
i drehbarer Schleifring auf Welle d,
k Zahntrieb, fest verbunden mit Schleifring i,
l Zahntrieb der Kurbelwelle m,
t Grundplatte,
n Schieber,
S Rohrleitung vom Steuerventil,
D Rohrleitung zum Bremszylinder,
o Kolben der Druckzylinder,
p Feder,
q Hebel,
r Stahlkugel.

der Schieber, durch die Zentrifugalbremse gesteuert, sofort bei Beginn der Senkbewegung den zum Bremszylinder führenden Kanal. Die Bremse kann sich daher nicht weiter lüften, und ohne gefährliche Beschleunigung wächst die Senkgeschwindigkeit auf ihren höchsten Wert. Die drei auf den Schieber wirkenden Kräfte, wie Verstellkraft der Zentrifugalbremse und der beiden Kolben, suchen sich während des Senkens das Gleichgewicht zu halten und zwingen den Schieber, die Abschlußstellung des zum Bremszylinder führenden Kanals zu wahren.

Sämtlichen Belastungsschwankungen trägt der Schieber sofort durch Ein- und Auslassen von Luft Rechnung, unabhängig von der Zentrifugalbremse, noch ehe eine Geschwindigkeitsänderung der Last eintritt.

Die Bremse ist während der ganzen Zeit des Lastsenkens angezogen und auch bei Leerlauf der Maschine heben sich die Bremsbacken nur so weit ab, um ein Schleifen der Backen zu vermeiden.

Die Jordanbremse ist bisher in Montage-, Gießerei- und Verladekrane für 5 bis 60 Tonnen und Motorleistungen von 6 bis 170 PS eingebaut worden und hat sich dort gut bewährt.

Zusammenfassung des Abschnittes über Bremsen.

Bei Handbetrieb dient die Bremse als Haltebremse und für die Senkperiode meist als Senkbremse (Regulierbremse). Als Stopp- oder Verzögerungsbremse wirken die Bremsen hier nur gegen Ende des Lastniederganges, wenn die Senkgeschwindigkeit auf Null gebracht werden muß.

Handbremsen ermöglichen ein genaues Senken der Last, wenn sie vom Führer unmittelbar betätigt werden können. Sie sind also nur für Hebemaschinen anwendbar, deren Steuermann direkt neben dem Hubwerk steht, wie dies bei den meisten Drehkranen der Fall ist. Kann der Führerstand aber nicht durch Gestänge, sondern nur durch Kontaktleitungen mit dem Hubwerk verbunden werden, wie dies fast bei allen Laufkranen der Fall ist, dann kommen die selbsttätigen Bremsen oder die elektromagnetischen Bremsen außer der später zu behandelnden reinen elektrischen Bremsung (Kurzschlußbremsung und Leonardschaltung) in Betracht.

Klotzbremsen fallen bei gleicher Leistung größer als Bandbremsen aus. Sie greifen wegen der Starrheit der Klotzhebel auch härter an, besitzen aber einen kürzeren Lüftweg, was für Bremslüftmagnete erwünscht ist. Einfache Klotzbremsen beanspruchen die Welle auf Biegung, deshalb sind bei größeren Drehmomenten Doppelklotzbremsen zu verwenden. Sie sind besonders vorteilhaft, wenn die Bremsung für beide Drehrichtungen erfolgen soll, weil sich ein genaues Abheben der Klötze leicht erreichen läßt. Als Senkbremsen eignen sich Klotzbremsen nicht besonders, weil leicht starke Erwärmung eintritt; als Halte- und Stoppbremse dagegen sehr geeignet.

Bandbremse. Bei einer Drehrichtung ist die Bandbremse wegen ihrer großen Reibfläche und starken Übersetzung besonders vorteilhaft.

Lamellenbremsen. Verwendung bei großer Arbeitsverrichtung, anhaltendem Betriebe und axialer Anpressung, also bei Lastdruck-Senkbremsen. Ölbad ist erforderlich, um den Reibungskoeffizienten gleich zu halten.

Kegelbremsen nur bei Flaschenzügen mit Handbetrieb.

Sperradbremsen (mit geräuschlosem Gesperre) bei Hand- und bei elektrischem Betriebe. Bei letzterem als Magnetlüftbremsen.

Selbsttätige Bremsen. Lastdruckbremsen nur als Senk- und Haltebremsen verwendet, deshalb eventuell noch Magnetbremse als Stoppbremse erforderlich, wenn die Triebwerkmassen auch beim Heben gebremst werden sollen. Beim Lastsenken ist das überschüssige Moment zu überwinden. Schleuderbremsen sind nur als Senkbremsen zu verwenden.

Zahnräder.

Bei den Hebezeugen kommt die im allgemeinen Maschinenbau übliche Einteilung der Zahnräder in Kraft- und Arbeiträder nicht scharf zum Ausdruck. Eigentliche Arbeiträder kommen nur wenig vor. Man unterscheidet daher

1. Langsam laufende Räder. Hierher gehören die Räder für Handbetrieb, aber auch die langsam laufenden Räder schwerer Trommeln und deren erste Vorgelege bei Motorbetrieb.
2. Schneller laufende Räder für Motorbetrieb.

Während bei langsam laufenden Rädern für die Zahnabmessungen lediglich Festigkeitsrücksichten maßgebend sind, kommt bei schneller laufenden auch noch die Abnutzung in Frage.

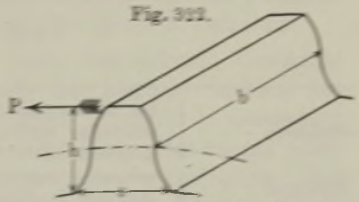
Verzahnung. Winden und Kranräder werden mit Evolventenverzahnung hergestellt, weil diese wegen ihres einfachen Profiles die einfachsten Werkzeuge und eine Abweichung vom Achsenabstande ermöglicht. Bei kleinen Zähnezahlen ist jedoch eine Profilverschiebung derart erforderlich, daß die Zahnkopfhöhe des größeren Rades verkürzt wird, während der Zahnfuß unter möglichster Beibehaltung der ganzen Zahnhöhe verlängert wird. Die Normung der Evolventenverzahnung ist in DIN E 867 mit einem Flankenwinkel $\alpha = 20°$ erfolgt.

Nur bei Zähnezahlen unter 9 wird Zykloidenverzahnung angewendet, mit welcher sich noch die Trieblinge mit vier Zähnen für Zahnstangenwinden entwerfen lassen.

Berechnung. Bezeichnet bei Stirnrädern mit Geradzähnen

P den größten Zahndruck,
t die Teilung in cm,
s die Zahnstärke am Zahnfuß,
b die Zahnbreite $= \psi t$,
h die Zahnhöhe,
c die Festigkeitszahl,

Fig. 312.



Beanspruchung eines Zahnes.

so ermittelt sich die Teilung nur mit Rücksicht auf die Festigkeit aus der Biegungsgleichung:

$$P \cdot h = \frac{b\,s^2}{6} \cdot k_b.$$

Der Wert s ist aus der Zeichnung des Zahnes zu entnehmen; er wächst mit dem Flankenwinkel und der Zähnezahl.

Näherungsweise ist mit $h \approx 0{,}66\,t$ und $s = 0{,}53\,t$

$$1) \qquad P = c \cdot b \cdot t \approx \frac{k_b}{14} \cdot b \cdot t.$$

Der Zahndruck wird durch die Massenkraft bei schnellaufenden Rädern erhöht.

Ist nicht der Zahndruck P, sondern das zu übertragende Moment M_d in kgcm gegeben, so ist in obiger Gleichung $P = \frac{M_d}{r}$ und $r = \frac{zt}{2\pi}$ zu setzen. Mit $\frac{b}{t} = \psi$ erhält man dann den Ausdruck:

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

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ist in der letzten Gleichung M_d durch N auszudrücken.

Bezeichnet

N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,
n die Umdrehungszahl der Welle i. d. min,
v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im Teilkreisradius r,

so ist, wenn v in m und r in cm ausgedrückt wird,

$$v = \frac{2r \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60} \quad \text{und} \quad N = \frac{P \cdot v}{75}.$$

Durch Verbindung beider Gleichungen ergibt sich das Drehmoment $M_d = P \cdot r = 71620 \frac{N}{n}$. Mit diesem Wert geht Gleichung 2) über in

3) $$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Tabelle 24. **Grenzwerte k_b und c für Zahnräder.**

	Betriebsart	Häufige Vollast		Seltene Vollast	
		k_b	c	k_b	c
Gußeisen	bei auftretenden Stößen	200	12—14	250	15—17
Gußeisen	schneller laufende Vorgelege	300	18—21	350	21—24
Gußeisen	langsam laufende Trommelräder	400	24—28	450	28—30
Stahlguß	schneller laufende Vorgelege	500	30—35	600	36—42
Stahlguß	langsam laufende Trommelräder	700	42—50	800	50—60
Phosphorbronze	im Mittel	500	30—35	600	36—42
Flußstahl	für Zahnstangenwinden	1600	96—112	3000	180—210
Rohhaut	im Mittel	140	8—10	170	10—12

Zahnbreite. Für Windenräder mit Handbetrieb genügt

$$b = 2t, \quad \text{also} \quad \psi = \frac{b}{t} = 2.$$

Wird aus irgendwelchen Gründen $b > 2t$, so ist die Formel $P = c \cdot b \cdot t$ nicht ohne weiteres gültig, da sie nur den Längsbruch berücksichtigt, während dann die Gefahr des Eckbruches, welche nur bei $b = 2t$ annähernd gleich der des Längsbruches, maßgebend wird. Eine Vergrößerung von b über $2t$ steigert also die Festigkeit nicht. Daher ist zu rechnen, wenn

$$b > 2t, \qquad P = c \cdot 2t \cdot t = 2ct^2.$$

Teilung für schneller laufende Räder. Die Berechnung erfolgt nach den für langsam laufende Räder aufgestellten Teilungsformeln.

Gewöhnlich rechnet man nach

$$P = 2\,c\,t^2,$$

also mit $b = 2t$, und berücksichtigt die Abnutzung dadurch, daß man bei langsam laufenden Rädern

$$b = 2 \cdots 2{,}5\,t,$$

und bei schneller laufenden Rädern

$$b = 3 \cdots 4\,t$$

setzt. Bei letzteren ist gute Lagerung — möglichst auf beiden Seiten — vorzusehen, so daß Eckbruch nicht so leicht zu erwarten, und gleichmäßige Verteilung des Zahndruckes über die ganze Breite erzielt wird.

Werkstoff und Bearbeitung. Für Handbetrieb kommt meistens Gußeisen zur Verwendung. Bei motorischem Antrieb werden die Räder zur Beschränkung der Maße und der Abnutzung aus Stahl oder Stahlguß hergestellt. Außerdem kommt noch bei elektrischem Antrieb für die Räder auf der Motorwelle Rohhaut und Phosphorbronze in Frage.

Ferner Novotext der A. E. G. und Turbonit (Pertinax) der Mikanitfabrik, Weißensee bei Berlin. Baumwollgewebe wird mit Kunstharz in Formen gepreßt und die Bohrung des Rades mit einer gekordelten Nabenbuchse aus St oder Rg versehen. Bearbeitung wie bei Messing oder Holz.

Die langsam laufenden Räder bleiben in der Regel unbearbeitet. Mit Ausnahme der Trieblinge der Zahnstangenwinden kommt Bearbeitung der Zahnflanken für Handbetrieb überhaupt nicht in Betracht.

Bei größeren Umdrehungszahlen — etwa von 0,6 m/s Umfangsgeschwindigkeit ab (entsprechend $n = 150$ bei kleinen Rädern von 80 ··· 90 mm Durchmesser) — werden die Zähne gefräst. Insbesondere ist bei den ersten Übersetzungen elektrisch betriebener Hebezeuge peinlich genaue Herstellung auf guten Spezialmaschinen erforderlich. Bei dem Fräsverfahren (Abwälzverfahren) kann man noch Übersetzungen 1 : 13 ohne Bedenken anwenden und erhält dabei noch Wirkungsgrade, die mit doppeltem Vorgelege nicht zu erreichen sind.

Man erachtet heute den Rohhautantrieb bei Stirnräderübertragung nicht mehr für unbedingt erforderlich. Bei genauer Bearbeitung und reichlicher Schmierung ist das Geräusch für Phosphorbronze auf Stahl oder Gußeisen, oder Stahl auf Stahl, nicht allzu störend.

Zähnezahl. Mit Rücksicht auf möglichst gedrängte Konstruktion wählt man für die Trieblinge

bei Handbetrieb	10	bis 12	Zähne,
bei Maschinenantrieb	15	„ 20	„
für die schweren Räder an der Trommel aber meist		12	„

Wirkungsgrad. Als mittleren Wert des Wirkungsgrades eines Zahnräderpaares kann man für normale Verhältnisse mit $\mu = 0{,}16$ bis 0,1 annehmen: $\eta = 0{,}93$ bis 0,96.

Der Wirkungsgrad einer Vorgelegewelle beträgt etwa $\eta = 0{,}97$, folglich Wirkungsgrad einer Zahnrädervorgelegewelle:

$$\eta = 0{,}93 \cdot 0{,}97 \approx 0{,}90$$
$$\text{bis } \eta = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \approx 0{,}93,$$

bei guter Wartung: bis $\eta = 0{,}95$. Siehe auch S. 236.

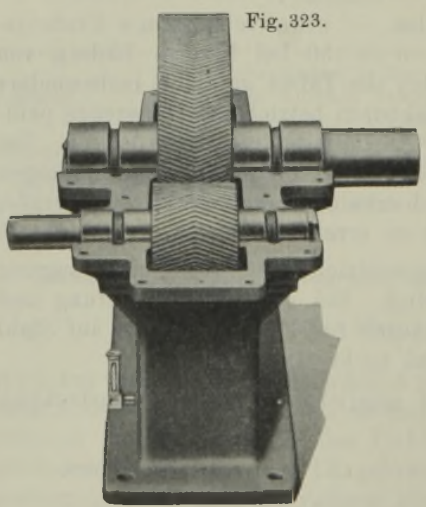
Tabelle 25.

Gewichte von Zahnrädern in kg. (Nach ausgeführten Rädern zusammengestellt.)

Teilung	Zähnezahl												
	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	120
mm	Gewichte												
25	5	6	8	10	15	20	25	30	35	40	50	60	75
30	8	10	12	16	20	30	35	45	55	65	75	85	110
35	12	15	20	28	35	45	67	75	100	115	130	150	190
40	15	20	25	33	40	60	75	95	110	150	150	175	220
45	20	35	45	60	70	95	130	160	190	230	270	310	400
50	25	40	55	75	90	125	165	210	250	300	350	410	550
55	35	55	80	100	130	180	230	290	350	350	500	600	750
60	40	70	100	130	160	230	300	370	450	550	650	780	950
65	50	85	120	160	195	280	360	450	580	650	800	950	1200
70	60	100	140	190	225	320	420	520	650	760	900	1100	1400
75	70	120	180	240	290	400	540	650	800	1000	1200	1500	1700
80	90	140	220	290	350	480	650	780	950	1200	1400	1600	2000

Schrägzahngetriebe im geschlossenen Ölbade.

Fig. 323.



Schrägzahngetriebe im geschlossenen Ölbade. Saxoniawerk, Dresden.

An Stelle der sonst gebräuchlichen Schneckengetriebe zur Drehzahlverminderung der Elektromotoren werden jetzt auch Schrägzahngetriebe verwendet, die, wie Fig. 323 zeigt, in einem mit Öl gefüllten Getriebekasten laufen.

Der Motor wird entweder durch eine elastische Kupplung mit dem Getriebe verbunden, oder nach der neuen Ausführung des Saxoniawerkes Paul Steuer-Dresden unter Vermeidung einer Grundplatte an den Getriebekasten angeflanscht. (D. R. G. M.)

Je nach der Zahl der im Getriebekasten eingebauten Räder werden Übersetzungen von 2 : 1 bis 1000 : 1 erzielt.

Als Werkstoff wird hochwertiger Stahl verwendet. Der Wirkungsgrad beträgt bei geräuschlosem Gang für ein Räderpaar bis 99 v. H., so daß das Getriebe bei geringer Abnutzung Schneckengetrieben gegenüber wesentlich günstiger ist.

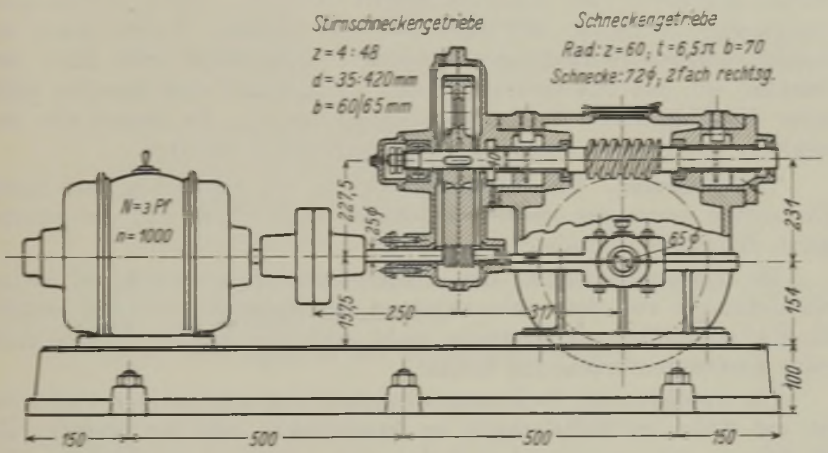
In Fällen, wo Konstruktionsverhältnisse gekreuzte Wellen erfordern, werden Winkelgetriebe in den Ölkasten eingebaut.

Stirnschneckengetriebe

der Zahnräderfabrik Augsburg A. G.

Das Getriebe besteht aus der Stirnschnecke und dem Gegenrad. Erstere entsteht, wenn man zwei z. B. dreigängige Schnecken, von denen die eine rechts-, die andere linksgängig ist, so nebeneinanderlegt, daß die Gangenden aneinanderstoßen.

Fig. 324.



Stirnschneckengetriebe in Verbindung mit Schneckengetriebe, Übersetzung 360 : 1.

Die Herstellung erfolgt mit der Achse aus einem Stück. Das Gegenrad, welches sehr steile $<$-Zähne besitzt, besteht aus zwei zusammengeschraubten Hälften.

Werkstoff für die Stirnschnecke: Chromnickelstahl oder Werkzeugstahl; für das Gegenrad: Grauguß, Bronze oder Stahlguß.

Wie bei gewöhnlichen Stirnrädern verhalten sich die Durchmesser wie die Zähnezahlen. Es ist also eine dreigängige Schnecke ein Ritzel mit drei Zähnen.

Das Getriebe eignet sich für kleinere Leistungen bei großen Übersetzungen, besonders dort, wo man bei geringem Achsenabstand mit nur einem Getriebe auskommen will.

Der Wirkungsgrad beträgt einschließlich Lagerreibung etwa 95 v. H. bei $n = 1200 \cdots 1500$ und $5 \cdots 16$ PS. Der Lauf ist geräuschlos. Bei entgegengesetzter Drehrichtung sinkt der Wirkungsgrad auf etwa 91 v. H.

Übersetzung als Einzelgetriebe von 6:1 bis 30:1. Bei größeren Übersetzungen wird das Stirnschneckengetriebe nach Fig. 324 einem Schneckengetriebe vorgebaut, womit Übersetzungen bis 500:1 erreicht werden.

Schneckengetriebe.

1. **Anwendung:** bei starken Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen. Im ersteren Falle, namentlich für Handbetrieb, wird die eingängige Schnecke verwendet, welche neben der großen Übersetzung gleichzeitig den Vorteil der Selbsthemmung besitzt und eine Bremsvorrichtung überflüssig macht. Wirkungsgrad nur 40 bis 50 v. H.

Für Windwerke mit Maschinenantrieb, bei denen die Verwendung einer eingängigen Schnecke die Wahl eines stärkeren, also auch teueren Motors gegenüber dem Zahnräderantrieb bedingen würde, nimmt man steilgängige Schnecken mit zwei und drei Gängen, welche einen erheblich höheren Wirkungsgrad ergeben. Allerdings tritt dann der Nachteil ein, daß das Getriebe größer ausfällt und daß dasselbe nicht mehr die Eigenschaft der Selbsthemmung besitzt. Es bedarf also besonderer Sperrwerke, welche die Last schwebend erhalten.

2. **Verzahnung.** Die Zahnstangenprofile der Schnecken sind meist Evolventen wegen der leichteren genauen Herstellung und der günstigeren Eingriffsverhältnisse [1]).

Die Unempfindlichkeit der Evolventenräder in bezug auf kleine Abweichungen von dem Achsenabstand der Entwurfszeichnung besteht für Evolventen-Schneckengetriebe nicht, weil hier nur der Mittelschnitt reine Evolventenverzahnung besitzt.

Die Kopfhöhe der Evolventenschnecken und zugehörigen Radzähne ist auf $0{,}25\,t$ im Mittelschnitt zu beschränken und bei weniger als 28 Zähnen des eingreifenden Rades noch niedriger zu wählen. Für ein 24zähniges Rad erhält man mit der Kopfhöhe $0{,}23\,t$ noch gute Verhältnisse.

3. **Werkstoff und Herstellung.** Bei Handbetrieb werden entweder Schneckenrad und Schnecke aus Gußeisen hergestellt und beide bleiben unbearbeitet, oder man schneidet die Schnecke auf der Drehbank aus einem vollen Stahlzylinder und läßt dieselbe dann in das gußeiserne unbearbeitete Schneckenrad eingreifen.

Für Schneckengetriebe mit hohen Umlaufszahlen ist die Bearbeitung beider Teile unerläßlich. Man verwendet dann als Werkstoff für das Schneckenrad Phosphorbronze und fräst die Zähne mit einer besonderen Frässchnecke in den Radumfang ein. Damit nicht das ganze Rad

[1]) Ernst, Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe mit Evolventen- und Zykloidenverzahnung und ihr Einfluß auf die Dauer der Triebwerke. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 1229, 1313, 1423 und 1466. — Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 936 und 968; 1898, S. 1156.

aus der teueren Phosphorbronze hergestellt werden muß, stellt man nur den Radkranz aus diesem Werkstoff her und schraubt ihn nach Fig. 335 oder 336 (S. 168) auf den gußeisernen Radkörper auf. Die Stahlschnecke wird wieder auf der Drehbank aus dem Vollen geschnitten. Derartig hergestellte Getriebe ertragen eine verhältnismäßig hohe Belastung und zeichnen sich bei reichlicher Schmierung durch sanften geräuschlosen Gang aus.

4. **Beziehung zwischen Last und Kraft.** Bezeichnet

P_0 die ideelle Antriebskraft am Kurbelarm,

P die wirkliche Antriebskraft am Kurbelarm,

a die Länge des Kurbelarmes,

Q die zu hebende Last an der Trommel,

R_1 den Trommelhalbmesser,

R den Halbmesser des Schneckenrades,

K die Umfangskraft des Schneckenrades in Richtung der Schneckenwelle,

t die Teilung des Schneckenrades,

z die Zähnezahl des Schneckenrades,

b die Zahnbreite des Schneckenrades,

s die Ganghöhe der Schnecke,

i die Gangzahl der Schnecke ($i = 1$ bei eingängiger, $i = 2$ bei zweigängiger Schnecke),

η den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes,

so ist

$$P_0 \, 2 a \pi = K \cdot s,$$

oder

$$P_0 \, 2 a \pi = \frac{Q R_1}{R} \cdot s.$$

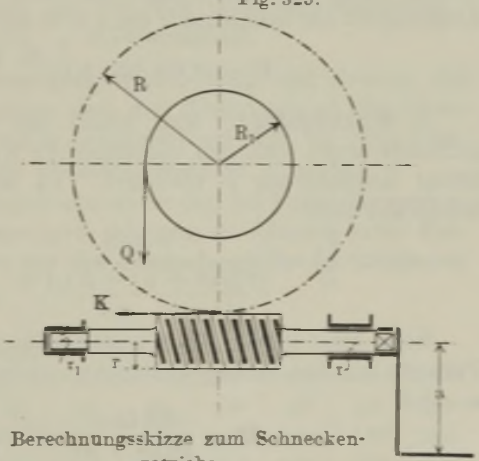
Führt man die Zähnezahl in die Gleichung ein, so wird mit der Beziehung

$$2 R \pi = z t \quad \text{und} \quad s = i t$$

$$P_0 \cdot a = Q R_1 \cdot \frac{i}{z},$$

und mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades das wirkliche Antriebsmoment

Fig. 335.



Berechnungsskizze zum Schneckengetriebe.

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R_1}{\eta} \cdot \frac{i}{z} \quad \text{oder} \quad M_{\text{Schnecke}} = \frac{M_{\text{Trommel}}}{\eta} \cdot \frac{i}{z};$$

demnach das Übersetzungsverhältnis:

$$\frac{\text{Nutzbares Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{\eta \cdot P \cdot a}{Q K_1} = \frac{i}{z},$$

d. h. die Schnecke entspricht einem Zahnrade von i Zähnen.

Der Schneckendurchmesser ist demnach ohne Einfluß auf das Verhältnis von

$$P : Q.$$

Bezeichnet ferner

α den Steigungswinkel des Schraubenganges,
r den Schneckenhalbmesser,
$\mathfrak{r}$ den Halszapfenhalbmesser,
$\mathfrak{r}_1$ den mittleren Spurzapfenhalbmesser,
μ die Zapfenreibungszahl (0,1),
ϱ den Reibungswinkel,

so beträgt das Moment, welches zum Drehen der Schnecke aufzuwenden ist, ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände in den Lagern der Schneckenwelle

$$M = P \cdot a = K \cdot r \cdot tg(\alpha + \varrho),$$

und mit Berücksichtigung der Lagerreibungen

$$P \cdot a = K \cdot r \cdot tg(\alpha + \varrho) + \underset{\text{Spurzapfen}}{\mu K \mathfrak{r}_1} + \underset{\text{Halszapfen}}{\mu P \mathfrak{r}},$$

also der wirkliche Kurbeldruck

$$P = \frac{K[r\,tg(\alpha + \varrho) + \mu \mathfrak{r}_1]}{a - \mu \mathfrak{r}}.$$

Um den Reibungen in den Lagern von vornherein, also ohne vorherige Bestimmung der Lagerabmessungen, Rechnung zu tragen, kann man die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste bei gewöhnlichem Spur- und Zapfenlager auf etwa 10 v. H. der Antriebskraft, bei Kugellagern auf höchstens 2 bis 5 v. H. der Antriebskraft schätzen. Daher

$$P = 1{,}05 \text{ bis } 1{,}1 \frac{K \cdot r\,tg(\alpha + \varrho)}{a}.$$

5. **Wirkungsgrad.** Man erhält den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, wenn man den theoretischen Kurbeldruck P_0 durch den wirklichen Kurbeldruck P dividiert. Es ist also der Wirkungsgrad der Schneckenwelle

$$\eta_s = \frac{P_0}{P} = \frac{r \cdot tg\alpha}{\frac{[r\,tg(\alpha + \varrho) + \mu \mathfrak{r}_1] \cdot a}{a - \mu \mathfrak{r}}} = \frac{r\,tg\alpha\,(a - \mu \mathfrak{r})}{a[r\,tg(\alpha + \varrho) + \mu \mathfrak{r}_1]}.$$

Setzt man wieder für die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste in den Schneckenlagern 10 bzw. 5 v. H. der Antriebskraft, so wird

$$\eta_s = \frac{0{,}9\,tg\,\alpha}{tg(\alpha + \varrho)} \text{ bis } \frac{0{,}95\,tg\,\alpha}{tg(\alpha + \varrho)}.$$

Der Wirkungsgrad μ_1 wächst mit dem Steigungswinkel α und ist insbesondere von der Reibungszahl zwischen Schnecke und Schneckenrad abhängig.

Er verringert sich bei dickflüssigem Öl mit geringer Öltemperatur (siehe S. 163 „Schmiermaterial"), und insbesondere auch dann, wenn der Zahndruck erheblich unter den der Vollbelastung sinkt. So ist z. B. nach Stribeck[1]) bei einer zweigängigen Schnecke mit $n = 352$ bei 750 kg Zahndruck $\eta = 90$ v. H., während bei 100 kg Zahndruck η nur noch 45 v. H. betrug und bei noch kleineren Drücken auf 30 v. H. sank.

Die Reibungszahl μ_1 und damit der Reibungswinkel ϱ beträgt mit Berücksichtigung der Beziehung $\mu_1 = tg\,\varrho$:

a) für minderwertige Ausführung; Schnecke und Rad aus Grauguß, unbearbeitet, aber eingelaufen und geschmiert:

$$\mu_1 = 0{,}15 \qquad \varrho = 8^0\,50';$$

b) für gute Ausführung, gehärtete Stahlschnecke auf Bronze, gefräst, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0{,}1 \qquad \varrho = 6^0;$$

c) für vorzügliche Ausführung, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0{,}05 \qquad \varrho = 3^0;$$

d) desgl. bei hohen Gleitgeschwindigkeiten:

$$\mu_1 = 0{,}02 \qquad \varrho = 1^0\,10'.$$

Der Wirkungsgrad ist also auch noch von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Für ein gußeisernes Schneckengetriebe z. B., dessen Steigungswinkel $5^0\,42'$ bei $8\,\pi$ Ganghöhe, 30 Zähnen und 200 kg Zahndruck betrug, wurde durch Versuche bei

360 600 und 900 Umdrehungen i. d. min
bzw. 1,5 2,5 „ 4,0 m/s Gleitgeschwindigkeit
ein Wirkungsgrad $\eta_s = 0{,}67$ 0,71 „ 0,74 ermittelt.

Für ein doppelgängiges Schneckengetriebe, Stahl auf Bronze, mit einem Steigungswinkel $17^0\,40'$, ergab sich der Wirkungsgrad für Gleitgeschwindigkeiten von 1,5 bis 6,5 m, entsprechend 350 bis 1500 Umdrehungen in der Minute, nahezu konstant, nämlich $\eta_s = 0{,}9$.

Da aber nicht alle Schneckengetriebe unter den bei Versuchszwecken vorhandenen günstigen Vorbedingungen arbeiten, so können unter Einschluß von 10 v. H. Lagerverlust für die Schneckenwelle nachstehende Wirkungsgrade gesetzt werden.

Tabelle 26. **Wirkungsgrade der Schneckenwellen.**

Steigungswinkel . . . . . $a =$	4^0	6^0	8^0	10^0	15^0	20^0	25^0
Ausführung a) $\mu_1 = 0{,}15$; $\eta_s =$	0,29	0,35	0,44	0,48	0,56	0,60	0,62
Ausführung b) $\mu_1 = 0{,}1$; $\eta_s =$	0,37	0,45	0,52	0,57	0,64	0,68	0,70
Ausführung c) $\mu_1 = 0{,}05$; $\eta_s =$	0,54	0,60	0,66	0,69	0,74	0,77	0,80

[1]) Stribeck, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 936 und 1898, S. 1156.

Der Gesamtwirkungsgrad eines Schneckengetriebes, zusammengesetzt aus dem Wirkungsgrade der Schneckenwelle η_s und dem Wirkungsgrade der Schneckenradachse η_t, ergibt sich demnach zu

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_t.$$

6. **Teilung.** Die Berechnung der Teilung ist dieselbe wie bei den Zahnrädern. Sie wird hauptsächlich mit Rücksicht auf den Verschleiß entweder aus der Umfangskraft des Schneckenrades, dem Lastmoment, dem Antriebsmoment oder der Anzahl der Pferdestärken zu berechnen sein.

Ist die Umfangskraft des Schneckenrades gegeben, so ist die allgemeine Beziehung

$$K = c \cdot b \cdot t$$

zugrunde zu legen.

Hierin ist zu setzen

für Gußeisen . . . . . $c = 20$ bis 25
für Phosphorbronze . . . . . $c = 32$ „ 40

Für billige und gedrängte Konstruktionen, z. B. Schneckenflaschenzüge, tritt die Rücksicht gegen Verschleiß in den Hintergrund und man nimmt

für Gußeisen c bis 50.

Im allgemeinen wird die Zahnbreite (im Teilkreisbogen gemessen)

bei unvollkommenen Zähnen . . $b = 1{,}5\,t$,
bei richtig geformten Zähnen. . $b = 2{,}5\,t$ und mehr gewählt.

Ist die Teilung aus dem Antriebsmoment zu berechnen, so folgt aus den Beziehungen

$$P\,2a\pi = \frac{K}{\eta_s} \cdot s = \frac{K}{\eta_s} it \quad \text{mit} \quad K = cbt \quad \text{und} \quad b = \psi \cdot t,$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{P \cdot 2a\pi \cdot \eta_s}{\psi \cdot c \cdot i}}.$$

Ist das Lastmoment gegeben, so verwendet man die Gleichung

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

und bei gegebener Anzahl der Pferdestärken die Gleichung

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Genau genommen dürften die Teilungsgleichungen nicht mit dem Axialdruck K durchgeführt werden, weil der senkrecht zur Zahnflanke gerichtete Druck für die Festigkeitsrechnung maßgebend ist.

Bei schnell laufenden Schnecken ist für die Teilung auch die Rücksicht auf Erwärmung maßgebend. Es ist dann zu prüfen nach der Gleichung[1])

$$N = c_1 i t^2,$$

worin N die zulässige Leistung des Zahndruckes in PS und c_1 ein Wert ist, welcher bei dauerndem Betriebe 0,15 bis höchstens 0,2 nicht überschreiten soll.

Die **Zähnezahl** des Schneckenrades ist von der gewählten Gangzahl der Schnecke abhängig. Bei eingängigen Schnecken ist $i = 1$, bei steilgängigen Schnecken $i = 2$ oder 3 zu setzen. Soll also z. B. mit einem eingängigen Schneckengetriebe eine Übersetzung 1:25 erzielt werden, so hat das Schneckenrad 25 Zähne zu erhalten, bei einer doppelgängigen Schnecke $2 \cdot 25 = 50$ Zähne und bei einer dreigängigen Schnecke $3 \cdot 25 = 75$ Zähne.

Der **Durchmesser des Schneckenrades** bestimmt sich aus der Gleichung

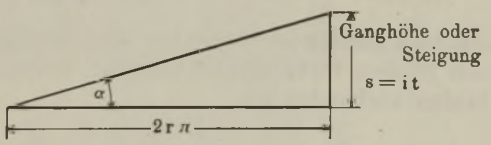
$$z \cdot t = D\pi.$$

7. **Schneckendurchmesser.** Es ist stets darauf Rücksicht zu nehmen, daß man eine ausreichend starke Schneckenwelle erhält. Man muß daher, sobald der Steigungswinkel α größer als 8 bis 10° gewählt wird, $i = 2$ oder 3 nehmen.

Wickelt man sich einen Schraubengang ab, so ergibt sich nach Fig. 326 der Schneckendurchmesser zu

$$2r = \frac{i \cdot t}{\pi \operatorname{tg} \alpha}.$$

Fig. 326.



Die Gleichung ist nur angenähert richtig, weil $s = i \cdot t$ in Richtung der Schneckenachse gemessen ist, in Wirklichkeit aber die Entfernung senkrecht zum Schraubengang bedeutet. Sie gilt also eigentlich nur für geringe Steigungswinkel.

Meistens muß die Rechnung mehrere Male durchgeführt werden, bis man passende Resultate erhält. Ergibt sich bei der Prüfung der Kerndurchmesser zu schwach, so ist entweder t oder i zu vergrößern.

Da die Schnecke auf der Drehbank hergestellt wird, muß, wenn die Leitspindeln englisches Steigungsmaß haben, die Teilung des Schneckenrades in englischen Zoll angegeben werden.

Kann eine selbsthemmende Schnecke auch zwei- oder dreigängig sein?

Wie aus der folgenden Gleichung hervorgeht, kann eine Schnecke mit kleinem Steigungswinkel ein- oder mehrgängig hergestellt werden, da nur der Schneckendurchmesser größer wird.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 1160. Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben.

Z. B.: Gegeben mit Rücksicht auf Festigkeit . . . $t = 10\pi$,
„ „ „ Selbsthemmung $\alpha = 4^0$,

Durchmesser aus $D = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot tg\,\alpha}$,

demnach

eingängig $D = \frac{1 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \cdot tg \cdot 4^0} = 143$ mm.

zweigängig $D = \frac{2 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \cdot tg \cdot 4^0} = 286$ mm,

dreigängig $D = \frac{3 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \cdot tg \cdot 4^0} = 429$ mm usw.

Kann eine eingängige Schnecke auch mit großem Steigungswinkel hergestellt werden?

Auch dies ist ohne weiteres möglich, nur wird man einen bestimmten, aus obiger Gleichung sich ergebenden Durchmesser einhalten müssen, wenn die Bedingung gestellt wird, daß normale Zahnlücken im Querschnittsprofil vorhanden sind. Außerdem wäre zu untersuchen, ob der berechnete Durchmesser noch angängig ist.

Z. B.: Gegeben $i = 1$; $t = 10\pi$; $\alpha = 22^0$, also $tg\,\alpha = 0{,}404$, demnach

$$D = \frac{1 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \cdot 0{,}404} = 25 \text{ mm}.$$

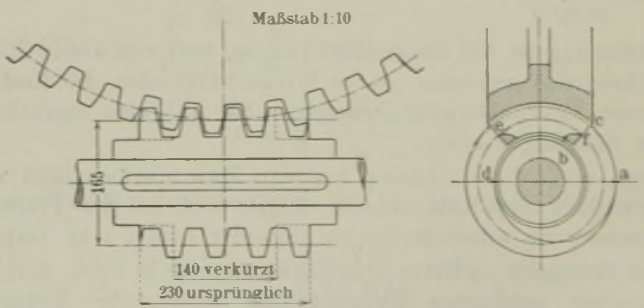
Die Schnecke wäre nicht ausführbar, weil nach Abzug der Fußhöhe mit $2 \cdot 0{,}4 \cdot 10 \cdot \pi = 25{,}12$ mm nichts für den Kern übrigbleibt. Folglich ist zur Erreichung eines größeren Durchmessers eine mehrgängige Schnecke anzuwenden.

8. **Länge der Schnecke** [1]). Nach den üblichen Annahmen ist die Schneckenlänge

$$l = 4 \text{ bis } 6\,t.$$

Zu lang gehaltene Schnecken sind häufig die Ursachen eines unruhigen, mit Stößen verbundenen Ganges, welcher unter Umständen mit Heißlaufen verbunden ist.

Fig. 327. Fig. 328.



Schneckengetriebe mit zu lang gehaltener Schnecke.

Bei dem in Fig. 327 abgebildeten Getriebe zeigte sich bei der Besichtigung, daß die schraffierten Flächen stark angegriffen, rauh und abgenutzt waren, so daß der Zahnquerschnitt merklich vermindert war. Im Schneckentrog lag eine ziemliche Menge fein gemahlener Bronzestaub.

---

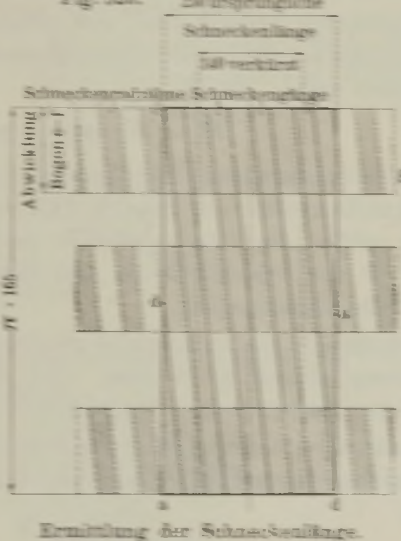
[1]) Betriebserfahrungen an Schneckengetrieben. Oberingenieur Eduard Müller, Stuttgart. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 806.

In die Schwankungen regelmäßig auftreten, so wurde die Ursache darin vermutet, daß die zu lange Schnecke den äußersten in Eingriff kommenden Zahn des Rades faßte und den im richtigen Eingriff befindlichen mittleren Zahn abhob. Da der äußerste Gang der Schnecke in flacher Weise abgerundet war, konnte das Abheben nur stattfinden, wenn der Punkt a in die Linie b—c eingetreten war; das Abheben erfolgte demnach bei jeder Umdrehung der Schraube einmal. Die Schnecke wurde dieser Überlegung entsprechend gekürzt, und zwar so lange, bis der ungünstige Gang verschwunden war. Die ursprüngliche Länge von 230 mm war damit auf 140 mm verkürzt worden. Es war ferner:

Durchmesser der Schnecke = 165 mm,
Teilung t = 18 π,
Zähnezahl des Schneckenrades z = 50,
Durchmesser desselben = 900 mm.

Aus diesen Beobachtungen und Erfahrungen ergibt sich, daß die zwischen Schnecke und Schneckenrad vorhandenen Unterschiede in der Teilung, die ihren Grund in der Herstellung sowohl des Rades als auch der Schnecke, sowie im Einbau des Getriebes haben können, Störungen im Eingriff verursachen, die um so stärker auftreten, je länger die Schnecke ist. Es scheint daher zweckmäßig, die Länge des Eingriffes zu beschränken, um diesen störungsfreien statthaben zu lassen; selbstverständlich muß die Schneckenlänge so groß gewählt werden, daß der Eingriff ständig gewahrt bleibt; hierzu genügen jedoch zwei Zahnflanken völlig. Die Schneckenlänge kann zeichnerisch nach folgendem einfachen Verfahren (Fig. 329) bestimmt werden. Die Schnecke wird im Teilkreis abgewickelt, das Schneckenrad ebenfalls. Nun wird durch einfaches Probieren (Verschieben des auf einem Pauspapier abgewickelten Schneckenradteiles) diejenige Schneckenlänge gesucht, bei welcher noch zwei Zahnflanken im vollen Schneckengrund arbeiten. Die Schneckenenden *a d* werden also nicht als arbeitendes Profil gerechnet.

Fig. 329.



Ermittlung der Schneckenlänge.

9. **Schmiermaterial.** Als Schmiermaterial ist dickflüssiges Öl vorzuziehen, obwohl bei der nicht ausbleibenden Verdickung des Öles die Wirkungsgrade leiden.

Die hohen Wirkungsgrade entsprechen nur dem Beharrungszustande, nachdem das dickflüssige Öl durch die Temperaturerhöhung dünnflüssiger

geworden ist. Z. B. ist bei einem dreigängigen Schneckengetriebe mit $z = 30$, $t = 25{,}4$ mm, $\alpha = 17^0\,34'$

für $P = 5{,}6\, b_1 \cdot t$ und $n = 1364$	bei 36° Öltemperatur, $\eta = 53{,}5$ v. H.	bei 53° Temperatur, $\eta = 70{,}6$ v. H.
für $P = 24{,}3\, b_1 \cdot t$ und $n = 1328$	bei 21,2° Öltemperatur, $\eta = 77$ v. H.	bei 94,5° Temperatur, $\eta = 80{,}2$ v. H.

10. **Druck in Richtung der Schneckenwelle und in Richtung der Schneckenradachse.** Der Druck in Richtung der Schneckenwelle ist gleich der Umfangskraft K des Schneckenrades. Muß dieser Druck von der Kurbelseite aus ermittelt werden, so ist die Gleichung

$$P = \frac{K r\, tg(\alpha + \varrho)}{a}$$

zu benutzen, woraus

$$K = \frac{P \cdot a}{r \cdot tg(\alpha + \varrho)}.$$

Da dieser Druck nicht senkrecht zur Zahnfläche wirkt, so ist derselbe nur eine Seitenkraft des Zahndruckes.

Der Zahndruck erzeugt noch eine zweite Seitenkraft H senkrecht zur Schneckenwelle, welche die Schneckenradachse in axialer Richtung zu verschieben sucht. Es ist

$$H = K \cdot tg(\alpha + \varrho).$$

Schnecken mit kleinem Steigungswinkel besitzen großen Axialdruck in der Schneckenwelle und kleinen Axialdruck in der Schneckenradachse. Je größer der Steigungswinkel wird, desto kleiner wird der Axialdruck in der Schneckenwelle und desto größer wird der Axialdruck der Schneckenradachse.

Schneckenwelle und Schneckenradachse müssen demnach in ihrer Achsenrichtung unterstützt werden. Die verschiedenen Anordnungen gehen aus den nachstehenden Figuren hervor.

Zur vorläufigen Aufzeichnung der Schneckenwelle kann der Durchmesser derselben überschläglich nach der Gleichung für normale Triebwerkwellen

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}$$

berechnet werden, in welcher der neben der Verdrehungsspannung noch außerdem auftretenden Biegungsspannung durch Einsetzung eines geringeren k_d mit 120 kg/cm² Rechnung getragen ist.

Eine genaue Berechnung erfordert die Feststellung der Lagerdrücke. Zu diesem Zwecke ist zunächst eine Zerlegung des Normaldruckes N erforderlich, welche nach Fig. 330 in einem Parallelepiped veranschaulicht ist.

Bezeichnet

N den vom Rad auf die Schnecke ausgeübten Normaldruck (in Fig. 330 als Raumkraft durch die Diagonale des Parallelepipeds dargestellt),

N_1 und N_2 die in derselben (schraffierten) Ebene liegende horizontale und vertikale Seitenkraft von N_1,

N_x und N_y die sich in der Horizontalebene ergebenden Seitenkräfte von N_1,

α den Winkel zwischen N_1 und N_x,

β den Winkel zwischen N und N_1,

so ergibt sich in der Horizontalebene in Richtung der Schneckenwelle

$$N_x = N_1 \cdot \cos\alpha = N \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha,$$

senkrecht dazu in der Horizontalebene

$$N_y = N_1 \cdot \sin\alpha = N \cdot \cos\beta \cdot \sin\alpha$$

und in der Vertikalebene senkrecht zur Schneckenwelle

$$N_2 = N \cdot \sin\beta.$$

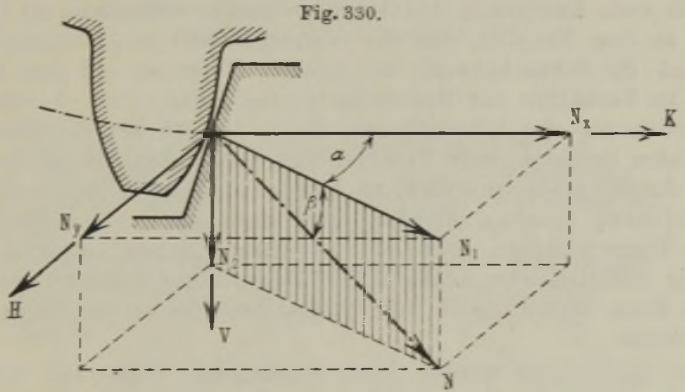
Tangential zur Schnecke wirkt noch als weitere Kraft die Reibung $\mu \cdot N$. Es wird dann an der Schnecke

die Axialkraft . . . $K = N \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha - \mu \cdot N \cdot \sin\alpha$,
die Umfangskraft . $H = N \cdot \cos\beta \cdot \sin\alpha + \mu \cdot N \cdot \cos\alpha$,
die Radialkraft . . $V = N \cdot \sin\beta$.

Daraus

$$H = K \cdot tg(\alpha + \varrho_1), \text{ wenn } \frac{\mu}{\cos\beta} = \mu_1 = tg\,\varrho_1.$$

Fig. 330.



Zerlegung des Zahndruckes in Seitenkräfte.

Für die Berechnung der Schneckenwelle kommen in Betracht

1. in der Horizontalebene . . . $H\perp$ zur Achse auf Biegung wirkend,
   K axial auf Druck (Knickung) „
2. in der Vertikalebene . . . . . V auf Biegung wirkend.

Es sind dann für jede Ebene die Auflagerdrücke zu bestimmen und mit diesen die horizontalen und vertikalen Biegungsmomente, die in dem gefährlichen Querschnitt zu einem resultierenden Biegungsmoment $M_{res} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ zu vereinigen sind.

Schließlich erfolgt mit dem Drehmoment $M_d = \frac{M_{\text{Trommel}}}{\eta} \cdot \frac{i}{z}$ die Berechnung des ideellen Momentes nach der Gleichung

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_{b_{res}}^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

woraus sich dann der Schneckendurchmesser ergibt.

Die Lager sind möglichst nahe an die Schnecke zu rücken, damit die Durchbiegung in zulässigen Grenzen bleibt. Nichtbeachtung kann zu schweren Unfällen führen. Z. B. sollte in einer Spinnerei mittels eines mit einer Schneckenradkatze ausgerüsteten Montagekranes für 10,5 t Tragkraft der 10,14 t schwere Rotor einer Dynamo eingebaut werden. Beim Anheben des über der Maschinengrube liegenden Rotors gaben die Stützbalken nach, die 32 mm starke Schneckenwelle bog sich 15 mm durch, die Zähne des Schneckenrades glitten nun über die Schneckengänge hinweg und der Rotor fiel aus der Schräglage zurück. Der Grund lag in der zu weiten Lagerung. Die Nachrechnung wies nach, daß bei Vollbelastung die Bruchgrenze überschritten war.

11. **Ausführung.** Schneckengetriebe mit hohen Umlaufszahlen erfordern eine äußerst sorgfältige Schmierung. Man baut deshalb das ganze Getriebe in ein Gehäuse ein und kann dann zwei Bauarten unterscheiden:

Anordnung der Schnecke unter dem Schneckenrade,
Anordnung der Schnecke über dem Schneckenrade.

Die erste Anordnung, bei der die Schnecke vollständig im Öl läuft, leidet an dem Nachteil, daß die Schnecke nicht leicht zugänglich ist, und daß die Schneckenwelle bei direkter Kupplung mit dem Elektromotor im Verhältnis zur Motorwelle zu tief gelagert ist. Ferner findet Verunreinigung der Arbeitsflächen durch die von der Schnecke hochgebrachten Schmutz- und Metallteilchen statt. Deshalb ist der Raum unter der Schnecke reichlich zu bemessen, damit sich abgeschliffene Metallteilchen absetzen können, ohne durch die Schnecke von neuem in die Eingriffsflächen getragen zu werden. Neben einem zur Beobachtung des Ölstandes angebrachten Beobachtungsfenster (5 mm Glas) ist ein Hahn zum Ablassen des schmutzigen Öles an der tiefsten Stelle anzubringen.

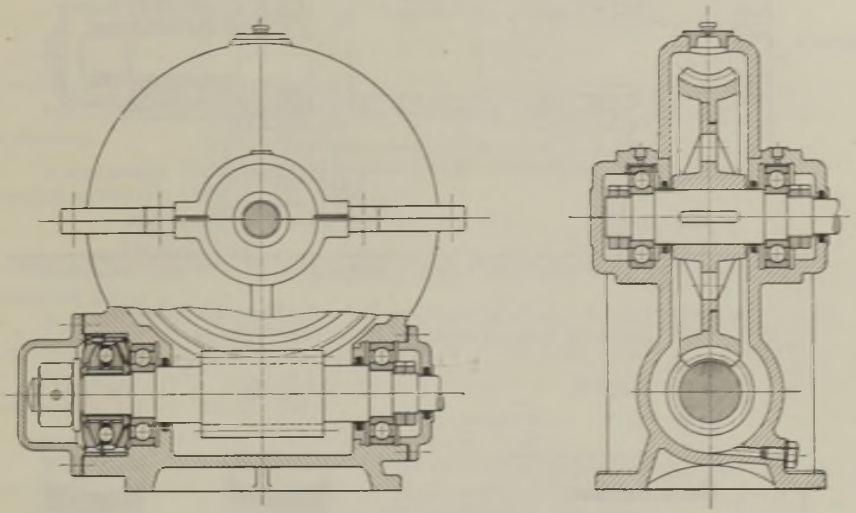
Im allgemeinen werden jetzt obenliegende Schnecken bevorzugt, weil sie durch einfaches Abheben des Gehäusedeckels leichter nachgesehen und überwacht werden können.

Die Schmierung durch das vom Rade gehobene Öl ist hierbei genügend reichlich, selbst wenn der Schneckenradkasten — wie dies meist geschieht — nur im unteren Teile mit Öl gefüllt ist. Ein Abschleudern des Öles durch die Zentrifugalkraft findet erst nach der Schmierung der Arbeitsflächen statt.

Kugel- und Rollenlagerungen der Schneckenwelle.

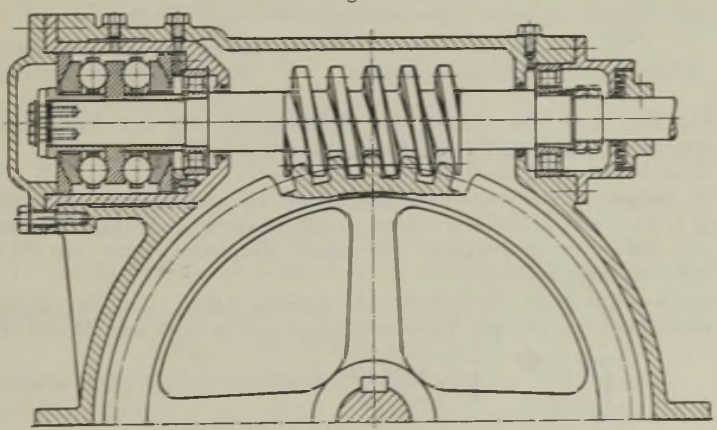
Fig. 334 zeigt die falsche Konstruktion eines Stützlagers der Schneckenwelle. Ebene oder ringförmige Spurzapfen sind solchen mit abgerundeten Stirnflächen vorzuziehen, weil bekanntlich die spezifische Pressung in der Mitte des Zapfens am größten ausfällt und sich infolgedessen an dieser Stelle kein Öl halten kann. Am vollkommensten sind stets ringförmige Zapfen, bei denen die Schmierung von innen nach außen erfolgt.

Fig. 331.



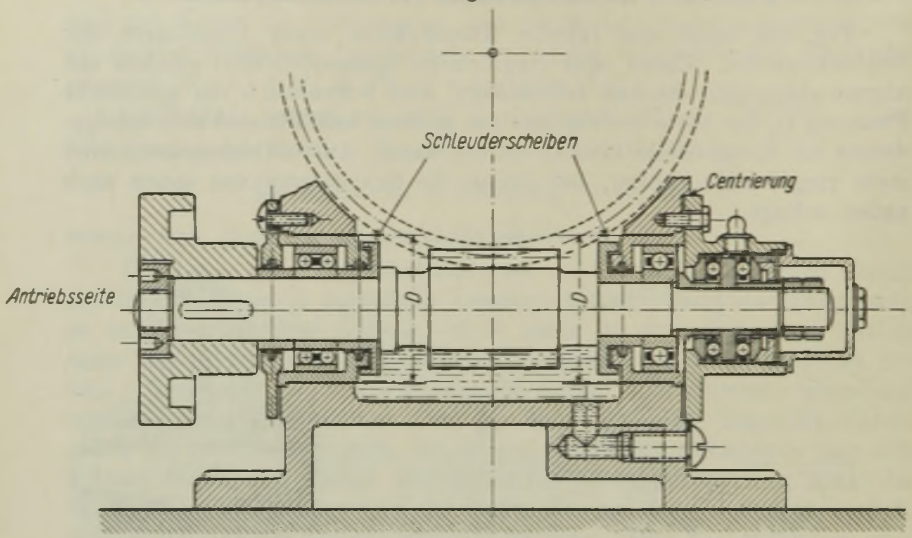
Schneckengetriebe mit einreihigem Wechsellager.
Kugelfabrik Fischer, Schweinfurth.

Fig. 332.



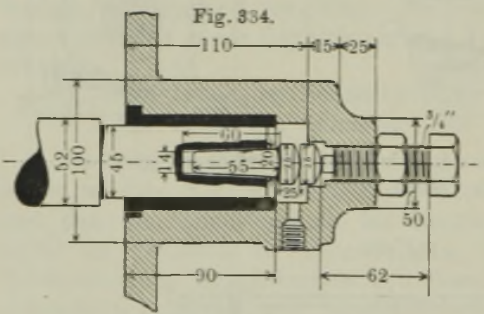
Rollenlager und Wechsellager mit Einstellscheiben in einem Schneckengetriebe mit obenliegender Schnecke. SKF Norma G. m. b. H. Berlin.

Fig. 333.



Schneckenantrieb mit Kugellagerung bei untenliegender Schnecke.
Deutsche Kugellagerfabrik G. m. b. H. Leipzig.

Fig. 334.



Schlechte Stützzapfenkonstruktion.

Fig. 335.

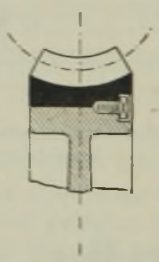
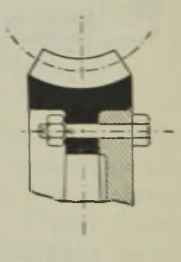


Fig. 336



Befestigung des Schneckenradzahnkranzes am Radkörper.

Fig. 335 und 336 zeigen die Befestigung der aus Phosphorbronze hergestellten Zahnkränze der Schneckenräder.

12. **Beispiel.** Berechne ein doppelgängiges Schneckengetriebe für eine Übersetzung 1 : 20, dessen Schneckenradachse ein Moment von 31100 kgcm zu übertragen hat, und dessen Schneckenwelle mit einem Hauptstrommotor von 17 PS und 600 Umdr./min gekuppelt ist.

Schneckenrad: Phosphorbronze gefräst. Mit $c = 35$, entsprechend $k_b = 600$ kg/cm² bei häufiger Vollbelastung, $\psi = 2$, $z = 40$ und $M = 31100$ kgcm wird

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi\,M}{c \cdot \psi \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot 31100}{35 \cdot 2 \cdot 40}} = 4{,}12 \text{ cm} \approx 1\tfrac{5}{8}'' \text{ (41,27 mm)};$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{40 \cdot 41{,}27}{\pi} = 525 \text{ mm};$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2\,t \approx 85 \text{ mm}.$$

Schnecke: Gewählt $\alpha = 18°$; Siemens-Martin-Stahl; aus dem Vollen geschnitten, gehärtet und poliert.

$$\text{Schneckendurchmesser } 2r = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot tg\,\alpha} = \frac{2 \cdot 41{,}27}{\pi \cdot tg\,18°} = 80{,}8 \text{ mm};$$

Kerndurchmesser: $\gtrsim$ 48 mm.

Wirkungsgrad: mit für die Rechnung ungünstig angenommenem $\varrho = 6°$ bzw. $\mu_1 = 0{,}1$ (vgl. S. 159) und 5 v. H. Verlust in der Schneckenradwelle

$$\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}9 \frac{tg\,18°}{tg\,(18° + 6°)} = 0{,}62.$$

Schneckenwelle: Vorläufiger Durchmesser aus

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{17}{600}} \gtrsim 4{,}4 \text{ cm}.$$

Kerndurchmesser war 48 mm. Die Annahmen sind demnach prinzipiell zulässig.

Berechnung des Schneckenwellendurchmessers aus den Biegungs- und Torsionsmomenten.

Komponenten des Zahndruckes: Umfangskraft am Schneckenrade mit η-Schneckenradwelle $= 0{,}95$

$$K = \frac{31\,100}{26{,}25 \cdot 0{,}95} = 1250 \text{ kg}.$$

Horizontalkraft $H = K \cdot tg\,(\alpha + \varrho) = 1250\, tg\,(18° + 6°) = 560$ kg, wobei genügend genau $\varrho = \varrho_1$.

Vertikalkraft V. Aus Gleichung $K = N(\cos\beta \cdot \cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha)$ ergibt sich mit $\alpha = 18°, \beta = 15°$ und $\mu = 0{,}1$ $N = 1400$ kg und $V = N \cdot \sin\beta = 1400 \cdot \sin 15° \gtrsim 360$ kg.

Die Lagerdrücke verteilen sich bei der vorhandenen symmetrischen Anordnung gleichmäßig auf die beiden Lager.

Biegungsmomente in der Horizontalebene:

Bei 450 mm Lagerentfernung und 100 mm Schneckenlänge ist mit $H = 560$ kg und 280 kg Lagerdruck das Biegungsmoment in der Mitte

$$M_{b\,H} = 280 \cdot 22{,}5 = 6300 \text{ kgcm}$$

und in den Punkten I und II

$$M_{b\,H} = 280 \cdot 14{,}5 = 4060 \text{ kgcm}.$$

Biegungsmomente in der Vertikalebene.

1. Vom Axialdruck K herrührend: K erzeugt in den Lagern ein Kräftepaar

$$A = B = \frac{Kr}{l} = \frac{1250 \cdot 80{,}8\,2}{450} = 112 \text{ kg}$$

und damit in den Punkten I und II Biegungsmomente:

$$M_{b\,K} = 112 \cdot 14{,}5 = 1624 \text{ kgcm}.$$

In der Mitte ist $M_{b\,K} = \pm 2520$ kgcm. Bei aufgeschobener Schnecke ist der Verlauf der Biegungsmomentenlinie von I nach II ein anderer.

2. Von der Radialkraft V herrührend:

$$\text{Auflagerdrücke in A und B} = \frac{V}{2} = \frac{360}{2} = 180 \text{ kg}.$$

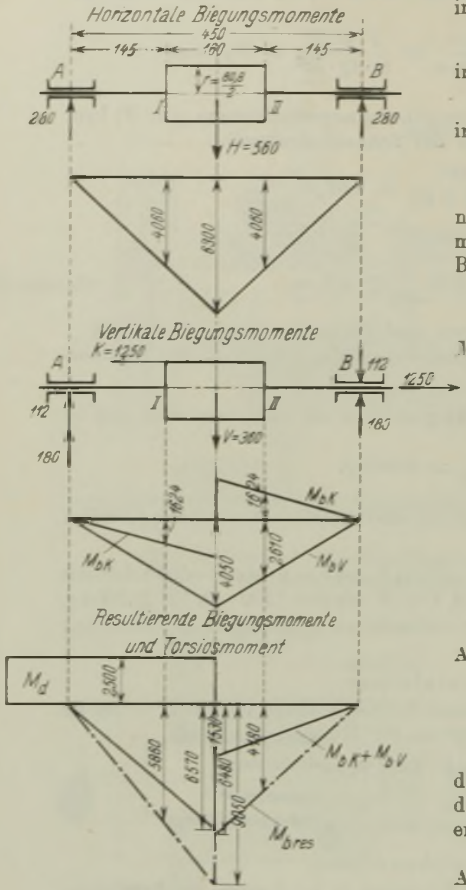
Biegungsmoment in der Mitte:

$$M_{b\,V} = 180 \cdot 22{,}5 = 4050 \text{ kgcm},$$

in den Punkten I und II: $M_{b\,V} = 180 \cdot 14{,}5 = 2610$ kgcm.

Demnach in Punkt I . . . . $M_b = 1624 + 2610 = 4234$ kgcm,
in der Mitte . . . $M_{b\,max} = 2520 + 4050 = 6570$ „
in Punkt II . . . . $M_b = 2610 - 1624 = 986$ „

Fig. 337 bis 341.



Resultierende Biegungsmomente und Torsionsmoment.

Resultierendes Biegungsmoment in Punkt I:

$$M_{br} = \sqrt{4060^2 + 4234^2} = 5860 \text{ kgcm},$$

in der Mitte:

$$M_{br} = \sqrt{6300^2 + 6570^2} = 9050 \text{ kgcm}.$$

in Punkt II:

$$M_{br} = \sqrt{4060^2 + 986^2} = 4180 \text{ kgcm}.$$

Falls der Kerndurchmesser der Schnecke nicht wesentlich stärker als der Wellendurchmesser ausfällt, ist demnach das resultierende Biegungsmoment in der Mitte maßgebend.

Torsionsmoment:

$$M_d = \frac{M_{\text{Trommel}}}{\eta} \cdot \frac{i}{z}$$

$$= \frac{31100}{0{,}62} \cdot \frac{2}{40} = 2500 \text{ kgcm}.$$

Ideelles Moment mit

$$a_0 = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 600} \approx 0{,}5$$

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (a_0\, M_d)^2}$$

$$= 0{,}35 \cdot 9050 + 0{,}65 \sqrt{9050^2 + (0{,}5 \cdot 2500)^2}$$

$$= 9100 \text{ kgcm}.$$

Aus $M_i = {}^1/_{10}\, d^3\, k_b$ wird mit $k_b = 400$ kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 9100}{400}} = 6{,}1 \text{ cm}.$$

Mit Rücksicht auf den Kerndurchmesser der Schnecke müssen andere Verhältnisse des Getriebes gewählt bzw. die Lagerentfernungen verkürzt werden.

Unter Beibehaltung der angenommenen Abmessungen würde

$$\sigma_{max} = \frac{10 \cdot 9100}{4{,}8^3} = 825 \text{ kg/cm}^2.$$

Pekrungetriebe

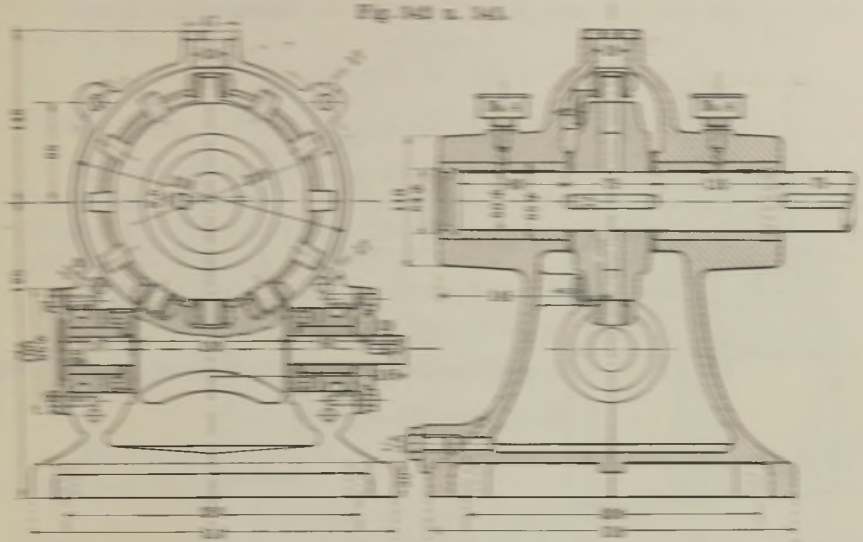
der Firma Pekrun, Coswig i. S.

Die Zähne des Schneckenrades bestehen aus gehärteten und geschliffenen Stahlrollen, die auf gehärteten, radialen Stahlzapfen sitzen. Ein im Gehäuse seitlich angeschraubter Ring, welcher in die Rollenrillen eingreift, erhält die Rollen im richtigen Abstand. Die Schnecke ist eine eingängige Globoidschnecke.

Es tritt nur noch rollende Reibung mit Zapfenreibung auf, so daß ein Wirkungsgrad von 90 bis 93 Proz. erreicht wird.

Verwendung für Übersetzungen von 1:4 bis 1:20. Das Getriebe besitzt keine Selbsthemmung. Falls diese erforderlich ist, wird eine Sperrvorrichtung eingebaut. Rad und Schnecke laufen im Ölbad. Erwärmung bei Dauerbetrieb nicht über 50° C.

Fig. 343 u. 344.



Bohrwindwerk.

Das abgebildete Getriebe überträgt bei einer Übersetzung 1 : 22 und 650 bzw. 1300 Umdrehungen des Motors 2,5 bis 4,5 PS.

Reibräder

dienen bei Winden zur direkten Übertragung drehender Bewegung von der Antriebswelle auf parallel oder rechtwinklig dazu gelagerte Achsen. Die Übertragung findet an den glatten Umfängen der Räder durch die beim Aufeinanderpressen der Räder entstehende Reibung statt, vorausgesetzt, daß die Umfangskraft kleiner als der erzeugte Reibungswiderstand ist.

Zylindrische Reibräder (Reibräder).

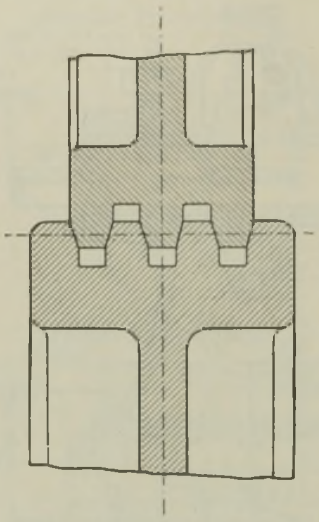
Anwendung: Bei Winden mit Transmissionsantrieb in Mühlen, Speichern, Brauereien usw.

Die Kranprofile sind mit keilförmigen, ineinandergreifenden Bahnen versehen.

Nachteil: Die sich berührenden Kreise wälzen sich nur in einem einzigen zylindrischen Schnitte durch jeden Kreis aufeinander, während in allen übrigen Punkten Schleifen stattfindet, welches zu einer Abnutzung und Erwärmung Anlaß bietet. Für gutes Material und sorgfältige Herstellung ist unter allen Umständen Sorge zu tragen.

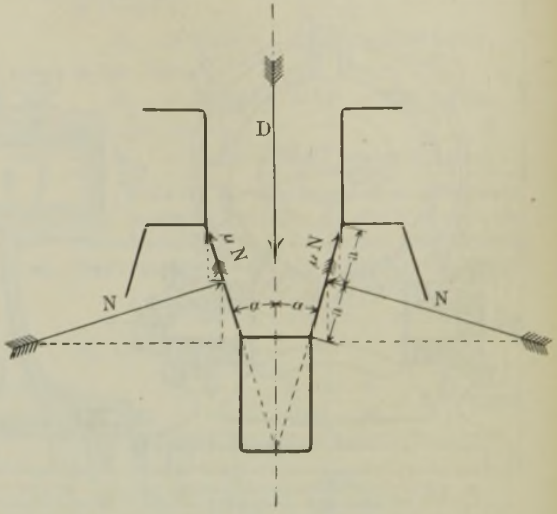
Bei der Berechnung handelt es sich nach Feststellung der Keilnutenverhältnisse darum, den Anpressungsdruck für eine bestimmte Umfangskraft zu ermitteln.

Fig. 344.



Kranzprofil der Keilräder.

Fig. 345.



Kraftwirkung an Keilrädern.

Bezeichnet

- P die übertragbare Umfangskraft,
- D den erforderlichen Anpressungsdruck der Räder senkrecht zu ihren Wellen,
- N den erforderlichen Druck senkrecht zur Keilfläche auf jeder Seite,
- 2α den Keilnutenwinkel,
- μ die Reibungszahl,
- $2a$ die Länge der Berührungsseite,
- z die Anzahl der Keilnuten,

so ist $P \leqq 2\mu N, \qquad D = 2(N \sin\alpha + \mu N \cos\alpha),$

also $$N = \frac{D}{2(\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha)}.$$

Nach Einsetzung des Wertes für N in die erste Gleichung erhält man:

$$P \geqq \frac{\mu D}{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}$$

oder $$\boldsymbol{D = P \frac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\mu} = \frac{P}{\mu_1}}.$$

Man wählt gewöhnlich $\alpha = 15°$;

kleinere Werte ergeben bei Verschleiß zu tiefes Einsinken der Kämme;

$\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$ für Gußeisen auf Gußeisen.

Eingriffstiefe 10 bis 12 mm. Wird diese Eingriffstiefe größer gewählt, so tritt zu starke Abnutzung auf.

Zahl der Keilrillen 3 bis 5. Bei mehr Keilrillen ist vollkommenes Anliegen sämtlicher Flächen schwer zu erzielen.

Mit $\mu = 0{,}1$ und $\alpha = 15°$ ergibt sich der bequemere Rechnungswert μ_1 zu

$$\mu_1 = \frac{0{,}1}{\sin 15° + 0{,}1 \cdot \cos 15°} = 0{,}28.$$

Danach wird $$D = \frac{P}{0{,}28} \approx 3{,}5\,P \quad \text{und} \quad P = 0{,}28\,D.$$

Soll die Abnutzung nicht bedeutend ausfallen und soll unzulässige Erwärmung vermieden werden, so ist die Flächenpressung zu prüfen. (Wegen der Elastizität des Materials ist die Berührung keine Linie, sondern eine schmale Fläche.)

Ist k_0 die für zulässig erachtete Belastung, so gilt

$$D \leqq (2\,a \sin\alpha) \cdot 2\,s\,k_0.$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung $D = \frac{P}{\mu_1}$ folgt:

$$P \leqq \mu_1\,(2\,a \sin\alpha)\,2\,s\,k_0.$$

Mit $2\,a = 1{,}2$ cm, $\alpha = 15°$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0{,}1$, folglich $\mu_1 = 0{,}28$, wird

$$D \leqq 0{,}6\,k_0\,s \quad \text{und} \quad P \leqq 0{,}17\,k_0\,s,$$

worin $$k_0 = 105 \text{ bis } 135 \text{ kg}.$$

Ausführung der Keilkämme. Die Keilkämme können ziemlich schwach sein; bei 10 mm Eingriffstiefe werden die Kämme an der Krone bis auf 5 mm verjüngt und sind an der Wurzel 10 mm stark, mit 5 mm freier Lückentiefe als Spielraum bei Verschleiß.

Äußerer Kammrand 15 bis 20 mm dick zum Schutz gegen Ausbrechen.

Kegelförmige Reibräder.

Anwendung nur noch ausnahmsweise bei kleineren Umfangskräften und bei rechtwinklig gekreuzten Achsen, ferner nur für schnellaufende Triebwerke mit $n \approx 150 \cdots 400$ i. d. min. Peinliche Sorgfalt bei der Herstellung ist Hauptbedingung; insbesondere muß dafür gesorgt werden, daß sich die Achsen, auf denen die Räder sitzen, nicht durchbiegen können, weil sonst nur unvollkommene Berührung stattfindet. Dadurch wird wieder die Flächenpressung zu groß und es findet ein Fressen des Materials statt.

Werkstoff: Gußeisen auf Gußeisen oder Eisen auf Papier, Leder oder Holz. Stahlguß ist zu verwerfen, weil die Ungleichartigkeit des Materials Veranlassung zum Anfressen der Gleitflächen gibt. Bezeichnet

- P die übertragbare Umfangskraft,
- N den erforderlichen Anpressungsdruck senkrecht zur Berührungsfläche,
- D den erforderlichen Anpressungsdruck in Richtung der Achse des kleinen Rades,
- α den halben Winkel des kleineren Rades,
- s die Länge der Berührungsfläche,

so gilt wieder $$P \leqq \frac{\mu \cdot D}{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha},$$

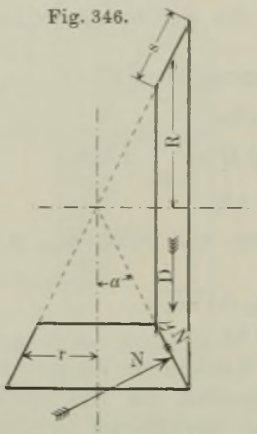
worin $D = k\,s \cdot \sin\alpha$, und $k = 105$ bis 135 für Gußeisen auf Gußeisen.

Der Winkel α ist hier nicht, wie bei den zylindrischen Reibrädern, wählbar, sondern von dem Übersetzungsverhältnis abhängig.

k kann nur durch die Vergrößerung des Raddurchmessers und durch die Vergrößerung von s beschränkt werden.

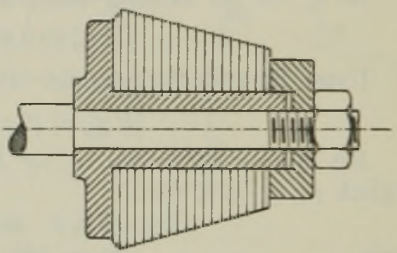
Die Anpressung hat stets in der Achsenrichtung der kleinen Räder zu erfolgen, um die kräftigere Wirkung des kleineren Keilwinkels auszunutzen. Andere Anordnungen sind falsch.

Fig. 346.



Kegelförmige Reibräder.

Fig. 347.



Kegelförmiges Reibrad aus Lederscheiben.

Kleinere Übersetzungen als 1 : 4 vermeidet man am besten, andernfalls kann man die Wirkung durch Anbringung von Keilrillen wesentlich erhöhen.

Nachteil: Ungleiche Abnutzung. Der Beschleunigungswiderstand des großen Rades bedingt immer anfängliches Schleifen, so daß bis zur vollständigen Mitnahme des angetriebenen Rades flache Stellen angeschliffen werden. Die Räder werden am besten nach dem Aufkeilen auf ihren möglichst starken Achsen abgedreht.

Wendegetriebe [1])

mit Schubkeilkupplung.

Anwendung bei Dampfdrehkranen zur Arbeitsübertragung von einer durch die Maschine angetriebenen Welle auf andere Wellen mit Bewegungsumkehr. Sie bieten ein zuverlässiges und sicheres Mittel zur Übertragung größerer Kräfte.

Der die Kraft übertragende Gegenstand ist ein gespaltener Ring, welcher durch Keil oder Hebel auseinandergespreizt und dann so stark gegen die innere Wandung der Trommel gepreßt wird, bis diese mitgenommen wird.

---

[1]) Ausführliche Behandlung der im Aufzugbau vorkommenden Wendegetriebe in dem Spezialwerk Bethmann, „Der Aufzugbau“.

Bestimmung der Kraft zum Einpressen des Schubkeiles[1]). Da der äußere Durchmesser des Reibringes gewöhnlich 1 bis 2 mm kleiner als der innere Trommeldurchmesser ist, so muß zunächst eine Spreizkraft P_1 wirken, die den Reibring so weit auseinander drückt, bis er mit einem Teile seines Umfanges die Trommelwandung berührt. In zweiter Linie ist noch eine Anpressungskraft P_2 nötig, welche den Reibring so stark gegen die Trommelwandung drückt, daß die zur Mitnahme notwendige Reibung zwischen Ring und Trommel erzeugt wird.

Bezeichnet

J das Trägheitsmoment des Ringquerschnittes,
a den Dehnungskoeffizienten des Ringmaterials,
r_1 den Krümmungshalbmesser des ungespannten Ringes,
ϱ den Krümmungshalbmesser des gespannten Ringes,

so ist zunächst die Spreizkraft

$$P_1 = \left(\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{r_1}\right) \frac{J}{a \cdot 2 r_1}.$$

Ist ferner

b die Ringbreite,
s die Ringdicke,
r der Halbmesser der Trommelbohrung,
p der Druck auf die Flächeneinheit,
μ der Reibungskoeffizient $= 0{,}1$,
U die übertragbare Umfangskraft,

so bestimmt sich durch Integration, unter der Annahme, daß p überall den gleichen Wert besitzt und daß $r = \varrho$ ist, die Anpressungskraft[2])

$$P_2 = p r b.$$

Für die übertragbare Umfangskraft U gilt die Beziehung

$$U = 2 r \pi p b \mu.$$

Setzt man aus dieser Gleichung den Wert für p in die Gleichung von P_2 ein, so erhält man: $P_2 = 1{,}592\ U$.

Einpressungskraft des Schubkeiles. Greift der Schubkeil unmittelbar in den Ring ein, so hat man, unter Bezugnahme auf Fig. 348,

$$D = 2 (P_1 + P_2) tg (a + \varrho),$$

wenn D die Kraft zum Einpressen,
a den halben Keilwinkel und
ϱ den Reibungswinkel

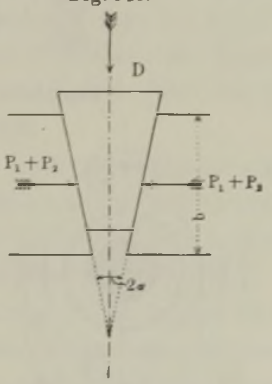
bezeichnet. Mit

$P_1 \approx 0{,}045\ U$, $P_2 = 1{,}592\ U$, $tg\, a = 1/5$, $tg\, \varrho = 1/10$

wird $D \approx U$,

d. h. die Kraft, mit welcher der Schubkeil in axialer Richtung eingepreßt werden muß, ist annähernd gleich der Umfangskraft.

Fig. 348.



Kräfte am Schubkeil.

In der folgenden Tabelle sind die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zusammengestellt. Als Ringmaterial ist Gußeisen vorausgesetzt, und die übertragbare Umfangskraft mit $p = 10\ kg/cm^2$ und $\mu = 0{,}1$ berechnet. Die Ringdicke ist zu $1/20$ des Ringdurchmessers angenommen. In den beiden letzten Spalten sind die maximalen Biegungsanstrengungen als Zug- und Druckanstrengungen angegeben.

---

[1]) Siehe die Abhandlung des Verfassers „Kraft- und Spannungsverhältnisse in Schubkeilkupplungen". Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 534. Siehe auch die Zuschriften ebenda, S. 795.

[2]) Die Rechnung ist für stillstehende Kupplungen durchgeführt. Bei sich drehenden Kupplungen weichen die nachstehenden Werte etwas ab.

Tabelle 27. **Kraftverhältnisse und Dimensionen der Schubkeilkupplungen.**

Durchmesser des gespreizten Ringes mm	Ringbreite b mm	Ringdicke s mm	Übertragbare Umfangskraft U kg	Spreizkraft P_1 kg	Anpressungskraft P_2 kg	Einpressungskraft am Keil D kg	Größte Zuganstrengung σ_z kg/cm²	Größte Druckanstrengung σ kg/cm²
200	60	10	377	20	600	372	417	483
250	65	12,5	510	21,5	811	499	332	405
300	70	15	660	23,6	1050	644	281	357
350	75	17,5	824	25,2	1310	801	238	320
400	80	20	1005	26,5	1600	975	208	291
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162	177	262
500	90	25	1414	29,9	2251	1368	166	255
550	95	27,5	1642	31	2611	1585	148	236
600	100	30	1885	33	3000	1820	139	227

Fig. 349.

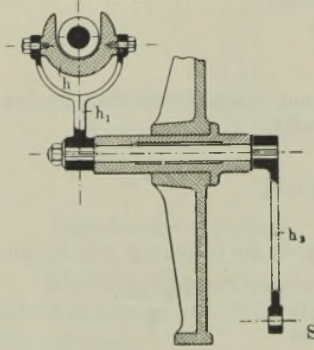
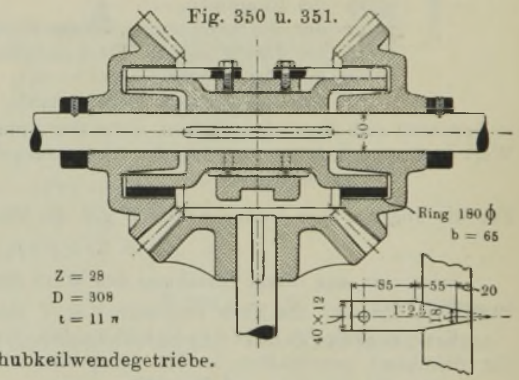
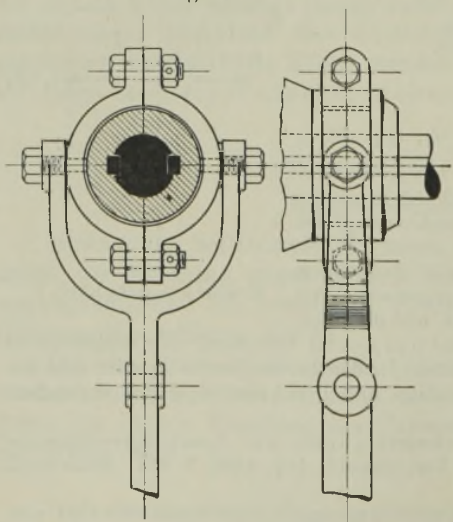


Fig. 350 u. 351.



Schubkeilwendegetriebe.

Fig. 352 u. 353.



Schleifring mit Hebel.

Phosphorbronze wählt man für den Ring nur dann, wenn man eine gedrängte Form des Wendegetriebes erzielen will. Man kann dann das Eineinhalbfache der oben angegebenen Umfangskräfte übertragen, d. h. mit p bis 15 kg/cm² gehen.

Häufig wird als Ringmaterial auch Stahl verwendet; doch sind gußeiserne Ringe ihrer billigen Herstellung wegen vorzuziehen. Stahlguß eignet sich nicht als Ringmaterial, weil die häufig vorkommenden härteren Stellen Veranlassung zum Anfressen der Gleitflächen geben.

Ausführungen. Fig. 350. In die Kupplungstrommeln, welche am äußeren Umfang als Kegelräder ausgebildet sind, sind die Spreizringe aus Gußeisen eingelegt. Auf der durch Feder und

Nut mit der Welle verbundenen, in der Längsrichtung verschiebbaren Muffe sind die beiden Spreizkeile mit Kupfernieten befestigt.

Behufs Verschiebung der Muffe ist in die Nute der Muffe ein zweiteiliger Schleifring eingesetzt, an dessen Zapfen ein zweiarmiger Hebel (Fig. 349, 352) angreift.

Die Spreizringe legen sich bei ausgeschalteter Kupplung auf die eingreifende Muffe und sichern dadurch erstere vor zufälliger Berührung mit der Kupplungstrommel.

Damit beim Entkuppeln die Spreizringe nicht aus den Kegelrädern herausgezogen werden, sind Abstreifringe zweckmäßig.

Kupplungen für Motorantrieb.

Sind die Motoren nicht auf starren Fundamenten, sondern wie bei Kranen auf Eisenkonstruktionen aufgestellt, so darf bei direkter Verbindung von Motor und Triebwerk der freie ungehinderte Bewegungszustand beider Teile durch die Kupplung nicht beeinträchtigt werden.

Wird die volle Bewegungsfreiheit nicht gewährt, wie bei starren Kupplungen, so treten bei Fehlern im Ausrichten der Wellen, bei Durchbiegungen der Gerüstteile, und ungleichmäßiger Abnutzung der Lager oder bei Veränderungen durch Temperatureinflüsse Kraftverluste durch Reibung, Klemmungen und Betriebsstörungen auf.

Die Kupplungen sind so konstruiert, daß unter Verwendung von Lederlamellen, Gummieinlagen oder Gummibändern eine gelenkige Nachgiebigkeit entsteht, die Ungenauigkeiten in der Höhenlage der beiden Wellen ausgleicht und kleine Winkelbildungen derselben zuläßt.

Ein vollkommener Ausgleich der Stoßwirkungen beim Anlauf wird durch die elastischen Zwischenlagen nicht erzielt. Diese Forderung bedingt andere Mittel, wie Reibungskupplungen mit begrenzter Übertragungsfähigkeit, sorgfältige Bedienung der Anlaßwiderstände, gute Bremsen usw.

Die Isolierung der Kupplungen ist zwecklos und bietet keinen Schutz für Kurz- oder Erdschluß. Vorkommendenfalls sind Defekte in der Spulenwicklung zu suchen.

Der glatte Umfang der Kupplungsscheiben wird meist in Verbindung mit zwei Bremsbacken als doppelte Klotzbremse benutzt.

Elastische Kupplung mit Lederringeinlage.

Fig. 354 bis 356.

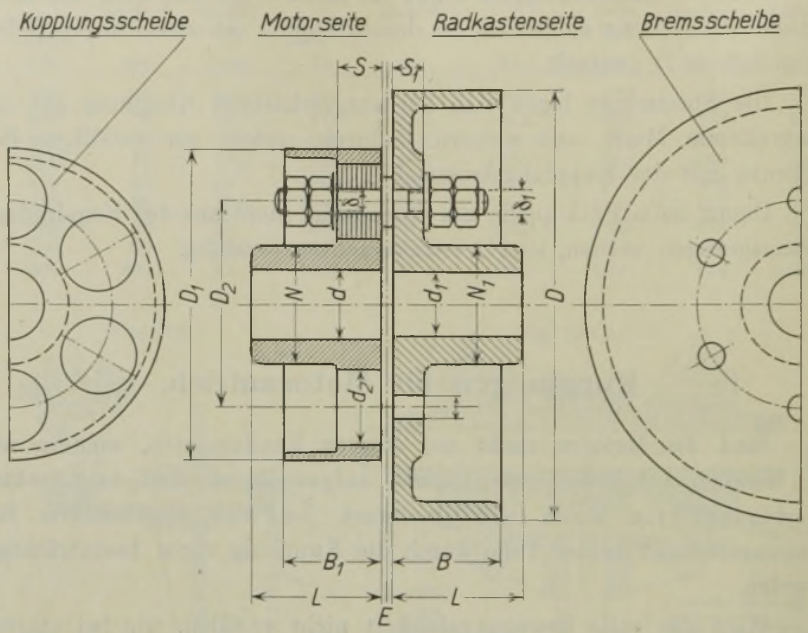


Tabelle 28. **Abmessungen.**

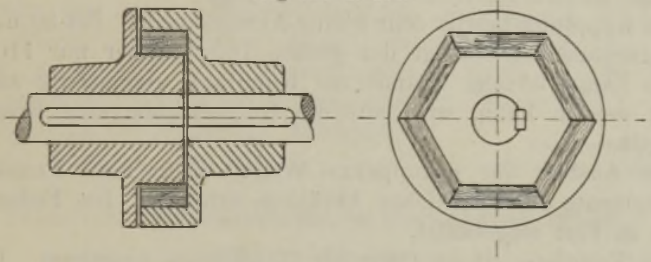
D	Md kgm	$\frac{N \cdot 1000}{n}$	GD^2 kgm²	D_1	B	B_1	E	Nabe L	Nabe N	Nabe N_1	Nabe d_1	Nabe d	s
200	7,5	10,5	0,26	180	60	60	5	80	75	60	30	40	25
250	11	15	0,83	225	70	65	8	100	80	80	40	40	30
300	21	30	1,63	265	80	80	10	100	95	95	50	55	40
400	50	70	4,04	290	100	90	10	120	110	110	60	65	40
500	80	110	12,26	370	120	105	10	140	140	130	70	80	50
600	130	180	27,60	400	140	105	10	170	170	150	80	90	50

D	s_1	D_2	δ	δ_1 Zoll	d_2	Zahl der Bolzen	Gewicht kg
200	20	120	20	$^5/_8$	40	4	18
250	25	140	26	$^3/_4$	55	4	30
300	30	170	26	$^7/_8$	55	4	43
400	30	190	33	1	70	6	64
500	40	240	40	1	80	6	131
600	40	270	40	1	80	8	185

Grissonkupplung
der Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Bei dieser greifen zwei sechskantig gestaltete Kupplungsteile ineinander. In dem hohlen Sechskant liegen Hartholzzwischenstücke, die zur Erhöhung der Elastizität mit Einschnitten versehen sind.

Fig. 357 u. 358.



Für die Längswellen der Kranfahrwerke sind die Schalen- und Scheibenkupplungen DIN 115 und 116 zu verwenden.

Bibby-Kupplung
der Maschinenfabrik Malmedie & Co. A.-G. Düsseldorf.

Fig. 359.

Halblast.

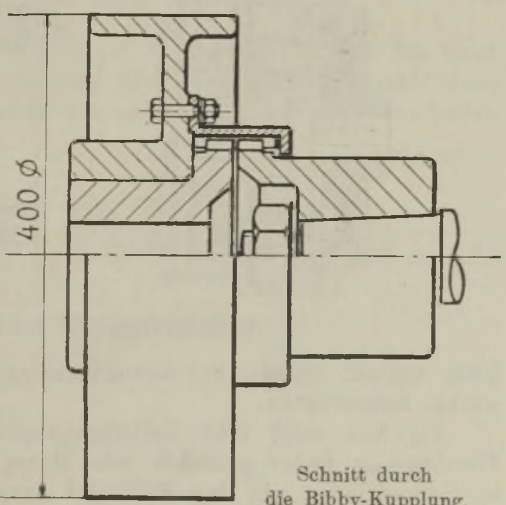
Fig. 360.

Normallast.

Die Kupplung besteht aus zwei auf den Wellenenden aufgekeilten Nabenscheiben, die am Umfang mit Nuten versehen sind. In diese ist eine schlangenförmige, gehärtete und in Segmente unterteilte Stahlfeder eingebettet, so daß beide Kupplungshälften miteinander verbunden sind. Ein Gehäuse schützt vor Verschmutzung.

Die Anordnung der die Kraft übertragenden Feder am Umfang der Kupplung nutzt den größten Hebelarm für die Kraftübertragung

Fig. 361.



Schnitt durch die Bibby-Kupplung.

aus. Die Erweiterung der Nuten in horizontaler Richtung bezweckt die volle Ausnutzung der Federstützweite, die sich mit zunehmender Belastung verringert.

Ein wesentlicher Vorzug der Kupplung ist die ungehinderte axiale Bewegungsfreiheit (4 ··· 20 mm), die den Anker oder Rotor des Motors sich frei in die den jeweiligen Belastungszuständen entsprechende Mitte des magnetischen Kraftfeldes einstellen läßt.

Die Kupplung besitzt sehr kleine Abmessungen. Bei 30 und 40 mm Wellendurchmesser beträgt der größte Durchmesser nur 110 mm, die gesamte Länge 90 mm. Damit die Kupplung gleichzeitig als Bremse benutzt werden kann, wird auf die Getriebenabe eine Bremsscheibe aufgekeilt.

Der Ausbau der gekuppelten Wellen kann nach Entnahme der Federsegmente ohne seitliches Abrücken erfolgen. Die Feder ist vollständig in Fett eingebettet.

Die Kupplung ist an mehr als 100 Kranen eingebaut. Die Deutschen Industriewerke in Spandau haben sämtliche Hebezeuge mit Bibbykupplungen ausgerüstet.

Patentinhaberin ist die Firma The Wellman Bibby Company Ltd. in London. Malmedie & Co. A.-G., Düsseldorf hat das Fabrikationsrecht für Deutschland.

Reibkupplungen für Schwenkkrane.

Während man sich bei den Hubwerken meist mit den angeführten Konstruktionen begnügt, müssen bei den Schwenkwerken der Drehkrane Reibkupplungen eingebaut werden, um Rückwirkungen des Auslegers

Fig. 362.

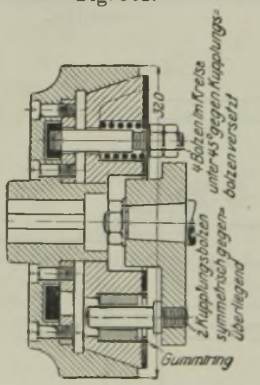
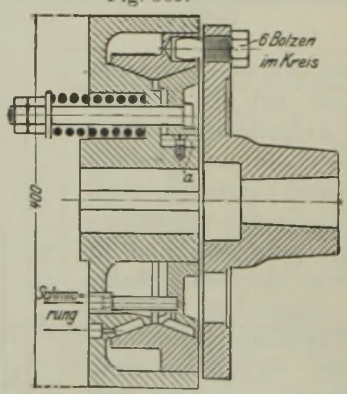


Fig. 363.



Reibkupplungen für Schwenkkrane.

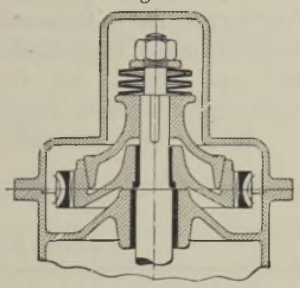
beim Auslauf von der Schneckenwelle und dadurch Brüche des Triebwerkes fernzuhalten.

Fig. 362 zeigt eine Reibungskupplung der Demag A.-G. Die Übertragung findet zunächst vom Motor aus durch Mitnehmerbolzen in Gummiringen auf den Vollkegel der Reibkupplung statt, welcher

durch federbelastete Bolzen gegen den auf die zu treibende Welle aufgekeilten Hohlkegel gepreßt wird. Die Halteschrauben der Federn sind in einem Vollring befestigt, welcher in einer Nute des Hohlkegels frei umlaufen kann, wenn der Reibkegel schleift.

Fig. 363 ist eine Federreibkupplung derselben Firma. Der Keil *a* sichert die Schrauben gegen Abscheren. Eine Anordnung für vertikale Schneckenradachsen zeigt die Reibkupplung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg (Fig. 364).

Fig. 364.



Reibkupplung für Schwenkkrane.

Tabelle 29. **Wellendurchmesser für Hebemaschinen, DIN 537.**

Maße in Millimetern.

25	55	90	140
30	60	100	(150)
35	(65)	110	160
40	70	(120)	180
45	(75)	125	200
50	80	(130)	220

Die eingeklammerten Durchmesser sind möglichst zu vermeiden.

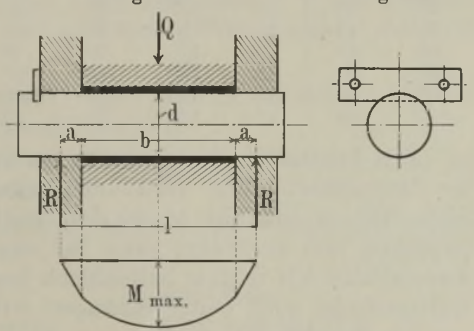
Für Wellenabsätze gelten auch die übrigen Durchmesser nach DIN 3.

Blank gezogene Wellen bis 100 mm Durchmesser und 7 m Länge finden häufig Anwendung, um Arbeitslohn zu sparen.

Rollenbolzen und Achsen.

Berechnung auf Festigkeit und auf Flächenpressung an den Laufstellen. Die Prüfung auf Heißlaufen bzw. genügende Wärmeableitung kommt bei langsam laufenden Triebwerkteilen mit unterbrochenem Betrieb nicht in Betracht.

Fig. 365. Fig. 366.



Feste Achse mit Seilrolle.

a) Berechnung auf Festigkeit.

Bei der Festigkeitsrechnung hat man zwischen aufgekeilten Triebwerkteilen zu unterscheiden, deren Achse sich mit ihren angedrehten Zapfen in Lagern dreht, und zwischen lose sich auf festgelegten Achsen drehenden Triebwerkteilen.

Erstere Ausführung ist veraltet. **Es kommen nur noch**

glatte, geschliffene Bolzen oder Achsen mit lose beweglichen, ausgebuchsten Triebwerkteilen in Betracht, weil der Achsendurchmesser wegen der höher einzusetzenden Biegungsbeanspruchung (s. Tab. 30) kleiner ausfällt und weil bei Achsen mit Querschnittsänderungen bei zu geringem Abrundungshalbmesser Brüche an diesen Stellen nicht ausgeschlossen sind.

In Fig. 365 ist annähernd

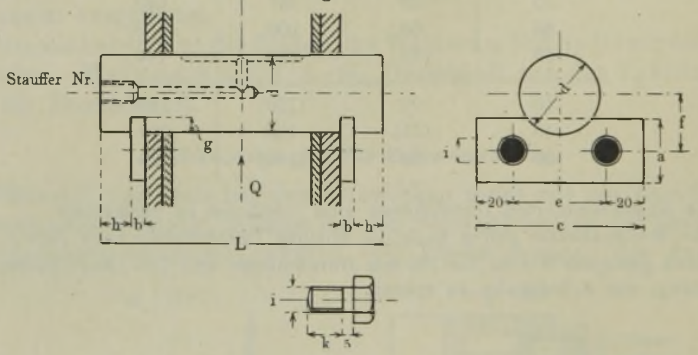
$$\frac{Q\,l}{8} = \frac{1}{10}\,d^3\,k_b \quad \text{oder genauer} \quad R\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right) = \frac{1}{10}\,d^3\,k_b.$$

Tabelle 30. **Zulässige Biegungsanstrengungen**

	bei sich drehender Achse mit aufgekeilter Rolle	bei fester Achse mit sich drehender Rolle
Flußstahl St 37 · 11 . . .	k_b = 300 bis 400 kg/cm²	600 bis 800 kg/cm²
Flußstahl St 34 · 11 . . .	k_b = 400 „ 600 „	800 „ 1000 „

Achshalter.

Fig. 367 bis 369.



Anordnung der Achshalter.

Tabelle 31. **Abmessungen der Achshalter** (mm). Fig. 367 bis 369.

d	a	b	c	e	f	g	h	i in "	Stauffer Nr.
40	35	8	90	50	30	7,5	15	5/8	III
50	35	10	95	55	34	8,5	15	5/8	IV
60	40	10	105	65	40	10	20	3/4	IV
70	45	10	105	65	48	9,5	20	3/4	V
80	45	10	110	70	52	10,5	20	3/4	V
90	50	12	120	80	57	13	20	3/4	VI
100	50	12	125	85	63	12,5	20	3/4	VII
110	60	12	130	90	70	15	20	3/4	VIII

Die Achshalter dürfen nicht an der Stelle eingesetzt werden, wo die Druckübertragung stattfindet, sondern an der entgegengesetzten Seite. Im ersten Falle ist die Druckaufnahme infolge des Einschnittes ungünstig und außerdem kann bei ungenauem Einpassen ein Teil des Ausschnittes mit in dem Seitenblech liegen, wodurch die ohnehin kleine Auflagefläche noch weiter verringert wird. Schmiernute ebenfalls nicht auf der Druckseite.

b) Berechnung auf Flächenpressung.

Die Flächenpressung k in kg/cm² ermittelt sich aus der Gleichung

$$Q = k \cdot l \cdot d,$$

worin Q die Belastung der Lauffläche,
l die Lauflänge in cm,
d den Durchmesser der Lauffläche in cm bedeutet.

Für k ist, je nachdem Dauerbetrieb oder unterbrochener Betrieb vorliegt, zu setzen:

ungehärteter Tiegelgußstahl auf Bronze . . .	60 ··· 120 kg/cm²
Flußstahl auf Bronze	40 ··· 100 „
Flußstahl auf Gußeisen	25 ··· 60 „

c) Berechnung der Wärmeableitung.

Für die Erwärmung eines Lagers ist die Reibungsleistung bezogen auf die Flächeneinheit maßgebend.

Bezeichnet A die Reibungsleistung, R den Reibungswiderstand, μ die Reibungsziffer, $v = \frac{d \pi n}{60}$ in m/s die Gleitgeschwindigkeit, t die Öltemperatur, so ist $A_z = R \cdot v = Q \mu v$ und mit $Q = k \cdot l \cdot d$ $A_z = k l d \mu v$, bezogen auf die ganze Lagerfläche. Mit $l \cdot d = 1$ cm² wird die Reibungsleistung auf die Flächeneinheit in der Sekunde

$$A_z = k \mu v \text{ in smkg/cm²}$$

oder

$$A_z = \frac{k \mu \cdot v}{424} \text{ in W.-E. je cm² und s.}$$

A_z darf einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten, wenn natürliche Wärmeabfuhr durch Ausstrahlung genügen soll. Bei einer noch zulässigen Lagertemperatur von 100° C als obere Grenze ist bei Dauerbetrieb

$$A_z \leqq 0{,}3 \text{ smkg/cm²}.$$

k muß hierbei weit unterhalb der oben angegebenen Werte gehalten werden, wenn sich das Lager bei natürlicher Wärmeabfuhr nicht erwärmen soll.

Wird die Reibungsarbeit größer, dann muß für künstliche Wärmeabfuhr durch Wasser oder Öl gesorgt werden.

Der Reibungswert μ ist außerordentlich schwankend und für die jeweiligen Verhältnisse festzustellen.

Für überschlägliche Rechnungen kann unter normalen Verhältnissen angenommen werden:

a) bei guter Schmierung . . . . . $\mu = 0{,}06$
b) bei schlechter Schmierung . . . $\mu = 0{,}08$ bis $0{,}1$.

Weniger maßgebend kann auch der Wert kv zugrunde gelegt werden. Für Dauerbetrieb ist unter günstigen Verhältnissen

$$kv \leqq 10 \text{ bis } 20.$$

Beispiel. Tragzapfen: $d = 50\,\text{mm}$, $l = 150\,\text{mm}$, $n = 1000$; $v = \frac{0{,}05 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 2{,}5\,\text{m/s}$; $\mu = 0{,}06$; $k = \frac{0{,}3}{0{,}06 \cdot 2{,}5} = 2\,\text{at}$; zulässige Belastung $Q = kld = 2 \cdot 15 \cdot 5 = 150\,\text{kg}$; dabei $k_b = \frac{150 \cdot 15/2}{0{,}1 \cdot 5^3} = 90\,\text{kg/cm}^2$.

Spurzapfen.

d = äußerer Zapfendurchmesser in cm,
Q = Zapfenbelastung in kg,
k = durchschnittliche Flächenpressung in kg/cm² oder at,
v = durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit in m/s,
d = Zapfendurchmesser in m,
n = Drehzahl i. d. min,
M = Moment der Zapfenreibung in kgcm,
R = Reibungswiderstand,
A_z = sekundl. Reibungsarbeit in kgcm/s.

1. **Scheibenzapfen:**

$$k = \frac{Q}{d^2\pi/4}; \qquad v = \frac{{}^1/_2 d\pi n}{60}; \qquad M = \frac{2}{3}\mu Q r_a$$

$A_z = R \cdot v = Q\mu v$; mit $Q = k \cdot d^2\pi/4 \cdots$ wird $A_z = k\frac{d^2\pi}{4} \cdot \mu v$ für die ganze Spurfläche. Mit $d^2 \cdot \pi/4 = 1\,\text{cm}^2$ demnach

$$A_z = k \cdot \mu \cdot v \text{ in smkg/cm}^2.$$

2. **Ringzapfen:**

d_m = mittlerer Durchmesser in cm,
b = Ringbreite in cm,
r_a = äußerer, r_i = innerer Zapfenhalbmesser.

$$k = \frac{Q}{d_m \pi b}; \qquad v = \frac{d_m \pi n}{60}; \qquad M = \frac{2}{3}\mu Q \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2}$$

$A_z = Q \cdot \mu \cdot v$; mit $Q = k \cdot d_m \pi b$ wird $A_z = k d_m \pi b \mu v$ für die ganze Spurfläche. Mit $d_m \pi b = 1\,\text{cm}^2$ demnach

$$A_z = k\mu \cdot v \text{ in smkg/cm}^2.$$

Nach den Neumannschen Versuchen kann bei $k = 10\,\text{at}$, $v = 5\,\text{m/s}$, $t = 100°\text{C}$ die Reibungsarbeit wie bei Halszapfen betragen

$$A_z \leqq 0{,}3 \text{ smkg/cm}^2.$$

Weniger brauchbar ist die Beziehung kv für die Berechnung. Unter gewöhnlichen Verhältnissen und bei natürlicher Wärmeabfuhr wird als zulässig angegeben

für Scheibenzapfen . . . . . $kv \leqq 20$,
für Ringzapfen . . . . . $kv \leqq 40$.

Lager.

Augenlager

aus Grauguß finden bei Lagerungen langsam laufender Wellen für untergeordnete Zwecke, Steuerwellen, Führungsstangen, Zapfen usw. Verwendung.

Um der Abnutzung vorzubeugen, können sie mit einer Rotgußbuchse von 4 ··· 10 mm Wandstärke, Normung in DIN 147, versehen werden.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 504[2]).

Fig. 370 u. 371.

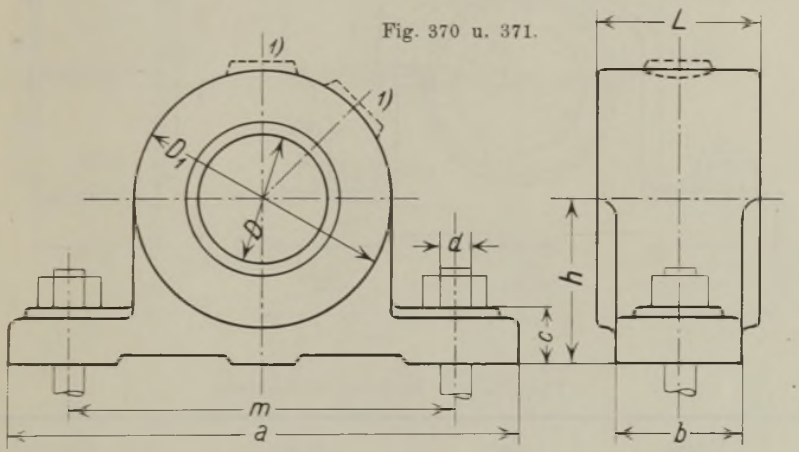


Tabelle 32. Maße in Millimetern.

Wellendurchmesser D		Lager			Fußplatte			Schrauben	
mit Buchse	ohne Buchse	Höhe h	Länge L	Durchmesser D_1	Länge a	Breite b	Stärke c	Lochentfernung m	Durchmesser d
—	25 u. 30	40	60	60	140	40	25	100	1/2″
25 u. 30	35 „ 40	50	60	80	160	45	25	120	1/2″
35 „ 40	45 „ 50	60	70	90	190	50	30	140	5/8″
45 „ 50	55 „ 60	70	80	100	220	55	35	160	3/4″
55„ 60	70	80	90	120	240	60	35	180	3/4″
70	80	90	100	140	270	70	45	210	7/8″
80	—	100	100	160	300	80	45	240	7/8″
90	—	100	120	180	330	90	45	270	7/8″
100 u. 110	—	110	120	200	360	100	50	300	1″
125	—	120	140	220	410	100	55	330	1 1/8″
140	—	130	160	240	440	100	60	360	1 1/4″

[1]) Die Lager werden für Stauffer- oder Fettkammerschmierung ausgeführt. Die Lage der Fettkammer richtet sich nach der Art des Anbaues. Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

[2]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

Deckellager.

Befestigung durch zwei Fußschrauben.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 505[2]).

Fig. 372 u. 373.

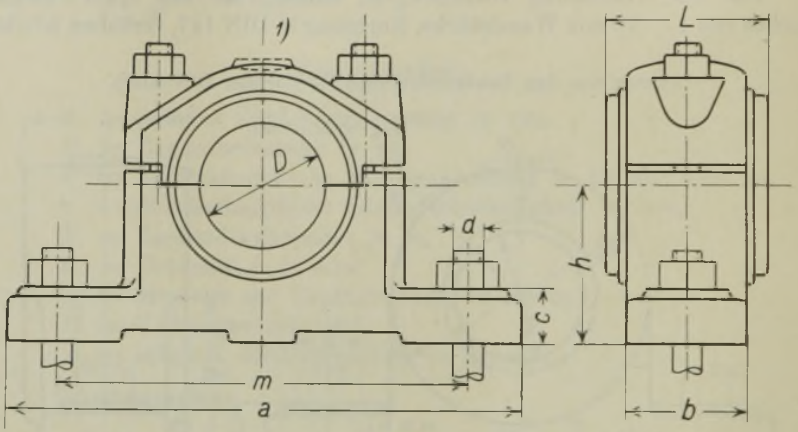


Tabelle 33. Maße in Millimetern.

Wellen-durchmesser D		Lager		Fußplatte			Schrauben	
mit Schalen	ohne Schalen	Höhe h	Länge L	Länge a	Breite b	Stärke c	Loch-entfernung m	Durch-messer d
25 u. 30	35 u. 40	50	60	180	45	25	140	$^1/_2$"
35 „ 40	45 „ 50	60	70	210	50	30	160	$^5/_8$"
45 „ 50	55 „ 60	70	80	240	55	35	180	$^3/_4$"
55 „ 60	70	80	90	270	60	35	210	$^3/_4$"
70	80	90	100	300	70	45	240	$^7/_8$"
80	—	100	100	330	80	45	270	$^7/_8$"
90	—	100	120	360	90	45	300	$^7/_8$"
100 u. 110	—	110	120	400	100	50	330	1"
125	—	120	140	440	100	55	360	$1^1/_8$"
140	—	130	160	470	100	60	390	$1^1/_4$"

[1]) Die Lager werden für Stauffer- oder Fettkammerschmierung ausgeführt. Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

[2]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

Flanschlager für zwei Schrauben.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 502[1]).

Fig. 374.

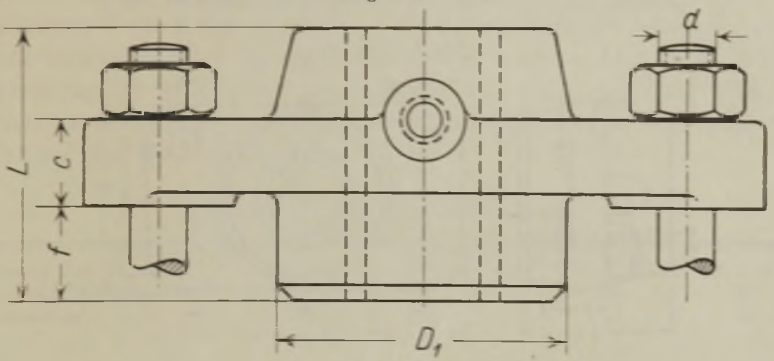


Fig. 375.

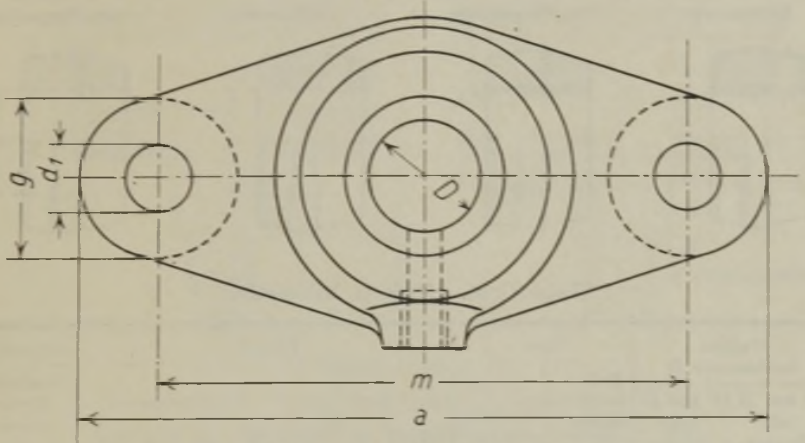


Tabelle 34. Maße in Millimetern.

Wellendurchmesser D		Nabe			Flansch					Schrauben
		Paßdurchmesser	Länge	Abstand	Länge	Stärke	Schraubenaugen			Gewindedurchmesser
A mit Buchse	B ohne Buchse	D_1	L	f	a	c	g	m	d_1	d
—	25 u. 30	50	60	20	135	20	35	100	14	1/2"
25 u. 30	35 „ 40	65	60	20	155	20	35	120	14	1/2"
35 „ 40	45 „ 50	80	70	20	180	25	40	140	18	5/8"
45 „ 50	55 „ 60	90	80	20	210	30	50	160	21	3/4"
55 „ 60	70	110	90	25	240	30	50	190	21	3/4"
70	80	130	100	25	275	35	55	220	24	7/8"

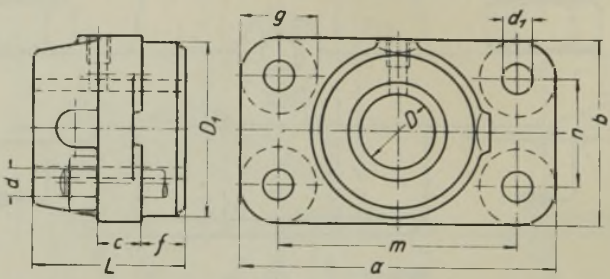
Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

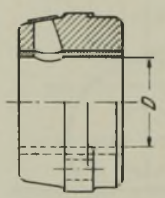
Flanschlager für vier Schrauben.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 503[1]).

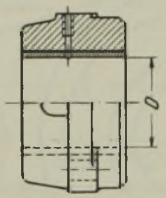
Fig. 376 bis 381.



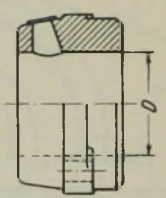
A Mit Buchse und Fettkammer



B Mit Buchse und Stauffergewinde



C Ohne Buchse mit Fettkammer



D Ohne Buchse mit Stauffergewinde

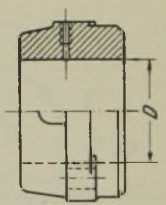


Tabelle 35. Maße in Millimetern.

Wellendurchmesser D		Nabe			Flansch							Schrauben
A und B mit Buchse	C und D ohne Buchse	Paßdurchmesser D_1	Länge L	Abstand f	Länge a	Breite b	Dicke c	Schraubenaugen g	Schraubenaugen m	Schraubenaugen n	Schraubenaugen d_1	Gewindedurchmesser d
35 u. 40	45 u. 50	80	70	20	145	85	20	35	110	50	14	$\frac{1}{2}''$
45 „ 50	55 „ 60	100	80	20	170	100	25	40	130	60	18	$\frac{5}{8}''$
55 „ 60	(65) „ 70	120	90	25	190	120			150	80		
70	80	140	100	25	220	150	30	50	170	100	21	$\frac{3}{4}''$
(75) u. 80	—	160	100	30	240	170			190	120		
90	—	180	120	30	260	190			210	140		
100 u. 110	—	200	120	40	285	215	35	55	230	160	24	$\frac{7}{8}''$
125	—	230	140	40	310	240	40	60	250	180	28	1″
140	—	260	160		330	270			270	210		
160 u. 180	—	290	180	40	365	305	45	65	300	240	32	$1\frac{1}{8}''$

Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

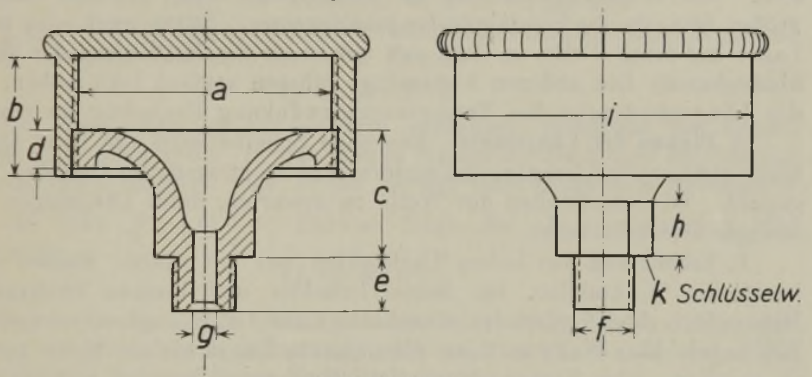
[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

Schmierlöcher. Für ganz untergeordnete Lagerungen und Führungsstangen genügen Schmierlöcher, bei denen aber stets Nocken vorgesehen werden sollen. Schmierlöcher sollen einen Durchmesser von wenigstens 6 bis 8 mm erhalten. Die Eingußöffnungen derselben sind durch Verschlußdeckel vor Staub und Schmutz zu schützen. Für bessere Ausführung ist der Nocken mit Gewinde zum Aufsetzen einer Staufferbuchse zu versehen. Bei feststehenden Achsen dürfen die Schmierlöcher nicht auf der Druckseite liegen.

Tabelle 36. **Maße für Schmiernocken.**

Bohrung des Lagers	d	20 · · · 40	40 · · · 60	60 · · · 100
Nockendurchmesser	m	20	30	40
Nockenhöhe	n	5	10	15

Fig. 382 u. 383.



Staufferbuchsen.

Tabelle 37. **Baumaße der Staufferbuchsen** (Fig. 382 u. 383).

Wellen-durchmesser	Größe	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	Inhalt cm³
10	1	16	14	16	6	9	3/8	4	9	20	12	2,5
20	2	22	15	18	6	10	1/2	4	10	26	16	4,5
30	3	31	16	19	6	10	1/2	4	10	36	16	12
45	4	37	18	19	7	10	1/2	4	10	43	16	20
60	5	47	24	23	7	10	1/2	4	10	53	16	33
80	6	55	25	26	8	10	1/2	4	10	61	16	40
100	7	63	28	27	10	15	5/8	5	15	70	20	50
120	8	78	30	29	10	15	5/8	5	15	85	20	70

Das Öl der Ringschmierlager ist zweckmäßig alle Monate durch neues zu ersetzen, wobei das Lager mit Petroleum ausgewaschen werden soll.

Kugellager.

1. **Anwendung** bei der Lagerung von Schneckenwellen, schweren drehbaren Lasthaken, Laufrädern, Achsen, Schwenklagern der Drehkrane usw. Die geringere Reibung gegenüber Gleitlagern bietet die Möglichkeit zur Hebung des Wirkungsgrades und zur Herabsetzung des Arbeitsbedarfes.

2. **Einteilung** in Querlager zur Druckaufnahme quer zur Wellenachse, Längslager zur Druckaufnahme längs der Achse.

3. **Normung.** Genormt sind bis jetzt nur die Querlager. Maßgebend für die Bestellung sind die Preislisten der Bezugsquellen. Anormale Lager sind kostspieliger und bedingen lange Lieferzeit.

4. **Einbau der Querlager.** Innenring hat gegen die Welle Festsitz. Aufziehen des Ringes durch Erwärmung derselben im Ölbad von 60···70° C und Aufschieben bis an den Wellenansatz oder Bund. Außenring hat Gleitsitz; er muß sich also noch von Hand verschieben lassen. Der Wellenbund muß kleiner als der Außendurchmesser des Innenringes sein. Ausrundungshalbmesser im Wellenbund oder Gehäuse müssen größer sein als die Ringabrundungshalbmesser. Sitzen zwei oder mehr Lager auf einer Welle, so darf nur ein Lager die Festlegung der Welle übernehmen. Die anderen Außenringe müssen seitlich Luft haben, um der Längenänderung bei Temperaturschwankung Rechnung zu tragen.

5. **Einbau der Längslager.** Die enge Scheibe wird wie beim Querlager erwärmt aufgezogen, die andere Scheibe stramm im Gehäuse eingepaßt. Ist Schiefstellen der Welle zu erwarten, dann Längslager mit balliger Einstellscheibe.

6. **Schmierung** bei hohen Drehzahlen nur mit säure-, wasser- und harzfreien Mineralölen, bei hohen Drücken und kleinen Drehzahlen Mineralfett. Staufferfett (zu säurehaltig) und Grafit sind zu vermeiden. Bei wagerechter Welle soll nur die unterste Kugel bis zur Mitte in das Öl tauchen. Der Verbrauch an Schmiermaterial beträgt je nach den Betriebsverhältnissen etwa 15 v. H. von dem der Gleitlager.

7. **Abdichtung der Gehäuse** zur Fernhaltung von Staub, Feuchtigkeit und säurehaltigen Dämpfen durch Filz- oder auch Labyrinth-Dichtung.

8. **Wahl und Anwendung.** Es ist zu beachten, daß ein Wälzlager mit seinem Gehäuse zwar in der Längsrichtung weniger Platz als ein Gleitlager beansprucht, die Konstruktion also kürzer ausfallen kann, daß dafür aber der Durchmesser größer ist. Ein Einzwängen des Wälzlagers in den gleichen Raum eines Gleitlagers ergibt zu schwache Kugellager.

Die höchst zulässigen stoßfreien Belastungen bei verschiedenen Drehzahlen sind aus den Tabellen ersichtlich. Bei auftretenden Stößen, ferner bei Tag- und Nachtbetrieb ist eine größere Sicherheit anzunehmen, um Überlastungen vorzubeugen.

Kennt man die Lagerbelastung nicht, so kann für Riemenantriebe der fünffache Riemenzug, bei rohen Zahnrädergetrieben der dreifache Zahndruck als Lagerdruck zugrunde gelegt werden.

9. **Wartung.** Einige Wochen nach Inbetriebnahme ist der Ölstand nachzusehen. Ist das Öl durch Eintritt von Staub verschmutzt oder dick geworden, so ist es zu entfernen und das Lager mit Benzin

oder Petroleum auszuwaschen. Abgenutzte Filzringe sind gegen neue auszuwechseln. Bei auftretendem Geräusch oder starker Erwärmung ist das Lager zu untersuchen, zu reinigen und mit neuem Schmierstoff zu versehen. Wird der Mangel dadurch nicht behoben, dann ist das Lager an die Fabrik zur Instandsetzung einzusenden.

10. **Berechnung.** Die Bruchlast P_{Br} bestimmt die Festigkeit einer Kugel vom Durchmesser d. Es ist

$$P_{Br} = 5000 \cdots 7000\, d^2 \qquad (d \text{ in cm}).$$

Die Sprunglast P_{Spr} bedeutet die Belastung, bei welcher der erste Sprung oder Riß auftritt. Es ist

$$P_{Spr} < 500\, d^2.$$

Die zulässige Belastung beträgt für eine Kugel (Chromstahl)

$$\boldsymbol{P = k \cdot d^2},$$

worin k die zulässige Belastung für eine Kugel vom Durchmesser $= 1$ ist. Je nach der Art des Betriebes (Dauerbetrieb oder unterbrochener Betrieb) und der Höhe der Drehzahl ist $k = 50$ bis 200.

Lagerbelastung Q. Bei einem Längslager sind alle Kugeln gleichmäßig belastet. Demnach ist bei z Kugeln

$$\boldsymbol{Q = k \cdot d^2 \cdot z}.$$

Bei Querlagern ist bei abwärts wirkender Belastung die untere Kugelhälfte unbelastet. In der oberen Hälfte ist die Kugel im Scheitel am stärksten belastet. Ihr Druck ist bei einer Kugelzahl zwischen 8 und 20 etwa $P = Q\,\frac{5}{z}$. Daraus folgt die Gesamtbelastung des Lagers zu

$$\boldsymbol{Q = k \cdot d^2\,\frac{z}{5}}.$$

Der zulässige axiale Druck ist hierbei etwa $^1/_5$ (listenmäßige Belastung — tatsächliche Belastung) oder auch etwa 10 v. H. der nicht ausgenutzten listenmäßigen Radialbelastung.

11. **Reibungsverhältnisse.** Ist M das Moment der Kugellagerreibung, r der Halbmesser der Welle in cm, μ_i die ideelle Reibungszahl für Kugellager, so wird

$$\boldsymbol{M = Q \cdot r \cdot \mu_i}.$$

Die Reibungszahl ist von der Bauart des Lagers, der Belastung, Drehzahl, Wartung nebst Temperatur abhängig und beträgt $\mu_i \approx 0{,}001$.

Beispiel. Wie groß ist die Ersparnis bei Anwendung eines Kugellagers gegenüber einem Gleitlager, wenn $Q = 2000$ kg, Wellendurchmesser $d = 70$ mm, $n = 300$, $\mu = 0{,}001$ für Kugellager, $\mu = 0{,}01$ der allergünstigste Wert für Gleitlager.

Es ist die Lagerreibungsleistung

$$L = \frac{Q \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 75}\ \text{PS}$$

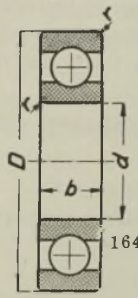
$$\text{für Gleitlager } L = \frac{2000 \cdot 0{,}01 \cdot \pi \cdot 0{,}07 \cdot 300}{60 \cdot 75} = 0{,}3\ \text{PS}$$

$$\text{für Kugellager } L = \frac{2000 \cdot 0{,}001 \cdot \pi \cdot 0{,}07 \cdot 300}{60 \cdot 75} = 0{,}03\ \text{PS}$$

Ersparnis 0,27 PS.

Bei elektrischem Antrieb beträgt der Stromverbrauch $0{,}27 \cdot 0{,}736 = 0{,}2$ kW, also 1,6 kWh täglich bei 8 stündiger Betriebszeit, und 41,6 kWh monatlich bei 26 Arbeitstagen. Mit 0,16 *RM* je kWh ergibt sich eine monatliche Ersparnis je Lager von $41{,}6 \cdot 0{,}16 = 6{,}66$ *RM*.

Fig. 384.



Z: ohne Einstellring

Einreihige, mittelschwere Querlager der Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt a. M.

Beispiel einer Bestellung:

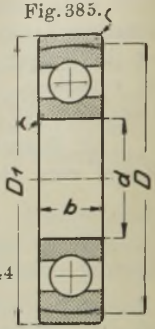
1. Lager mit 60 mm Bohrung ohne Einstellring:

   DIN Bezeichnung . . . Z 60 DIN 613

2. Lager mit 60 mm Bohrung mit Einstellring:

   DIN Bezeichnung . . . R 60 DIN 613

Fig. 385.



R: mit Einstellring

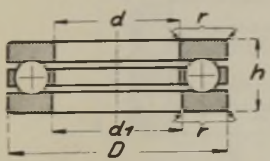
DIN Bezeichnung „Z“	Maße in mm					Drehzahlen in der Minute									Durchschnittlich. Gewicht in kg/Stck.	
						1	10	50	100	200	500	1000	1500	2000		
						Höchstbelastungen[1]) in kg, unterhalb der Trennungslinie in t										
	d	D	b	D_1	r etwa										Z	R
Z 10 DIN 613	10	35	11	40	1	160	150	130	120	110	95	75	60	50	0,06	0,08
Z 12 DIN 613	12	37	12	42	1,5	170	160	150	140	120	100	80	65	55	0,07	0,09
Z 15 DIN 613	15	42	13	47	1,5	190	180	170	150	130	110	90	75	60	0,09	0,12
Z 17 DIN 613	17	47	14	52	1,5	270	260	240	220	190	160	130	110	90	0,12	0,16
Z 20 DIN 613	20	52	15	58	2	360	340	310	300	250	220	170	140	110	0,16	0,21
Z 25 DIN 613	25	62	17	70	2	450	430	420	380	340	280	230	180	150	0,25	0,31
Z 30 DIN 613	30	72	19	80	2	650	600	560	500	450	380	300	250	200	0,37	0,46
Z 35 DIN 613	35	80	21	90	2,5	850	800	720	660	600	500	400	320	260	0,48	0,63
Z 40 DIN 613	40	90	23	100	2,5	1,1	1	930	860	750	640	500	400	320	0,67	0,86
Z 45 DIN 613	45	100	25	110	2,5	1,3	1,2	1,1	1,05	920	760	600	480	380	0,88	1,1
Z 50 DIN 613	50	110	27	120	3	1,55	1,5	1,4	1,25	1,1	880	690	550	440	1,2	1,5
Z 55 DIN 613	55	120	29	130	3	1,85	1,8	1,7	1,45	1,3	1,05	820	640	500	1,5	1,9
Z 60 DIN 613	60	130	31	140	3,5	2,3	2,1	2	1,75	1,5	1,25	960	760	580	1,9	2,3
Z 65 DIN 613	65	140	33	150	3,5	2,7	2,5	2,3	2	1,8	1,5	1,15	900	680	2,3	2,7
Z 70 DIN 613	70	150	35	160	3,5	3,2	2,9	2,7	2,6	2,2	1,8	1,35	1,1	780	2,8	3,4
Z 75 DIN 613	75	160	37	170	3,5	3,5	3,4	3,1	2,8	2,5	2	1,5	1,2	900	3,4	4
Z 80 DIN 613	80	170	39	180	3,5	3,9	3,8	3,5	3,1	2,7	2,2				3,9	4,5
Z 85 DIN 613	85	180	41	190	4	4,5	4,2	3,9	3,4	3	2,4				4,7	5,4
Z 90 DIN 613	90	190	43	210	4	5	4,7	4,3	3,7	3,3	2,6				5,4	6,3
Z 95 DIN 613	95	200	45	220	4	5,5	5,2	4,7	4,2	3,7	2,9				6	7,3
Z 100 DIN 613	100	215	47	240	4	6,1	5,9	5,5	5	4,3	3,3				8	11
Z 105 DIN 613	105	225	49	250	4	6,7	6,5	6	5,3	4,7	3,6				9	12,5
Z 110 DIN 613	110	240	50	270	4	7,4	7,2	6,6	5,9	5,1	3,9				11	15,5
Z 120 DIN 613	120	260	55	290	4	7,9	7,7	7,1	6,3	5,5	4,3				14	19,5
Z 130 DIN 613	130	280	58	310	5	8,7	8,4	7,8	6,9	6	4,8				18	24
Z 140 DIN 613	140	300	62	340	5	10,1	9,8	8,9	7,9	7	5,3				22	32
Z 150 DIN 613	150	320	65	360	5	11,6	11,1	10	8,9	7,6	6				26	37
Z 160 DIN 613	160	340	68	380	5	12,5	12	10,9	9,5	8,2	6,4				31	43
Z 170 DIN 613	170	360	72	400	5	13,3	13	11,6	10,2	8,8	6,9				36	49
Z 180 DIN 613	180	380	75	420	5	14,4	14,1	12,9	11,4	9,8	7,4				42	57
Z 190 DIN 613	190	400	78	440	6	16,5	15,7	14,4	12,9	11	8,4				49	65
Z 200 DIN 613	200	420	80	460	6	17,5	17	15,6	13,7	11,9	9				55	72
Z 220 DIN 613	220	460	88	510	6	21	20,2	18,4	16,1	13,9	10,6				79	105
Z 240 DIN 613	240	500	95	550	6	25	24,4	21,9	19	16,3	12,5				103	133
Z 260 DIN 613	260	540	102	590	8	27,5	26,5	24	20,6	18,1	13,6				115	150
Z 280 DIN 613	280	580	108	640	8	30,6	29,4	27	24,5	21	15,7				141	189

[1]) Die angegebenen Werte für die Höchstbelastungen dienen nur als Anhalt, in vielen Fällen wird Abweichung davon erforderlich sein.

Mittelschwere Längslager

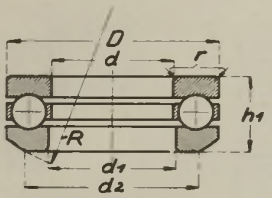
der Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt am Main.

Fig. 386.



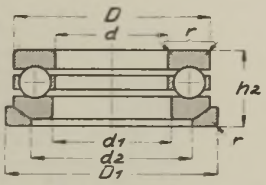
Ausf. m. flachen Scheiben.

Fig. 387.



Ausf. L m. balliger Scheibe.

Fig. 388.



Ausf. U m. Einstellscheibe.

Beispiel einer Bestellung:

Lager mit 45 mm Bohrung, flache Ausführung 1309
„ „ 45 „ „ ballige Ausführung . . . . . 1309 L
„ „ 45 „ „ mit Einstellscheibe . . . . . 1309 U

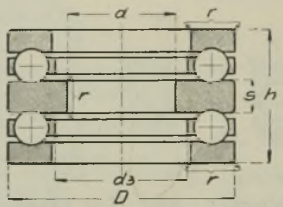
Bezeichnung Nr.	Maße in mm d	d_1	d_2	D	D_1	h	h_1	h_2	R	r ca	Drehzahlen in der Minute: 1	100	200	500	1000	1500	2000	Durchschnittl. Gewicht in kg/Stck. ohne Einstellscheibe	mit Einstellscheibe
											Höchstbelastungen[1]) in kg unterhalb der Trennungslinie in t								
1305	25	26	40	52	55	16	19	22	40	1,5	1,86	485	365	245	200	165	145	0,17	0,19
1306	30	32	45	60	65	19	21	24	45	1,5	2,7	700	525	350	290	235	210	0,26	0,28
1307	35	37	55	68	75	22	24	27	55	1,5	3,67	950	720	480	400	320	290	0,39	0,4
1308	40	42	50	76	85	25	27	30	60	1,5	4,8	1,24	940	625	520	415		0,52	0,54
1309	45	47	65	85	95	28	30	33	65	1,5	6	1,57	1,18	790	650	525		0,73	0,74
1310	50	52	75	92	100	31	33	36	75	1,5	7,5	1,95	1,46	975	810			0,97	0,98
1311	55	57	80	100	110	33	35	39	80	1.5	8,25	2,14	1,6	1,08	900			1,1	1,2
1312	60	62	85	106	115	35	37	41	85	2	9	2,35	1,8	1,2	980			1,3	1,4
1313	65	67	90	112	120	36	38	42	90	2	9,7	2,52	1,9	1,26	1,05			1,5	1,6
1314	70	72	95	120	130	38	40	44	95	2	11,6	3,02	2.27	1,52				1,8	1,9
1315	75	77	105	128	140	41	43	47	105	2	13,6	3,54	2,66	1,78				2,2	2,3
1316	80	82	110	136	145	44	46	50	110	2	15,8	4,11	3,1	2,06				2,7	2,8
1317	85	88	120	145	155	47	49	54	120	2	18,2	4,72	3,55	2,4				3,3	3,4
1318	90	93	125	155	165	50	52	57	125	2	20.6	5,37	4	2,7				4	4,2
1320	100	103	140	172	185	57	59	64	140	2	26	6,8	5,1	3,4				5,7	5,8
1322	110	115	155	190	205	63	65	70	155	3	32	8,4	6,3					7,2	7,8
1324	120	125	170	210	225	69	72	78	170	3	39	10,16	7,6					9,7	10,3
1326	130	140	175	220	220	71	75	79	175	3.5	41,5	10,8	8,9					11	11,4
1328	140	150	185	230	230	76	80	85	185	3,5	43.2	11,2	9,15					13	14,5
1320	150	160	205	255	255	81	85	90	205	4	46,4	12,1	9,88					16,2	17
1332	160	170	215	270	270	85	88	93	215	4	50,5	13,15	10,75					19,2	20
1334	170	180	230	290	290	87	92	99	230	4	54,5	14,1	11,58					23	24
1336	180	190	240	300	300	92	100	108	240	4	62.2	16,2						26	27
1338	190	200	255	315	315	96	105	113	255	4	67,3	17,5						30	31
1340	200	210	270	335	335	102	110	118	270	4	79.8	20.8						36	38
1344	220	230	290	360	360	105	115	124	290	4	86,5	22,5						42	44
1348	240	250	315	385	385	110	120	130	315	4	103	27						50	52
1352	260	270	335	410	410	115	125	135	335	5	122	31,9						59	61
1356	280	290	360	435	435	120	130	140	360	5	129	33,6						70	73
1360	300	310	385	465	465	130	140	150	385	5	142	37						86	90
1364	320	330	410	495	495	136	148	160	410	5	163	42.5						103	107
1368	340	350	435	525	525	142	155	170	435	5	170	44,3						118	123

[1]) Die angegebenen Werte für die Höchstbelastungen dienen nur als Anhalt, in vielen Fällen wird Abweichung davon erforderlich sein.

Mittelschwere Wechsellager

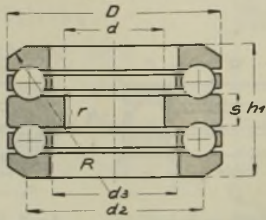
der Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt am Main.

Fig. 389.



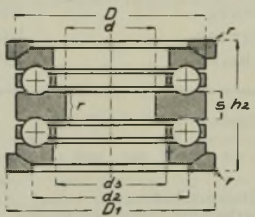
Ausführung mit flachen Scheiben.

Fig. 390.



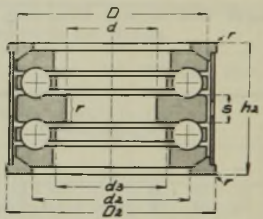
Ausführung **L** mit balligen Scheiben.

Fig. 391.



Ausführung **U** mit Einstellscheiben.

Fig. 392.



Ausführung **U-H** mit Einstellscheiben und Distanzbüchse.

Beispiel einer Bestellung:

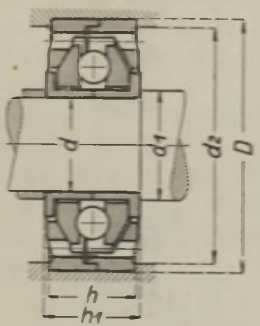
Lager mit 90 mm Bohrung, flache Ausführung 4418
„ „ 90 „ „ ballige Ausführung . . . . . 4418 L
„ „ 90 „ „ mit Einstellscheiben . . . . . 4418 U
„ „ 90 „ „ mit Einstellscheiben u. Distanzbüchse 4418 U-H

Bezeichnung	Maße in mm												Drehzahlen in der Minute							Durchschnittl. Gewicht in kg Stck.	
													1	100	200	500	1000	1500	2000	ohne	mit
Nr.	d	d_2	d_3	D	D_1	D_2	h	h_1	h_2	s	R	r	Höchstbelastungen [1]) in kg, unterhalb der Trennungslinie in t							Einstellscheibe	
4403	15	40	25	52	55	60	29	35	41	6	40	1,5	1,86	485	365	245	200	165	145	0,34	0,38
4404	20	45	30	60	65	70	35	39	45	8	45	1,5	2,70	700	525	350	290	235	210	0,5	0,51
4405	25	55	35	68	75	75	40	44	50	9	55	1,5	3,67	950	720	480	400	320	290	0.72	0,76
4406	30	60	40	76	85	85	46	50	56	10	60	1.5	4,8	1,24	940	625	520	415		1	1,1
4407	35	65	45	85	95	95	52	56	62	12	65	1,5	6	1,57	1,18	790	650	525		1,3	1,4
4408	40	75	50	92	100	105	57	61	67	13	75	1,5	7,5	1.95	1,46	975	810			1.7	1,8
4408 b	40	80	55	100	110	110	61	65	73	14	80	1,5	8,25	2,14	1,6	1,18	900			2,2	2,3
4409	45	85	60	106	115	120	65	69	77	15	85	2	9	2.35	1.8	1,2	980			2,6	2,7
4410	50	90	65	112	120	125	67	71	79	16	90	2	9,7	2,52	1,9	1,26	1,05			3	3,3
4411	55	95	70	120	130	130	71	75	83	17	95	2	11,6	3,02	2,27	1,52				3,5	3,6
4412	60	105	75	128	140	140	76	80	88	18	105	2	13.6	3.54	2,66	1,78				4,3	4,4
4413	65	110	80	136	145	150	81	85	93	19	110	2	15,8	4,11	3,1	2,06				5,2	5,4
4414	70	120	85	145	155	160	87	91	101	20	120	2	18,2	4,72	3,55	2,4				6,2	6.4
4415	75	125	90	155	165	170	92	96	106	21	125	2	20.6	5,37	4	2,7				7,4	7,6
4416	80	140	100	172	185	190	104	108	118	23	140	2	26	6,8	5,1					10,5	10,8
4418	90	155	110	190	205	205	115	119	129	25	155	3	32	8,4	6,3					13,6	14,2
4420	100	170	120	210	225	225	125	131	143	27	170	3	39	10,16	7,6					17,8	18,5
4422	110	175	130	220	220	240	131	140	148	32	175	3,5	41,5	10,8	8,9					20	21
4424	120	185	140	230	230	250	141	150	160	34	185	3,5	43,2	11,2	9,15					23	24

[1]) Die angegebenen Werte für die Höchstbelastungen dienen nur als Anhalt, in vielen Fällen wird Abweichung davon erforderlich sein.

Einreihige, mittelschwere Wechsellager der Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt am Main.

Fig. 393.



Bezeichnung Nr.	Maße in mm d	D	h	h_1	d_1	d_2	Drehzahlen in der Minute 1	100	200	500	1000	1500	2000	Durchschnittliches Gewicht in kg/Stck.
							Höchstbelastungen[1]) in kg, unterhalb der Trennungslinie in t							
3003 D	15	65	25	25	20	60	1,9	375	315	270	200	135	100	0,51
3004 D	20	75	26	30	25	70	2,7	550	450	390	280	195	160	0,7
3005 D	25	85	30	34	35	80	3,7	750	620	525	380	250	200	1,2
3006 D	30	100	34	38	40	90	5,2	1	800	700	520	350	300	1,6
3007 D	35	110	38	42	45	100	6,6	1,2	1	900	660	450	370	2,1
3008 D	40	120	42	48	50	110	8,1	1,5	1,27	1,08	810	550	450	2,8
3009 D	45	130	46	52	55	120	10	1,85	1,5	1,3	1	625		3,6
3010 D	50	140	48	54	60	130	10,6	2	1,65	1,4	1,07	700		4,2
3011 D	55	150	51	57	65	140	12,5	2,4	1,95	1,65	1,25	900		5,1
3012 D	60	160	55	60	70	150	14,5	2,75	2,25	1,9	1,4			6,2
3013 D	65	170	57	62	80	155	15,8	3	2,4	2,15	1,5			7,3
3014 D	70	180	60	65	85	165	17	3,15	2,55	2,25	1,6			8,6
3015 D	75	190	62	67	90	175	18,4	3,4	2,8	2,4	1,7			9,7
3016 D	80	200	64	70	95	185	21	3,8	3,1	2,7	1,95			10,1
3017 D	85	215	67	72	100	200	24	4,3	3,5	3,1				13,5
3018 D	90	225	70	76	105	210	27	4,9	4	3,4				15,3
3019 D	95	230	74	82	115	215	30	5,5	4,35	3,75				17,4
3020 D	100	240	78	86	120	220	34	6,1	5	4,2				19,8
3021 D	105	250	80	92	125	230	37,5	6,7	5,4	4,6				22
3022 D	110	260	84	94	130	240	40	7	5,7	4,8				24,8
3023 D	115	270	86	96	135	250	41,5	7,4	6,0					27,4
3024 D	120	280	88	100	140	260	44	7,8	6,4					30

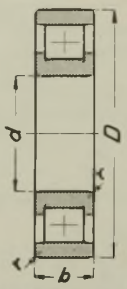
Einreihige Wechsellager mit nur einer Kugelreihe für doppelseitige Belastung beanspruchen in der Achsenrichtung weniger Raum als Wechsellager mit zwei Kugelreihen. Sie erfordern aber 0,1 ··· 0,3 mm Spiel längs der Achse und einem sehr genauen Einbau.

[1]) Die angegebenen Werte für die Höchstbelastungen dienen nur als Anhalt, in vielen Fällen wird Abweichung davon erforderlich sein.

Schmale Rollenlager mit festen Schultern am Innenring der Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt am Main.

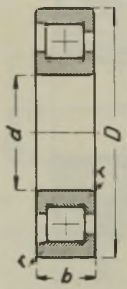
Mittelschwere Reihe.

Fig. 394.



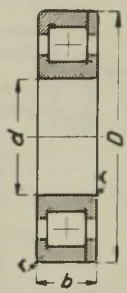
Ausführung **NM.**

Fig. 395.



Ausführung **NFM.**

Fig. 396.



Ausführung: **NPM.**

Beispiel einer Bestellung:

Loslager mit festen Schultern am Innenring, 70 mm Bohrung, Rollenlager NM 70
Schulterlager „ „ „ „ „ 70 „ „ „ NFM 70
Führungslager „ „ „ „ „ 70 „ „ „ NPM 70

NM NFM NPM	Maße in mm				Drehzahlen in der Minute											Durchschnittliches Gewicht in kg Stck.		
					1	10	50	100	200	500	1000	1500	2000	3000	5000			
	d	D	b	r ca.	Höchstbelastungen [1]) in kg, unterhalb der Trennungslinie in t											NM	NFM	NPM
20	20	52	15	2	500	460	430	410	360	310	240	215	195	170	140	0,17	0,18	0,18
25	25	62	17	2	840	780	740	680	620	570	410	360	315	285	230	0,25	0,26	0,26
30	30	72	19	2	1,02	950	900	840	800	640	500	430	400	370		0,37	0,38	0,38
35	35	80	21	2,5	1,21	1,15	1,08	1	935	770	600	540	490	420		0,47	0,48	0,49
40	40	90	23	2,5	1,7	1,58	1,5	1,4	1,3	1,05	840	740	660	590		0,65	0,66	0,67
45	45	100	25	2,5	2,08	1,94	1,85	1,73	1,59	1,3	1,03	910	770	740		0,9	0,91	0,92
50	50	110	27	3	2,45	2,28	2,18	2,08	1,9	1,52	1,2	1,06	950	810		1,1	1,13	1,17
55	55	120	29	3	3	2,74	2,6	2,42	2,25	1,83	1,45	1,28	1,16			1,4	1,44	1,49
60	60	130	31	3,5	3,54	3,26	3,1	2,89	2,58	2,19	1,72	1,51	1,38			1,75	1,82	1,88
65	65	140	33	3,5	4,14	3,83	3,69	3,48	3,15	2,56	2,02	1,77	1,61			2,12	2,2	2,28
70	70	150	35	3,5	4,8	4,45	4,22	3,94	3,67	2,98	2,33	2,06	1,87			2,57	2,7	2,80
75	75	160	37	3,5	5,5	5,1	4,79	4,42	4,14	3,42	2,7	2,37	2,15			3,3	3,4	3,5
80	80	170	39	3,5	6,2	5,81	5,5	5,13	4,78	3,8						4,1	4,2	4,3
85	85	180	41	4	7,07	6,55	6,2	5,79	5,39	4,3						4,4	4,5	4,7
90	90	190	43	4	7,95	7,35	6,96	6,5	6,05	4,8						5,2	5,4	5,6
95	95	200	45	4	8,7	8,18	7,75	7,15	6,6	5,15						6,4	6,6	6,8

[1]) Die angegebenen Werte für die Höchstbelastungen dienen nur als Anhalt, vielen Fällen wird Abweichung davon erforderlich sein

Rollenlager

können überall an Stelle der Querkugellager vorgesehen werden, insbesondere dann, wenn gleich große Kugellager nicht mehr zur Aufnahme der Drücke ausreichen und der beschränkte Raum größere Kugellager nicht gestattet. Andernfalls sind die billigeren und wirtschaftlicher arbeitenden Kugellager vorzuziehen.

Bei Wellendurchbiegungen und gröberen Einbauungenauigkeiten empfiehlt sich die Anwendung der sich selbsttätig einstellenden Tonnenlager.

Zulässige Belastung beträgt etwa das Zwei- bis Dreifache eines Kugellagers von gleichen Abmessungen. Vorübergehende Überlastung 50 ··· 70 v. H. der listenmäßigen Höchstbelastung.

Berechnung nach Gleichung

$$Q = k \cdot l \cdot d \, \frac{z}{5},$$

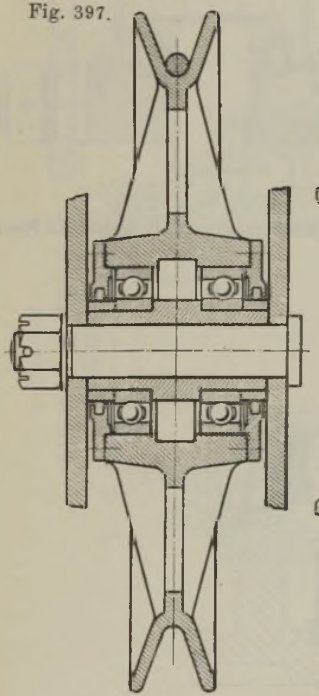
worin d = Rollendurchmesser, l = Rollenlänge, $k = 300 \cdots 350$.

Reibungsmoment wie bei Kugellagern

$$M = Q \, r \, \mu_i,$$

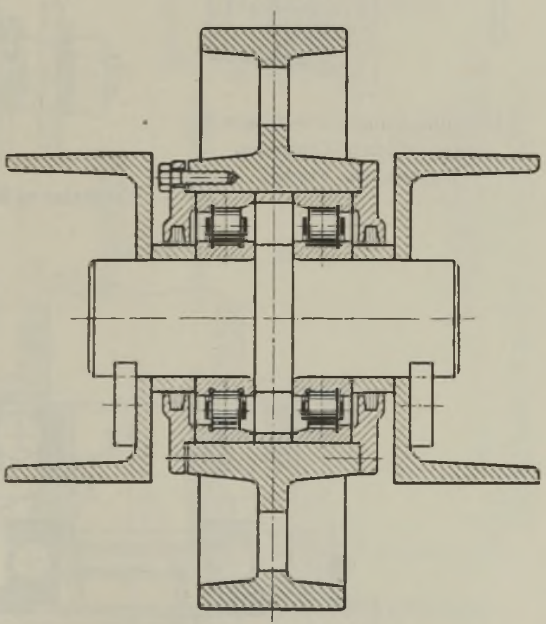
worin r = Wellenhalbmesser in cm und $\mu_i \approx 0{,}001$ abhängig von der spezifischen Lagerbelastung und dem Verhältnis vom Wellendurchmesser zum Rollendurchmesser.

Fig. 397.



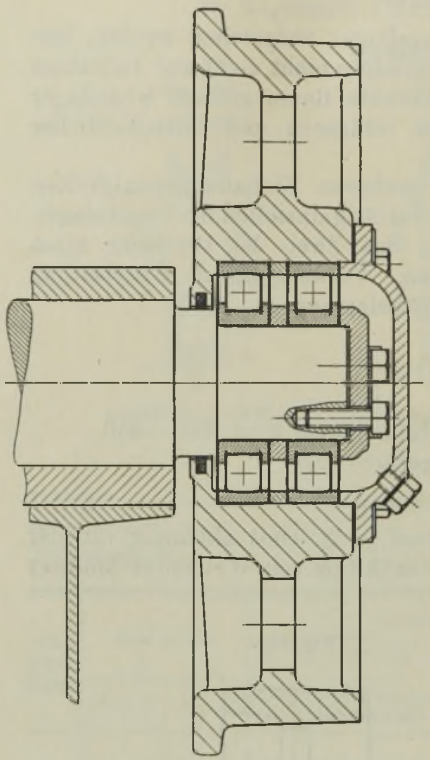
Kugellagerung einer Seilscheibe.
S. K. F. Norma G. m. b. H. Berlin.

Fig. 398.



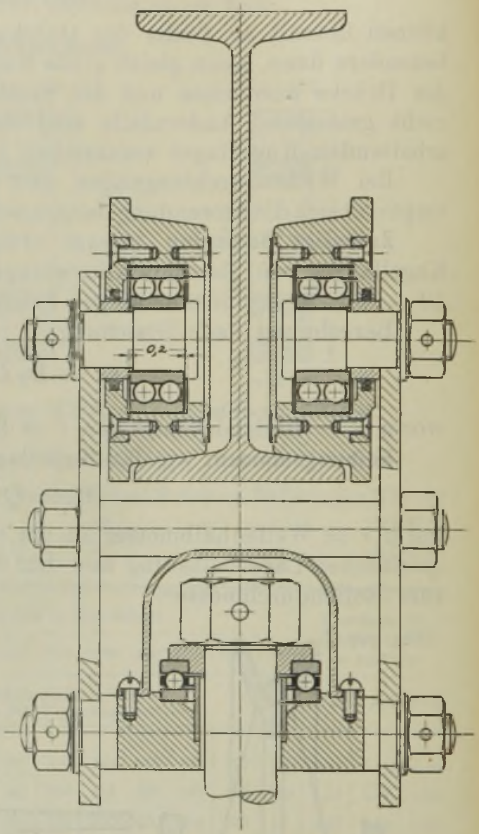
Rollenlagerung eines Laufrades.
S. K. F. Norma G. m. b. H. Berlin.

Fig. 399.



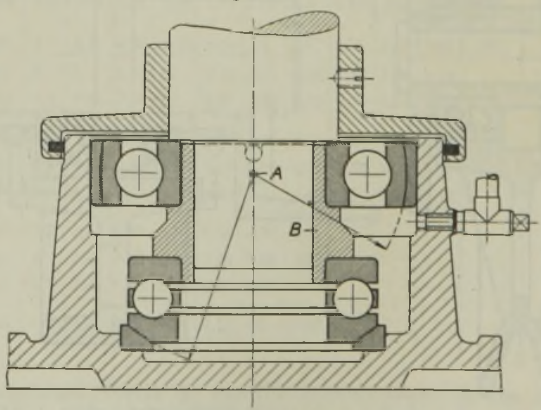
Rollenlagerung eines fliegend angeordneten Laufrades. Kugelfabrik Fischer.

Fig. 400.



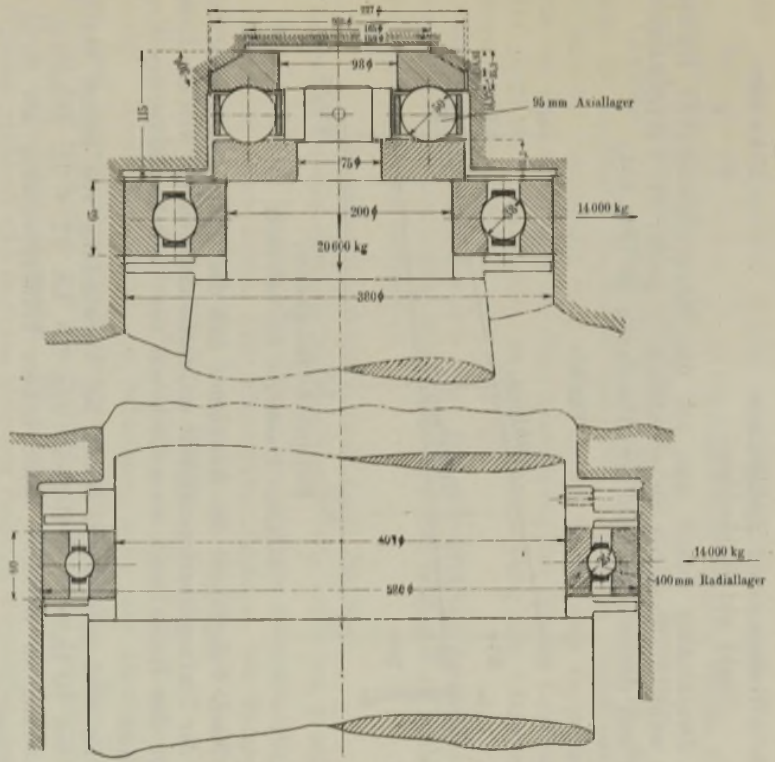
Laufkatze m. Kugellagerung. Kugelfabrik Fischer.

Fig. 401.



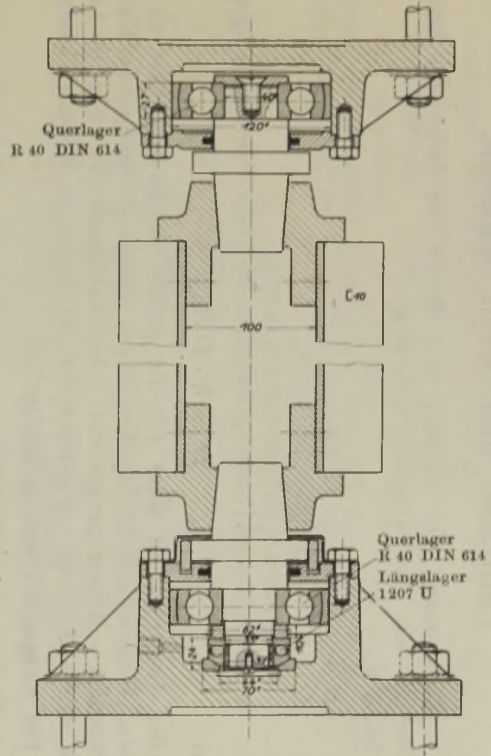
Fußlager eines Drehkranes mit drehbarer Säule. Kugelfabrik Fischer.

Fig. 402.



Feststehende Kransäule mit Kugellagerung.

Fig. 403.



Kugellagerung einer drehbaren Kransäule.
Kugelfabrik Fischer.

Laufräder und deren Schienen.

1. Berechnung. Durchmesser und Breite der Laufräder hängen von der auf ein Rad entfallenden Last ab.

Bezeichnet

B den Raddruck in kg,
D den Raddurchmesser in cm,
b die nutzbare Schienenbreite in cm,
k die zulässige Pressung zwischen Rad und Schiene in kg/cm²,

so ist

$$B = k \cdot D \cdot b.$$

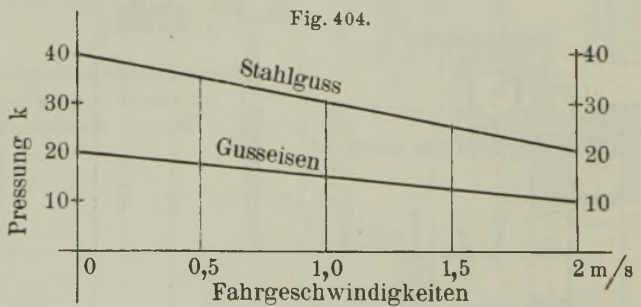
Der Raddruck ist stets für die größte auftretende Last zu ermitteln. Diese ist z. B. bei Laufkranwagen (einseitige Stellung der Katze!) rd. Nutzlast + Kranwagengewicht + Laufkatzengewicht. Für die Laufkatze würde Nutzlast + Eigengewicht der Katze in Betracht kommen.

Die zulässige Pressung beträgt für

Gußeisen auf Stahlschiene . . . . . $k = 25$ kg/cm²,
Stahl auf Stahlschiene . . . . . $k = 60$ „

Zweckmäßig nimmt man auf die Fahrgeschwindigkeit Rücksicht und wählt die Pressung um so kleiner, je größer die Fahrgeschwindigkeit und dementsprechend die Abnutzung ist (Fig. 404).

Fig. 404.



Zulässige Pressungen für Laufräder.

Nach Feigl[1]) ist die Annahme, daß die Radpressung eine Funktion der Umfangsgeschwindigkeit sei, nicht ausreichend, weil die Lebensdauer der Räder auch wesentlich von der Verkehrsstärke des Kranes abhängt.

Es wird empfohlen, selbst bei Verwendung von gutem Stahlguß (60 bis 70 kg/mm² Festigkeit und 10 bis 12 v. H. Dehnung) bei angestrengtem Betriebe keine höhere Flächenpressung als 30 kg/cm² zuzulassen.

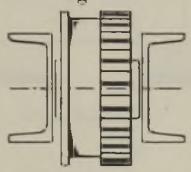
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685, Feigl, Hüttenwerkskrane.

2. Werkstoff. Es kommt Gußeisen, Hartguß und Stahlguß zur Verwendung. Für Krane bis 20 t Tragkraft und 0,5 m/s Fahrgeschwindigkeit nimmt man noch Gußeisen, sonst Stahlguß.

Laufräder mit aufgezogenen Stahlreifen sind Stahlgußrollen aus einem Stück vorzuziehen, da sie der Abnutzung besser widerstehen.

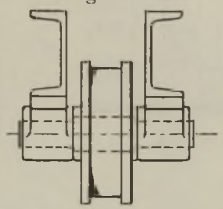
3. Ausführung. Laufräder werden als Scheibenräder nach DIN 691 bis 697 ausgeführt. Bei geradliniger Fahrbewegung gerade Laufflächen und doppelte Spurkränze. Die Hohlkehle am Spurkranz muß größer sein als die Schienenabrundung. Bei kreisförmiger Lauf-

Fig. 405.



Ungünstige Ausführung mit Zahnkranz.

Fig. 406.



Ungünstige Anordnung mit drehbarer Achse.

bahn nimmt man noch gerade Laufflächen, wenn das Verhältnis $\frac{\text{Rollenbreite}}{\text{Rollenbahndurchmesser}} < \frac{1}{20}$ ist. Bei fahrbaren Kranen, welche viel in Kurven laufen, konische Laufflächen mit nur einem Spurkranz.

Laufräder mit angegossenen Zahnkränzen, bei denen die Zähne direkt die Lauffläche des Rades begrenzen, sind nicht empfehlenswert, weil sich die Zahnprofile beim Anlauf an die Laufschiene verquetschen. Auch bei leichten Kranen ist diese Ausführung nur für die Laufkatzenräder statthaft. Zweckmäßig ist die Verschraubung des Antriebzahnkranzes mit dem Laufrad nach DIN 693.

Bei gemeinsamem Antrieb sind die zylindrischen Laufräder auf genau gleichen Durchmesser abzudrehen bzw. bei Stahlguß zu schleifen, um Klemmungen zu vermeiden.

Genormte Laufräder. (Siehe S. 202, 203, 204.)

Lagerung auswechselbarer Kranlaufräder. (Fig. 415 u. 416, S. 205).

Die Laufräder besitzen den Vorzug der leichten Auswechselbarkeit im Falle eines angefressenen oder abgenutzten Zapfens. Die Radachsen werden nicht wie bei anderen Konstruktionen durch die Querträger gesteckt, sondern in zwei besonderen Blechen gelagert.

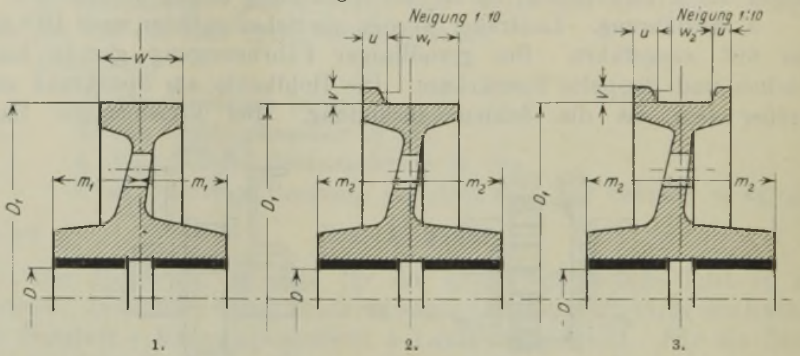
Die Lagerbleche sind mit Paßschrauben an der Trägerkonstruktion befestigt. Nach dem Lösen der Schrauben kann das Laufrad samt Achse und Lagerbüchsen nach oben ausgebaut werden. Der Zapfen selbst ist mit Rücksicht auf die Nachdrehmöglichkeit bei Abnutzung in einem Lagerblech abgesetzt. Es müssen also bei Abnutzung nur die Büchsen erneuert und in etwas kleinerer Bohrung ausgeführt werden, während der Zapfen nach erfolgtem Nachdrehen wieder verwendet werden kann.

Laufräder mit gleichseitiger Nabe.

1. Ohne Spurkranz DIN 697. 2. Mit einseitigem Spurkranz DIN 694.
3. Mit zweiseitigem Spurkranz DIN 691.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen[1]).

Fig 407 bis 409.



Maße in Millimetern.

Laufrad-durchmesser	Bolzen-durch-messer	Kranz-breite	Spurkranz				Für Schienen-breite	Nabe Längen	
D_1	D	w	u	v	w_1	w_2		m_1	m_2
200	45	70	15	15	70	55	45	60	80
	50								
250	50	70	15	15	70	55	45	70	85
	55								
300	55	70	15	15	70	55	45	80	90
	60								
400	60	70	20	15	75	55	45	90	105
	70	80	17,5		77,5	60	55		
500	70	70	25	20	80	55	45	90	120
	80	80	20		85	65	55		
600	80	80	25	20	90	65	55	100	135
	90	90	20		95	75	65		
700	90	80	25	25	90	65	55	110	135
	100	90			100	75	65		
800	100	90	25	25	100	75	65	120	155
	110	100			110	85	75		
900	110	—	25	25	110	85	75	—	165
	125				120	100	90		
1000	125	—	27,5	25	125	100	90	—	185
	140				135	110	100		
1200	160	—	30	25	160	130	120	—	210

Werkstoff: Für Laufrad Stahlguß.

Für den Einbau von Kugel- oder Rollenlagern sind die Naben der Laufräder entsprechend größer zu halten. Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

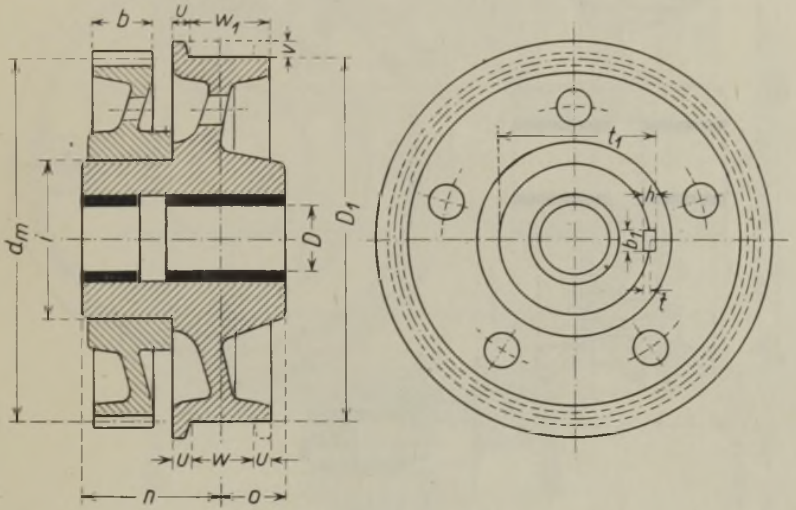
[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

Laufräder mit aufgekeiltem Zahnkranz.

1. Mit einseitigem Spurkranz DIN 695. 2. Mit zweiseitigem Spurkranz DIN 692.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen[1]).

Fig. 410 u. 411.



Maße in Millimetern.

Laufrad-durchmesser	Bolzen-durchmesser	Nabe			Zahnkranz				Keil		Keilnut	
					Zähnezahl	Modul	Teilkreis-durchmesser	Zahnbreite				
D_1	D	n	o	i			d_m	b	b_1	h	t	t_1
200	45 50	110	50	110	40	5	200	45	10	8	4,5	113,5
250	50 55	115	55	120	50	5	250	50	12	8	4,5	123,5
300	55 60	125	55	130	50	6	300	50	12	8	4,5	133,5

Werkstoff: Für Laufrad und Zahnkranz Stahlguß.

Maße: u, v, w_1, w_2 und Schiene wie in der Tabelle S. 202.

Fehlende Maße sind freie Konstruktionsmaße.

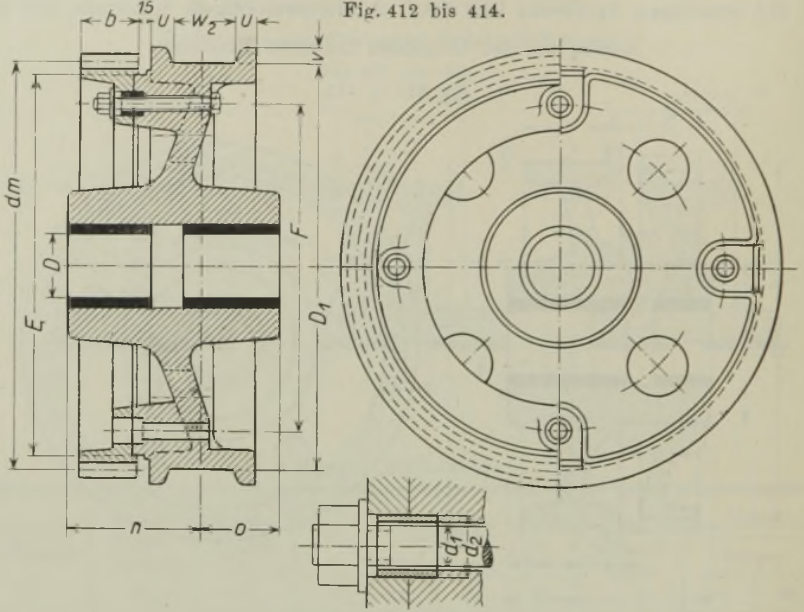
Für den Einbau von Kugel- oder Rollenlagern sind die Naben der Laufräder entsprechend größer zu halten.

[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und angeschraubtem Zahnkranz.

Auszug aus den Deutschen Industrie-Normen DIN 693[1]).

Fig. 412 bis 414.



Maße in Millimetern.

Laufraddurchmesser	Bolzendurchmesser	Nabenlängen		Zahnkranz					Schrauben				
				Zähnezahl	Modul	Teilkreisdurchmesser	Zahnbreite	Zentrierkreisdurchmesser	Anzahl	Durchmesser	Lochkreisdurchmesser	Lochdurchmesser	
D_1	D	n	o	z		d_m	b	E		d	F	d_1	d_2
400	60 bis 70	145	65	50	8	400	50	350	4	5/8″	310	18	24
500	70 bis 80	165	75	50	10	500	50	450	4	5/8″	400	18	24
600	80 bis 90	180	90	60	10	600	60	550	6	5/8″	500	18	24
700	90 bis 100	180	90	70	10	700	60	650	6	5/8″	600	18	24
800	100 bis 110	210	100	68	12	816	70	750	6	3/4″	680	22	28
900	110 bis 125	220	110	75	12	900	85	830	6	3/4″	780	22	28
1000	125 bis 140	245	125	72	14	1008	100	930	6	7/8″	860	25	35
1200	160	280	140	86	14	1204	120	1120	8	1″	1040	28	40

Werkstoff: Für Laufrad und Zahnkranz Stahlguß.

Maße u, v, w_2 und Schiene wie in der Tabelle auf S. 202.

Für den Einbau von Kugel- oder Rollenlagern sind die Naben der Laufräder entsprechend größer zu halten.

Laufräder mit einseitigem Spurkranz und angeschraubtem Zahnkranz siehe DIN 696.

Fehlende Abmessungen sind freie Konstruktionsmaße.

[1]) Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Straße 97, zu beziehen sind.

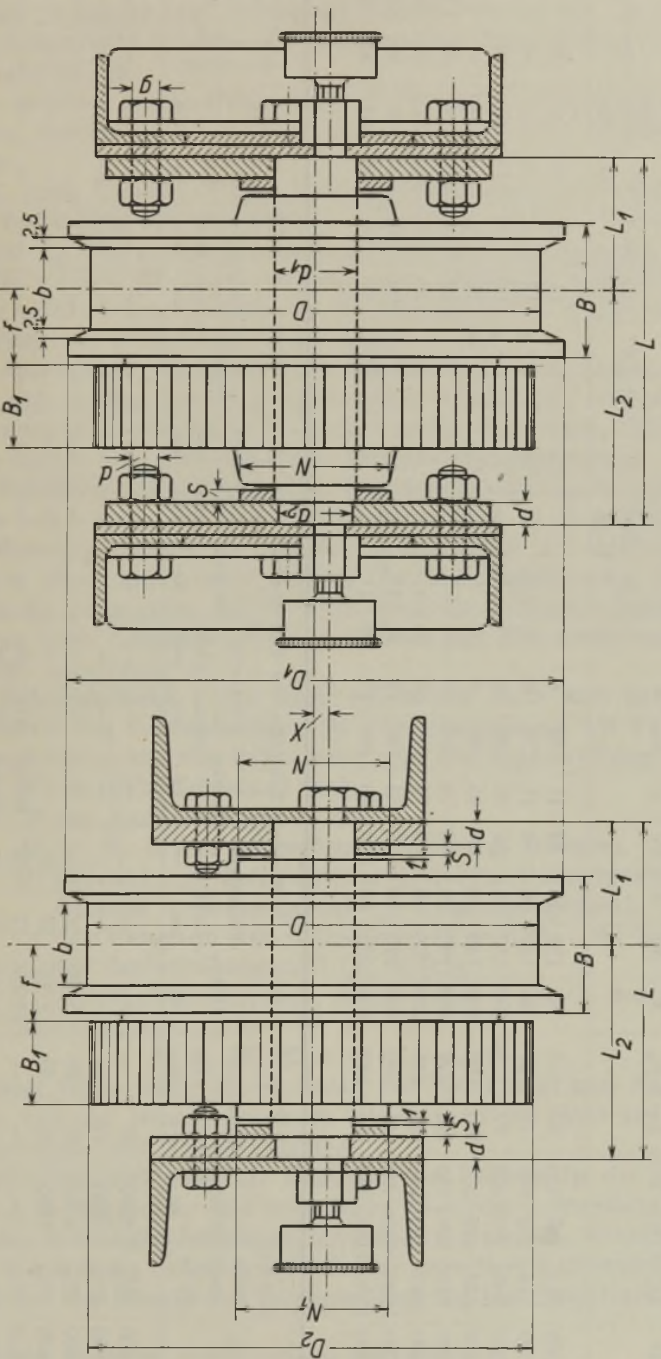


Fig. 415 u. 416.

Lagerung auswechselbarer Kranlaufräder.

Bei Unzugängigkeit ist Stauffer durch Kniestück und Rohr nach oben zu legen. D_2 = Teilkreisdurchmesser.

Tabelle 38. **Lagerung auswechselbarer Kranlaufräder.**

D	D_1	D_2	L	L_1	L_2	N	N_1	d	B_1	f	B	s	x	Schmierschrauben		Kopfschrauben		Paßschrauben			Gewicht		Zahnkranz	
														d''	Zahl	d''	Zahl	d''	g	Zahl	Rolle kg	Zahnkranz kg	Zähne	Modul
200	225	196	180	67	113	85	116	10	40	41	72	6	7	$^5/_8$	1	$^5/_8$	1	$^1/_2$	14	8	21	6	28	7
250	274	252	200	73	127	95	130	10	50	41	72	6	10	$^5/_8$	1	$^5/_8$	1	$^1/_2$	14	8	35	12	36	7
300	330	291	220	77,5	142,5	100	136	15	55	51	90	8	10	$^3/_4$	1	$^3/_4$	1	$^5/_8$	18	8	45	17	42	7
400	440	396	280	100	180	130	130	15	70	65	120	8	15	$^3/_4$	1	$^3/_4$	1	$^5/_8$	21	8	103	22,7	44	9
600	640	600	340	120	220	160	160	20	100	70	130	10	23	$^7/_8$	2	—	—	1	28	8	180	59	60	10
800	840	800	390	135	255	200	200	30	110	75	140	10	30	1	2	—	—	1	28	12	280	91,5	80	10
1000	1050	990	400	145	255	220	220	30	110	85	160	10	35	$1^1/_4$	2	—	—	1	28	16	560	110	90	11
1200	1250	1196	460	175	285	250	250	30	120	95	180	10	40	$1^1/_4$	2	—	—	$1^1/_4$	34	16	820	204	92	13

D	Achsendurchmesser d_1/d_2	Maximale Raddrücke und Rillenbreiten															Gewicht komplett	Preis komplett	Zeichnungsnummer	Vorrat
		Drücke	Rillenbreite		Drücke	Rillenbreite		Drücke	Rillenbreite		Drücke	Rillenbreite		Drücke	Rillenbreite					
		kg	schmal mm	breit mm	kg	schmal mm	breit mm	kg	schmal mm	breit mm	kg	schmal mm	breit mm	kg	schmal mm	breit mm	kg	*RM*		
200	$^{45}/_{40}$	3000	47	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	$^{50}/_{45}$	3600	47	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	$^{55}/_{50}$	4150	47	69	5 000	57	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	$^{70}/_{65}$	7800	47	69	9 500	57	79	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	$^{90}/_{85}$	—	—	—	13 600	57	79	16 000	67	89	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	$^{110}/_{105}$	—	—	—	18 800	57	85	22 000	67	95	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	$^{125}/_{120}$	—	—	—	24 000	57	85	28 000	67	95	32 000	77	105	—	—	—	—	—	—	—
1200	$^{150}/_{145}$	—	—	—	—	—	—	—			38 000	77	105	45 000	92	120	—	—	—	—

Gegen Verdrehen sind exzentrisch gebohrte sogenannte Schmierschrauben vorhanden, auf welche die Staufferbüchsen zur Lagerschmierung aufgeschraubt werden. Es sind demnach keine besonderen Achshalter erforderlich.

Die zwischen den Laufradnaben und den Lagerblechen angeordneten Scheiben, welche lose auf den Achsen sitzen, dienen als Verschleißscheiben.

Vgl. auch Fig. 398, S. 197: Rollenlagerung eines Laufrades.

4. Verbindung mit der Achse. Aufgekeilte Räder, deren Achsen sich nach Fig. 405 in festen Lagern drehen, sind nicht günstig, weil sie einerseits infolge der Lager unnötig teuer ausfallen, andererseits die Reibung größer wird. Richtig ist die Festlegung der Achse und deren Befestigung mit Achshaltern nach S. 182.

5. Anordnung. Fliegend angeordnete Räder mit kurzen Achsen stellen sich infolge des Lagerspielraumes schief und bedingen durch den einseitigen Kantendruck der Lager starke Abnutzung. Aus diesem Grunde ordnet man die Laufräder zwischen den Lagern an.

6. Vermeiden des Aufsteigens der Laufräder mit ihren Spurkränzen auf die Schienen. Um diese Gefahr beim Ecken zu vermeiden, ordnet man Führungsklammern an, die den Schienenkopf mit Spielraum umschließen, oder man nietet wie bei Laufkranwagen unter die Radkastenbreite Fußplatten, welche dicht über die Schienen streichen und den Kran beim Entgleisen sofort abstützen (vgl. die Ausführungen im Abschnitt „Laufkrane").

7. Fahrwiderstand. Für einen auf ebener Bahn sich bewegenden Kran besteht der Fahrwiderstand bei Übereinstimmung von Fahrt- und Schienenrichtung aus der Rollreibung und der Zapfenreibung.

Ist W der Fahrwiderstand in kg,

R der Radhalbmesser in cm,

$M = W \cdot R$ das Fahrwiderstandsmoment in kgcm,

Q' das auf ein Rad wirkend gedachte Gesamtgewicht, also Nutzlast + Katzengewicht + Kranwagengewicht,

f der Hebelarm der Rollreibung ($f = 0{,}05 \ldots 0{,}1$ cm),

μ_z die Zapfenreibungszahl ($\mu_z = 0{,}1$),

r_z der Zapfenhalbmesser in cm (etwa $^1/_5 \ldots ^1/_8$ des Laufradhalbmessers),

so gilt $$M = W \cdot R = Q'(f + \mu_z \cdot r_z).$$

Hierzu treten noch die Momente der Spurkranz- und Nabenstirnreibung, weil der Kran meist etwas schräg zur Bahn fährt und dadurch die Spurkränze und Naben anlaufen.

Außerdem sind noch die Einflüsse von Fehlern in der Schienenverlegung in wagrechter und senkrechter Richtung[1]), ungenaue Montage der Räder und ungleichmäßiger Durchmesser derselben, ferner ungleichmäßige Verdrehung der Antriebswelle bei einseitiger Katzenstellung und Quergleiten des Kranes bei Schrägstellung zu berücksichtigen.

[1]) Siehe Abschnitt „Fahrbahnträger der Laufkrane".

Voraussetzung ist ein in sich vollständig starres Krangerüst. (Siehe Abschnitt „Laufkrane".)

Diese neben der Roll- und Zapfenreibung auftretenden Widerstände berücksichtigt der Konstrukteur durch einen Zuschlag

bei Laufkatzen mit Handantrieb von 40 bis 60 v. H.
„ Kranwagen „ „ „ 60 „ 80 „ „

und zwar die höheren Werte bei großen Zapfen- und Radpressungen, sowie rauhen Fahrbahnen.

Nach neueren Versuchen[1]) werden 30 bis 40 v. H. bei elektrischem Antrieb für vollkommen ausreichend gehalten, weil die Überlastbarkeit des Hauptstrommotors auch zur Überwindung von zeitweise auftretenden größeren Widerständen ausreicht.

R. Hänchen[2]) gibt für den zusätzlichen Fahrwiderstand aus Spurkranz- und Nabenstirnreibung bei Schrägfahren 10 bis 20 v. H. an.

Auf jeden Fall ist bei der Wahl der Zuschläge Vorsicht zu empfehlen und bei Rücksichtnahme auf ungenaue Fahrbahnverlegung ein grundsätzlicher Unterschied zwischen Hand- und elektrischem Antrieb zu machen.

In einer Reihe von Veröffentlichungen[3]) ist versucht worden, die neben der Roll- und Zapfenreibung auftretenden Widerstände rechnerisch zu ermitteln. Die angeführten Formeln ergeben recht beträchtliche Abweichungen. Zwischen Versuch und Rechnung besteht in dem Zuschlag für Spurkranz-Nabenstirnreibung und Quergleiten ein Unterschied von 20 und 130 v. H.

Die Formeln eignen sich nicht zur erstmaligen Berechnung eines Laufkranes, weil für die Durchführung der Rechnung eine Reihe von Annahmen zu machen ist, die eine genaue Kenntnis der Kranabmessungen erfordern. Bei sehr schnell fahrenden Kranen ist noch das Moment des Massenwiderstandes mit

$$M_b = \frac{Q'}{g} b \cdot R$$

zu berücksichtigen, worin mit Rücksicht auf den parabolischen Anlauf bei Hauptstrommotoren die Beschleunigung

$$b = \frac{2v}{t_1}$$

zu setzen ist. v = Fahrgeschwindigkeit in m/s, t_1 = Anlaufzeit $\approx 3 \cdots 4$ s.

---

[1]) Fördertechnik 1927. Stockmann, Untersuchungen am Laufkran.

[2]) Taschenbuch für den Maschinenbau von Prof. Dubbel, 5. Aufl., Bd. II, S. 529 u. 538.

[3]) 1. Ernst, Hebezeuge, 1903.

2. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1903, Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen.

3. Zeitschr. f. Elektrotechnik u. Maschinenbau 1908. Hillbrand, Spurkranzreibung bei Hebezeugen.

4. Dingl. Polyt. Journ. 1910. Pape, Über Fahrwiderstände an Laufkranen.

5. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914. Bülz, Beitrag zur Kenntnis der Spurkranzreibung bei Laufkranen.

6. Fördertechnik 1914. Schubert, Die Theorie des Spurkranzes.

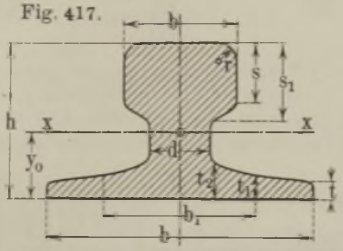
7. Fördertechnik 1929, S. 1. Rücker, Allgemeine Darstellung über das Ecken der Laufkrane und ihre Spurkranzreibung.

8. Lagerung der Laufräder siehe S. 201.

9. Laufkranschienen. Im Kranbau kommen zur Anwendung:

1. Flacheisenschienen (St 37 · 12), □ 50 · 30 oder □ 60 · 40.
2. Laufkranschienen (Sonderprofile für den Kranbau) nach Fig. 417 und Tabelle 39. Werkstoff St 37 · 12.

Fig. 417.



Gewalzte Kranschiene. Profil 1 ··· 4.

Tabelle 39. **Laufkranschienen (Sonderprofile für den Kranbau).**

Profil	Höhe	Fußbreite		Flanschstärke			Stegdicke	Kopfbreite
Nr.	h	b	b_1	t	t_1	t_2	d	b
1	55	125	54	8	11	14,5	24	45
2	65	150	66	9	12,5	17,5	31	55
3	75	175	78	10	14	20	38	65
4	85	200	90	11	15,5	22	45	75

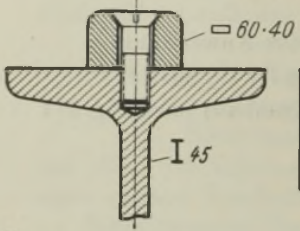
Profil	Kopfstärke		Abrundungshalbmesser	Querschnitt	Gewicht für 1 m	Schwerpunktsabstand
Nr.	s	s_1	r	qcm	kg	y_0
1	20	23,5	3	28,7	22,5	22,7
2	25	28,5	4	41	32,2	26,8
3	30	34	5	55,8	43,8	30,6
4	35	39,5	6	72,6	57	35,2

Profil	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment	Raddruck in kg $R = D \cdot k(b - 2r)$, Maße in cm, wenn $k =$			Raddurchmesser
Nr.	cm^4	cm^3	40	50	60	D in mm
1	94	29	6 240	7 800	9 360	400
2	185	48	11 280	15 100	16 920	600
3	328	74	17 600	22 000	26 400	800
4	523	105	25 200	31 500	37 800	1000

3. Eisenbahnschienen Nr. I und II der deutschen Reichsbahn mit 67 mm Kopfbreite, 125 mm Fußbreite und 142 bzw. 148 mm Höhe.
   Für Nr. I ist $J_x = 1530\,cm^4$, $W_x = 211\,cm^3$, $G = 45{,}3$ kg,
   „ „ II „ $J_x = 1780$ „ $W_x = 234$ „ $G = 48{,}9$ „ .

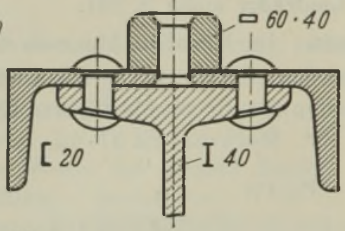
10. Befestigung der Laufschienen. Laufschienen aus Flacheisen befestigt man entweder nach Fig. 419 bis 422 durch Nieten oder nach Fig. 418 durch versenkte Schrauben auf den gewalzten Trägern.

Fig. 418.
Schraubenentfernung ≈ 20 d



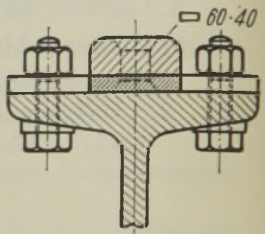
I-Träger mit aufgeschraubter Flacheisenschiene *.

Fig. 419.
Nietabstand ≈ 10 d



I-Träger mit aufgenieteter Fahrschiene und Seitenversteifung.

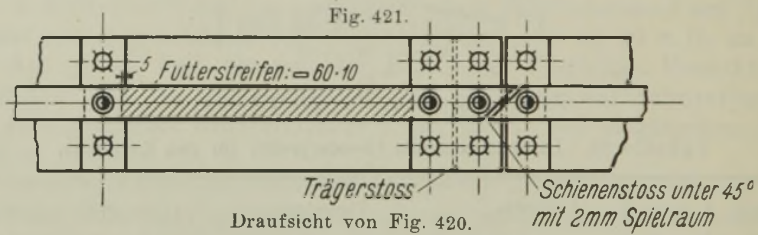
Fig. 420.



Mittelbare Fahrschienenbefestigung mittels Schnalle.

* Nachteil: Einrosten der Schrauben. Verdrücken der Köpfe beim Befahren. Erhöhter Fahrwiderstand bei gelockerten Schrauben.

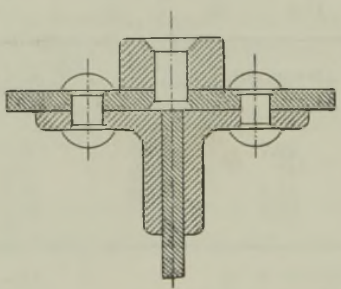
Fig. 421.



Draufsicht von Fig. 420.

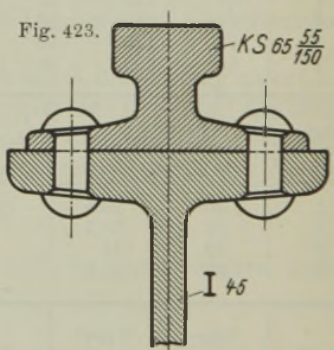
Die Futterstreifen liegen lose in den Ausklinkungen der Schnalle.
Vorteil: Keine Schrauben, leichte Auswechselung.

Fig. 422.



Laufschiene auf genieteten Trägern.

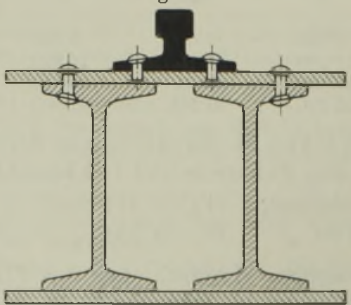
Fig. 423.



Träger mit gewalzter Kranschiene.

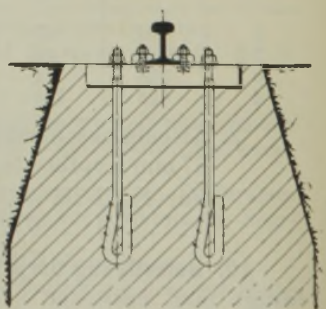
Fig. 424.

Fig. 425.



Befestigung der gewalzten Laufkranschienen auf I-Trägern.

Fig. 426.

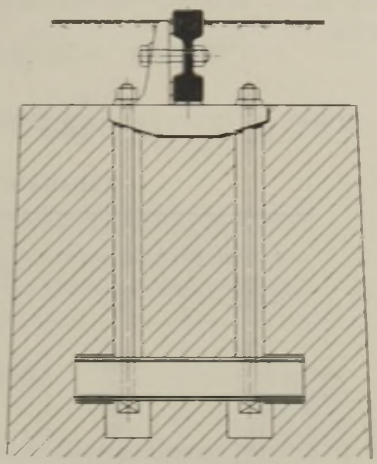


Befestigung einer am Boden verlegten Fahrschiene.

Die Befestigung durch versenkte Schrauben hat den Nachteil, daß sich die Schrauben durch die Erschütterungen lockern und dann die vorstehenden Schraubenköpfe den Widerstand der Katzenbewegung bedeutend vermehren. Angenietete Laufschienen sind also stets vorzuziehen. Bei genieteten Trägern wird die Laufschiene aus Flacheisen vorher mit auf beiden Seiten versenkten Nieten auf der Kopfplatte befestigt, und erst hierauf erfolgt das Aufnieten der Kopfplatte auf die Gurtwinkel.

Für die Befestigung der gewalzten Kranschienen und deren Laufbahnanordnung geben die Fig. 423 bis 426 Aufschluß.

Fig. 427.



Lagerung einer Schiene mit Doppelkopf für schwere Torkrane.

Flachgängige Bewegungsschrauben

finden vielfach im Hebezeugbau Verwendung, z. B. bei Schraubenwinden, bei Lokomotivhebeböcken und bei den Steuerungsorganen der Krane zur Bewegung der die Kupplungsmuffen verschiebenden Hebel, ferner bei Drehkranen mit veränderlicher Ausladung als Einzugspindel.

Bedeutet K die Antriebskraft am Hebelarm l, Q die Last, r_m den mittleren Schraubenhalbmesser, α den Steigungswinkel, ϱ den Reibungswinkel, so gilt für das Heben der Last

$$K \cdot l = Q \cdot r_m \, tg\,(\alpha + \varrho),$$

und für das Senken derselben

$$K \cdot l = Q \cdot tg\,(\alpha - \varrho).$$

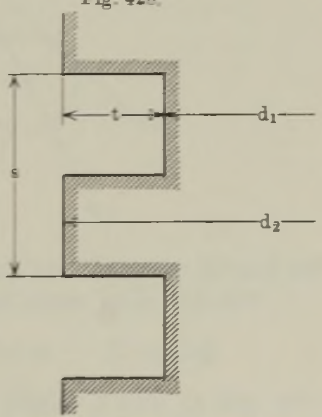
Ohne Berücksichtigung der Reibung ist

$$K \cdot l = Q \cdot r_m \, tg\,\alpha,$$

folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)}.$$

Fig. 428.



Flaches Gewinde.

Ausführungswerte für die flachgängige Schraube

$\alpha = 4$ bis $5°$,

$\varrho = 6°$ entsprechend $\mu = tg\,\varrho = 0{,}1$.

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn $P = Q\,tg\,(\alpha - \varrho) = 0$, d. h. $\alpha \leqq \varrho$. Mit d_m = mittlerer Schraubendurchmesser und d_1 = Kerndurchmesser wird

$$\text{Steigung } s \approx \frac{d_1}{4}, \qquad \text{Gewindetiefe } t = \frac{s}{2},$$

$$tg\,\alpha = \frac{s}{d_m \cdot \pi} = \frac{d_1/4}{(d_1 + t)\cdot\pi} = \frac{d_1/4}{(d_1 + d_1/8)\,\pi} = 0{,}071, \text{ also } \alpha = 4^0.$$

Tabelle 40. **Flaches Gewinde.**

Äußerer Durchmesser		Kern-durchmesser	Gangzahl auf	Gewindetiefe
" engl.	mm	mm	1" engl.	mm
$^5/_8$	16	12	$5^1/_2$	2
$^3/_4$	20	15	5	2,5
$^7/_8$	23	17	$4^1/_2$	3
1	26	20	4	3
$1^1/_8$	29	22	$3^1/_2$	3,5
$1^1/_4$	32	25	$3^1/_2$	3,5
$1^3/_8$	35	27	3	4
$1^1/_2$	38	30	3	4
$1^5/_8$	42	32	$2^1/_2$	5
$1^3/_4$	45	35	$2^1/_2$	5
$1^7/_8$	48	36	$2^1/_4$	6
2	50	38	$2^1/_4$	6
$2^1/_4$	57	44	2	6,5
$2^1/_2$	64	51	2	6,5
$2^3/_4$	70	56	$1^3/_4$	7
3	76	62	$1^3/_4$	7

Weiteres im Abschnitt „Schraubenwinden".

Das Flachgewinde (nicht genormt) wird zweckmäßig ersetzt durch Trapezgewinde, genormt durch DIN 103. Dieses bietet eine größere Festigkeit als das Flachgewinde ohne wesentlich größere Reibung.

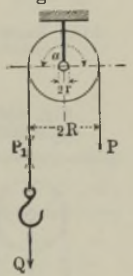
Flaschenzüge.

Es bedeutet

Q die zu hebende Last,
P_o die theoretische Kraft, P die wirkliche Zugkraft,
s den Weg der Zugkraft, h den Weg der Last,
v die Lastgeschwindigkeit, c die Kraftgeschwindigkeit,
η den Wirkungsgrad.

1. Feste Rolle (Leitrolle).

Fig. 429.



$$P_0 = Q.$$

Zapfenreibung und Seilsteifigkeit, bzw. Kettenreibung vergrößern P_0, also

$$P = \frac{1}{\eta} Q = \varepsilon Q.$$

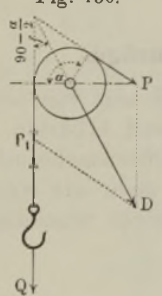
ε wird Verlustfaktor genannt. Es ist

für Hanfseilrollen	$\varepsilon = 1{,}10$,	$\eta = 0{,}9$
„ Kettenrollen	$\varepsilon = 1{,}06$,	$\eta = 0{,}94$
„ Drahtseilrollen	$\varepsilon = 1{,}04$,	$\eta = 0{,}96$.

In jeder Rolle entstehen 10 bis 4 v. H. Verluste. $s = h$, $c = v$.

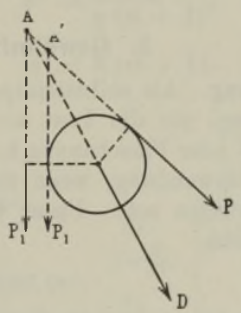
Der **Achsendruck** ergibt sich als Mittelkraft von P und P_1. Es genügt, denselben für den Ruhezustand, also für $P = P_1$ (Fig. 430) zu bestimmen,

Fig. 430.



Feste Rolle.

Fig. 431.



weil der Einfluß der Reibungswiderstände auf den Wert von D und auf das Reibungsmoment sehr gering ist. Es ist dann nach Fig. 430

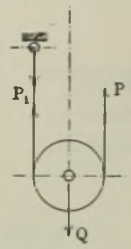
$$D = 2\,Q \sin\frac{\alpha}{2} \qquad \text{und für} \qquad \alpha = \pi \qquad D = 2\,Q.$$

Für $P > P_1$ geht dann D durch den Punkt A (wie in Fig. 431) und nicht durch A'.

2. Lose Rolle.

Anwendung als Lastrolle und als Treibrolle. Im ersten Falle dient sie zur Kraftübersetzung, im zweiten Falle zur Hubübersetzung.

Fig. 432.



Lose Lastrolle.

a) Lose Lastrolle.

$$P_0 = \frac{Q}{2}.$$

Ferner ist $P + P_1 = Q$; $P = \varepsilon P_1 = \varepsilon (Q - P)$,

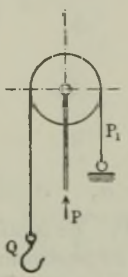
daher $$\boldsymbol{P = \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} Q}.$$

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{2} \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon Q} = \frac{1+\varepsilon}{2\varepsilon},$$

$$\boldsymbol{s = 2h; \quad c = 2v.}$$

Als Wirkungsgrade können die Werte der festen Rollen Anwendung finden. Rechnung und Versuch ergibt, daß P_1 kleiner als P_0 wird. Zum Beispiel wird mit $Q = 100$ kg und $\varepsilon = 1{,}04$

Fig. 433.



Lose Treibrolle.

$$P = 100 \frac{1{,}04}{1 + 1{,}04} = 51 \text{ kg}; \quad P_1 = \frac{51}{1{,}04} = 49 \text{ kg}.$$

Prüfung: $\Sigma (V) = 0$, also $51 + 49 - 100 = 0$.

b) Lose Treibrolle (umgekehrte lose Rolle).

$$P_0 = 2Q. \qquad \boldsymbol{P = \frac{2Q}{\eta} = Q + P_1 = Q(1+\varepsilon).}$$

$$\boldsymbol{s = \frac{h}{2}; \qquad v = 2c.}$$

Ferner ist $$P_1 = \varepsilon Q.$$

3. Gewöhnliche Rollenzüge.

Anwendung. Als selbständige Hebezeuge nur von untergeordneter Bedeutung, weil sie die Last nicht schwebend erhalten können. Bei jedem Rollen- oder Flaschenzug kommt eine Oberflasche und eine Unterflasche zur Verwendung, wenn die Last an mehr als einem Seilstrang aufgehängt werden soll. Unter Flasche versteht man die Vereinigung mehrerer Rollen.

a) Lastrollenzug.

Die Last hängt an dem Gehäuse der losen Rollen. Das freie Seilende kann entweder von einer festen oder von einer losen Rolle ablaufen. Anwendung als Vorgelege für Winden und Krane.

Das Seil läuft von einer festen Rolle ab.

$$P_0 = \frac{Q}{n}, \qquad \boldsymbol{P = \frac{Q}{\eta \cdot n}}, \qquad \eta = \frac{1}{n \cdot \varepsilon^n} \cdot \frac{\varepsilon^n - 1}{\varepsilon - 1}.$$

$$s = n \cdot h,$$

weil bei einem Hube der Last um h jedes der tragenden Seilstücke um h zu verkürzen ist.

Fig. 434. Rollenzahl 2; Übersetzung 1 : 2.

Fig. 435. Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 3.

Fig. 436. Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 4.

Anordnungen von Rollenzügen.

Tabelle 42. **Wirkungsgrade der Hanfseil-, Ketten- und Drahtseilrollenzüge.**

Rollenzahl n =		2	3	4	5	6	7	8	9	10
Hanfseil d = 16	η =	0,91	0,89	0,86	0,83	0,81	0,79	0,76	—	—
Hanfseil d = 26	η =	0,89	0,84	0,80	0,77	0,74	0,71	0,68	—	—
Hanfseil d = 36	η =	0,84	0,80	0,75	0,71	0,68	0,64	0,61	—	—
Kette	η =	0,93	0,90	0,86	0,86	0,84	0,83	0,80	—	—
Drahtseil	η =	0,94	0,92	0,89	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,81

Das Seil läuft von einer losen Rolle ab.

$$P_1 = \frac{Q}{n+1}, \qquad P = \frac{Q}{\eta\,(n+1)},$$

$$\eta = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{\varepsilon^{n+1}-1}{\varepsilon^{n}(\varepsilon-1)}, \qquad s = h\,(n+1).$$

Fig. 437. Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 3.

Fig. 438. Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 4.

Fig. 439. Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 4.

Anordnungen von Rollenzügen.

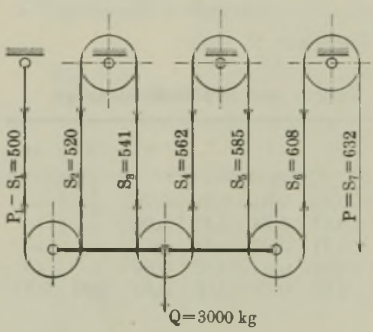
Ermittlung der einzelnen Seilspannungen.

Es ist vielfach üblich, für überschlägige Rechnungen die einzelnen Seilspannungen und somit auch die wirkliche Zugkraft in der Weise annähernd zu bestimmen, daß man zunächst durch Division der Last mit den tragenden Seilstücken die theoretische Seilspannung bestimmt und zu dieser im letzten Seilende herrschenden theoretischen Spannung für jede Rolle die Arbeitsverluste in Prozenten hinzuschlägt.

Man erreicht hierbei außer der schnellen Berechnung der Seilspannungen noch den Vorteil, daß man ohne weiteres die Bolzenbelastungen feststellen kann.

Beispiel: Für einen sechsrolligen Drahtseilflaschenzug mit Seilablauf von einer festen Rolle ist bei sechs tragenden Seilstücken, einer Nutzlast von 3000 kg und 4 Proz. Arbeitsverlust in jeder Rolle

Fig. 440.



Sechsrolliger Flaschenzug.

$$\begin{aligned} P_1 = S_1 &= 3000 : 6 = 500\ \text{kg} \\ S_2 &= 500 \cdot 1{,}04 = 520\ \text{„} \\ S_3 &= 520 \cdot 1{,}04 = 541\ \text{„} \\ S_4 &= 541 \cdot 1{,}04 = 562\ \text{„} \\ S_5 &= 562 \cdot 1{,}04 = 585\ \text{„} \\ S_6 &= 585 \cdot 1{,}04 = 608\ \text{„} \\ P = S_7 &= 608 \cdot 1{,}04 = 632\ \text{„} \end{aligned}$$

Bei 3 m Hub beträgt der Weg der Zugkraft $s = 6 \cdot 3 = 18$ m. Nach der früheren Rechnung ergibt sich die Endspannung mit $\eta = 0{,}874$ nach Tabelle 41 zu

$$P = \frac{Q}{\eta \cdot 6} = \frac{3000}{0{,}874 \cdot 6} = 575\ \text{kg}.$$

Die genaueren Werte für die Seilspannungen sind

$$S_6 = \frac{575}{1{,}04} = 551\ \text{kg} \qquad S_3 = \frac{510}{1{,}04} = 489\ \text{kg}$$

$$S_5 = \frac{553}{1{,}04} = 529\ \text{„} \qquad S_2 = \frac{490}{1{,}04} = 470\ \text{„}$$

$$S_4 = \frac{531}{1{,}04} = 509\ \text{„} \qquad S_1 = \frac{471}{1{,}04} = 452\ \text{„}$$

Kontrolle: Summe aller Vertikalkräfte = 0, d. h.

$S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 = Q$, $551 + 529 + 509 + 489 + 470 + 452 = 3000$ kg.

Bei richtiger Rechnung werden demnach die letzten Spannungen kleiner als die theoretischen.

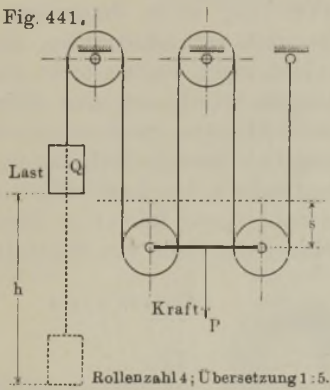
b) Treibrollenzug.

Die Last hängt am freien Seilende und die treibende Kraft greift an dem gemeinsamen Gehäuse der losen Rollen an.

Anwendung bei hydraulischen Hebezeugen zur Verkürzung des Lastweges.

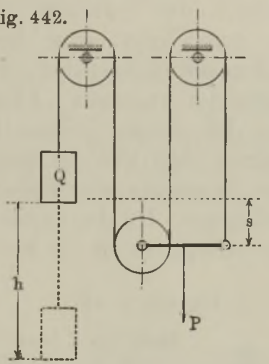
Das Seil läuft von einer festen Rolle ab.

Fig. 441.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 5.

Fig. 442.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 4.

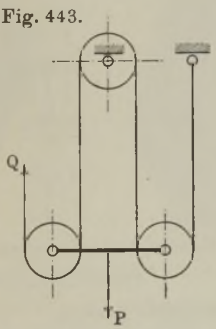
Treibrollenzüge.

$$P_0 = Q \cdot n, \qquad P = \frac{Q \cdot n}{\eta}, \qquad \eta = \frac{n(\varepsilon - 1)}{\varepsilon(\varepsilon^n - 1)}, \qquad s = \frac{h}{n}.$$

Die größte Seilspannung ist im festliegenden Seilende vorhanden. Sie beträgt $P_1 = Q\,\varepsilon^n$.

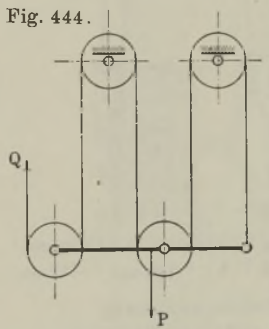
Das Seil läuft von einer losen Rolle ab.

Fig. 443.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 4.

Fig. 444.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 5.

Treibrollenzüge.

$$P_0 = Q(n+1), \qquad P = \frac{Q(n+1)}{\eta}, \qquad \eta = \frac{(n+1)(\varepsilon - 1)}{\varepsilon^{n+1} - 1}, \qquad s = \frac{h}{n+1}.$$

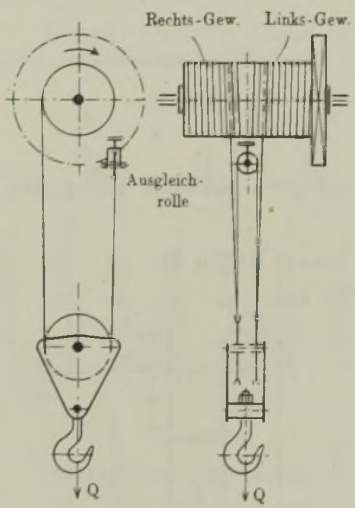
c) Zwillingsrollenzüge.

Anwendung bei Laufkranen für größere Tragkräfte, um die Last auf mehrere Seilstränge zu verteilen und das Wandern der Last über die Trommel hin zwecks Erzielung eines senkrechten Lasthubes zu vermeiden.

Die einfache oder geteilte Trommel, welche mit Rechts- und Linksgewinde versehen wird, wickelt beide Seilenden auf. Die Befestigung der Seile erfolgt an den äußeren Trommelenden. Ausführung nach Fig. 445 bis 448. Bei Lasten über 60 t Ausführung nach Fig. 447 mit 3 Rollen oben und 4 Rollen unten. Last an 8 Strängen. Übersetzung 1 : 4. $v_{\text{Trommel}} = 4\,v_{\text{Last}}$.

Die obere pendelnd aufgehängte Rolle in Fig. 445, die einen Ausgleich der Seillänge und die Verwendung einer doppelten losen Rolle ermöglicht, wird bei Laufkranen mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser ausgeführt, damit die beiden losen Rollen nicht zu weit auseinander kommen. Diese kleine Ausgleichsrolle ist eine schwache Stelle der gebräuchlichen Laufkrankonstruktionen, weil entgegen der Annahme, daß sich die Rolle nicht wesentlich bewegt, fast ständig eine kleine Bewegung stattfindet, z. B. beim Pendeln der Last während des Kranfahrens. Da die damit verbundene Seilbiegung immer an derselben Stelle erfolgt, so ist sie für die Lebensdauer der Seile von wesentlichem

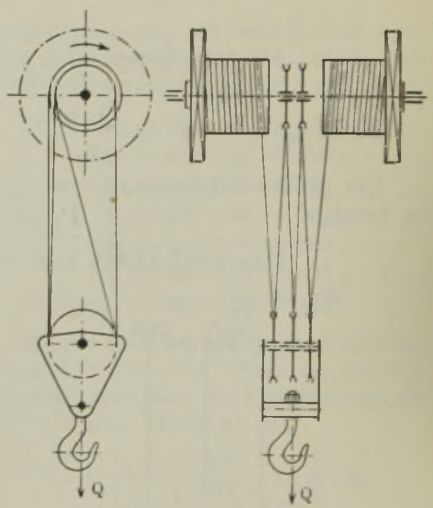
Fig. 445 u. 446.



Anwendung bis 25 t. Last an 4 Strängen.
Übersetzung 1 : 2. $v_{\text{Trommel}} = 2\,v_{\text{Last}}$.

Zwillingsrollenzug
mit einfacher Trommel.

Fig. 447 u. 448.



Anwendung bis 60 t. Last an 6 Strängen.
Übersetzung 1 : 3. $v_{\text{Trommel}} = 3\,v_{\text{Last}}$.

Zwillingsrollenzug
mit geteilter Trommel.

Nachteil. Zudem kann man oft beobachten, daß sich infolge der unregelmäßigen Bewegung und des kleinen Rollendurchmessers nicht die Rolle auf der Achse dreht, sondern daß das Seil auf der feststehenden Rolle gleitet, ein weiterer Grund für starken Seilverschleiß.

Weitere Anordnungen unter „Drehkrane“ und „Laufkrane“.

Wirkungsgrad für Zwillingsrollenzüge:

Übersetzung 1 : 2 $\eta = \dfrac{\varepsilon + 1}{2\,\varepsilon} \approx 0{,}98$ für Drahtseil.

„ 1 : 3 $\eta = \dfrac{\varepsilon^2 + \varepsilon + 1}{3\,\varepsilon^2} \approx 0{,}96$ „ „

„ 1 : 4 $\eta = \dfrac{\varepsilon^3 + \varepsilon^2 + \varepsilon + 1}{4\,\varepsilon^3} \approx 0{,}94$ „ „

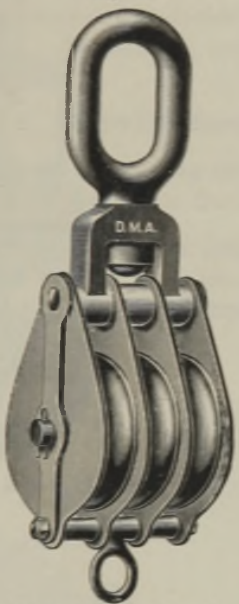
d) Ausführung der Flaschenzüge.

Die gewöhnlichen Flaschenzüge haben als Hauptteile die beiden Flaschen- oder Rollengehäuse, von denen das obere mit dem Traghaken, das untere mit dem Lasthaken versehen ist. Da bei mehrrolligen Zügen die einzelnen Rollen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten haben, so sind die Rollen auf der gemeinschaftlichen Achse lose anzuordnen. Die Flaschen werden aus Blech hergestellt, durch Bolzen mit-

Fig. 449.

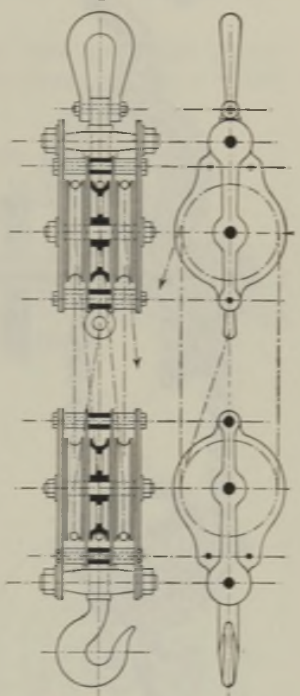
Flasche mit drehbarer Schiene.

Fig. 450.



Dreirollige Oberflasche.

Fig. 451 u. 452.



Hanfseilflaschenzug.

einander verbunden und an den Außenseiten mit besonderen Flacheisen zur Aufnahme des Rollenbolzens verstärkt. Die vorstehend abgebildeten Fig. 449 bis 452 veranschaulichen die Ausführungen der Flaschen.

Es empfiehlt sich, die Flaschen lang und schmal zu bauen, weil durch die verschiedenen Seilspannungen, welche eine Flasche belasten, letztere schief gezogen wird.

4. Differentialflaschenzug von Weston.

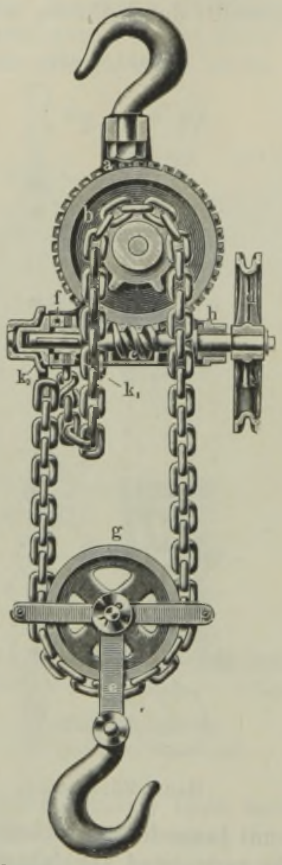
Die Konstruktion ist veraltet, weil der Wirkungsgrad nur etwa 30 v. H. beträgt und die Kettenräder nebst der Kette einer starken Abnutzung unterliegen.

5. Schraubenflaschenzüge mit Lastdruckbremsen.

Zur Erzielung der Lastselbsthemmung kann man in einfacher Weise ein Schneckengetriebe mit kleinem Steigungswinkel von 4 bis 6° anwenden.

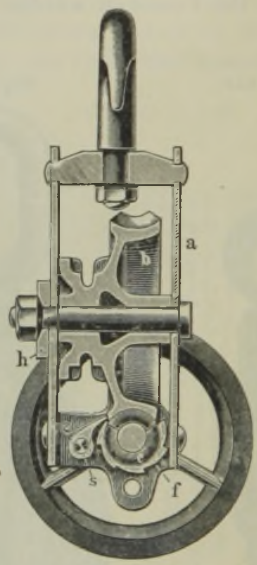
Auf der Schneckenradachse sitzt dann, wie in Fig. 453, eine verzahnte Kettenrolle, über welche die kalibrierte oder Gallsche Kette läuft, in deren Schlinge die lose Rolle eingehängt ist. Das eine Ende der Kette

Fig. 453.



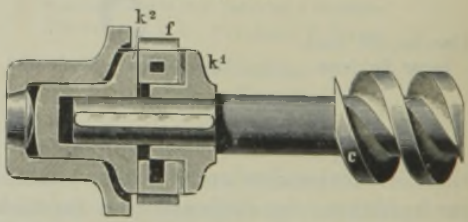
Schraubenflaschenzug mit Lastdruckbremse für 2000 kg Tragkraft.

Fig. 454.



Schnitt durch die Oberflasche.

Fig. 455.



Schnitt durch die Lastdruckbremse.

a Gehäuse — St. 37 · 11.
b Schneckenrad mit Kettennuß — Hartguß von Friedr. Krupp, Grusonwerk.
c Schnecke aus Stahl — gefräst und gehärtet.
d Handkettenrad oder Haspelrad — zäher Guß.
e Bügel zur losen Rolle — St. 37 · 11.
g Rolle — Gußeisen.
k_1 Vordere Kammscheibe — Gußeisen.
k_2 Hintere Kammscheibe — St. 37 · 11 mit verstähltem Spurzapfen.
f Reibscheibe mit Sperrzähnen und innerer Fettkammer — Bronze.
s Sperrklinke.

ist an dem Flaschenzuggehäuse befestigt, das andere Ende hängt, von der oberen Rolle kommend, frei herab. Der Antrieb erfolgt durch ein auf der Schneckenwelle sitzendes Haspelrad.

Da aber bei kleinen Steigungswinkeln der Wirkungsgrad sehr gering wird, so wendet man doppelgängige Schnecken mit einem Steigungswinkel von 18 bis 21° an, deren Wirkungsgrad dann bis 75 v. H. steigt.

Der damit verbundene Verlust der Selbsthemmung macht die Anbringung einer besonderen Bremse erforderlich, die hier in zweckmäßiger Weise unter Benutzung des Axialdruckes der Schnecke als Lastdruckbremse ausgebildet wird.

Die Arten der Schnecken-Lastdruckbremsen sind auf S. 129 bis 132 erörtert und berechnet. Berechnung eines Schneckengetriebes s. S. 168.

6. Stirnräderflaschenzüge.

a) Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung von Briegleb, Hansen & Co.

Die Übersetzung wird durch Stirnräder erzielt. Die Antriebswelle *l* ist in einer Büchse *c* gelagert, welche rechts die Sperrklinke trägt, die wieder in das innen verzahnte Haspelrad eingreift.

Fig. 456.

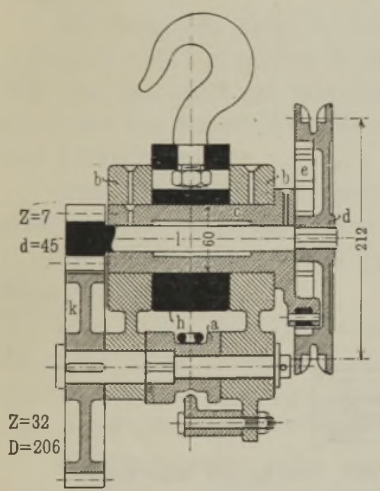
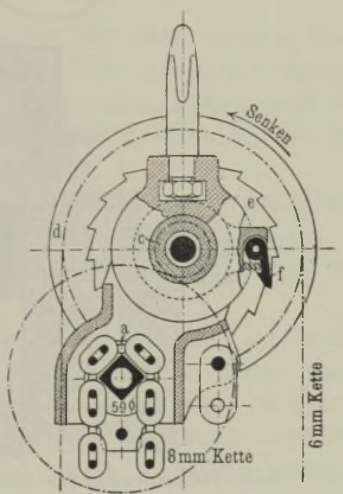


Fig. 457.

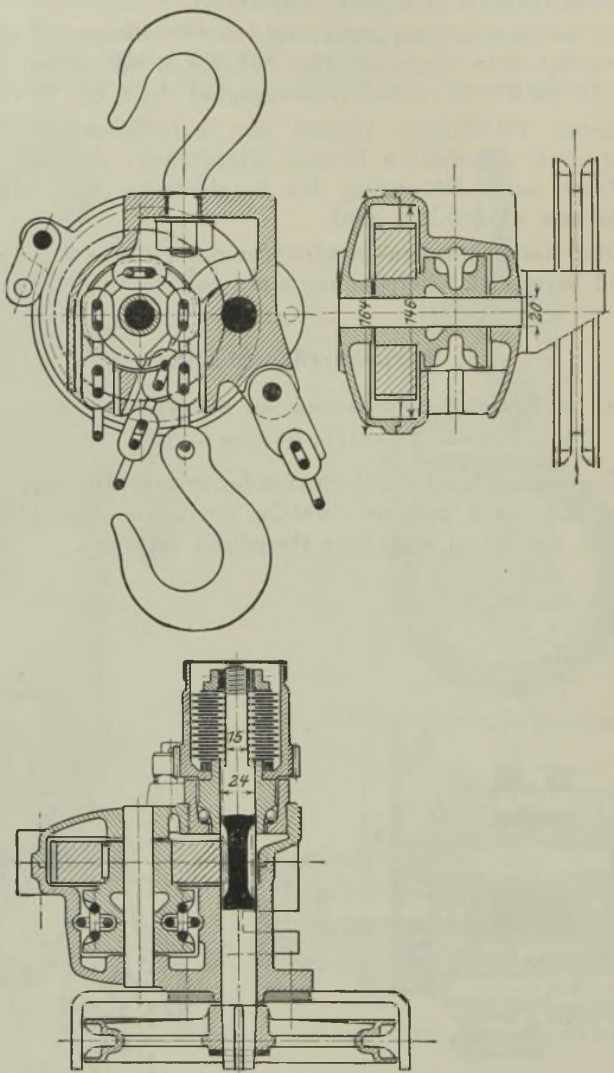


Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung.

Die Büchse *c* ist einerseits in dem Gehäuse *b*, anderseits in dem Hakenbügel *h* gelagert. Die Selbsthemmung kommt hier durch die zwischen Bügel *h* und Büchse *c* bestehende Reibung zustande, welche mittels des Sperrades das selbsttätige Sinken der Last verhindert und beim Lastsenken überwunden werden muß.

b) Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse.

Fig. 458 bis 460.



Stirnradflaschenzug für 500 kg Last (bzw. 1000 kg mit loser Rolle)
von F. Piechatzek.

Stirnräderflaschenzug für 500 kg Last (bzw. 1000 kg mit loser Rolle)
von F. Piechatzek, Berlin.

Die Übersetzung erfolgt außer durch eine lose Kettenrolle nur durch ein Stirnräderpaar und ein Kettenrad mit Handkette. Um das Gewicht niedriger zu halten, sind die Zahnräder in Chromnickelstahl

ausgeführt, mit geschnittenen Zähnen von kleiner Teilung und großer Breite. Die Zähne liegen schräg, und der dadurch entstehende Längsschub wird benutzt, um mit Hilfe einer Lamellenbremse die Last in jeder Lage zu halten, während bei der Hubbewegung der Längsschub durch ein Kugellager aufgenommen wird.

Der Wirkungsgrad beträgt mehr als 75 v. H., ist also um rund 50 v. H. besser, als ihn die Schneckenflaschenzüge mit Selbsthemmung aufweisen.

7. Elektrozüge.

Allgemeines. Vielseitige Anwendung für Lasten von 150 bis 5000 kg überall da, wo es sich nicht nur um gelegentliche oder kurzzeitige Benutzung handelt. Erstrebt wird gedrängte Bauart durch Verlegen von Motor und Getriebe in die Trommel.

Die Übersetzung erfolgt durch Stirnräder oder Schneckengetriebe. Von den früher gebauten Planetengetrieben ist man vollständig abgegangen, weil die Lagerung der Getriebe zu kompliziert wird und vor allem die Lagerstellen der umlaufenden Räder nicht zuverlässig geschmiert werden können. Firmen, welche diese Getriebe früher verwendet hatten, sind zu einfachen Stirnradübersetzungen übergegangen.

Es kommen zweckmäßig aus vollem Stahl gefräste Räder zur Anwendung.

Als Huborgan dient Drahtseil. Um die Last ohne seitliche Wanderung zu heben, wird Zwillingsanordnung des Flaschenzuges verwendet. Die Trommel läuft auf Walzenlagern in zwei Stahlgußringen oder auf der Nabe des Motors und des Deckels. Sie erhält Rillen mit Rechts- und Linksgewinde.

Mantel und Trommel bestehen aus Flußstahl; ersterer mit Stahlgußflanschen, welche die Traverse mit der Aufhängeöse aufnehmen.

Die Endkappen besitzen Türen für Revision und Zugängigkeit der Schmierbüchsen.

Zum Halten der Last wird eine mechanische Bremse verwendet, die durch einen Elektromagnet gelüftet wird, sobald der Motor Strom erhält. Bei unvorsichtiger Bedienung, Durchbrennen einer Sicherung oder Fortbleiben des Stromes läßt der Magnet die Bremse einfallen.

Die Steuerwalze wird vom Flur aus durch Zugketten betätigt. Endausschalter verhindern das Überschreiten der höchsten und tiefsten Hakenstellung.

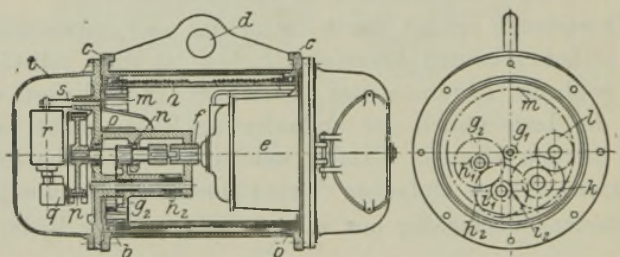
Elektrozug
der Demag in Duisburg.

Die reine Stirnradübersetzung ist bei doppelseitiger Lagerung der Räder mit der Bremse an einem Deckel angebracht. In der Figur bedeutet *a* Seiltrommel, mittels Rollen *b* in den Stahlgußflanschen *c*

des Gehäuses gelagert; *d* Aufhängeöse; *e* Motor; *f* Klauenkupplung; g_1–g_2, h_1–h_2, i_1–i_2 Stirnrädervorgelege; *k* Ritzel, mittels des Zwischenrades *l* auf dem im Trommelmantel eingesetzten Innenzahnkranz *m* arbeitend; *n*–*o* Kugellager zur Welle des Motorritzels; *p* Bremsscheibe; *q* Bremsgewicht; *r* Bremslüftmagnet, bei *s* pendelnd aufgehängt; *t* Schutzkappen.

Die Magnetklotzbremse wirkt auf die verlängerte Motorwelle. Steuerung durch Kontroller und Rückschnellfeder. Weitgehende Regelung der Hub- und Senkgeschwindigkeit erfolgt durch mehrstufige Hubsteuerwalze, die dann aber nicht mehr im gekapselten Zuge untergebracht werden kann. Bei fahrbaren Zügen Aufstellung auf der Katze.

Fig. 461 u. 462.



Elektrozug der Demag in Duisburg.

Der kleine Demagzug (Modell 1927) für 250 bzw. 125 kg Tragkraft besitzt zwangläufige Seilführung durch Bronzebacken, um bei seitlichem Zuge ein Überspringen des Seiles zu verhindern. Für Drehstrom ist Druckknopfsteuerung vorgesehen. An einem 8 m langen Kabel ist ein Griff mit zwei Druckknöpfen für Heben und Senken angebracht. Beim Loslassen der Knöpfe bleibt die Last stehen.

Tabelle 42. **Leistungen und Abmessungen der Demagzüge.**

Tragkraft	an 2 Seilsträngen		kg	125	250	500	—	—
„	„ 4	„	„	250	500	1000	3000	5000
Hubhöhe	„ 2	„	m	17	17	17	—	—
„	„ 4	„	„	8,5	8,5	8,5	7,5	8
Hubgeschwindigkeit	„ 2	„	m/min	12 ··· 14	18 ··· 20	12 ··· 16	—	—
„	„ 4	„	„	6 ··· 7	9 ··· 10	6 ··· 8	4	4
Hubmotor			PS	0.75	1,6	2,1	4	6,3
Gewicht			etwa kg	65	190	240	420	660
Länge			mm	575	855	920	975	1050
Bauhöhe einschl. Haken			„	550	700	750	950	1200
Außendurchmesser			„	280	385	430	500	635

Die Einzelteile der Demagzüge werden nach dem Austauschsystem auf Sondermaschinen hergestellt.

Elektroflaschenzug
der Maschinenfabrik R. Stahl A.-G. in Stuttgart.

Als wesentliches Kennzeichen der Konstruktion ist die Anordnung der Bremse auf der Rückseite des Motors anzusehen, die einen Zusammenbau des elektrischen Teiles, also Motor, Bremsmagnet und

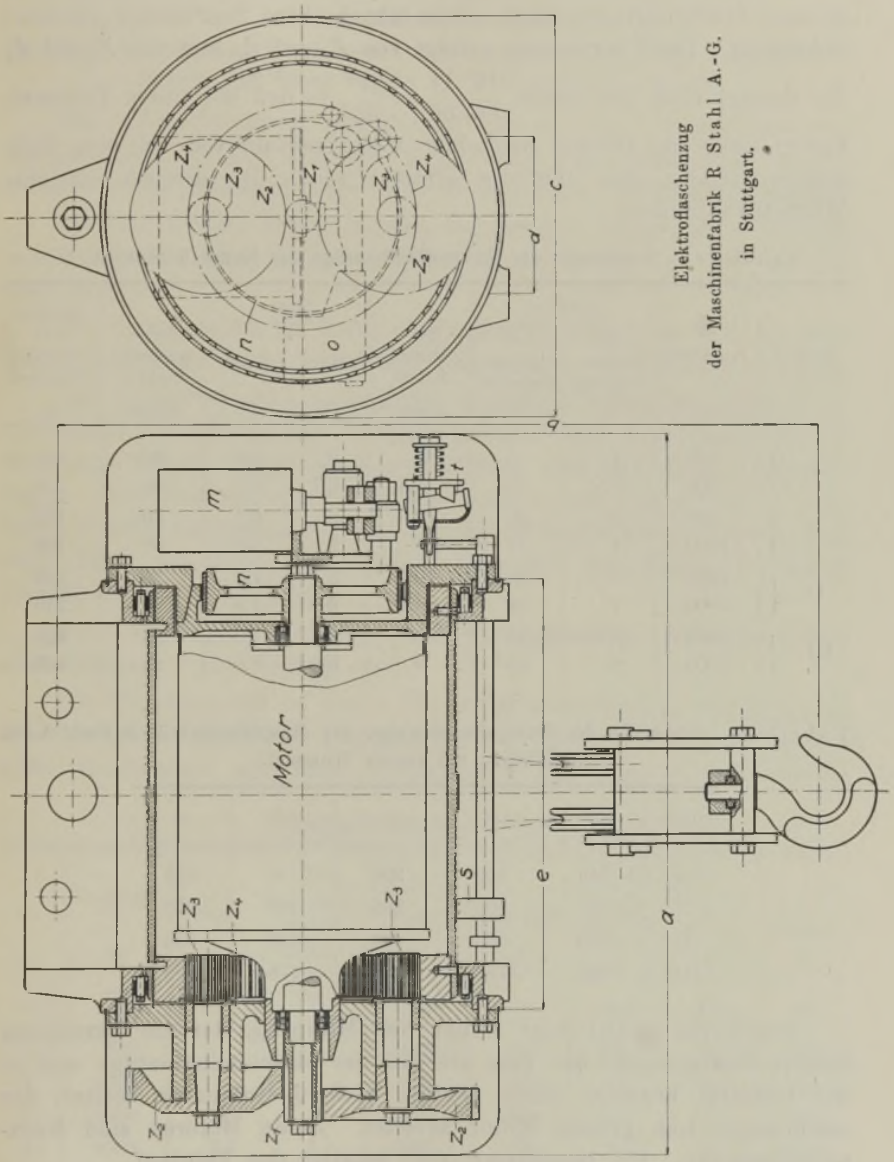


Fig. 463 u. 464.

Endschalter, für sich unabhängig von dem mechanischen Teil der Winde gestattet. Außerdem wird durch diese Anordnung das Getriebe auf der gegenüberliegenden Seite übersichtlich und gut zugänglich.

Die Raumverhältnisse werden dabei so günstig, daß in vielen Fällen nur ein, allerdings mit Rücksicht auf die Zahnbeanspruchung doppeltes Vorgelege genügt.

Der Motor steckt vollständig in der Trommel, die auf Walzenlagern in zwei Stahlgußringen läuft. Eine abnehmbare Seilführung gestattet Schrägzug. Die Übersetzung erfolgt von Z_1 auf Z_2 und von Z_3 auf Z_4. Sie beträgt nach der Skizze $\frac{12}{66} \cdot \frac{11}{66} = \frac{1}{33}$, so daß bei einem Trommeldurchmesser von 300 mm und einer Motordrehzahl von 700 eine Hubgeschwindigkeit von 10 m/min erreicht wird. Die Bremse ist eine Magnetbandbremse.

Tabelle 43. **Leistungen der Elektroflaschenzüge der Firma R. Stahl A.-G.**

Größe	Tragkraft	Hubhöhe		Hubgeschwindigkeit	Motor		Fahrgeschwindigkeit	Gewicht mit kurzer Trommel
		bei kurzer Trommel	bei langer Trommel		Hub	Fahrt		
	kg	m	m	m/min	PS	PS	m/min	kg
0	250	7,5	—	9	0,7	0,8	30	110
	500	7,5	—	4,5	0,7	0,8	30	110
I	500	8	20	13	2	0,8	30	165
	1000	7	17	6	2	0,8	30	165
II	1000	8	20	10	3	1,5	30	220
	2000	7	17	4,5	3	1,8	30	240
III	2000	8	20	9	5,5	1,8	30	420
	3000	8	20	6	5,5	1,8	25	440

Tabelle 44. **Baumaße der Elektroflaschenzüge der Maschinenfabrik R. Stahl A.-G. Ausführung mit kurzer Trommel.**

Größe	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*
0	715	550	290	80	385
I	720	800	335	120	378
II	760	850	400	160	392
III	840	1100	545	175	436

Die Firma Stahl baut ferner den Mikrozug, der zur Erzeugung kleiner Bewegungen, wie man sie bei der Maschinenmontage und in der Gießerei braucht, einen zweiten kleinen Hubmotor besitzt, der unabhängig vom großen Motor arbeitet. Beide Motoren sind Kurzschlußmotoren. Ein besonderer Griff betätigt den Feinlauf.

Die Anordnung beseitigt den Mangel der Drehstromflaschenzüge, daß ihre Geschwindigkeit nicht veränderlich ist. Wenn man auch mit Schleifringmotor ein langsameres Anheben erreichen kann, so nimmt er gerade beim Beginn des Senkens zunächst eine übermäßige Geschwindigkeit an. Je mehr Widerstände vorgeschaltet sind, desto mehr überschreitet der Motor seine normale Drehzahl.

Bamag-Elektroflaschenzug

der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau, Zweigniederlassung der Bamag-Meguin A.-G.; Bauart Prof. Gensel.

Der schmiedeeiserne Mantel wird durch zwei Stahlgußringe zusammengehalten. Die Trommel besteht aus gewalztem Rohr und ist in den beiden Stahlgußringen auf Rollenlagern beiderseitig gelagert.

Die Seilführung durch zwangläufig geführte Bronzebacken ermöglicht auch Schrägzug der Last, ohne daß dabei ein Überspringen der Seile auftritt.

Der Flanschmotor ist durch eine Klauenkupplung mit der Antriebswelle verbunden, die auch auf der linken Seite ein Kugellager besitzt.

Das Triebwerk ist ein normales doppeltes Stirnrädervorgelege, in einfachster Anordnung im Gehäuse gelagert und im Ölbad laufend. Sämtliche Räder besitzen Außenverzahnung und sind doppelseitig gelagert. Die Übertragung erfolgt von b auf c und von d nach f. Die federbelastete Bandbremse i sitzt auf der verlängerten Motorwelle und wird durch den Magnet k betätigt. Das mit Asbestbelag versehene Bremsband ist nachstellbar.

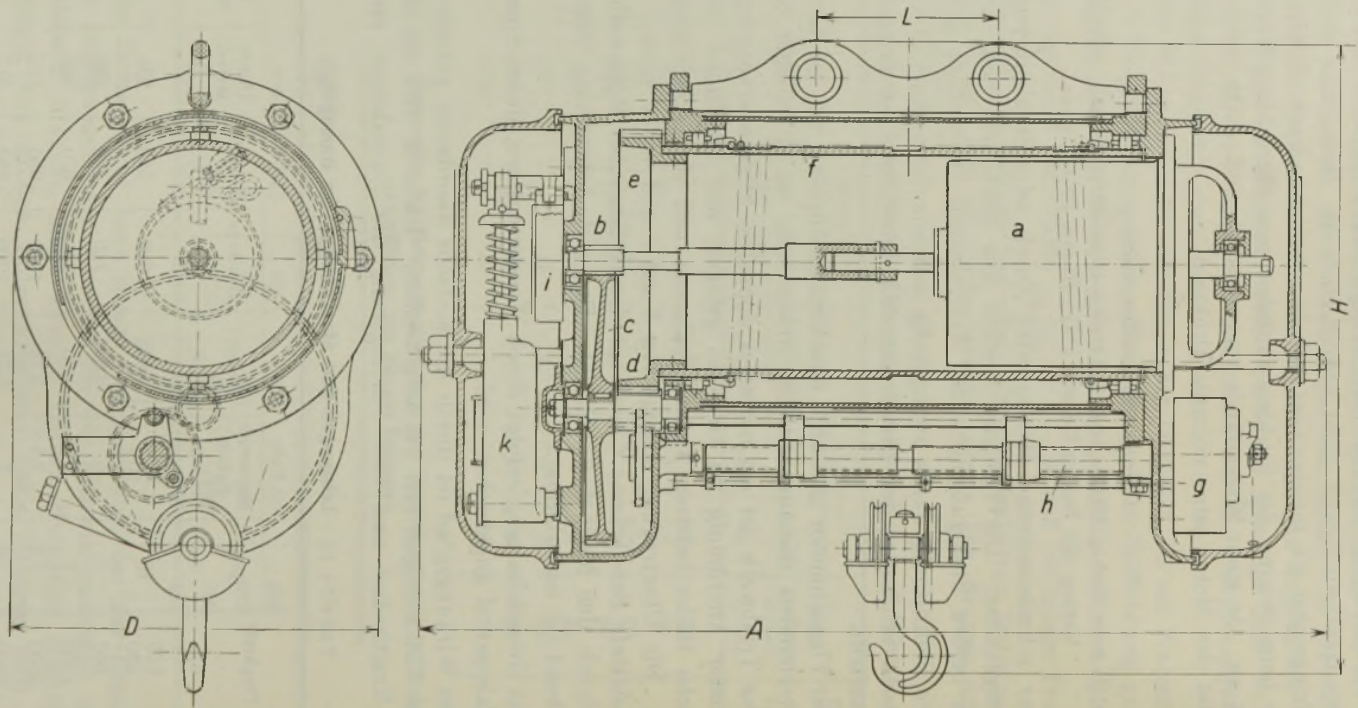
Die Grenzschaltung erfolgt durch Wandermuttern, deren Spindel h vom Zahnrad d angetrieben wird.

Der Wirkungsgrad ist durch die einfache Anordnung günstiger als bei den Elektrozügen mit Umlaufgetrieben. Dadurch wird ein niedrigerer Kraftbedarf und eine Verringerung der Stromkosten erreicht.

Tabelle 45. **Leistungen und Abmessungen der Bamagzüge.**

Nr.	Tragkraft	Hub-			Maße in mm			
		Höhe	Geschwindigkeit	Motor	Baulänge	Bauhöhe	Durchmesser	Lochabstand
	kg	m	m/min	PS	*A*	*H*	*D*	*L*
0	125	10	20	0,625	650	525	235	150
	250		10					
1	500	7	5	0,625	740	550	290	150
2	1000	7	5	1,25	840	670	360	150
3	2000	7,5	7,5	3,75	1080	950	510	180
4	3000	7,5	5	3,75	1080	950	510	180

Fig. 465 u. 466.



Bamag-Elektroflaschenzug der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau.

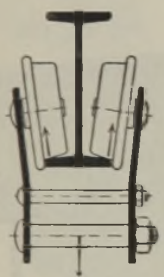
8. Laufkatzen für eingehängte oder eingebaute Flaschenzüge

finden da Verwendung, wo die Bewegung der durch einen Flaschenzug hochgezogenen Last nur nach der einen Richtung ohne hohe Anlagekosten erfolgen soll und eine Querbewegung nicht erforderlich ist. Dies ist z. B. in Maschinenfabriken der Fall, wo die Arbeitsstücke auf die Werkzeugmaschinen gebracht und wieder abgesetzt werden müssen.

Die Laufkatzen werden je nach den örtlichen Verhältnissen auf dem oberen oder unteren Flansch von I-Trägern laufend angeordnet und in der Ausführung je nach der Größe der Tragkraft mit oder ohne Bewegungsvorrichtung oder mit eingebautem Hebezeug als fahrbare Flaschenzüge ausgerüstet.

Die unteren Trägerflanschen werden dann als Fahrbahn verwendet, wenn der Träger zur Ausnutzung der Hubhöhe dicht unter die Decke gelegt wird, oder wenn ein vorhandener Unterzug als Fahrbahn benutzt

Fig. 467.



Zu schwaches Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

Fig. 468.

Starkes Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

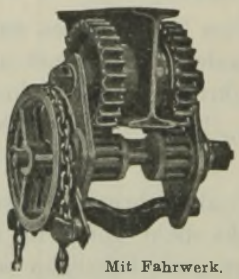
werden soll. Die Flanschen des Trägers werden dann allerdings auf Biegung beansprucht, aber man kann nach Berechnung des ganzen Trägerprofils für die betreffende Tragkraft dafür sorgen, daß durch ein genügend starkes Gestell der Raddruck in der Nähe des Mittelsteges auftritt. Eine zutreffende Berechnung der belasteten Trägerflanschen ist nach dem heutigen Stande der Festigkeitslehre nicht möglich; man ist hierin auf einen Vergleich mit ausgeführten Konstruktionen angewiesen. Die richtige und falsche Konstruktion des Laufkatzengestelles veranschaulichen die Fig. 467 und 468.

Aus den nachstehenden Figuren geht die Anordnung der Rollen und des Triebwerkes für Ober- und Untergurt-Laufkatzen hervor. Die weitere Vervollkommnung dieser mit eingehängten Flaschenzügen versehenen Laufkatzen führt zu der Konstruktion der Laufkatzen mit eingebauten Flaschenzügen, die schließlich im Kranbau unter dem

Namen Stirnrad- oder Schneckenrad-Laufwinden einen Hauptteil der Laufkrane bilden. Siehe Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“.

Infolge des Fortlassens einer besonderen Laufschiene fallen die Fahrwiderstände erheblich höher aus als bei Anwendung von Schienen, weil die unbearbeiteten Trägerflanschen selten ganz gerade sind.

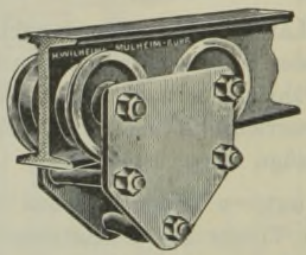
Fig. 469.



Mit Fahrwerk.

Zweirollige Untergurtkatze.

Fig. 471.

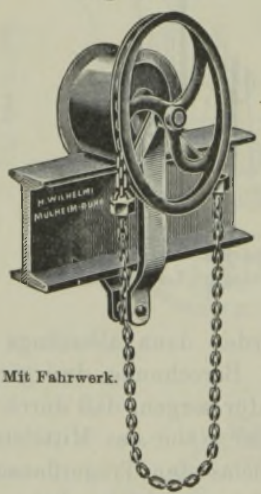


Ohne Fahrwerk.

Vierrollige Untergurtkatze.

Siehe auch Fig. 400, S. 198.

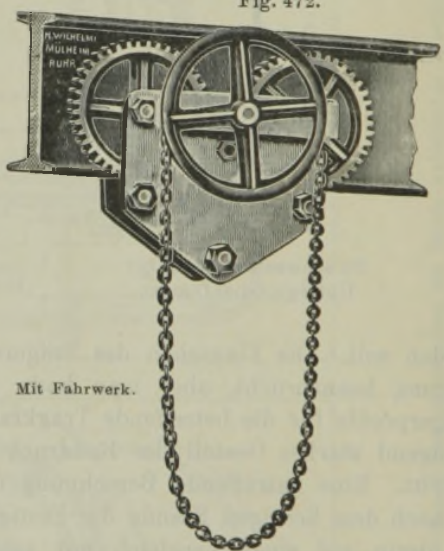
Fig. 470.



Mit Fahrwerk.

Einrollige Obergurtkatze.

Fig. 472.



Mit Fahrwerk.

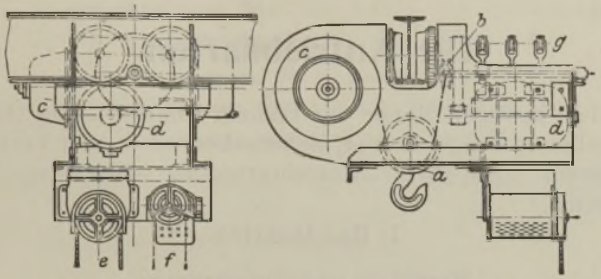
Vierrollige Untergurtkatze.

Über die Berechnung der Fahrwiderstände und des Fahrtriebwerkes siehe S. 207, ferner Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“

Elektrozüge werden ebenfalls als Einschienen-Untergurtkatze und als Zweischienenkatze verwendet. Der Antrieb des Fahrwerkes erfolgt entweder von Hand durch Haspelrad oder durch einen Fahrmotor. Ein auskuppelbarer Führersitz ist vorgesehen.

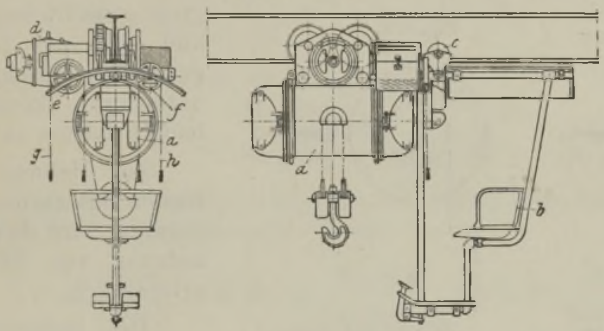
Fig. 473 u. 474 stellt eine niedrig bauende Trägerlaufkatze mit eingebautem Elektrozug und elektrischem Fahrwerk dar. *a* zweirollige Flasche; *b* Seilausgleichrolle; *c* Elektrozug, seitlich am Fahrgestell an-

Fig. 473 u. 474.



Einschienen-Untergurtkatze mit Demagzug.

Fig. 475 u. 476.



Führersitzlaufkatze mit Demagzug.

gebaut; *d* Fahrmotor; *e* Hubkontroller; *f* Fahrkontroller, beide durch Zugschnüre bedient; *g* Stromabnehmer.

Fig. 475 u. 476 Führersitzlaufkatze für gekrümmte Fahrbahn. *a* Hubmotor; *b* Führersitz; *c* Bremsscheibe zum Fahrmotor; *d* Fahrmotor; *ef* Hub- und Fahrkontroller; *gh* Zugschnüre.

Die Antriebsarten.

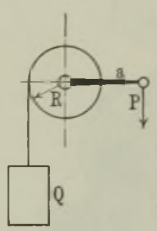
Nach dem heutigen Stande der Technik kommen außer Handantrieb als Kraftquellen in Frage: Dampf, elektrischer Strom oder Verbrennungskraftmaschinen. Jede dieser Antriebsarten hat ihre besonderen Vor- und Nachteile.

1. Handantrieb.

Vorgelege und Übersetzung.

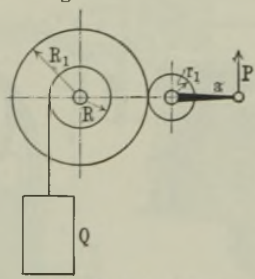
a) Die einfachste Winde, Kurbelwelle mit Trommel, stellt Fig. 477 dar. Weil der Kraftarm a für den Antrieb einer Winde nicht beliebig groß gewählt werden kann und auch der Lastarm R gewissen Beschränkungen unterliegt, kommen nur leichte Lasten in Frage.

Fig. 477.



Winde ohne Vorgelege.

Fig. 478.

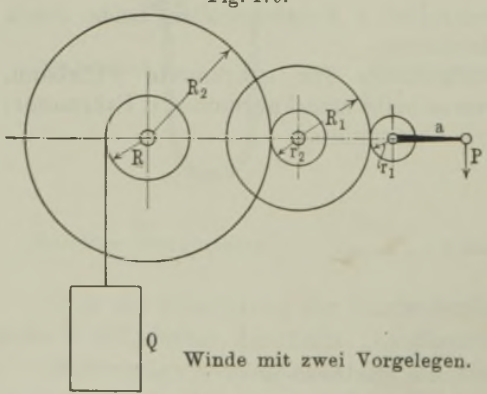


Winde mit einem Vorgelege.

Zur Hebung schwerer Lasten mit geringem Kraftaufwand wird daher die Benutzung von Räderwerken erforderlich.

Das einfachste Räderwerk besteht nach Fig. 478 aus zwei Zahnrädern, von denen das größere auf der Lastwelle, das kleinere auf der Kraftwelle aufgekeilt ist.

Fig. 479.



Winde mit zwei Vorgelegen.

Ein derart zusammen arbeitendes Räderpaar nennt man Vorgelege. Fig. 478 stellt ein einfaches, Fig. 479 ein doppeltes Vorgelege dar. Infolge der verschiedenen Hebelarme der Räder eines Vorgeleges wird eine Verlangsamung der Lastbewegung eintreten, und da die geleisteten Arbeiten an der Trommel und an der Kurbel gleich sind, so wird die Last Q größer als die Antriebskraft P sein.

Es bezeichne

Q die zu hebende Last an der Trommel,
R den Lastarm bzw. Trommelhalbmesser,
P die an der Kurbel wirkende Antriebskraft,
a den Kraftarm bzw. die Länge des Kurbelarmes,
η den Gesamtwirkungsgrad des Windwerkes,
$\eta = \eta_{\text{Trommelwelle.}}\ \eta_{1.\text{ Vorge'egewelle.}}\ \eta_{2.\text{ Vorgelegewelle.}}\ \eta_{\text{Kurbelwelle.}}$
$r_1 r_2$ die Halbmesser der kleinen Zahnräder und
$R_1 R_2$ die Halbmesser der großen Zahnräder.

Für das einfache Vorgelege, Fig. 478, soll ferner K_1 den Zahndruck zwischen r_1 und R_1 (an r_1 nach oben, an R_1 nach unten wirkend) bezeichnen. Es besteht dann die Beziehung:

$$1.\quad P \cdot a = \frac{K_1 \cdot r_1}{\eta_{\text{Vorgelege}}},\ \text{ferner}\ K_1 \cdot R_1 = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also

$$2.\quad K_1 = \frac{Q \cdot R}{R_1 \eta_{\text{Trommel}}}.$$

Setzen wir 2. in 1. ein, so erhalten wir:

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1}.$$

Für doppeltes Vorgelege nach Fig. 479 erhält man mit den Zahndrücken K_1 und K_2 auf dieselbe Weise:

$$P \cdot a = \frac{K_1 \cdot r_1}{\eta_{\text{Kurbel}}},\quad K_1 R_1 = \frac{K_2 \cdot r_2}{\eta_{\text{Vorgelege}}},\quad K_2 R_2 = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also:

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2},$$

oder, da sich die Zähnezahlen wie die Halbmesser verhalten und $\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}} = \eta$,

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta} \cdot \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2}.$$

$\frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{z_3}{Z_3} \cdots = \frac{1}{i}$ stellt das Gesamtübersetzungsverhältnis für beliebig viele Vorgelege dar. Es wird also allgemein $P \cdot a = \frac{QR}{\eta} \cdot \frac{1}{i}$ und daraus die Übersetzung

$$i = \frac{Q \cdot R}{P \cdot a \cdot \eta} = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta}.$$

Die Größe des Lastmomentes und demnach die Größe der Übersetzung hängt wesentlich von dem gewählten Tragorgan ab. Für eine Last von 500 kg erhält man je nach Wahl des Tragorgans bei Handbetrieb unter Benutzung der Tabellen im ersten Abschnitt:

a) Für Hanfseil und Trommel . . . $d = 26$ mm,
$D = 10\,d = 260$ mm,
Lastmoment $= 500 \cdot 13 =$ . . . 6500 kgcm,

b) für Drahtseil und Trommel . . . $d = 10$ mm und $\delta = 0{,}45$ mm,
$D = 400 \cdot 0{,}45 = 180$ mm,
Lastmoment $= 500 \cdot 9 =$ . . . 4500 „

c) Kette und Trommel . . . . . $d = 8$ mm,
$D = 20\,d = 160$ mm,
Lastmoment $= 500 \cdot 8 =$ . . . 4000 „

d) Kalibrierte Kette und Kettennuß . $d = 10$ mm,
$D = 100$ mm bei $z = 5$,
Lastmoment $= 500 \cdot 5 =$ . . . 2500 „

e) Gallsche Kette und Kettenrad . $t = 25$ mm,
$D = 65{,}33$ bei $z = 8$,
Lastmoment $= 500 \cdot 3{,}25 =$ . . 1625 „

Das Kraftmoment ist mit einem Arbeiter zu 15 kg und 300 mm Kurbelarmlänge

$$Pa = 15 \cdot 30 = 450 \text{ kgcm},$$

demnach die Übersetzung ohne Wirkungsgrad

$$\text{nach a)} \quad i_0 = \frac{6500}{450} = 14{,}4$$

$$\text{nach b)} \quad i_0 = \frac{4500}{450} = 10{,}0$$

$$\text{nach c)} \quad i_0 = \frac{4000}{450} = 8{,}9$$

$$\text{nach d)} \quad i_0 = \frac{2500}{450} = 5{,}5$$

$$\text{nach e)} \quad i_0 = \frac{1625}{450} = 3{,}6$$

Für Förderlasten von 400 bis 1000 kg wählt man gewöhnlich ein Vorgelege, für Lasten von 750 bis 3000 kg zwei Vorgelege. Bei größeren Lasten wendet man noch einen Rollenzug an.

b) Bei Handwinden ist mit der Einzelübersetzung nicht über **8 : 1**, nur ausnahmsweise bis 10 : 1 zu gehen.

Für elektrischen und Dampfbetrieb ist **6 : 1** im allgemeinen als obere Grenze anzusehen.

Nach der unter „Zahnräder“ angeführten Bemerkung kann man mit dem Abwälz-Fräsverfahren noch unbedenklich bis zu Übersetzungen von 12 : 1 und 13 : 1 gehen, wobei ein Wirkungsgrad erzielt wird, der mit doppelter Übersetzung nicht zu erreichen ist.

Der Grund für die Beschränkung der Einzelübersetzung ist

1. Beschränkung der Abmessung des großen Rades,
2. gleichmäßigerer Verschleiß.

Hingegen wird der Zahneingriff nicht ungünstiger, wie häufig angegeben wird.

Die Übersetzungsverhältnisse sind immer möglichst einfach zu wählen, so daß dieselben auch für andere Konstruktionen Verwendung finden können. Hat man z. B. ausgerechnet:

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = 23{,}6,$$

so wird man auf 24 abrunden und ein Doppelvorgelege mit den Übersetzungen 4:1 und 6:1 anordnen.

15:1 zerlegt man am besten in 3:1 und 5:1,
30:1 in 5:1 und 6:1, 32:1 in 4:1 und 8:1,
90:1 in 3:1, 5:1 und 6:1 usw.

Soll die Konstruktion eine möglichst gedrängte werden, dann sind die Zahnräder durch Schneckengetriebe zu ersetzen, mittels welcher man Übersetzungen von 1:50 erzielen kann.

c) Der Durchmesser des kleinen Rades ist meist bestimmt durch die Möglichkeit, die Welle durchstecken zu können. Bei schweren Wellen, also Rädern mit großer Teilung, liegt diese Grenze etwa bei

$$z = 10 \cdots 11,$$

bei leichteren Wellen (geringeres Drehmoment) bei

$$z = 11 \cdots 12.$$

d) Als mittlere Antriebskraft kann man unter Berücksichtigung des unter „Kurbeln" Gesagten bei mäßiger Arbeitsdauer für Winden $P = 15$ kg setzen.

Verteilung der Einzelübersetzungen.

Bei reinem Stirnräderantrieb legt man in der Regel bei verschieden groß gewählten Übersetzungen die große Übersetzung an die Trommel, die kleinste nach der Kurbel zu. Diese Anordnung bezweckt eine Schonung der Ritzelzähne, welche der Übersetzung entsprechend zum Eingriff gelangen. Zu beachten ist hierbei auch der Einfluß der Massenwiderstände (S. 243) bei Maschinenantrieb.

Umgekehrt ist die Anordnung bei gemischtem Stirnräder- und Schneckenantrieb, bei welchem man das Schneckengetriebe mit der hohen Übersetzung mit dem Motor verbindet, weil sich der Wirkungsgrad bei hohen Gleitgeschwindigkeiten günstiger gestaltet.

Wirkungsgrad der Rädertriebwerke.

Der Wirkungsgrad η ist der Maßstab für die Güte des Windwerkes. Er ist das Verhältnis des nutzbaren oder ausgeleiteten Kraftmomentes zu dem an der Kurbel aufgewandten oder eingeleiteten Kraftmoment. Es ist

$$\eta = \frac{M_{\text{ausgeleitet}}}{M_{\text{eingeleitet}}}.$$

$M_{\text{eingel.}}$ ist größer als $M_{\text{ausgel.}}$, weil die Kraftverluste mit zu überwinden sind.

Die Verluste einer Zahnrädervorgelegewelle setzen sich aus der Zahnreibung und aus der Zapfenreibung, diejenigen einer Trommelwelle aus dem Widerstand des Tragorganes und aus der Zapfenreibung zusammen. Die Zahnreibung kommt bei der Trommelwelle nicht in Betracht, weil sie bei der nächsten Welle Berücksichtigung findet und weil sie in der Hauptsache von der Zähnezahl der Ritzel abhängig ist. Deshalb ist der Wirkungsgrad der Trommelwellen günstiger als derjenige der Vorgelegewellen.

Der Wirkungsgrad η ermittelt sich aus dem Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen Vorgelegewellen zu

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

Mittlere Wirkungsgrade

der Lagerreibung für gewöhnliche Gleitlager	$\eta \approx 0{,}97$
„ Ringschmierlager	$\eta \approx 0{,}99$
„ Kugellager	$\eta \approx 0{,}999$
der Zahnreibung bei rohen Zähnen	$\eta \approx 0{,}93$
„ gefrästen Zähnen	$\eta \approx 0{,}96$
„ gefrästen Zähnen im Ölbade . .	$\eta \approx 0{,}98$
der Seilsteifigkeit oder Kettenreibung	$\eta \approx 0{,}98.$

Demnach wird der Wirkungsgrad einer Vorgelegewelle mit Gleitlagern und rohen Zähnen

$$\eta = 0{,}97 \cdot 0{,}93 = 0{,}90,$$

bei gefrästen Zähnen und guter Schmierung

$$\eta = 0{,}99 \cdot 0{,}96 = 0{,}95,$$

bei Kugellagern und Zähnen im Ölbade

$$\eta = 0{,}999 \cdot 0{,}98 \approx 0{,}98,$$

einer Trommelwelle und Gleitlagern

$$\eta = 0{,}97 \cdot 0{,}98 = 0{,}95.$$

Für eine Winde mit doppeltem Vorgelege — also zwei Zahnräder und einer Trommelwelle — ist bei einfachen Lagern und rohen Zähnen der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = 0{,}9 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}95 \approx 0{,}76.$$

Bei Annahme der Wirkungsgrade ist Vorsicht geboten, weil ungenaue Montage und schlechte Wartung von wesentlichem Einfluß sind.

Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb.

Die Lastgeschwindigkeit ist von der Kurbelgeschwindigkeit abhängig. Es bezeichne:

c die Kurbelgeschwindigkeit in m/s,
v die Lastgeschwindigkeit,
a den Kurbelarm,
R den Trommelradius,

i das Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbel und Trommel,
v_1 die Umfangsgeschwindigkeit der Räder vom Halbmesser r_1 und R_1,
v_2 die Umfangsgeschwindigkeit der Räder vom Halbmesser r_2 und R_2.

Da sich die Geschwindigkeiten wie die Halbmesser verhalten, so gilt nach Fig. 478:

$$(1) \cdot \cdot \cdot \quad a : c = r_1 : v_1$$

ferner $R_1 : v_1 = R : v$, also

$$(2) \cdot \cdot \cdot \quad v_1 = \frac{R_1 \cdot v}{R}$$

v_1 in Gleichung (1) eingesetzt:

$$a : c = r_1 : \frac{R_1 v}{R}, \quad \text{oder} \quad \frac{v}{c} = \frac{R}{a} \cdot \frac{r_1}{R_1} = \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}.$$

Demnach:

$$v = c \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}.$$

In einfacher Weise ermittelt sich die Lastgeschwindigkeit auch aus der Gleichsetzung zwischen Nutzarbeit am Haken einschließlich der Wirkungsverluste und der aufgewendeten Arbeit an der Kurbel:

$$\frac{Qv}{\eta} = P \cdot c,$$

woraus

$$v = \frac{P \cdot c}{Q} \cdot \eta.$$

Beispiel: Ist bei einer Räderwinde $a = 400$ mm, $R = 150$ mm, $i = 15 : 1$, so wird bei Annahme einer mittleren Kurbelgeschwindigkeit von $c = 600$ mm die Lastgeschwindigkeit

$$v = 0{,}6 \frac{15}{40} \cdot \frac{1}{15} = 0{,}015 \text{ m} = 15 \text{ mm/s}.$$

Die Lastwinde eines Bockkranes für 10000 kg Nutzlast erfordert zur Bedienung vier Arbeiter mit je 14 kg Kurbeldruck.

Bei einem Wirkungsgrade $\eta = 0{,}74$ und einer mittleren Kurbelgeschwindigkeit $c = 600$ mm erhält man bei Gleichsetzung der Arbeiten die Hubgeschwindigkeit der Last zu

$$v = \frac{4 \cdot 14 \cdot 600}{10000} \cdot 0{,}74 = 2{,}48 \approx 2{,}5 \text{ mm/s}.$$

Soll diese Last von 10000 kg 4 m hoch gewunden werden, so würde dies eine Zeit von

$$\frac{4000}{2{,}5} = 1600 \text{ s} \approx 27 \text{ min}$$

in Anspruch nehmen.

Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken.

Bei einem mit normalem Kurbeldruck berechneten Windwerk tritt der Übelstand auf, daß zum Heben kleinerer Lasten ein verhältnismäßig zu geringer Kurbeldruck erforderlich ist, daß also die Kraft des Arbeiters nicht voll ausgenutzt wird und die Förderung infolgedessen zu langsam vonstatten geht.

Bei Windwerken mit auf der Zwischenvorgelegewelle angeordneter Bremse mit getrenntem Sperrad oder mit Sperradbremse verschiebt man nach Fig. 480 die Kurbelwelle derart, daß in Stellung I die

Kurbelwelle ausgeschaltet ist. Es greift nur *c* in das Trommelrad *d*, so daß die Bremse hemmend auf die Trommelwelle wirkt und die Last durch Lüften der Bremse ohne Mitlaufen der Kurbel gesenkt werden kann. In Stellung II arbeitet die Winde bei voller Last mit doppeltem Vorgelege, in Stellung III, wobei *a* direkt in das Trommelrad *d* eingreift, für kleine Lasten mit einfachem Vorgelege.

Bei Windwerken mit Sicherheitskurbel und Schleuderbremse, die stets gleichbleibende Drehrichtung von Kurbel und Trommel bedingen, hilft man sich in der Weise, daß auf Kurbel- und Vorgelegewelle ein

Fig. 480.

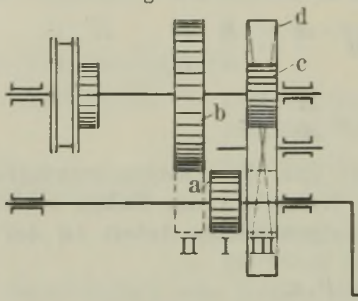
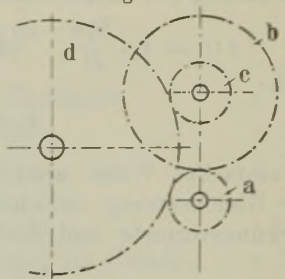
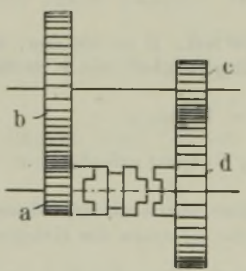


Fig. 481.



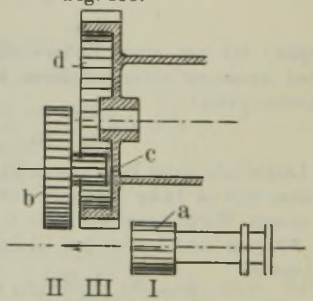
Windwerk mit verschiebbarer Kurbelwelle.

Fig. 482.



Geschwindigkeitswechsel mit Klauenkupplung.

Fig. 483.



Geschwindigkeitswechsel von Heinr. de Fries.

besonderes Räderpaar angeordnet wird, welches eine Rückübersetzung für schnellen Gang ergibt. Für große Lasten, also langsamen Gang, wird das lose Rad *a* (Fig. 482) mit der auf Feder verschiebbaren Klauenkupplung verbunden, bei kleinen Lasten das lose Rad *d*.

Eine gedrängte Anordnung des Geschwindigkeitswechsels bietet die Ausführung von Pützer-Defries, G. m. b. H., in Düsseldorf, Fig. 483, bei welchem das Trommelrad *d* mit Außen- und Innenverzahnung versehen ist. Die Übersetzung, welche durch Verschiebung des Rades *a* entsprechend erzielt wird, ist ohne weiteres verständlich.

Um das zeitraubende, langsame Heraufkurbeln des leeren Hakens mittels des Windwerkes zu vermeiden, ordnet man auf der Trommelwelle ein Handrad an.

Übersetzung für Verschiebung fahrbarer Winden bei Handbetrieb.

Ist M_w das nach S. 207 zu ermittelnde Fahrwiderstandsmoment,
K der Kurbeldruck,
l die Länge des Kurbelarmes,
η der Wirkungsgrad des Fahrtriebwerkes,

so berechnet sich für Handbetrieb unter Einsetzung des Fahrwiderstandsmomentes statt des Lastmomentes die erforderliche Übersetzung wie früher zu

$$i = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{M_w}{K \cdot l \cdot \eta}.$$

2. Maschinenantrieb allgemein.

Größere Geschwindigkeiten kann man nur mittels Antriebes durch Elementarkraft erreichen. Es kommt in Betracht: Transmissions-, elektrischer oder Dampfantrieb.

Zunächst hat man über die Geschwindigkeit schlüssig zu werden, die man nach Tabelle 46, S. 241 wählen kann.

Die Motorleistung, welche zum Betrieb der Winde notwendig ist, ermittelt sich aus

$$N = \frac{Q\,v}{75 \cdot \eta} \cdots \text{PS} = \frac{Q \cdot v}{102 \cdot \eta} \cdots \text{kW}.$$

Hierin bezeichnet

Q die Nutzlast,
N die Anzahl der Pferdestärken oder kW (1 PS = 75 kgm/s; 1 kW = 102 kgm/s),
v die Hubgeschwindigkeit der Last in m/s,
η den Wirkungsgrad der Winde.

Eine Berücksichtigung der Anlaufbeschleunigung ist im allgemeinen nicht erforderlich, weil das Anzugmoment der Hauptstrommotoren zur Überwindung der Trägheitswiderstände beim Anlauf ausreicht. Die Rücksicht auf die Massenwirkung ist hingegen bei schnellfahrender Katze einer Verladebrücke, kurzen Anlaufzeiten bei Hubwerken und bei der Berechnung der Bremsen in der Auslaufzeit notwendig. Nachrechnung des Anzugmomentes S. 259.

Die Umgangszahlen der Motoren betragen gewöhnlich:

bei Transmissionswinden . . . . . $n = 80 \cdots 200$,
„ Dampfwinden . . . . . $n = 100 \cdots 240$,
„ elektrischen Winden . . . . . $n = 400 \cdots 1200$.

Die erforderliche Übersetzung bestimmt sich bei Maschinenbetrieb nicht wie bei Handwinden, sondern mit Rücksicht auf die Drehzahlen.

Ableitung: Die Umdrehungszahlen verhalten sich umgekehrt wie die Durchmesser. Bedeutet in Fig. 479 r_1 das auf der Motorwelle sitzende Ritzel, und sind n_{Motor}, n_2 und n_{Trommel} die betreffenden Umlaufzahlen, so gelten folgende Beziehungen:

$$\frac{r_1}{n_2} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}; \text{ ferner: } \frac{r_2}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_2}{n_2}, \text{ also: } n_2 = \frac{R_2\, n_{\text{Trommel}}}{r_2}.$$

Setzt man den Wert für n_2 in die erste Gleichung ein, so wird

$$\frac{r_1 \cdot r_2}{R_2 \cdot n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}, \text{ oder: } \frac{r_1 \cdot r_2}{R_1 \cdot R_2} = \frac{n_{\text{Trommel}}}{n_{\text{Motor}}} = \frac{1}{i},$$

also:

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}}.$$

Rechnungsgang: Gewählt wird die Geschwindigkeit v für die gegebene Last Q. Damit erhält man

$$N = \frac{Q v}{75 \cdot \eta}.$$

Hierfür wird aus den Katalogen der Fabriken der Motor gewählt, wodurch die entsprechende Drehzahl n_{Motor} gegeben ist.

Die Drehzahl der Trommel berechnet sich aus

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60\, v}{D\, \pi},$$

sofern keine lose Rolle vorhanden ist.

Dann wird die erforderliche Übersetzung zwischen Motor und Trommel

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}}.$$

Macht z. B. der Elektromotor für eine elektrisch angetriebene Welle 900 Umdrehungen i. d. min, die Trommelwelle hingegen nur 5 Umdrehungen i. d. min, so muß eine Übersetzung von 900:5 oder 180:1 angeordnet werden. Diese Übersetzung würde sich am einfachsten durch Einschaltung eines Schneckengetriebes und eines Zahnrädervorgeleges erreichen lassen.

Während bei Handbetrieb der Verschleiß infolge der geringen Umdrehungszahl gering ist, muß bei Maschinenantrieb auf die stärkere Abnutzung aller reibenden Teile besondere Rücksicht genommen werden. Größere Rollendurchmesser und kleinere Flächenpressungen sind unbedingt erforderlich.

Ferner ist die Beachtung der Trägheitswiderstände beim Anlauf nach S. 243 und der Stoßwirkungen beim Abbremsen der größeren lebendigen Kräfte ratsam.

Die Geschwindigkeiten bei Maschinenantrieb.

Die Wahl der Geschwindigkeit für die Lastbewegungen ist in erster Linie von den Betriebsverhältnissen, den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und von der Hubhöhe abhängig.

Ferner kommt noch der Preis des Hebezeuges in Frage, der wesentlich von der Wahl der Geschwindigkeiten abhängig ist. Je schneller das Hebezeug arbeitet, desto stärkere und damit teurere Motoren sind erforderlich.

Als Anhaltswerte für die Wahl der Geschwindigkeiten können nachstehende Angaben dienen. Die eingeklammerten Zahlen geben ausgeführte Geschwindigkeiten, welche die angegebenen Mittelwerte erheblich überschreiten.

Bei kleinen Hubhöhen sind große Hubgeschwindigkeiten unzweckmäßig, weil der Anlauf- und Auslaufweg im Verhältnis zum Gesamtweg zu groß ist, der Motor also nicht wirtschaftlich arbeitet.

Für die Fahrgeschwindigkeit lebhaft benutzter, elektrisch betriebener Dreimotorenkrane wählt man vielfach etwa so viel Meter in der Minute, wie die Halle lang ist, also z. B. 60 und 120 m/min. Laufkatzengeschwindigkeiten betragen gewöhnlich zwischen 15 und 30 m/min, bei Hüttenkranen 45 m und mehr.

Speicherwinden und Personenaufzüge arbeiten mit 0,5 bis 1 m/s, in Amerika bei den großen Hubhöhen in Wolkenkratzern mit 2 und 3 m/s; für Hafenkrane findet man meist 0,2 bis 0,7 m/s, für Montierungs- und Gießereikrane 0,5 bis 0,66 m/s.

Tabelle 46. **Geschwindigkeiten bei Maschinenantrieb.**

Last kg	Heben der Last m/min	Fahren der Katze m/min	Fahren des Kranes m/min	Schwenken des Kranes, v in m/min am Auslegerkopf
500	15 ··· 75	30 ··· 50	80 ··· 120	120 ··· 150
1 000	9 ··· 60	25 ··· 45	80 ··· 110	110 ··· 140
3 000	5 ··· 9 (36)	22 ··· 40	70 ··· 90	90 ··· 120
5 000	4 ··· 7,2	20 ··· 35	60 ··· 80	70 ··· 100
7 500	3,5 ··· 6,5	20 ··· 35	50 ··· 70	65 ··· 90
10 000	3,7 ··· 8	18 ··· 30	50 ··· 70	60 ··· 80
20 000	2,4 ··· 6,6	15 ··· 25	40 ··· 60	50 ··· 60
30 000	2,2 ··· 4,2 (9,5)	15 ··· 25	35 ··· 55	45 ··· 55
50 000	1.7 ··· 3	12 ··· 18	30 ··· 50	35 ··· 45
75 000	0,75 ··· 1,5 (2,8)	10 ··· 15	25 ··· 45	25 ··· 35
100 000	0,5 ··· 1	8 ··· 12	25 ··· 45	20 ··· 30

Durch Auftragen der Lasten als Abszissen und der Geschwindigkeiten als Ordinaten erhält man übersichtliche Schaulinien für die verschiedenen Geschwindigkeiten.

Zum Vergleich seien folgende Geschwindigkeiten gegenübergestellt:

Pferd im Schritt	1,0 m/s	=	60 m/min
Pferd im Trab	2,0 „	=	120 „
Pferd im Galopp	4,5 „	=	270 „
Personenzug	17,0 „	=	1020 „
Schnellzug	25,0 „	=	1500 „

Die Bremsen bei Maschinenantrieb.

Bei Motorbetrieb ist auf eine vollkommene Anordnung und Ausbildung der Bremsen besonderes Gewicht zu legen. Es müssen in denselben nicht nur die Lastmomente, sondern auch die Momente der Massenkräfte von Ankern und Triebwerkteilen vernichtet werden.

Diese Momente, deren Größe von der Senkgeschwindigkeit und vom Bremsweg abhängt, vermehren die Lastmomente beim Senken ganz bedeutend, weil sie im gleichen Sinne wirken. Der nachfolgende Abschnitt über Trägheitswiderstände gibt näheren Aufschluß hierüber.

Die **Haltebremse** hat die Last vor und nach dem Heben oder Senken zu halten und die bewegten Massen während der Haltezeit zu verzögern. Es finden stets mechanische Bremsen Verwendung (z. B. die elektromagnetisch gelöste Klotz- oder Bandbremse).

Die **Senkbremse** hat die Geschwindigkeit der sinkenden Last zu regeln. Mechanische Bremsen werden bei elektrischem Antrieb nur noch selten angewendet. Bei reichlichen Abmessungen kann diese auch gleichzeitig als Haltebremse dienen. Meistens jedoch elektrische Senkbremsung.

Von den im Abschnitt „Bremsen“ (S. 99) behandelten mechanischen Bremsen, welche in der Regel auf der Motorwelle oder ersten Vorgelegewelle angeordnet werden, können hier in Betracht kommen:

I. Als **Halte-** bzw. **Verzögerungsbremse** (Stoppbremse).
   a) Daumenlüftbremse: ohne Gesperre, Bremsscheibe aufgekeilt; Verbindung mit dem Anlasser durch Gestänge; Lüften beim Heben und Senken. Verwendbar bei Schneckengetriebe und Nahsteuerung.
   b) Daumensperradbremse: gesteuerte Klinken, Bremsscheibe lose; Verbindung mit dem Anlasser durch Gestänge; Lüften nur beim Heben. Verwendung bei Stirnrädern und Nahsteuerung.
   c) Nebenschlußmagnetbremse: ohne Gesperre, Bremsscheibe aufgekeilt, Lüften beim Heben und Senken. Verwendung bei Stirnrädern und Fernsteuerung.

II. Als **Senkbremsen.**
   a) Daumenlüftbremse wie unter Ia); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn beim Senken erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt; Verwendung bei Schneckengetriebe und Nahsteuerung.
   b) Daumensperradbremse wie unter Ib); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt. Verwendung bei Stirnrädern und Nahsteuerung.
   c) Nebenschlußmagnetbremse wie unter Ic); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn Lüftdaumen und Gestängeverbindung mit dem Anlasser vorhanden.
   d) Hauptstrommagnetbremse: ohne Gesperre, für Stirnräder und Fernsteuerung.
   e) Seillastdruckbremse: mit Gesperre oder mit Magnet. Verwendung in Verbindung mit Magnetstoppbremse für Fernsteuerung.

f) Schneckenlastdruckbremse: mit Gesperre oder Magnet, meist ohne besondere Stoppbremse. Verwendung bei Schneckenantrieb und Fernsteuerung.
g) Gewindelastdruckbremse. Besondere Stoppbremse erforderlich.
h) Jordandruckluftbremse und gesteuerte Fliehkraftbremse von Becker.

Elektrische Bremsung.

Die Generatorsenkbremse, Kurzschlußsenkbremse und Leonardschaltung sind in dem Abschnitt „Elektrischer Antrieb" behandelt. Diese rein elektrischen Bremsen bedürfen stets noch einer besonderen mechanischen Haltebremse.

3. Die Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen.

Um einem ruhenden Körper eine bestimmte Geschwindigkeit zu erteilen, ist ein größerer Arbeitsaufwand erforderlich, als die Fortdauer der Bewegung nach erlangter Geschwindigkeit erfordert.

Umgekehrt muß die dem sich bewegenden Körper innewohnende Energie entzogen werden, wenn der Körper wieder in den Ruhestand gelangen soll.

Man kann daher in bezug auf die dynamischen Vorgänge bei jeder Hebemaschine unterscheiden:

Anlaufzeit,
Beharrungszustand,
Auslaufzeit.

Während bei der Berechnung der von Hand betriebenen Hebezeuge eine Vernachlässigung der Massenwiderstände ohne weiteres statthaft und gebräuchlich ist, erfordert die Bemessung der Motorstärken bei Maschinenantrieb Rücksichtnahme auf den erhöhten Arbeitsaufwand während des Anlaufes, insbesondere, wenn es sich um Hebezeuge mit großen Leistungen und hohen Geschwindigkeiten handelt.

Triebwerkmassen haben großen Einfluß auf die Widerstände, insbesondere machen sich schnell laufende Anker und massige Bremsscheiben auf der Motorwelle ungünstig bemerkbar. Eine Vergrößerung der Bremsscheibe vermehrt zwar das Bremsmoment, vergrößert aber noch mehr den Massenwiderstand, so daß schließlich der größte Teil der Bremskraft zur Vernichtung der eigenen Energie verwendet werden muß.

Stirnräder von großem Durchmesser, welche unmittelbar in das Motorgetriebe eingreifen, laufen erfahrungsgemäß stoßend an und verbrauchen viel Strom beim Anlauf, weil die große Masse des schnell laufenden Radkranzes einen großen Massenwiderstand verursacht. Es ist deshalb viel richtiger, den Trommelrädern große und den Motorrädern kleine Übersetzung zu geben. Aus diesem Grunde sind auch langsam laufende Motoren vorzuziehen.

Trägt man Beschleunigungskräften nicht Rechnung, dann wird die Dauer der Anlaufzeit unzweckmäßig verlängert, so daß unter Umständen bereits der Lasthub beendet ist, bevor die Last aus der Anlaufzeit in den Beharrungszustand gelangt ist.

Andererseits ist wieder darauf zu achten, daß kurze Beschleunigungszeiten erhöhte Anfahrwiderstände liefern, daß also der Betriebsmotor bei kurz gewählter Anlaufzeit erheblich stärker gewählt werden muß und somit während des Beharrungszustandes schlecht ausgenutzt wird. Die Anlaufzeit ist zu 2 bis 6 Sekunden anzunehmen.

Große Geschwindigkeiten führen ferner zu beträchtlichen Massenwirkungen, die von großem Einfluß auf die Krangerüste sind. Es wäre z. B. ganz verkehrt, einen schnell fahrenden Kranträger nach denselben Grundsätzen zu entwerfen wie eine feststehende Brücke.

Ermittlung der Trägheitswiderstände bei geradliniger Bewegung.

Aus der technischen Mechanik kommen folgende allgemeine Gesetze zur Anwendung:

1. Gleichförmige Bewegung:

$$s = v \cdot t,$$

Weg = Geschwindigkeit × Zeit.

2. Gleichförmig beschleunigte Bewegung (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$v = b \cdot t,$$

Endgeschwindigkeit = Beschleunigung × Zeit.

Ausgedrückt[1]) wird b in m/sk², nämlich $b = \frac{v}{t} = \frac{\text{m/sk}}{\text{sk}} = \text{m/sk}^2$

$$s = \frac{v}{2} \cdot t,$$

$$\text{Weg} = \frac{\text{Endgeschwindigkeit}}{2} \times \text{Zeit},$$

oder $$s = \frac{b t^2}{2} \quad \text{und} \quad t = \sqrt{\frac{2s}{b}}.$$

3. Satz von der Beschleunigung:

$$P = m \cdot b,$$

Kraft = Masse × Beschleunigung,

worin $$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{Gewicht}}{\text{Erdbeschleunigung}}$$

und Beschleunigung die in der Zeiteinheit erfolgende Geschwindigkeitszunahme. Ausgedrückt wird m in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sk}^2}{m}$, nämlich

$$\frac{G}{g} = \frac{\text{kg}}{\text{m/sk}^2} = \frac{\text{kg} \cdot \text{sk}^2}{\text{m}}.$$

[1]) Entgegen der genormten Bezeichnung s für Sekunde wird hier sk angewendet, um eine Verwechslung mit dem Weg s zu vermeiden.

4. Satz von der Arbeit (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$\frac{m v^2}{2} = P \cdot s,$$

$$\frac{\text{Masse} \times \text{erlangte Geschwindigkeit}^2}{2} = \text{Kraft} \times \text{Weg der Kraft},$$

oder lebendige Arbeit = mechanische Arbeit der Kraft P.

5. Satz vom Antrieb (Anfangsgeschwindigkeit = 0): Mit $s = \frac{v}{2} \cdot t$ geht die Gleichung unter 4. über in

$$\frac{m v^2}{2} = P, s = P \cdot \frac{v}{2} t,$$

also $$m v = P \cdot t,$$

$$\text{Masse} \times \text{Geschwindigkeit} = \text{Kraft} \times \text{Wirkungsdauer}$$

oder Bewegungsgröße = Antrieb der Kraft P.

Ermittlung der Trägheitswiderstände und Beschleunigungsmomente bei Drehung um eine Achse.

Bezeichnet $M = Pr$ das Drehmoment, welches erforderlich ist, um einen Körper aus der Ruhe auf seine normale Winkelgeschwindigkeit ω (Drehzahl n) zu beschleunigen, also den Trägheitswiderstand zu überwinden, J das auf die Drehachse bezogene Massenträgheitsmoment, $\omega = \frac{v}{r} = \frac{\pi \cdot n}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit, $\varepsilon = \frac{\omega}{t}$ die mittlere gleichförmig angenommene Winkelbeschleunigung, t die Anlaufzeit, so ist

$$M = J \frac{\omega}{t} = J \varepsilon = J \frac{\pi n}{30 t}.$$

Hierin ist für J der entsprechende Wert des betreffenden Maschinenteiles einzusetzen. Für einen Motoranker ergibt sich z. B. mit dem auf S. 246 für J_{Anker} entwickelten Ausdruck

$$M_A = \frac{G D_k^2}{4 g} \cdot \frac{\pi n}{30 t} = \frac{G D_k^2 n}{400 t}.$$

Die Bezeichnung für J ergibt sich mit g bzw. $b = \text{m/sk}^2$ zu

$$J = m r^2 = \frac{G}{g} \cdot r^2 = \frac{\text{kg}}{\text{m/sk}^2} \cdot m^2 = \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sk}^2.$$

Genau genommen ist die Winkelbeschleunigung ε nicht konstant, weil sich der Übergang der Winkelgeschwindigkeit von 0 bis ω allmählich vollzieht.

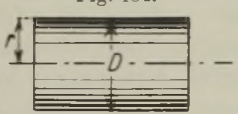
Trägheitsmomente verschiedener Körper.

1. **Vollzylinder.**

$J = \frac{m \cdot r^2}{2}$, oder mit $m = \frac{G}{g}$ und $r = \frac{D}{2}$

$$J = \frac{1}{2} \frac{G D^2}{4 g}.$$

Fig. 484.



2. **Motoranker.** Faßt man denselben als Vollzylinder auf und führt statt des Außendurchmessers D den Trägheitsdurchmesser D_k ein, so ist mit k = Trägheitshalbmesser und r = Außenhalbmesser

$$J = mk^2 = \frac{1}{2} mr^2, \quad \text{also} \quad k^2 = \frac{r^2}{2} \quad \text{oder} \quad k = \frac{r}{\sqrt{2}}.$$

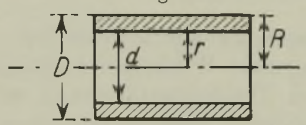
Mit $$2k = D_k = \frac{2D/2}{\sqrt{2}} = \frac{D}{\sqrt{2}} \quad \text{ist} \quad D_k^2 = \frac{D^2}{2}.$$

Demnach wird $$J = \frac{1}{2} \frac{G D^2}{4g} = \frac{G D_k^2}{4g}.$$

Der Ausdruck $G D_k^2$, welcher in den Motorpreislisten mit kgm² angegeben ist, wird Schwungmoment genannt. Zur Bestimmung des Massenträgheitsmomentes von Motorankern sind demnach keine weiteren Abmessungen erforderlich.

3. **Hohlzylinder.**

Fig. 485.



$$J = \tfrac{1}{2} m (R^2 - r^2),$$

oder mit $R = D/2$ und $r = d/2$

$$J = \frac{1}{2} \frac{G(D^2 + d^2)}{4g}.$$

4. Trägheitsmoment von **Zahnrädern.** Die Berechnung von J erfolgt durch Zerlegung in Voll- und Hohlzylinder. Der Einfluß des Zahnkopfes wird dadurch berücksichtigt, daß man die Zahnlücke bis zum Teilkreis als ausgefüllt betrachtet. Die Bohrung wird als voll angenommen, weil der Einfluß auf das Trägheitsmoment nur sehr gering ist. Die Nabe wird dadurch berücksichtigt, daß die Radarme bis zur Radachse verlängert gedacht werden.

Das vollwandige Ritzel wird als Zylinder behandelt, dessen Durchmesser gleich dem Teilkreisdurchmesser ist.

Zur Vermeidung umfangreicher Rechnungen bei Zahnrädern mit Armen ermittelt man häufig nur das Trägheitsmoment des Zahnkranzes als Kreisring, dessen Stärke sich aus der Dicke des Zahnkranzes mit $0{,}5\,t$ und der Höhe des Zahnfußes mit $0{,}4\,t$ zu $0{,}9\,t$ bei einem Außendurchmesser gleich dem Teilkreisdurchmesser ergibt und dessen Breite $\psi . t$ beträgt. Der Einfluß der Arme und der Nabe wird durch einen Zuschlag von etwa 10 v. H. berücksichtigt. Die Gleichung lautet dann

$$J = \frac{1}{2} \frac{G(D^2 + d^2)}{4g} + 10 \text{ v. H.}$$

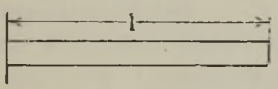
5. Trägheitsmomente von **Kupplungen.** Berechnung von J ebenfalls durch Zerlegung in Voll- und Hohlzylinder. Für Überschlagsrechnungen kann J der Tabelle 47 entnommen werden.

Tabelle 47. **Trägheitsmomente von Kupplungen.**

Außendurchmesser mm	Bohrung mm	Nabenlänge mm	Kranzbreite mm	Gewicht kg	Trägheitsmoment J kgm/sk²
150	30	120	60	10	0,003
200	40	160	80	20	0,01
250	50	200	100	40	0,03
300	60	240	120	70	0,08
400	70	280	140	140	0,28
500	80	320	160	250	0,78

6. **Gerade Stäbe.** (Zur Bestimmung von J bei Drehkrangerüsten.)

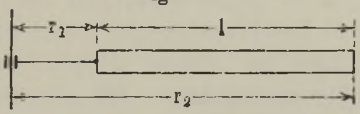
Fig. 486.



Gerader Stab
(Drehachse am Stabende)

$$J = \frac{1}{3} m \cdot l^2.$$

Fig. 487.

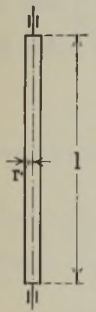


Gerader Stab
(Drehachse um r_1 entfernt)

$$J = \frac{m}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{l}.$$

7. **Senkrechte und schräge Stäbe.** (Zur Bestimmung von J bei Drehkrangerüsten.)

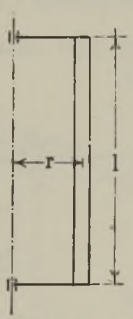
Fig. 488.



Senkrechter Stab (Drehachse = Längsachse)

$$J = \frac{m r^2}{2}.$$

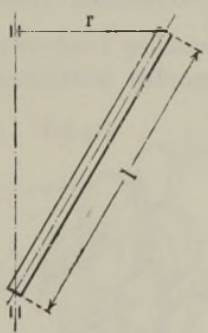
Fig. 489.



Senkrechter Stab (Drehachse um r entfernt)

$$J = m r^2.$$

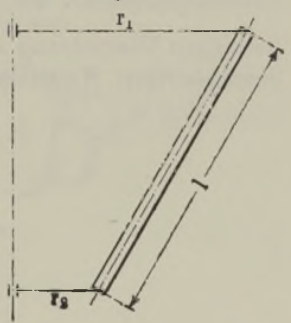
Fig. 490.



Schräger Stab

$$J = \frac{m}{3} r^2.$$

Fig. 491.



Schräger Stab

$$J = \frac{m}{3} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2).$$

Zurückführung der Beschleunigungsmomente auf den Lasthaken, die Motorwelle und das Laufrad.

Die berechneten Beschleunigungsmomente sind auf verschiedene Stellen des Kranes verteilt (Haken, Triebwerkswellen, Motorwelle). Sie müssen einmal auf den Lasthaken behufs Prüfung der größten Seilanstrengung vereinigt (reduziert) werden, das andere Mal auf die Motorwelle behufs Prüfung der Ankerdrehmomente.

In den nachfolgenden Abschnitten bezeichnet

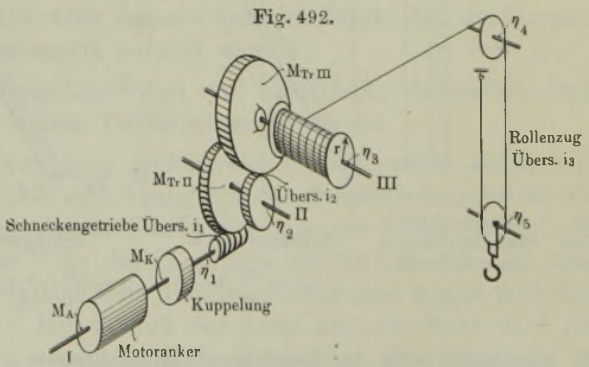
t_1 = Zeit für den Anlauf,
t_2 = Zeit für den Auslauf,
s_1 = Weg, der während der Anlaufzeit t_1 zurückgelegt wird,
s_2 = Weg, der während der Auslaufzeit t_2 zurückgelegt wird,
b_1 = Beschleunigung im Anlauf (gleichförmig angenommen),
b_2 = Beschleunigung im Auslauf,
v = die im Beharrungszustande geforderte Geschwindigkeit.
r = Halbmesser der Trommel des Laufrades oder eines Triebwerkteiles.

Der angefügte Index bezeichnet den betreffenden Konstruktionsteil, z. B. A = Anker, H = Haken, L = Last, T_r = Triebwerk, M_A = Beschleunigungsmoment des Ankers, P_L = Beschleunigungskraft der Last am Haken, $P_{A|H}$ = die auf den Haken reduzierte Ankerbeschleunigungskraft, $M_{L|A}$ = Beschleunigungsmoment der Last, bezogen auf die Motorwelle.

a) Zurückführung auf den Lasthaken.

Man erhält die Beschleunigungskraft eines Triebwerkteiles (Anker, Kupplung, Zahnrad) in bezug auf den Lasthaken, indem man die Beschleunigungskraft des betreffenden Triebwerkteiles $\left(\text{also } \frac{M}{r}\right)$ mit der jeweiligen Übersetzung zwischen Triebwerkteil und Lasthaken nebst den dazugehörigen Wirkungsgraden multipliziert.

Fig. 492.



Zurückführung der Beschleunigungsmomente auf den Lasthaken.

Z. B. für den Anker $P_{A/H} = \frac{M_A}{r} \cdot i \cdot \eta,$

für das Schneckenrad $P_{Tr/H} = \frac{M_{Tr}}{r} \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \eta_2 \cdots \eta_5.$

b) Zurückführung auf die Motorwelle.

Die Beschleunigungsmomente des Ankers und der Kupplung sind direkt in bezug auf die Motorwelle berechnet, bedürfen demnach keiner Reduktion. Hingegen sind die Beschleunigungsmomente der Last und des Triebwerkes zu reduzieren.

Z. B. für die Last

$$M_{L/A} = \frac{P_L \cdot r}{i \cdot \eta},$$

für das Schneckenrad

$$M_{Tr/A} = \frac{M_{Tr}}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}.$$

c) Zurückführung auf eine Schwenkachse.

Ankerbeschleunigungsmoment M_A, bezogen auf die Schwenkachse S

$$M_{A/S} = M_A \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta.$$

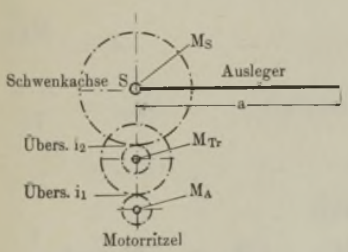
Beschleunigungsmoment eines Triebwerkteiles von Achse II, bezogen auf die Schwenkachse S

$$M_{Tr/S} = M_{Tr} \cdot i_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

Moment der Schwenkachse M_S, bezogen auf die Motorwelle

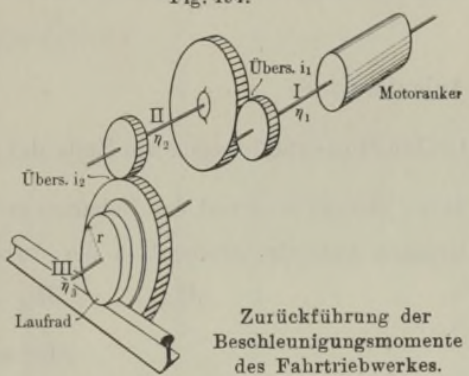
$$M_{S/A} = \frac{M_S}{i \cdot \eta}.$$

Fig. 493.



Zurückführung der Beschleunigungsmomente des Schwenkwerkes.

Fig. 494.



Zurückführung der Beschleunigungsmomente des Fahrtriebwerkes.

d) Zurückführung auf ein Laufrad.

Ankerbeschleunigungsmoment M_A, bezogen auf die Laufachse III

$$M_{A/III} = M_A \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta.$$

Fahrwiderstandsmoment, bezogen auf die Motorwelle

$$M_{III/A} = \frac{M_{III}}{i \cdot \eta}.$$

Trägheitswiderstände bei Horizontalbewegung. (Katzenfahren, Kranfahren.)

Der Gesamtwiderstand beim Anlauf setzt sich zusammen:

1. Aus dem Massenwiderstand des Ankers.
2. Aus dem Massenwiderstand des Triebwerkes.
3. Aus dem Massenwiderstand der Last und des bewegten Körpers.
4. Aus dem Fahrwiderstand W.

Anlaufmoment, bezogen auf die Laufradachse, ist dann

$$M_{III} = (M_A + M_{Tr}) \cdot \eta \cdot i + M_{L/III} + M_{W/III},$$

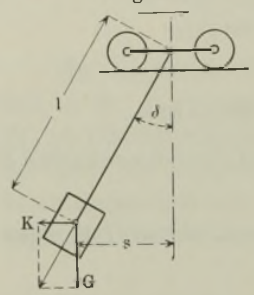
worin

$$M_{L/III} = P_L \cdot r = \frac{m\,v}{t} \text{ und } M_{W/III} = W \cdot r.$$

m = Masse des belasteten Kranes oder der Katze,
r = Laufradhalbmesser.

Da M_A und M_{Tr} für die Motorwelle gelten, so ist η des ganzen Triebwerkes einzusetzen.

Fig. 495.



Ausschwingen der Last beim Anfahren.

Das Moment ist in dieser Form nicht ganz genau. Beim Anlauf wird nämlich zuerst die Masse der Katze beschleunigt, während die an Seilen hängende Last infolge ihrer Trägheit vorläufig zurückbleibt, und zwar so lange, bis das Gewichtsmoment das Beschleunigungsmoment überwiegt Es findet also ein Pendeln der Last statt. Infolge der schon erlangten Beschleunigung der Katze ist $M_{L/III}$ bzw. P_L nicht ganz so groß, wie angenommen.

Mit der an der Last wirkenden Beschleunigungskraft $K = m\,b$ erhält man die Größe der Ausschwingung [Fig. 495][1]) aus $K = G \cdot tg\,\delta$ und $s = l\,sin\,\delta \approx l \cdot tg\,\delta$ zu

$$s = l\frac{K}{G} = l\frac{b}{g}.$$

Anlaufkraft Z . . . . . $Z = \frac{M_{III}}{r}$.

Größte Momentanleistung am Ende der Anlaufzeit . . . $N_{max} = \frac{Z \cdot v}{75}$.

Motorleistung während der Beharrungszeit . . . . . $N_{norm} = \frac{W \cdot v}{75}$.

Größtes Ankerdrehmoment in der Anlaufzeit

$$M_{max/A} = M_A + M_{Tr} + (M_{L/III} + M_{W/III})\frac{1}{i \cdot \eta},$$

oder auch $M_{max/A} = \frac{Z \cdot r}{i}$,

Anlaufweg . . . . . $s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 \,(t_1 = 3 \cdots 6\,\text{s})$.

Während des Auslaufweges s_2 ist die in den Massen aufgespeicherte Arbeit durch die Bremsarbeit und durch die Reibungsarbeit zu vernichten. Das Bremsmoment in bezug auf die Laufradachse ist

$$M_{Br/III} = M_{A/III} + M_{Tr/III} + M_{L/III} - M_{W/III}.$$

[1]) Näheres über derartige Schwingungen: Dr.-Ing. Pfleiderer, „Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen".

Fig. 496 bis 498.

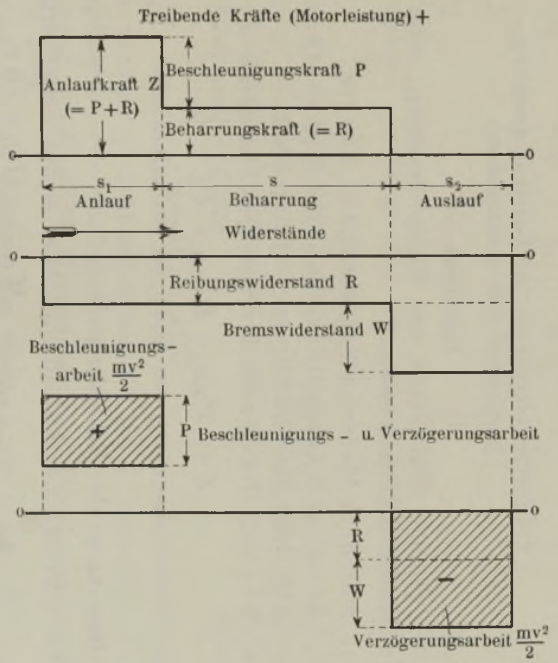


Diagramm für horizontale Bewegung
bei plötzlichem Kraftübergang.

Fig. 499 bis 502.

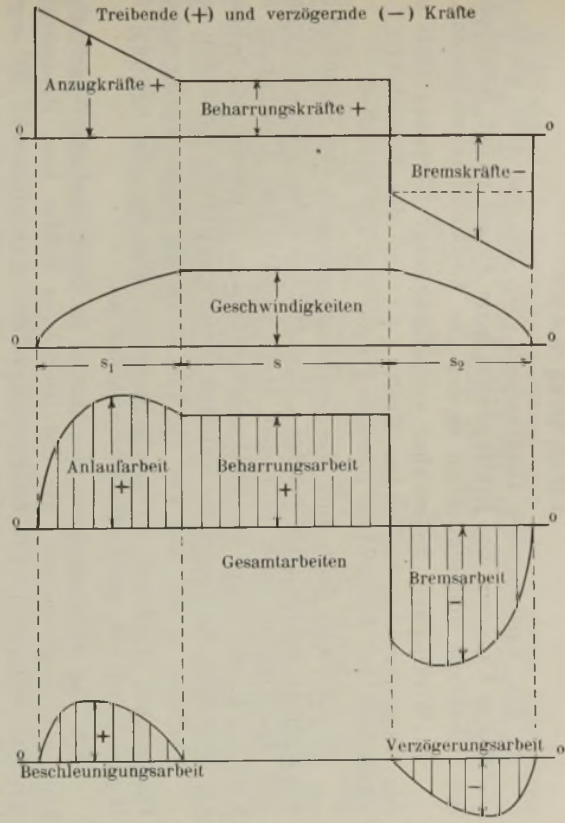


Diagramm für allmählichen Kraftübergang.

Darstellung des Bewegungsvorganges durch Diagramme.

In den vorstehenden Diagrammen (Fig. 496 bis 498) wurde ein plötzlicher Übergang des Kraftbedarfes beim Anlauf in den Kraftbedarf der Beharrung und schließlich in den des Auslaufes angenommen.

In Wirklichkeit findet aber ein allmählicher Übergang statt und das Diagramm der treibenden Kräfte (+) und der Bremskräfte (—) würde sich für horizontale Bewegung nach Fig. 499 gestalten.

Es wird sich dann auch die Beschleunigungszeit und Stoppzeit auf das Doppelte erhöhen und beträgt z. B. statt 2 Sekunden jetzt 4 Sekunden. Soll die Auslauf- oder Stoppzeit trotz allmählichen Überganges der Kräfte z. B. wie früher nur 2 Sekunden betragen, so müssen am Schlusse der Bewegung die doppelten mittleren Bremswiderstände vorhanden sein.

Die sich in den Fig. 496 bis 498 durch die Zusammenlegung der Diagramme ergebende Arbeitsfläche $mv^2/2$ gibt nur die während des Weges s_1 oder s_2 geleistete Gesamtarbeit an.

Um die Arbeitsleistung des Motors in den einzelnen Wegstrecken kennenzulernen, müssen wir die treibenden Kräfte bzw. Bremskräfte mit den entsprechenden Geschwindigkeiten multiplizieren. Es ergibt sich dann das in Fig. 499 bis 502 gezeichnete Arbeitsdiagramm.

Die Geschwindigkeitskurven sind, wie Gleichung $v^2 = 2bs$ zeigt, im An- und Auslauf Parabeln.

Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung. (Lastheben oder Lastsenken.)

Lastheben.

Der gesamte Widerstand, am Haken gemessen, setzt sich beim Heben der Nutzlast zusammen:

a) Aus dem Massenwiderstand des Ankers.
b) Aus dem Massenwiderstand des Triebwerkes.
c) Aus dem Massenwiderstand der Last.
d) Aus der Last selbst. Gesamte Anzugkraft Z am Haken demnach

$$Z = P_{A|H} + P_{Tr|H} + P_L + Q.$$

Größte Momentanleistung am Ende der Anlaufperiode . $N_{max} = \frac{Z \cdot v}{75}$.

Motorleistung in der Beharrung . . . . . $N_{norm} = \frac{Q \cdot v}{75}$.

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment in der Anlaufperiode

$$M_{max|A} = M_A + \frac{M_{Tr}}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} + \frac{(P_L + Q)\, r}{i \cdot \eta}.$$

In den nachfolgenden Gleichungen und Diagrammen ist der Übersichtlichkeit wegen nur mit der Masse der Last und ohne η gerechnet.

1. Anlauf. Beschleunigungskraft $P_L = \frac{m v^2}{2 s_1}$,

Anzugkraft $Z = P_L + Q$.

2. Auslauf. In der mit v aufsteigenden Last Q steckt die Energie $m v^2/2$. Nach Abstellen der Triebkraft wirkt nur Q, und zwar verzögernd während des Weges s_2, den Q noch aufwärts steigen will. Daher

$$\frac{m v^2}{2} = Q \cdot s_2; \qquad s_2 = \frac{m v^2}{2 Q}.$$

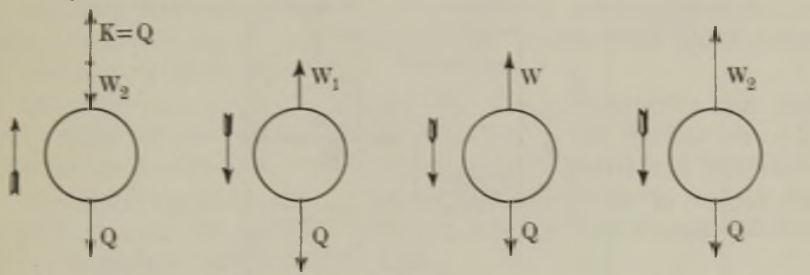
Um s_2 muß das Seil durch das auslaufende Triebwerk nachgespannt werden. Fällt die Bremse schroff ein, dann hebt sich die Last vom Seil ab, letzteres wird schlaff. Deshalb ist allmähliches Einfallen der Bremse erforderlich, um das Nachrotieren des Triebwerkes zu ermöglichen.

Ist ein bestimmter Auslaufweg s_2 vorgeschrieben, dann muß noch ein bestimmter Bremswiderstand W_2 vorhanden sein. Nach Fig. 503 sind dann wirksam: Seilspannung K (für Beharrung $K = Q$), Bremswiderstand W_2 und Last Q.

Aus der Arbeitsgleichung $(K - W_2 - Q) \cdot s_2 = \frac{m v^2}{2}$

ergibt sich dann mit $K = Q$ $\qquad W_2 = \frac{m v^2}{2 s_2}$.

Fig. 503. Fig. 504. Fig. 505. Fig. 506.



Auslauf (Heben) Anlauf (Senken) Beharrung (Senken) Auslauf (Senken)

Lastsenken.

1. Anlauf. Q geht während des Weges s_1 aus der Ruhe in v über. Dabei sei die Bremse nicht ganz gelüftet, sondern erzeuge einen Bremswiderstand W_1. Abwärts treibend also $Q - W_1$, wobei $W_1 < Q$.

Es ist dann nach Fig. 504

$$(Q - W_1) s_1 = \frac{m v^2}{2}.$$

2. Beharrung. Q sinkt mit v weiter. Da Q beständig wirkt, so muß, wenn keine Geschwindigkeitsvermehrung eintreten soll, ein Bremswiderstand einschließlich Triebwerkreibung $W = Q$ wirken, der Q aufzehrt (Fig. 505).

3. Auslauf. v soll während des Weges s_2 auf 0 gebracht werden. Es muß daher W auf W_2 erhöht werden, derart, daß $W_2 > Q$ (Fig. 506) und

$$(W_2 - Q) \cdot s_2 = \frac{m v^2}{2}; \quad \text{also} \quad s_2 = \frac{m v^2/2}{W_2 - Q}.$$

Darstellung des Bewegungsvorganges durch Diagramme.

Fig. 507 bis 510.

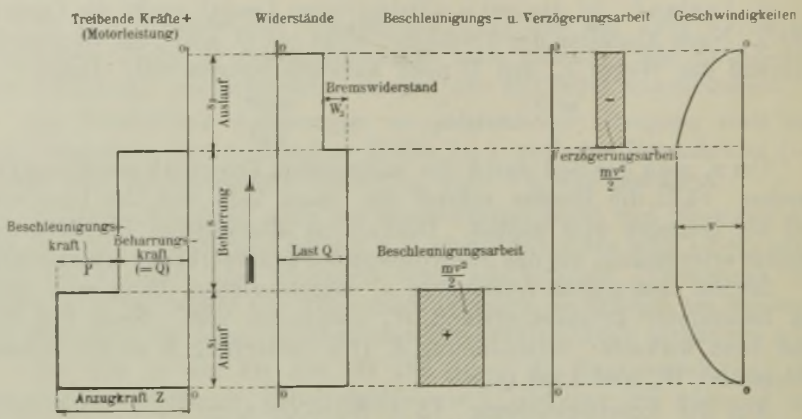


Diagramm für Heben.

Fig. 511 bis 513.

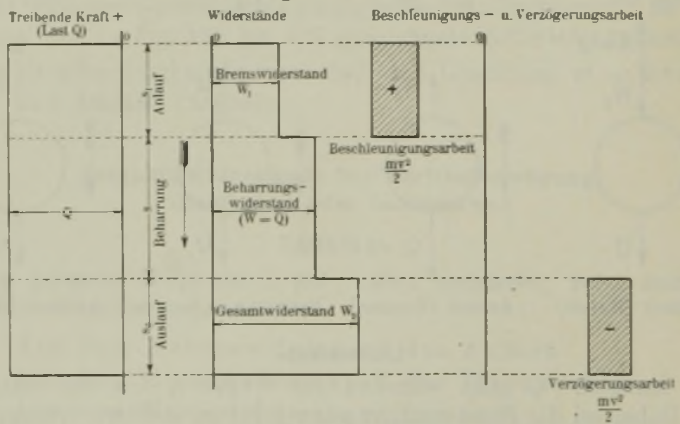


Diagramm für Senken.

Das bei der horizontalen Bewegung über allmählichen Kraftübergang und Arbeitsleistung Gesagte gilt auch hier.

Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse.

Das Moment $M = J \frac{\omega}{t_1}$ wirkt zu Anfang der Bewegung verzögernd, zum Schluß der Bewegung aber treibend.

In obiger Gleichung ist

$$J = \Sigma (m r^2) \quad \text{oder} \quad J = \frac{1}{g} \Sigma G r^2,$$

Fig. 514.

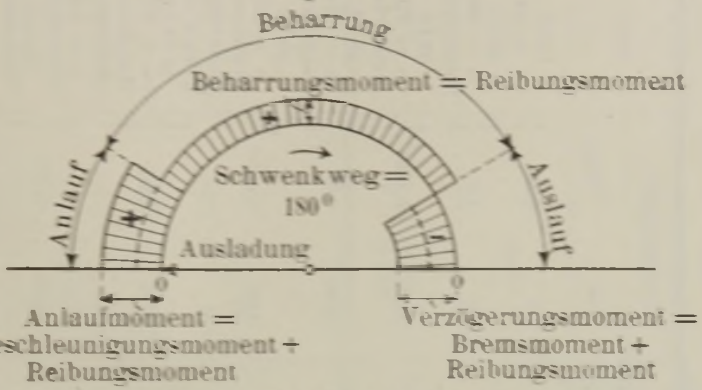


Diagramm der Schwenkbewegung.

wenn G die Einzelgewichte der zu bewegenden Massen, r deren Schwerpunktsabstände von der Drehachse bedeuten.

Wird G in t, die Längen r in m ausgedrückt, dann erhält man M in mt.

Bei der Berechnung der Trägheitsmomente eines Schwenkkranes kann man den Ausleger als ebenes Gebilde ansehen und die Nutzlast als Massenpunkt betrachten.

Mit Hilfe der auf S. 247 angeführten Trägheitsmomente läßt sich das Gesamtträgheitsmoment eines Auslegers — für welches im allgemeinen der Ausdruck $J = \Sigma (m r^2)$ gilt — leicht annähernd berechnen.

Konstruktionsteile, wie Auslegerkopf, Triebwerksteile, welche das Trägheitsmoment des glatten Stabes wesentlich beeinflussen würden, müssen besonders berücksichtigt werden.

Windverbände können vernachlässigt werden.

Die Anlaufzeit kann man bei einem Schwenkwerk für die Rechnung bei gleichförmiger Beschleunigung zu drei Sekunden annehmen.

Bei dem aber in Wirklichkeit vorhandenen allmählichen Übergang des Kraftbedarfes aus der Anlaufperiode in den Beharrungszustand wird diese Zeit auf das Doppelte gesteigert (vgl. Diagramm auf S. 251).

Zu dem ermittelten Beschleunigungsmoment des Kranauslegers nebst Last treten noch die auf die Kranachse reduzierten Beschleunigungsmomente des Ankers und der Triebwerksteile, ferner die Reibungsmomente.

Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen.

In den umstehenden Tabellen 48 bis 50 und Fig. 515 bis 517[1]) sind die Widerstände einiger Krane zusammengestellt.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 21 u. f. Kammerer, Hebemaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.

Tabelle 48. **Widerstände von Hubwerken, bezogen auf den Lasthaken.**
(2 Sekunden Anlauf.)

Kranart	Nutzlast t	Reibungswiderstand des Triebwerkes t	Massenwiderstände in t: der Last	Massenwiderstände in t: des Triebwerkes	Massenwiderstände in t: des Ankers	Gesamtwiderstand t	Geschwindigkeit: v_{leer}	Geschwindigkeit: v_{Last}	Motor
Säulendrehkran	1,5	0,8 leer 1,6	0,6		1,3	5	0,5	0,3	15 PS $n = 450$
Tor-Drehkran	1,25	0,225	0,075	0,385	0,665	2,6	1,2	1,2	30 PS $n = 480$ Nebenschluß
Tor-Rollendrehkran mit Greiferbetrieb	2,23	0,049 + 0,26	0,049	2,38	4,072	9,481	0,425	0,425	23 PS $n = 570$ Drehstrom
Bocklaufkran	10	6,3 leer 12,6	0,02	3,0	6,7 4,4	30,02	0,045	0,03	13 PS $n = 814$ Hauptstrom
Laufkran	10	7,7 leer 15,4	0,03	1,8	4,3	31,53	0,06	0,06	16 PS $n = 820$ Drehstrom, Schnecke.
Bocklaufkran	25	11 leer 22,3	0,05	2,05	28,0 19,4	68,8	0,06	0,04	2 Stück von je 18 PS $n = 450$ Hauptstrom Schnecke.
Turmdrehscheibenkran .	25	8 leer 16	0,04	4,33		—	0,035	0,035	$n = 400$ Nebenschluß, Riemen, Zahnräder.
Laufkran	30	6,3 leer 12,7	0,08	0,55	8,6 2,15	45,48	0,15	0,05	30 PS $n = 140$ Hauptstrom, Zahnräder.

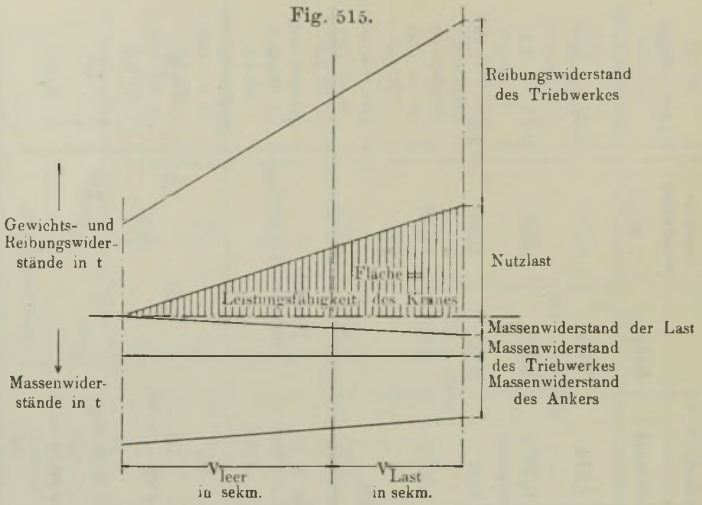
Tabelle 49. **Widerstände von Fahrwerken.**

Kranart	Nutzlast t	Fahrwiderstand t	Reibungswiderstand des Triebwerkes	Massenwiderstände in t				Gesamtwiderstand t	v_{leer}	v_{Last}
				Last	Kran	Triebwerk	Anker			
Tor-Rollendrehkran . . .	3	0,235	0,518	—	0,285	3,574	1,105 5 PS, $n = 940$	5,717	0,22	0,22
Laufkran	20	0,12 leer 0,26	0,32	0,7	0,56	0,15 Kupplung	0,18	2,17	0,7	0,7
Laufkran	30	0,6 1,2	0,13	1,8	1,8	0,01	0,36 15 PS, $n = 500$	5,30	1,5	1,25

Tabelle 50. **Widerstände von Drehwerken.**

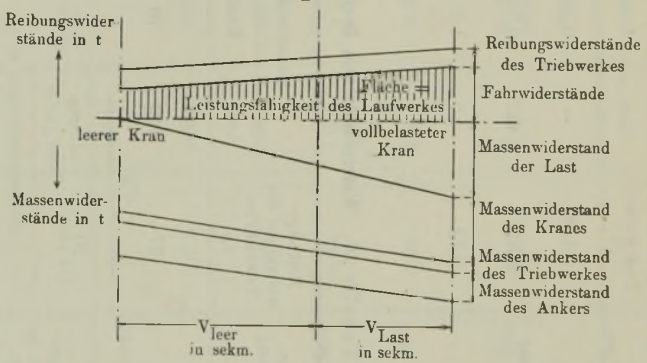
Kranart	Nutzlast t	Kranwiderstand kg	Reibungswiderstand des Triebwerkes kg	Massenwiderstände in t			Gesamtwiderstand t	v_{leer}	v_{Last}
				Last	Kran	Anker			
Tor-Rollendrehkran 11,5 m, Ausladung . .	1,25	34	27	100	70	75 4 PS, $n = 600$	306	1,5	1,5
Säulendrehkran 5,168 m, Ausladung	1,5	30	20	—	—	13 Kupplung 100 4 PS, $n = 750$	—	2,0	1,5
Tor-Rollendrehkran 9,27 m, Ausladung mit Greiferbetrieb	3	39	28	78	34	76 Triebwerk 150 Anker 5 PS, $n = 940$	405	0,75	0,75

Fig. 515.



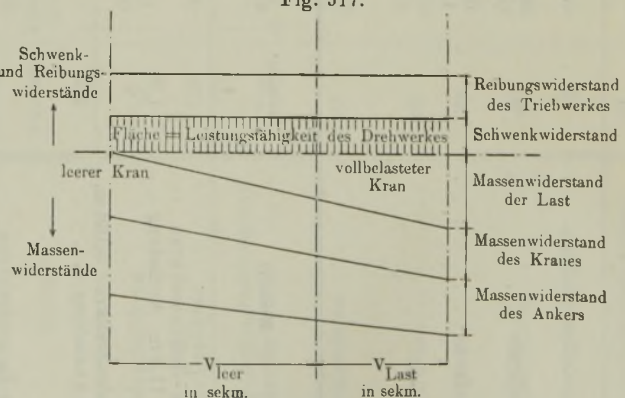
Widerstandslinien für Hubwerke (zu Tabelle 48).

Fig. 516.



Widerstandslinien für Fahrwerke (zu Tabelle 49).

Fig. 517.



Widerstandslinien für Drehwerke (zu Tabelle 50).

Beispiel. Welche Anzugkraft und welches größte Ankerdrehmoment erfordert das Anfahren eines Laufkranes bei 10 t Belastung und 1 m/sk Fahrgeschwindigkeit? Das Gewicht des Kranwagens beträgt 12000 kg, dasjenige der Laufwinde 3000 kg, Laufraddurchmesser 800 mm, Zapfendurchmesser 100 mm.

a) Vorläufige Berechnung für den Beharrungszustand.

Fahrwiderstand mit 60 v. H. Zuschlag.

$$W = \frac{Q}{D/2}(0{,}08 + \mu r) \cdot 1{,}6 = \frac{25000}{40}(0{,}08 + 0{,}1 \cdot 5) \cdot 1{,}6 = 580 \text{ kg}.$$

Erforderliche Motorleistung mit $\eta = 0{,}7$

$$N_{norm} = \frac{580 \cdot 1}{75 \cdot 0{,}7} = 11 \text{ PS}.$$

Gewählt nach Preisliste ein Motor 12 PS mit $n = 870$. Da der Motor nur 11 PS leistet, so erhöht sich die Drehzahl auf $n = 896$.

Demnach Übersetzung bei einer Drehzahl des Laufrades

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1}{0{,}8 \cdot \pi} \approx 24 \text{ i. d. min}; \qquad i = \frac{896}{24} \approx 37.$$

b) Bestimmung der Beschleunigungsmomente mit $t_1 = 4$ sk.

Anker: $GD_K^2 = 0{,}65 \text{ kgm}^2$; $\qquad M_A = \frac{GD_K^2 n}{400\, t_1} = \frac{0{,}65 \cdot 896}{400 \cdot 4} = 0{,}365 \text{ kgm}.$

Bremse auf Motorwelle: 300 mm Durchm., nach Tab. 47 $J = 0{,}08$ kgm/sk^2

$$M_{Tr} = \frac{\pi n}{30\, t_1} = 0{,}08 \cdot \frac{\pi \cdot 896}{30 \cdot 4} = 1{,}8 \text{ kgm}.$$

Last und Katze: $m = \frac{10000 + 12000 + 3000}{9{,}81} = 2550 \text{ kg} \cdot \text{sk}^2/\text{m},$

$$P_L = \frac{m v}{t_1} = \frac{2550 \cdot 1}{4} = 637{,}5 \text{ kg},$$

$$M_{L|III} = 637{,}5 \cdot 0{,}4 = 255 \text{ kgm}.$$

Fahrwiderstand: $W = 580$ kg,

$$M_{W|III} = 580 \cdot 04 = 232 \text{ kgm}.$$

Anlaufmoment, bezogen auf die Laufradachse *III*:

$$M_{III} = (M_A + M_{Tr}) \cdot \eta \cdot i + M_{L|III} + M_{W|III}$$
$$= (0{,}365 + 1{,}8)\, 0{,}7 \cdot 37 + 255 + 232 = 543 \text{ kgm}.$$

$$\text{Anzugskraft } Z = \frac{M_{III}}{r} = \frac{543}{0{,}4} = 1355 \text{ kg}.$$

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment (Momentanleistung):

$$M_{max|A} = M_A + M_{Tr} + (M_{L|III} + M_{W|III}) \frac{1}{i \cdot \eta}$$
$$= 0{,}365 + 1{,}8 + (255 + 232) \frac{1}{37 \cdot 0{,}7} = 20{,}96 \text{ kgm}.$$

Vorhandenes Anzugmoment nach Liste gleich dem dreifachen des normalen Drehmomentes $= 3 \cdot 8{,}8 = 26{,}4$ kgm. Der Motor genügt demnach für die geforderte Anlaufzeit von 4 sk

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{1}{2} \cdot 4 = 2 \text{ m}.$$

Bei Durchführung der Rechnung mit 2 sk Anlaufzeit hätten wir ein erforderliches Ankerdrehmoment erhalten, welches das dreifache normale Drehmoment wesentlich überschreitet, d. h. der Motor bedarf einer längeren Anlaufzeit.

Beispiel. Wie groß sind Anlauf- und Bremswiderstände beim Heben und Senken einer Last von 2000 kg einschließlich Flaschengewicht?

Gewählt: Hubgeschwindigkeit $v = 1$ m/sk
Anlauf- und Auslaufsweg $s_1 = s_2 = 0{,}25$ m,

$$t_1 = \frac{2s}{v} = \frac{2 \cdot 0{,}25}{1} = 0{,}5 \text{ sk}.$$

Vorläufige Rechnung für Beharrung.

η geschätzt zu 0,7

$$N_{norm} = \frac{2000 \cdot 1}{75 \cdot 0{,}7} = 38 \text{ PS}.$$

Gewählt Gleichstrom-Hauptstrommotor 36 PS, $n = 650$.
Bei 38 PS wird n geringer ≈ 640.
Mit 400 mm Trommeldurchmesser wird

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60 \cdot v}{D\pi} = \frac{60 \cdot 1}{0{,}4 \cdot \pi} = 47{,}8.$$

Übersetzung: $$i = \frac{640}{47{,}8} = 13{,}4,$$

ausgeführt mit einem steilgängigen Schneckengetriebe 14 : 1.

Prüfung der Ankerdrehmomente.

Beschleunigungsmoment des Ankers: $GD_K^2 = 3{,}5$ kgm²,

$$M_A = \frac{GD_K^2 n}{400\, t_1} = \frac{3{,}5 \cdot 640}{400 \cdot 0{,}5} = 11{,}2 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung: $J = 0.03$ kgm/sk² (Tab. 47),

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30\, t_1} = 0{,}03 \frac{\pi \cdot 640}{30 \cdot 0{,}5} \approx 4 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment der Last:

$$P_L = \frac{m v}{t_1} = \frac{2000}{9{,}81} \cdot \frac{1}{0{,}5} = 408 \text{ kg}.$$

$$M_L = 408 \cdot 0.2 = 81.6 \text{ kgm}.$$

Lastmoment: $M_Q = 2000 \cdot 0{,}2 = 400$ kgm.

Größte Anzugkraft am Haken gemessen:

$$Z = (M_A + M_K) \frac{i \cdot \eta}{r} + P_L + Q$$

$$= (11{,}2 + 4) \cdot \frac{14 \cdot 0{,}7}{0{,}2} + 408 + 2000 = 3153 \text{ kg}.$$

Größtes Andrehmoment:

$$M_{max\,A} = M_A + M_K + \frac{(P_L + Q) r}{i \cdot \eta}$$

$$= 11{,}2 + 4 + \frac{(408 + 2000) \cdot 0{,}2}{14 \cdot 0{,}7} \approx 64 \text{ kgm}.$$

Das vorhandene Anzugmoment ist gleich dem dreifachen Drehmoment

$$= 3 \cdot 39 = 117 \text{ kgm}.$$

Der Motor genügt also für die in Rechnung gestellte Anlaufzeit von 0,5 sk.

Beim Hubauslauf beträgt der während eines Weges $s_2 = 0{,}25$ m auszuübende Bremswiderstand ohne die Massen des Ankers und des Triebwerkes am Haken gemessen

$$W_1 = \frac{m v^2}{2 s_1} = 408 \text{ kg},$$

mit sämtlichen Massenwiderständen hingegen 1153 kg.

Um die Last während der Senkperiode zum Stillstand zu bringen, muß der während des Weges s_2 wirkende verzögernde Bremswiderstand betragen:

$$W_2 = \frac{m v^2}{2 s_2} = 408 \text{ kg}.$$

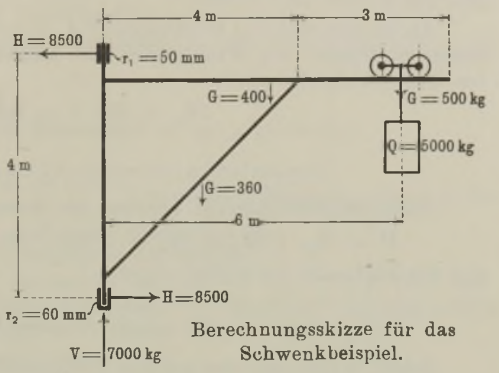
Der zu leistende Gesamtwiderstand ist dann

$$Q + W_2 = 2000 + 408 = 2408 \text{ kg}$$

bzw. mit den übrigen Massenwiderständen $= Z = 3153$ kg.

Beispiel. Welche Kraft erfordert das Anschwenken eines Drehkrans bei 5000 kg Last, 6 m Ausladung und 0,5 m Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf?

Fig. 518.



Berechnungsskizze für das Schwenkbeispiel.

Der Übersichtlichkeit wegen werde vorstehendes einfaches Krangerüst zugrunde gelegt.

Der gesamte Schwenkwiderstand setzt sich aus der Reibung, dem Beschleunigungsdruck und dem Winddruck zusammen.

Reibungsmomente.

Oberer Zapfen	$8500 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}05 =$	42,5 kgm
Unterer Zapfen	$8500 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}06 =$	51,0 „
Spurfläche	$7000 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{0{,}06}{2} =$	21,0 „
Gesamtes Reibungsmoment, bezogen auf die Drehachse	$M_R =$	114,5 kgm

Beschleunigungsmomente.

Trägheitsmoment der Last	$J = mr^2 = \frac{5000}{10} \cdot 6^2 =$	18000 kgmsk²
„ „ Laufkatze	$J = \frac{500}{10} \cdot 6^2 =$	1800 „
„ „ Fahrbahn	$J = \frac{1}{3} \cdot \frac{400}{10} \cdot 7^2 =$	653 „
„ „ Strebe	$J = \frac{m}{r} r^2 = \frac{360}{3.10} \cdot 4^2 =$	192 „
„ „ Säule werde vernachlässigt		
		20645 kgmsk²
+ 10 v. H. Zuschlag für Armatur und Knotenbleche		2065 „
	$\approx$	22710 kgmsk²

Beschleunigungsmoment, bezogen auf die Drehachse

$$M_B = \varepsilon J = \frac{\omega}{t_1} \cdot J$$

mit $$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0{,}5}{6} = 0{,}08 \text{ m} \quad \text{und} \quad t_1 = 3 \text{ sk},$$

wird $$M_B = \frac{0{,}08}{3} \cdot 22710 = 605 \text{ kgm}.$$

Moment des Winddruckes M_w.

Bei starkem Wind ist ein Winddruck von etwa 55 kg/m² vorhanden, der auf eine Fläche von 4 m² wirkt.

Es ist demnach der Winddruck $= 4 \cdot 55 = 220$ kg, und das auf die Kranachse bezogene Moment des Winddruckes bei einem Abstande des Druckmittelpunktes von 2 m von der Kranachse

$$M_w = 220 \cdot 2 = 440 \text{ kgm}.$$

Gesamtschwenkmoment und Arbeitsbedarf.

Gesamtschwenkmoment während des Anlaufes

$$M = M_R + M_B + M_w = 114{,}5 + 605{,}0 + 440{,}0 = 1159{,}5 \text{ kgm},$$

und Schwenkkraft am Auslegerkopf

$$\frac{1159{,}5}{6} = 193{,}2 \text{ kg}.$$

Damit erhält man den größten Arbeitsbedarf während der Anlaufperiode mit $\eta_{\text{Triebwerk}} = 0{,}7$.

$$N = \frac{193{,}2 \cdot 0{,}5}{75 \cdot 0{,}7} = 1{,}8 \text{ PS}.$$

Für den Beharrungszustand wird das Schwenkmoment nur $M_R + M_w = 114{,}5 + 440 = 554{,}5$ kgm und die Schwenkkraft am Auslegerkopf $\frac{554{,}5}{6} = 92{,}4$ kg, also

$$N = \frac{92{,}4 \cdot 0{,}5}{75 \cdot 0{,}7} = 0{,}88 \text{ PS}.$$

Für einen Motor von 1,15 PS und 1120 n ist $GD_K^2 = 0{,}03$, demnach

$$M_A = \frac{0{,}03 \cdot 1120}{400 \cdot 3} = 0{,}028 \text{ kgm}.$$

$$n_{\text{Ausleger}} = \frac{60 \cdot v}{D\pi} = \frac{60 \cdot 0{,}5}{12 \cdot \pi} = 0{,}8; \quad \text{Übersetzung: } i = \frac{1120}{6{,}8} = 1400.$$

M_A bezogen auf die Schwenkachse:

$$M_{A/S} = M_A \cdot i \cdot \eta = 0{,}028 \cdot 1400 \cdot 0{,}7 = 27{,}4 \text{ kgm}.$$

Der Arbeitsbedarf beim Anlauf wird also durch den Massenwiderstand des Ankers erhöht um

$$N = \frac{M_{A/S}}{r} \cdot \frac{v}{75} = \frac{27{,}4}{6} \cdot \frac{0{,}5}{75} = 0{,}03 \text{ PS}.$$

4. Transmissionsantrieb

kommt für Speicherwinden, Aufzugwinden in Betracht. Auch im Baugewerbe erfolgt der Antrieb der Winden meist mittels Riemens von einer Lokomobile aus, weil in der Regel Unabhängigkeit von anderen Energiequellen verlangt wird.

Die Nachteile des Transmissionsantriebes bestehen in der Notwendigkeit des dauernden Umlaufes in Verbindung mit Wendegetrieben und in der Schwierigkeit der Geschwindigkeitsregulierung, die sich aus der konstanten Umlaufzahl der Transmission ergibt, die durch den Regulator der Betriebsmaschine gegeben ist.

Die Leistungen bei Riemen- und Seilbetrieb bleiben meist auf höchstens 10 PS beschränkt.

Die Hubgeschwindigkeiten bleiben in der Regel unter 4 m/min, weil durch den Anlauf in den für die Kraftabzweigung erforderlichen Wendegetrieben starke Stöße entstehen und die Reibflächen der Kupplungen starken Abnutzungen unterworfen sind.

Für die höchste und tiefste Laststellung ist eine Ausrückvorrichtung vorzusehen.

Allgemeine Regeln für Riementrieb auf parallele Wellen.

Bezeichnet

b die Breite des Riemens in cm, s die Stärke des Riemens in cm, $f = bs$ der Riemenquerschnitt in cm²,
D den Durchmesser der treibenden Scheibe in cm,
n die Umdrehungszahl derselben in der Minute,
N die zu übertragende Leistung in PS,
c einen durch die Zuganstrengung und Zentrifugalkraft gegebenen Wert (Zerreißfestigkeit bei gutem Kernleder 250 bis 450 kg/cm²).

so ist allgemein die zu übertragende Kraft

$$P = cbs.$$

In dieser Gleichung ist für c zu setzen:

a) für langsamen, horizontalen oder etwas geneigten Betrieb und $v \approx 15$ m/s Riemengeschwindigkeit, wenn

$D =$	12	20	50	100	200 cm
$c =$	4	7	10	12	13

b) für langsamen senkrechten Betrieb 20 v. H. weniger als unter a);

c) für rasch laufende Riemen mit über 15 m/s Riemengeschwindigkeit etwa das Doppelte wie unter a).

Andere Berechnungsverfahren nach Gehrckens oder nach Skutsch (AWF, Blatt 150).

Riemendicke und **Riemenbreite:**

Gewöhnliche Stärke $s = 5$ mm, steigend bis 8 mm,
für untergeordnete Zwecke herab bis auf 3.5 mm.

Gebräuchliche Riemendimensionen in Millimetern:

Breite	25—65	65—100	100—180	180—300
Dicke	3—4	4½	5—6	6—8

Laufseite ist die Fleischseite, weil hier die Fasern größere Festigkeit besitzen.

Scheibendurchmesser: $D = 50$ bis 100 mal Riemendicke, oder
$D = 10$ „ 20 mal Wellendurchmesser.

Übersetzung $D_1 : D_2$ zweckmäßig nicht größer als 1 : 6, weil sonst der umspannte Bogen der kleinen Scheibe zu gering wird.

Riemengeschwindigkeit $v = 15$ bis 25 m/s, $v_{max} = 30$ m/s; im allgemeinen möglichst groß, um schmale billige Riemen zu erhalten.

Gleitverlust 1 · · · 5 v. H. **Kraftverlust** 2 · · · 5 v. H.

Wellen. Die Wellen sind außer auf Verdrehung stets noch auf Biegung beansprucht. Werden die Scheiben, Räder und Kupplungen in möglichster Nähe der Lager befestigt, so kann mit Berücksichtigung des Biegungsmomentes die Gleichung

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \quad \text{bzw.} \quad M_d = 24\, d^3$$

benutzt werden, welche sich mit $k_d = 120$ kg/cm² aus der Gleichung $M_d = \frac{1}{5} d^3 k_d$ ergibt. Wellenlänge bis zu 50 mm Durchmesser höchstens 6 m, des Verbiegens wegen, über 50 mm Durchmesser höchstens 7 m, des Verladens wegen.

5. Dampfantrieb.

Nach Einführung des elektrischen Betriebes kommt Dampfantrieb nur noch für Schiffswinden, fahrbare Drehkrane und Schwimmkrane in Frage.

Der Vorteil besteht in der Unabhängigkeit von Kraftzentralen und Schleifleitungen, ferner in dem starken Anzugmoment, der Nachteil in der mangelhaften Betriebsbereitschaft und dem hohen Dampfverbrauch, der nicht unter 20 kg je PS h beträgt. Während der Betriebspausen muß der Kessel unter Dampf gehalten werden.

Der unwirtschaftliche Betrieb hat seinen Grund in dem Auspuff, dem für den Anlauf erforderlichen hohen Füllungsgrad von 50 ··· 60 v. H. und in den Betriebspausen, die wieder eine Abkühlung der Zylinder und Leitungen bedingen und Kondensverluste nach sich ziehen.

Die Antriebsmaschinen werden als Zwillingsmaschinen mit horizontal oder schräg liegenden Zylindern bei 90° Kurbelversetzung mit Umsteuerung ausgeführt. Dampfspannung 8 ··· 12 atü, Drehzahl 100 ··· 200, $\eta = 0{,}7 \cdots 0{,}8$.

Kohlenverbrauch bei achtstündigem Dauerbetrieb und Kohle von 6000 WE. Heizwert etwa 150 kg, Schmierstoffverbrauch für 8 Stunden etwa 1,6 kg.

Berechnung. Es bezeichne:

- N_e die Nutzleistung in PS an der Welle,
- N_i die indizierte Leistung am Kolben,
- v die Hubgeschwindigkeit in m/s,
- η den mechanischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine,
- F die wirksame Kolbenfläche mit Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes (2 bis 3 v. H. Zuschlag),
- d den Kolbendurchmesser,
- s den Kolbenhub in m; $s : d = 1{,}5$ bis 2,
- s_1 den Kolbenweg bis zur Absperrung in m,
- $s_1 : s$ das Füllungsverhältnis,
- n die minutliche Anzahl der Umdrehungen,
- c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s; $c = 2sn/60$,
- p_0 die Kesselspannung in ata,
- p die absolute Einströmungsspannung in at; $p \approx 0{,}85\, p_0 - 0{,}5$,
- p_e die absolute Ausströmungsspannung in at,
- p_i die indizierte Spannung in at, d. h. den mittleren Spannungsunterschied hinter und vor dem Kolben.

Zunächst ist die Anzahl der erforderlichen PS aus Nutzlast Q und Hubgeschwindigkeit v zu bestimmen aus

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{\text{Winde}}}.$$

Für die Zwillingsmaschine ist dann die indizierte Leistung

$$N_i^{\text{PS}} = \frac{2\, F^{\text{qcm}} \cdot p_i^{\text{at}} \cdot s^{\text{m}} \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{F^{\text{qcm}} \cdot p_i^{\text{at}} \cdot c^{\text{m/s}}}{75}.$$

Auf einen Zylinder entfällt . . . . . $\frac{N_i}{2}$.

Nutzleistung . . . . . $N_e = \eta \cdot N_i$.

Mittlere indizierte Spannung . . . . . $p_i = f \cdot p - f' \cdot p'$.

Die Spannungskoeffizienten f und f' sind nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle 51. **Spannungskoeffizienten f und f'.**

$s_1 : s$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
f	0,93	0,89	0,84	0,77	0,69
f'	1,00	1,00	1,05	1,09	1,14

Tabelle 52.

Mittelwerte für p_i (Einzylindermaschine mit Kulissensteuerung).

$s_1 : s$	0,7	0,5	0,4
$p = 4$	2,37	1,81	1,43
6	4,10	3,29	2,75
8	5,82	4,77	4,06
10	7,55	6,25	5,38

Gegendruck bei Auspuff (Rücksicht auf große Füllung und enge, lange Auspuffrohre) $p_e = 1{,}1$ bis $1{,}2$ at.

Dampfzuleitungsrohr möglichst kurz und mit Wärmeschutzmasse umhüllt, mit schwachem Gefälle 1 : 100 nach der Maschine. Absperrventil am Kessel und an der Maschine. Rohrquerschnitt für einen Zylinder $f = \frac{F \cdot c}{u}$, worin Dampfgeschwindigkeit $u = 2 \cdots 530$ m/s.

Dampfableitnngsrohr f wie oben, mit $u = 15$ m/s.

Die **Übersetzung** von der Kurbelwelle zur Trommelwelle wird

$$i = \frac{n_{\text{Maschine}}}{n_{\text{Trommel}}},$$

Moment an der Trommelwelle . . . . . $M_{Tr} = QR$,

Moment an der Kurbelwelle . . . . . $M_K = \frac{QR}{i \cdot \eta_{\text{Winde}}}$.

Beispiel siehe S. 319.

6. Druckwasserantrieb.

Durch den elektrischen Antrieb verdrängt und kommt nur noch bei transportablen Hebeböcken zur Verwendung.

Das Prinzip des Betriebes ist das der hydraulischen Presse, d. h. eine Druckpumpe wirkt mit dem Druckwasser auf einen die Nutzlast tragenden Treibkolben.

7. Antrieb durch Druckluft

kann nur bei Vorhandensein einer Druckluftzentrale für Hebemaschinen mit Treibkolben in Betracht kommen. In Deutschland findet sich dieser Antrieb nur in vereinzelten Ausführungen vor, in amerikanischen Werkstätten jedoch haben insbesondere Hebezylinder für kleine Lasten sehr große Verbreitung gefunden.

Diese Hebezylinder bestehen in der Hauptsache aus einem Zylinder, einem Kolben, dessen Stange den Lasthaken trägt, und einem Steuerhahn. Die Tragkraft schwankt zwischen 0,22 und 14,8 t bei einem Kolbendurchmesser von 76 bis 406 mm und 5,6 at Luftdruck. Bei den größeren Lasten können unter Umständen auch zwei Hubzylinder zu einem Hebezeug vereinigt werden. Hubgeschwindigkeit 3 bis 11 m min. Hub in der Regel 1,22 m (4 engl. Fuß).

Anwendung meist in der Weise, daß die Zylinder an eine Laufkatze gehängt werden, die sich auf einer Hängeschiene oder auf einem drehbaren Ausleger von Hand verschieben läßt.

Nachteilig beim Gebrauch der Hebezylinder ist der Umstand, daß die Last infolge der Undichtheiten des Steuerhahnes und der aus einem Lederstulp bestehenden Kolbendichtung nicht länger als etwa $^1/_2$ Stunde schwebend gehalten werden kann.

Ist der Raum genügend hoch, so wird der Zylinder stehend angeordnet, bei niedrigen Werkstätten hingegen liegend. Dabei wird dann die Lastkette entweder an der Kolbenstange befestigt und über eine feste Rolle geführt, oder die verlängerte Kolbenstange wird als Zahnstange ausgebildet und greift in ein auf der Rollenachse sitzendes Stirnrad ein.

Bei Drehkranen wird statt der Handwinde ein Druckluftzylinder eingebaut. Das Luftzuleitungsrohr ist durch den Halszapfen des Drehkranes geführt. Bei fahrbaren Drehkranen bildet der nachzuschleppende Schlauch eine lästige Zugabe.

Laufkrane, deren Anschlußschläuche an den Wänden in Ösen aufgehängt sind, kommen ebenfalls vor.

8. Antrieb durch Brennkraftmaschinen.

Brennkraftmaschinen können für Hebemaschinen nur in der Weise Anwendung finden, daß mit denselben eine Welle angetrieben wird, die auch in den Ruhepausen weiter leer läuft, weil diese Motoren nicht mit Belastung anlaufen. Sie können erst nach Erreichen der vollen Drehzahl durch Einrücken von Reibkupplungen auf die Triebwerke arbeiten. Da diese Kraftmaschinen nicht wie Elektromotoren überlastet werden können, so müssen die Abmessungen auch der Beschleunigungsleistung genügen.

Im Baugewerbe wird häufig Unabhängigkeit von ortsfesten Energiequellen verlangt. Es finden deshalb hier neben Lokomobilen vielfach Brennkraftmaschinen zum gleichzeitigen Antrieb von Winden, Mörtelmaschinen und Schleuderpumpen ausgedehnte Anwendung. Gegen die Anwendung von Gas- oder Benzinmotoren spricht das schwankende

Drehmoment, welches nur durch schwere Schwungräder ausgeglichen werden kann, und die Bedingung des unbelasteten Anlaufes, welch letztere wieder Trennung des Windwerkes vom Motor durch ausrückbare Kupplungen erfordert. Für die Anwendung spricht die Betriebsbereitschaft zu jeder Zeit; ferner erfordert der Motor in den Ruhepausen keinen Brennstoff und keine Bedienung und ist nicht konzessionspflichtig.

In den letzten Jahren ist die Dieselmaschine mit der Dampfmaschine bei fahrbaren Drehkranen in starken Wettbewerb getreten. Näheres siehe „Drehkrane mit Dieselmaschine".

Brennstoffverbrauch:

Vergasermotor	245 ··· 440 g	je PS h Benzin oder Benzol mit 9500 WE/kg,
	274 ··· 525 „	„ „ Petroleum mit 10340 WE/kg,
Dieselmotor	212 ··· 246 „	„ „ Gasöl mit 9720 WE/kg.

Brennstoffpreise:

Benzin	43 *M*/100 kg · · · · · · · · ·	je PS h 14,8 *Rpf.*
Petroleum	26 *M*/100 „ · · · · · · · · ·	„ „ 9,7 „
Gasöl	15,75 *M*/100 „ · · · · · · · · ·	„ „ 3,6 „

In einzelnen Fällen finden sich benzoelektrische Anlagen. Die Umwandlung in elektrische Energie vermeidet zum Teil die genannten Nachteile, erhöht jedoch die Anlagekosten wesentlich.

9. Elektrischer Antrieb.

Anwendung infolge der großen Vorzüge als Antriebsart für alle Hebezeuge, für die elektrischer Strom zur Verfügung steht.

Vorteile: Wirtschaftlichkeit, weil sich der Stromverbrauch der jeweiligen Arbeitsleistung anpaßt und während des Stillstandes kein Strom verbraucht wird, Betriebsbereitschaft und Betriebssicherheit, leichte Steuerfähigkeit, einfache Stromzuführung und Zentralisierung der Krafterzeugung.

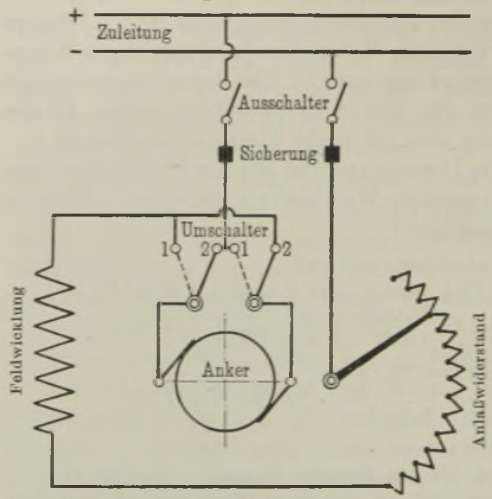
Stromarten: Gleichstrom von 110, 220, 440 und 500 Volt. Drehstrom mit meist 50 Perioden und Einphasenstrom. Der Betrieb durch Gleichstrom oder Drehstrom ist gleichwertig. Gleichstrom in der Regel wegen der Eigenschaften der Motoren und der billigeren Zuleitung bevorzugt. Auch ist die Aufstellung von Akkumulatoren möglich. Drehstrom dann, wenn bei weit verstreuten Hebezeugen höhere Spannung erwünscht ist.

1. Elektromotoren und deren Verhalten im Betrieb.

a) Gleichstrommotoren unterscheiden sich in der Konstruktion nicht von den Gleichstromgeneratoren. Erstere verwandeln die elektrische Energie in mechanische, letztere die mechanische in elektrische Energie. Man kann ein und dieselbe Maschine sowohl als Generator, wie als Motor arbeiten lassen.

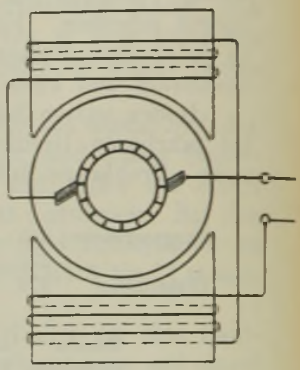
α) Hauptstrommotor (Reihen- oder Serienschlußmotor). Ankerwicklung und Magnetwicklung sind hintereinander geschaltet. Er zieht bei voller Last an und entwickelt bei kurzer Anlaufperiode ein großes Anzugmoment, das etwa gleich dem 2,5- bis 3fachen Drehmoment bei Stundenleistung ist.

Fig. 519.



Anlaß- und Umsteuerschaltung eines Hauptstrommotors.

Fig. 520.

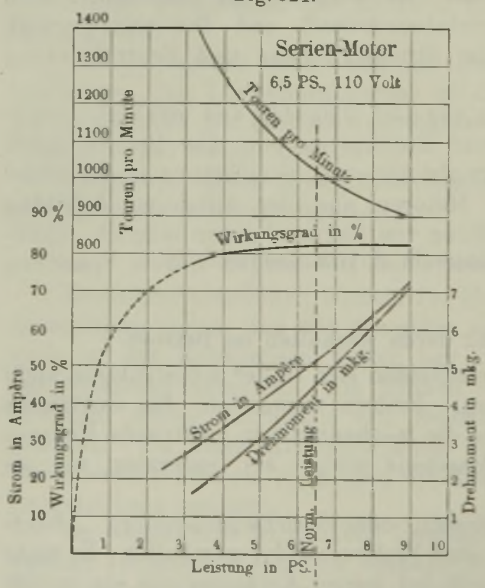


Innere Schaltung eines Hauptstrommotors.

Der Hauptvorteil des Hauptstrommotors besteht darin, daß er seine Geschwindigkeit der jeweiligen Last anpaßt, d. h. bei großer langsam und bei geringerer Last rasch hebt. Seine Stromaufnahme entspricht stets dem tatsächlichen Bedarf. Bei Spannungsrückgang im Netz bleibt er nicht ohne weiteres stehen. Bei starker Überlastung zeigt er funkenfreien Gang. Die Möglichkeit, den Motor als Generator zu schalten, ergibt für das Senken eine äußerst bequeme Art der Geschwindigkeitsregulierung an die Hand.

Der Nachteil liegt in der Notwendigkeit des Kommutators, auf dem durch starkes Feuern und Verschmutzung leicht Überbrückungen von Kollektorelement zu Element hervorgerufen werden, die Kurzschlüsse und Verkohlen der Ankerspulen zur Folge haben. Er besitzt ferner die Neigung, bei starker Entlastung seine Drehzahl zu

Fig. 521.



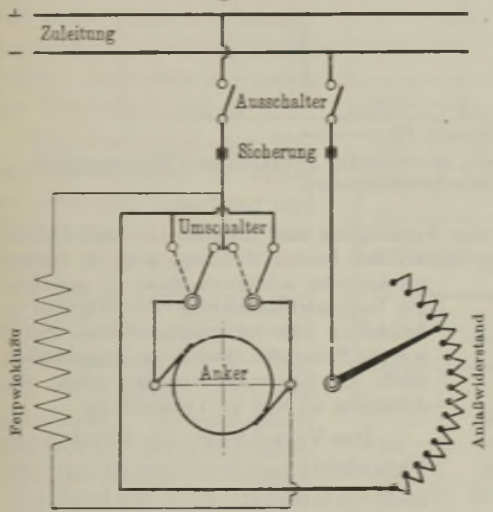
Kurven für Leistung, Drehmoment, Stromstärke, Drehzahl und Wirkungsgrad eines Hauptstrommotors.

steigern und durchzugehen. Indessen genügt meist die Reibung des Vorgeleges, um das Durchgehen zu verhindern. Verhältnis der Drehzahlen bei Vollast und leerem Haken 1:8 bis 1:2,5.

Der Hauptstrommotor ist deshalb für alle Hebezeuge, bei denen die Belastung Null nicht auftreten kann, der gegebene Motor, namentlich da, wo großes Anzugmoment und Anpassung der Drehzahl an die Belastung verlangt wird. Etwa 90 v. H. aller Kranmotoren besitzen Hauptstromwicklung. Das Verhalten des Motors im Betriebe zeigt Fig. 521.

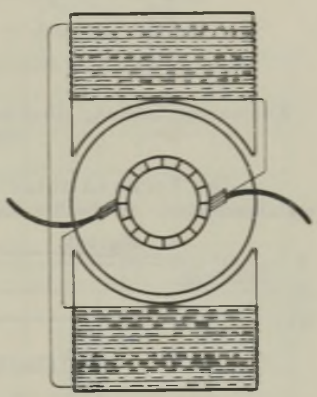
β) Nebenschlußmotor. Anker und Magnete sind parallel geschaltet. Der Hauptstromkreis ist durch Anker und Netz, der Nebenstromkreis durch die Magnete gebildet. Durch den Anker gehen so-

Fig. 522.



Anlaß- und Umsteuerschaltung eines Nebenschlußmotors.

Fig. 523.



Innere Schaltung eines Nebenschlußmotors.

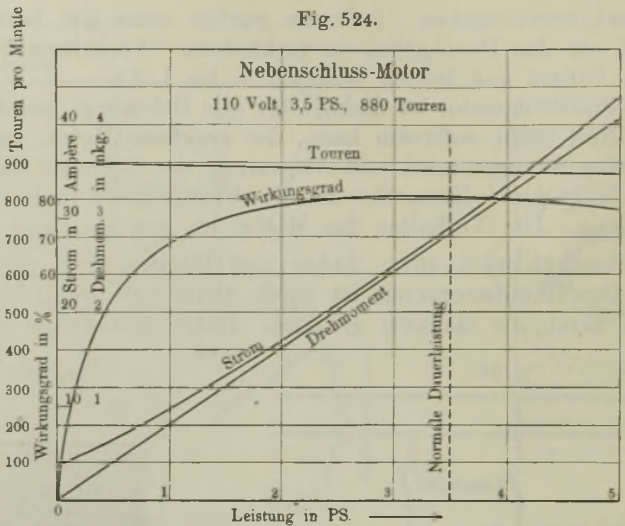
wohl Außenstrom wie Erregerstrom, während die Magnete nicht vom Ankerstrom durchflossen werden. Letztere enthalten eine große Anzahl dünner Windungen.

Er besitzt ein kleineres Anzugmoment als ein Hauptstrommotor gleicher Leistung, seine Drehzahl ist bei allen Belastungen fast konstant. Wird der Nebenschlußmotor mit größerer Drehzahl angetrieben, wie er als Motor entwickelt, so arbeitet er als Generator und wirkt dann bremsend auf die ihn treibende mechanische Kraft zurück. Ein Durchgehen ist ausgeschlossen.

Nachteil: Geringe Überlastungsfähigkeit, leichtes Durchbrennen bei Überlastung. Kommutator wie unter α). Der Nebenschlußmotor eignet sich für solche Anlagen, bei denen die Belastung Null werden kann, d. h. deren Last teilweise durch Gegengewicht ausgeglichen ist, wie bei Aufzügen. Anwendung ferner bei Spills und Verladebrücken.

Das Verhalten des Motors im Betriebe zeigt Fig. 524.

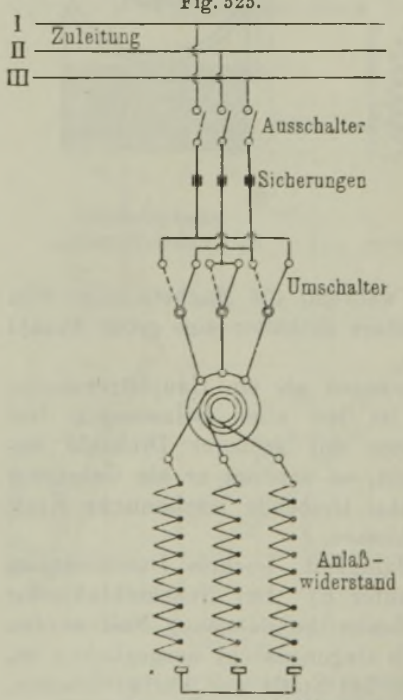
Fig. 524.



Kurven für Leistung, Drehmoment, Stromstärke, Drehzahl und Wirkungsgrad eines Nebenschlußmotors.

γ) Der Verbundmotor ist eine Vereinigung von Hauptstrom- und Nebenschlußmaschine. Er besitzt die Eigenschaft der beiden Motoren, aber in verringertem oder erhöhtem Maße, je nachdem die Hauptstromwicklung der Magnete in demselben oder entgegengesetztem Sinne wie die Nebenschlußwicklung magnetisiert wird. Sie finden im Kranbau selten, bei Aufzügen ab und zu Verwendung.

Fig. 525.



Anlaß- und Umsteuerschaltung eines Drehstrommotors.

Das Verschieben der Bürsten zur Unterdrückung des Bürstenfeuers erfolgt bei Generatoren in der Drehrichtung, bei Motoren entgegengesetzt.

b) Drehstrommotoren laufen bei allen Belastungen mit fast konstanter Drehzahl. Das Anzugmoment beträgt das 2,5- bis 2,8fache Stundenleistungsmoment. Beim Lastsenken wird er zum Generator und wirkt dann wie der Nebenschlußmotor bremsend auf die ihn treibende mechanische Kraft. Ein Durchgehen bei plötzlicher Entlastung bis auf Null ist ausgeschlossen.

Der größte Vorzug besteht in der Einfachheit seines Rotors, dessen Schleifringe viel weniger zu Störungen Anlaß geben als der Kommutator des Gleichstrommotors. Unterhaltung

und Bedienung wird dadurch wesentlich beeinflußt.

Drehstrommotoren für größere Leistungen werden mit Schleifringanker, für kleinere Leistungen mit Kurzschlußanker gebaut. Die Kurzschlußmotoren übertreffen in bezug auf Einfachheit der Bauart und der Handhabung jeden anderen Motor. Ein einfacher Schalter genügt, um sie in und außer Betrieb zu setzen. Sie nehmen jedoch einen sehr hohen Anlaufstrom (etwa das Vierfache) auf.

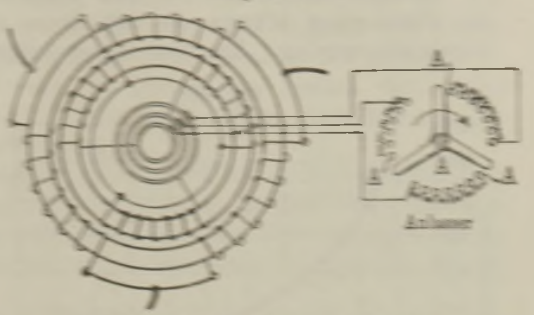
Das Verhalten des Motors im Betriebe in bezug auf Drehzahl, Belastung und Wirkungsgrad zeigen die Fig. 527 und 528.

Nachteil: Kleine Lasten werden nicht schneller als große Lasten gehoben. Deshalb wird häufig noch ein besonderes Hilfswindwerk angeordnet, um kleine Lasten schneller heben zu können.

c) Einphasenmotoren. Von den zahlreichen Konstruktionen, die es auf diesem Gebiet gibt, arbeiten die von den Siemens-Schuckertwerken ausgebildeten Motoren beim Anlauf als Repulsionsmotoren. Sie werden nach Erreichen einer gewissen Drehzahl durch einen eingebauten Zentrifugalschalter in einen Induktionsmotor verwandelt.

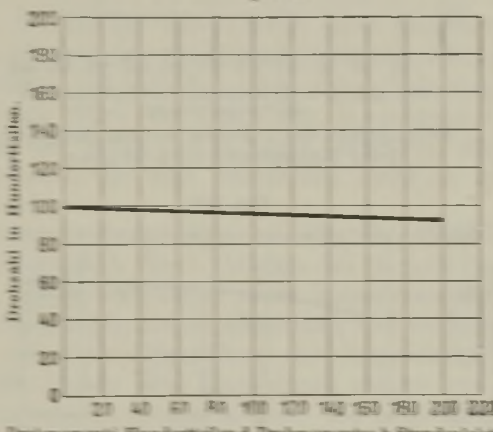
Sie entwickeln ein $2^1/_2$- bis 3faches Anzugsmoment bei etwa dreifachem Normalstrom.

Fig. 526.



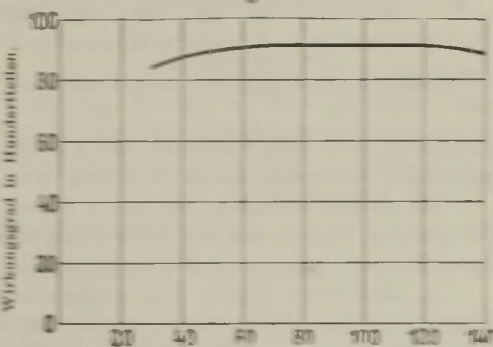
Wicklung eines Drehstrommotors mit Schleifringanker.
Stator: Dreieckgeschaltete Phasenwicklung.
Rotor: Sternschaltung.

Fig. 527.



Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Drehstrommotor.

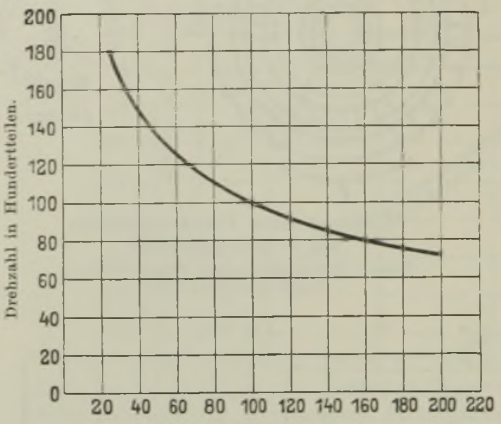
Fig. 528.



Wirkungsgrad eines Drehstrommotors.

Hauptvorteil besteht in dem einfachen Anlassen und Umschalten. Im allgemeinen können sie mit einem einfachen zweipoligen Schalter angelassen werden. Ein besonderer Anlasser ist nur dann nötig, wenn ein $2^1/_2$- bis 3facher Anlaufstrom nicht mehr zulässig ist. (Vermeidung von Stromstößen. Wegfall des Kontrollers.)

Fig. 529.



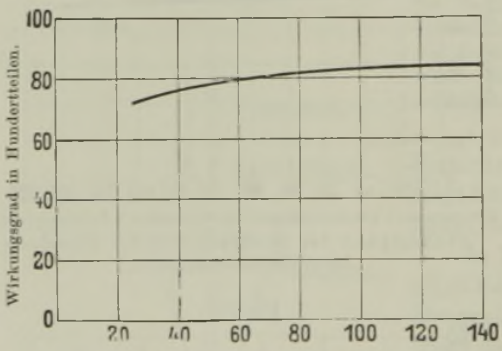
Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Einphasenstrom-Kranmotor.

Drehrichtungswechsel erfolgt durch Umschalten eines Teiles der Statorwicklung.

Anwendung bei Laufkranen, Hafenkranen und Aufzügen. Die Fig. 529 u. 530 zeigen das Verhalten des Motors im Betriebe.

d) Doppelkranmotor für Drehstrom - Hubwerke der A. E. G.[1]) (D. R.-P. a.). Der neue Motor vermeidet den Nachteil der Drehstrommotoren, kleine Lasten nicht schneller als große Lasten zu heben, indem er den leeren Haken und alle Lasten bis zur halben Nutzlast mit der doppelten Vollastgeschwindigkeit hebt. Damit erübrigen sich dann Hubwerke mit Räderübersetzungsänderung durch mechanische Umkupplung.

Fig. 530.



Wirkungsgrad eines Einphasenstrom-Kranmotors.

Der Doppelmotor besitzt den einfachen Aufbau des normalen Asynchronmotors, jedoch mit zwei getrennten Wicklungen im Ständer und im Läufer. Die eine Wicklung mit 8 Polen für langsamen Gang arbeitet zusammen mit einer Läuferwicklung mit 3 Schleifringen.

Die zweite Wicklung ist mit 4 Polen für schnellen Gang bestimmt. Der gleiche Läufer, der die Schleifringwicklung trägt, ist auch noch mit einem Kurzschlußkäfig versehen, der bei der höheren Drehzahl wirksam ist.

Da Drehstrom durch den Ausbau der Überlandwerke immer mehr Eingang in den Häfen findet, so ist der Doppelmotor für die dort ver-

[1]) Siehe Fußnote S. 273.

wendeten Torkrane und Werftkrane insofern von Vorteil, weil bei den großen Hubhöhen der doppelt so schnelle Betrieb bei Halblast und leerem Haken eine wesentliche Verkürzung des Arbeitsspieles herbeiführt.

Auch bei Greiferbetrieb wird das Heben und Senken des leeren Greifers, ferner das Senken des vollen, sowie Öffnen derselben mit gesteigerter Geschwindigkeit ermöglicht.

Ein weiterer Vorteil besteht bei größeren Hubhöhen in der Möglichkeit einer bemerkenswerten Energie-Rückgewinnung in das Netz, die beim Doppelmotor bei übersynchronen Senken mit der 1500-tourigen Wicklung doppelt so groß ist, als bei einem normalen 750-tourigen Motor.

2. Bauart.

Die Motoren werden offen und geschlossen ausgeführt. Da die Erwärmung des Motors eine Hauptrolle spielt, so wird man die Leistung des Motors erhöhen, wenn man für gute Wärmeabfuhr sorgt. Das geschieht am besten durch offene Bauart. Da aber offene Motoren nur in staubfreien Räumen und da, wo sie der Feuchtigkeit nicht ausgesetzt sind, gebraucht werden können, so werden die Kranmotoren zum weitaus größten Teil geschlossen ausgeführt, was natürlich größere Modelle bedingt.

Bei den Drehstrommotoren führt die Frage der Erwärmung zu noch größeren Modellen, da der Motor bei geringer Belastung noch große wattlose Ströme aufnimmt, die eine Abkühlung nicht in genügendem Maße eintreten lassen.

Für kleine Leistungen werden die Motorgehäuse einteilig, für größere in der Achse wagerecht geteilt ausgeführt. Nach Abheben des Deckels sind die Einzelteile, wie Ständer, Läufer und Lager leicht herauszunehmen. Die verwendeten Rollenlager unterliegen keiner Abnutzung und bedürfen fast keiner Wartung, weil sie ohne Erneuerung des Schmierstoffes mehr als 2000 Betriebsstunden laufen. Die Kupplungen müssen etwas Spiel haben und der Schwungmomente wegen so klein wie möglich gehalten werden. Axialer Druck auf die Welle ist zu vermeiden.

Flanschmotoren bis 5 kW werden bei Elektrozügen und Laufkatzen verwendet.

3. Wahl und Berechnung der Hebezeugmotoren[1]).

a) Motorleistung. Maßeinheiten. Das Produkt aus elektromotorischer Kraft E (gemessen in Volt) und Stromstärke J (gemessen in Ampere) ist die elektrische Leistung, welche in Watt gemessen wird. 1 Volt $\times$ 1 Ampere $=$ 1 Watt. Es ergeben sich folgende Beziehungen:

1 Watt $=$ 0,24 WE/s $=$ 0,102 kgm/s, 1 WE $=$ 0,424 kgm,
1 kgm/s $=$ 9,81 Watt, 1 PS $=$ 736 Watt,
1 kW $=$ 1,36 PS $=$ 102 kgm/s.

$$M_d = 716\,\frac{N}{n} = 975\,\frac{\text{kW}}{n} \text{ in kgm.}$$

[1]) Der Inhalt dieses und der folgenden Kapitel des elektrischen Teiles ist im wesentlichen aus den Preislisten der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Siemens-Schuckertwerke und der Druckschrift „Elektrische Kranausrüstungen der Siemens-Schuckertwerke nach 25jähriger Entwicklung“ zusammengestellt.

Mit Stromart und Spannung ist der Konstrukteur vom Kraftnetz abhängig. In besonderen Fällen kann die vorhandene Stromart durch Umformer oder Gleichrichter in eine vorteilhaftere umgewandelt werden.

Maßgebend für die Größe eines Motors ist in erster Linie seine von der Einschaltdauer und Größe des Stromes abhängige Erwärmung während des Betriebes. Bei Kranmotoren wechseln kurze Einschaltzeiten mit Pausen ab, die fast immer größer als die Einschaltzeiten sind. Ein Motor, der nur kurze Zeit läuft, wird kleiner gewählt werden können, als ein dauernd laufender Motor, der sich nicht in Betriebspausen abkühlen kann. Der Hubmotor eines nur zeitweilig benutzten Laufkranes einer elektrischen Zentrale verhält sich bezüglich der Erwärmung anders, als der Hubmotor eines Stripperkranes, für den ein größeres Modell gewählt werden muß.

Die Leistungsbewertung der Kranmotoren erfolgte bisher nach der Zeitleistung für 30-, 45-, 60- oder 90-Minutenbetrieb. Die Zeitleistung gibt aber kein zutreffendes Bild von der wirklichen Belastbarkeit für einen sich über den ganzen Tag erstreckenden aussetzenden Betrieb, weil ein z. B. 45 Minuten ununterbrochen mit seiner entsprechenden Leistung laufender Motor viele Stunden stehen muß, um die nach 45 Minuten erreichte höchst zulässige Endtemperatur wieder zurückzukühlen.

Wenn in den Preislisten noch neben der Aussetzleistung die Zeitleistung geführt wird, so geschieht dies deshalb, um durch einen Vergleich der alten mit der neuen Leistungsbewertung die Richtigkeit der letzteren zu beweisen.

Der Verband deutscher Elektrotechniker (V. D. E.) hat deshalb für aussetzenden Betrieb als Leistungsbewertung die „Aussetzleistung“ geschaffen. Als Richtwert des aussetzenden Betriebes ist die „relative Einschaltdauer“ eingeführt.

b) Relative Einschaltdauer (ED). Man versteht darunter das Verhältnis von Einschaltdauer zur Spieldauer. Das Hundertfache dieses Wertes ist die prozentuale Einschaltdauer ε. Als normale Werte hierfür gelten 15, 25 und 40 v. H. Es ist

$$\varepsilon = \frac{\text{Einschaltzeit}}{\text{Einschaltzeit} + \text{stromlose Pause}} \times 100.$$

Bei regelmäßigem Spiel (Greiferkran) muß die Aussetzleistung mit der angegebenen ED beliebig lange abgegeben werden können.

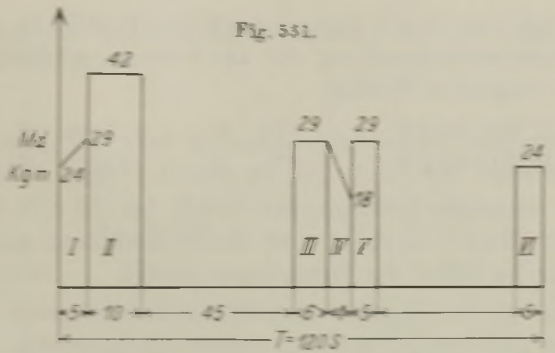
Die einzelne Spieldauer darf aber bei 25 v. H. ED 10 Minuten, und bei 40 v. H. ED 4 Minuten nicht überschreiten.

Bei unregelmäßig verteilter Spieldauer ist als ED das Verhältnis der Summe der Einschaltdauern zur Summe der Spieldauern über eine Betriebsperiode (jedoch höchstens 8 Stunden) zu betrachten.

Wird der Motor ganz unregelmäßig beansprucht wie bei Werkstattkranen, bei denen ein Arbeitsspiel nicht zu ermitteln ist, so muß die ED nach Erfahrungswerten ermittelt werden, wie dies auch früher geschah, als die Motoren auf Zeitleistung (30-, 45-, 60-Minutenleistung) geprüft wurden.

Betrachten wir die Arbeitsweise eines Greiferkranes mit einem Fassungsvermögen des Greifers von 2 t Kohle und 2 t Greifereigengewicht, welcher je Stunde 60 t fördert, also 30 Spiele ausführen soll, so ergibt sich das Arbeitsspiel des Hubmotors nach dem Arbeitsdiagramm Fig. 531.

Fig. 531.



Arbeitsspiel eines Greifers.

I.	Greifer schließen	5 s
II.	„ voll heben	10 „
III.	„ „ senken (Bremsschaltung)	6 „
IV.	„ öffnen	4 „
V.	„ leer heben	5 „
VI.	„ „ senken (Bremsschaltung)	5 „
	Gesamte Einschaltdauer	35 s.

Die relative Einschaltdauer beträgt demnach bei 30 Spielen je Stunde

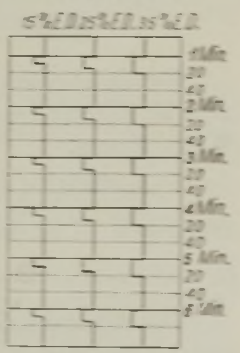
$$\varepsilon = \frac{35}{120} \cdot 100 = 29 \text{ v. H.}$$

Ist das kW-Diagramm gegeben, so läßt sich dieses durch Umrechnung leicht in das M_d-Diagramm verwandeln.

Es ist $$M_d = \frac{\text{kW}}{n} \cdot 975.$$

Die von der AEG hergestellten Kranspielzähler ermöglichen die selbsttätige Prüfung der Arbeitsweise eines Kranes und damit der prozentualen E.D. Durch Schreibstifte wird jede Einschaltung der Motoren (normal bis zu 4 Motoren) auf einem mit 50 mm Vorschub bewegten Papierstreifen aufgezeichnet. Die Abstände der Beobachtungsecke bedeuten die Dauer der Betriebspausen.

Fig. 532.



Aufzeichnung des Spielzählers.

c) Wahl der Gleichstrommotoren. Zur Auswahl des Motors ist zunächst die Hubleistung zu bestimmen, die sich aus Vollast Q, Geschwindigkeit v und Wirkungsgrad η des Triebwerkes ergibt zu

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} \text{ in PS} \quad \text{oder} \quad N = \frac{Q \cdot v}{102 \cdot \eta} \text{ in kW.}$$

Für obigen Greiferkran sei zum Heben der Vollast eine Motorleistung von 26 kW bei $n = 600$ und 440 Volt erforderlich. Dem entspricht ein Ankerdrehmoment

$$M_d = \frac{\text{kW}}{n} \cdot 975 = \frac{26}{600} \cdot 975 = 42\,\text{kgm}.$$

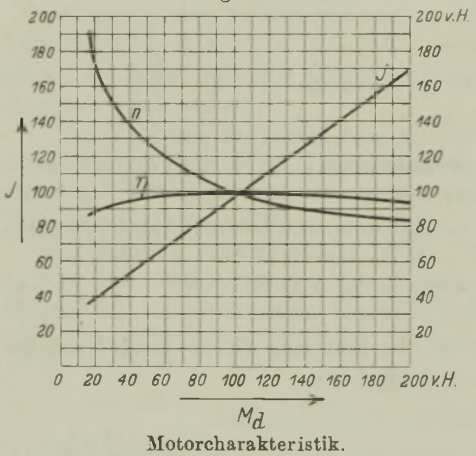
Dem Wert von 26 kW kommt nach der Tabelle 53 der GH-Motoren mit Reihenschlußwicklung für 440 Volt am nächsten ein Motor GH 260 mit folgenden Werten:

bei 25 v. H. ED 30 kW; $n = 570$; $M_d = 52\,\text{kgm}$; $J_{25} = 78{,}5\,A$
„ 40 v. H. ED 22 kW; $n = 670$; $M_d = 32\,\text{kgm}$; $J_{40} = 58\,A$.

Da die verlangte Leistung von 26 kW bei 29 v. H. ED zwischen diesen beiden Werten liegt, so muß durch Rechnung geprüft werden, ob der Motor bezüglich der Erwärmung genügt.

Die Leistung des Hauptstrommotors und damit auch seine Stromaufnahme ist nicht verhältnisgleich seinem Drehmoment.

Fig. 533.



Motorcharakteristik.

Die Erwärmung ist abhängig von der Stromaufnahme, und diese ist verhältnisgleich dem Quadrat der Stromstärken J in den einzelnen Teilen des Arbeitsspieles.

Es müssen also zunächst die einzelnen auftretenden Stromwerte festgelegt werden. Dies geschieht mit Hilfe der Schaulinien der Fig. 533 (Motorcharakteristik der GH-Motorenreihe), welche die Abhängigkeit der Stromaufnahme in Hundertteilen des normalen Drehmomentes zeigen.

Zu diesem Zwecke setzen wir die Leistung des gewählten Motors bei 25 v. H. ED mit einem $M_d = 52\,\text{kgm}$ gleich 1 und beziehen die übrigen Werte darauf.

Das wirkliche M_d bei Vollast — im Diagramm Fig. 531 mit 42 kgm angegeben — ist dann in Hundertteilen ausgedrückt $\frac{42}{52} = 0{,}8$, ferner für die erste Ordinate mit $M_d = 24\,\text{kgm}$ $\frac{24}{52} = 0{,}46$ usw.

Die dazugehörigen Stromaufnahmen in v. H. entnehmen wir Fig. 533 und greifen dort z. B. für $M_d = 0{,}46$ die Ordinate 0,6, für $M_d = 0{,}8$ den Wert 0,85 v. H. usw. ab. Damit ergibt sich folgende Aufstellung.

Teilspiel Nr	I	II	III	IV	V	VI
M_d in kg, wirklich	24 · · · 29	42	29	29 · · · 18	29	24
M_d in v. H. des wirkl. M_d .	0,46 0,56	0,80	0,56	0,56 0,35	0,56	0,46
Stromaufnahme in v. H. . .	0,6 0,66	0,85	0,66	0,66 0,53	0,66	0,6
Zeiten t	5	10	6	4	5	5

Es ist nun der quadratische Mittelwert aus den einzelnen Stromstärken nach der Formel

$$(1) \cdot \cdot \cdot J_m = \sqrt{\frac{\varepsilon (J^2 t)}{\varepsilon t}}$$

zu bilden, worin bei zwei in einem Arbeitsspiel auftretenden Stromwerten die mittels der Integralrechnung ermittelte Beziehung

$$J_m = \sqrt{\frac{(J_1^2 + J_2^2 + J_1 \cdot J_2) \cdot t/3}{t_1}}$$

gilt. Es ist also:

$$J_m = J_{25} \sqrt{\begin{array}{lll} \text{I} & (0{,}6^2 + 0{,}66^2 + 0{,}6 \cdot 0{,}66)\frac{5}{3} \; . \; . & = 2 \\ \text{II} & + 0{,}85^2 \cdot 10 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & = 7{,}22 \\ \text{III} & + 0{,}66^2 \cdot 6 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & = 2{,}64 \\ \text{IV} & + (0{,}66^2 + 0{,}53^2 + 0{,}66 \cdot 0{,}53)\frac{4}{3} & = 1{,}43 \\ \text{V} & + 0{,}66^2 \cdot 5 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & = 2{,}2 \\ \text{VI} & + 0{,}6^2 \cdot 5 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & = 1{,}8 \\ & & \overline{17{,}29} \\ & : 5 + 10 + 6 + 4 + 5 + 5 \; . \; . & = 35 \end{array}} = 0{,}7$$

$$J_m = J_{25} \cdot 0{,}7 = 78{,}5 \cdot 0{,}7 = 55\,A.$$

Die Wärmemenge, welche durch Verluste erzeugt wird, darf nicht größer sein als diejenige, welche abgeführt werden kann. Der Gleichgewichtszustand zwischen beiden wird ausgedrückt durch die Gleichung

$$(2) \cdot \cdot \cdot A = (J_m^2 + B)\,\varepsilon + C \cdot m \cdot f.$$

Darin bedeutet:

A eine Konstante als Maß für die Wärmemenge, die von einem bestimmten Kranmodell an die Außenluft abgeführt werden kann. Ihr Wert ist für 8- und 24-stündige Schicht verschieden, weil die größeren Modelle ihre Endtemperatur erst nach längerem als 8-stündigem Betrieb erreichen. Sie können also, wenn nur 8 Stunden gefahren wird, höher ausgenutzt werden.

B eine Konstante als Maß für die Zahneisenverluste.

C eine Konstante als Maß für die zusätzliche Erwärmung durch die Anlaufströme.

Diese drei Größen sind für jedes Motormodell durch Versuche ermittelt und in den Tabellen enthalten.

m die Anzahl der Motorbeschleunigungen während eines Kranspieles. Spielteile, in denen der Motor in Senkbremsschaltung arbeitet, also von der Last angetrieben wird, zählen nicht mit.

f die Anzahl der Kranspiele in einer Stunde.

Der mit Formel (2) erhaltene Wert A_1 stellt also die beim Arbeitsspiel entwickelte Wärmemenge dar. Er muß demnach $A_1 \leqq A$ sein, wenn der Motor brauchbar sein soll. Andernfalls ist ein größeres Modell zu wählen.

Nach der Tabelle 53 ist für Motor GH 260

$$A = 2280, \quad B = 1385, \quad C = 4{,}44.$$

Ferner wird $m = 4$, weil das Diagramm 2 Senkperioden enthält, bei welchen der Motor durch die Last beschleunigt wird, und

$$f = \frac{3600}{120} = 30.$$

Mit diesen Werten wird

$$A_1 = (55^2 + 1385) \cdot 0{,}29 + 4{,}44 \cdot 4 \cdot 30 = 1811.$$

Der Motor reicht also aus, da $A_1 < A$ ist.

Tabelle 53.

Geschlossene Gleichstrommotoren mit Reihenschlußwicklung für 440 Volt.

Siemens-Schuckertwerke. (Auszug.)

Modell	ε = 15 v. H. ED				ε = 25 v. H. ED				ε = 40 v. H. ED				Konstante			GD^2
	Leistung	Strom	Drehzahl	Drehmoment	Leistung	Strom	Drehzahl	Drehmoment	Leistung	Strom	Drehzahl	Drehmoment	8 Stunden			
GH	kW	A	n	D	kW	A	n	D	kW	A	n	D	A	B	C	kgm²
62	3,8	12	805	4,7	3,1	9	940	3,2	2,3	6,8	1080	2,1	24,5	10,5	0,027	0,25
82	5,6	16,1	890	6,2	4,3	11,9	1025	4,1	3,3	9,1	1170	2,7	46	25,5	0,053	0,5
122	9,1	24,8	870	10,1	7,0	18,6	990	6,9	5,3	14,1	1135	4,6	116	57	0,106	0,7
191	15,1	41	650	22,6	11,5	30,7	735	15,3	8,3	23	830	9,8	320	186	0,62	3,5
241	23	63	600	37,5	17,2	47	685	24,5	12,2	34	795	15	940	610	1,17	6
250	31	81	555	55	23,4	60	625	36,5	17	44,5	730	22,5	1 360	785	2,57	9,5
260	42	106	505	80	30	78,5	570	52	22	58	670	32	2 280	1385	4,44	17
270	63	157	585	105	44	113	660	65	31,2	82	790	38,5	5 550	4130	9,35	25
280	88	217	520	164	61	157	590	101	43	112	720	58	11 000	8720	18,5	45

Nach Mitteilung der Siemens-Schuckertwerke wird die Osbornesche Konstantenrechnung für Gleichstrom verlassen. Die Berechnung der Gleichstrom- und Drehstrommotoren soll in Zukunft einheitlich behandelt werden.

Ausführliche Tabellen der Elektromotoren in neuer Ausführung befinden sich im Anhang.

d) Wahl der Drehstrommotoren. An Hand des Arbeitsdiagramms bestimmt man wieder nach Gleichung (1), S. 277, den quadratischen Mittelwert N_m während eines Spieles und ebenso die prozentuale Einschaltdauer ε.

Da meist mehr als sechs Spiele in der Stunde vorkommen, so müssen die in den Listen angegebenen Motorleistungen N_6 nach der Formel

$$(1) \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad N_m < N_6 (1 - C \cdot m \cdot f)$$

ausgerechnet werden. Hierin ist

N_m der quadratische Mittelwert der Leistung während eines Spieles,
N_6 die Leistung des nach Liste gewählten Motors,
C eine Konstante, für die Verluste beim Anfahren,
m die Anzahl der Motorbeschleunigungen während eines Spieles,
f die Anzahl der Kranspiele in einer Stunde.

Die relative Einschaltdauer ε_x des Arbeitsdiagramms liegt meist zwischen den Normalwerten von 15, 25 und 40 v. H. Die Leistung N_6 für die gewünschte Einschaltdauer wird dann nach Gleichung

$$(2) \cdot \cdot \cdot \quad N_6' = \frac{N_6 \varepsilon_1 - N_6 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} (\varepsilon_2 - \varepsilon_x) + N_6 \varepsilon_x.$$

Liegt dagegen das berechnete ε_c über 40 v. H. ED, so muß man aus dem ermittelten quadratischen Mittelwert der Leistung den Wert N_m nach Gleichung

$$(3) \cdot \cdot \cdot \quad N_m' = \frac{N_m \cdot \varepsilon_x}{1 - k\,(\varepsilon_x - 0{,}4)} \text{ berechnen.}$$

Für $n = 1000$ ist $k = 2$,
„ $n = 750$ „ $k = 3$,
„ $n = 600$ „ $k = 4$.

e) Wahl der Motoren nach den AEG-Preislisten. Die AEG rechnet

für leichten Betrieb ED = 15 v. H.,
„ normalen „ ED = 25 v. H.,
„ schweren „ ED = 40 v. H.

und stellt folgende vier Belastungsreihen auf, nach denen die Motoren gewählt werden:

Tabelle 54. **Belastungsreihe der AEG-Motoren.**

Belastungsreihe	Wechselnde Last		Vollast	
	Betrieb	ED	Betrieb	ED
I	leicht	15	—	—
II	normal	25	leicht	15
III	schwer	40	normal	25
IV	—	—	schwer	40

Ein normaler Betrieb mit wechselnder Last ist demnach einem leichten Betrieb mit Vollast gleichzustellen, oder ein Betrieb mit 40 v. H. ED Wechselleistung einem Betrieb mit 25 v. H. ED Vollastleistung.

Literatur: Siemens-Schuckertwerke, „Berechnung von Kranmotoren für gegebene Arbeitsspiele“. AEG, „die Leistungsbewertung bei den AEG-Einheitskranmotoren“. C. Schiebeler, „Elektromotoren für aussetzenden Betrieb und Planung von Hebezeugantrieben“. Verlag Hirzel, Leipzig.

f) Drehzahl. Da der Wunsch nach geringen Anlagekosten zur Wahl von möglichst hohen Umdrehungszahlen treibt, so wird man überall dort, wo es auf schnelles Anfahren und genaues Halten nicht ankommt, Motoren mit höheren Drehzahlen (bis 1500 i. d. Min.) wählen. Das gilt z. B. für Katzfahrwerke von Kranen mit geringen Fahrgeschwindigkeiten, für Fahrwerke selten verfahrener Verladebrücken und Torkrane, für Laufkatzen und Fahrwerke von Werkstatt- und Montagekranen. Jedoch ist überall da, wo Fahr- oder Drehwerk schnell und häufig umgesteuert werden müssen und ein geringes

Überfahren des Zieles schon Nachteile mit sich bringt, die Wahl langsam laufender Motoren ($n = 500$ bis 750) zu empfehlen (Stripperkrane, schnell fahrende Laufkatzen mit angebautem Führerstand usw.).

Beim Hubwerk ist die Wahl der Drehzahl des Motors sowohl mit Rücksicht auf etwaiges Durchgehen, als auch auf die geforderte Steuerfähigkeit maßgebend.

Bei Verwendung von selbstsperrenden Getrieben oder von Lastdruckbremsen ist ein Durchgehen des Motors an und für sich ausgeschlossen und ein Motor mit hoher Drehzahl (1500) zulässig, anderenfalls müssen, abgesehen von später angegebenen Sicherheitsmaßnahmen, Motoren von geringerer Drehzahl gewählt werden. Dies trifft besonders dann zu, wenn das Getriebe einen hohen Wirkungsgrad besitzt, so daß schon kleine Lasten den Motor stark beschleunigen, oder wenn der Motor, um den leeren Haken oder kleine Lasten zu senken, im Senksinne auf Arbeitsstellung geschaltet wird. Eine zu große Beschleunigung gefährdet den Motor in mechanischer Hinsicht. Besonders vorsichtig muß die Drehzahl gewählt werden, wenn das Senken der Last, wie z. B. beim Härten von großen Geschützrohren, mit einem Vielfachen der Hubgeschwindigkeit erfolgt.

In der Tatsache, daß die Drehzahlen der Motoren gleicher Leistungen, aber verschiedener Fabrikate sich ziemlich stark unterscheiden, liegt für Kranbesitzer in gleicher Weise wie für den Krankonstrukteur und die Elektrizitätsfirmen ein Übelstand, dessen Beseitigung anzustreben wäre. Auch die Zahl der Bauarten zu beschränken, liegt mit Rücksicht auf die Reserve zum mindesten im Interesse des Verbrauchers.

Dipl.-Ing. C. Michenfelder macht folgende in der Tabelle enthaltene Vorschläge.

Motorleistung PS	Verwendungsgebiet
5	Katzfahrwerk kleiner Krane, Drehwerke, Kippwerke von Chargiermaschinen, Stripperkranen usw.
12	Katzfahrwerke größerer Krane, Kranfahrwerk kleinerer Krane,
25	Hubwerk kleiner Krane, Kranfahrwerk mittlerer Krane,
45	Hubwerk mittlerer Krane, Kranfahrwerk größerer Krane,
75 bis 80	Hubwerk und Kranfahrwerk von Kranen größerer Tragkraft bzw. solcher mit sehr großen Arbeitsgeschwindigkeiten.

4. Anlassen und Abstellen der Motoren.

a) Gleichstrom. Läßt man den Netzstrom ohne weiteres auf den stillstehenden Motor einwirken, so wird der Ankerstrom eine außerordentliche Größe erreichen (bei Gleichstrom etwa das 50fache, bei Drehstrom etwa das 6fache der normalen Stromstärke) und durch die Wärmeentwicklung für die Ankerwindung gefährlich werden, d. h. die Isolierung des Motors verbrennen. Das Einschalten von größeren Motoren ohne Anlasser ist gleichbedeutend mit Kurzschluß. Außerdem würde durch eine derartige starke Stromentnahme bei gleichzeitigem Lichtbetrieb ein störender Spannungsabfall hervorgerufen werden.

Es muß deshalb ein Anlaßwiderstand eingeschaltet werden, welcher den in den Anker eintretenden Strom beim Anlauf abschwächt, bis die elektromotorische Gegenkraft genügend groß geworden ist. Die Widerstände bewirken Energieverluste, weil ein Teil der Stromenergie in ihnen in Wärme umgesetzt wird.

Der Widerstand muß so groß sein, daß die anfängliche Stromstärke höchstens etwa zwei- bis dreimal so groß ausfällt, wie im Beharrungszustande.

Bei Hauptstrommotoren ist die Wirkung nicht so ungünstig wie bei Nebenschlußmotoren, so daß man kleine Hauptstrommotoren bis $^1/_2$ PS ohne weitere Nebeneinrichtungen anlassen kann. Es ist bei Hauptstrommotoren ferner gleichgültig, ob die Widerstände vor oder hinter dem Anker liegen, weil Magnet- und Ankerwicklung in demselben Stromkreis liegen.

Für Hauptstrommotoren werden allgemein 50 v. H. Stromüberlastung zugelassen, während man bei Nebenschlußmotoren mit Rücksicht auf das Feuern des Kollektors nur höchstens etwa 20 v. H. gestattet.

Auch bei richtig abgestuftem Anlasser kann dem Motor ein zu großer Strom zugeführt werden, nämlich dann, wenn man weiter schaltet, bevor in jeder Stufe die konstante Drehzahl erreicht ist. Es gilt deshalb die Regel: Langsam einschalten!

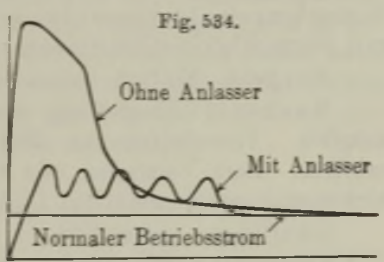
Beim Ausschalten unter Vollast dagegen muß rasch mit der Kurbel zurückgegangen werden, da sich sonst die Anlaßwiderstände zu stark erhitzen bzw. verbrennen würden. Also: Rasch ausschalten!

b) Drehstrom. Fig. 534 zeigt die Stromkurve beim Einschalten. Drehstrommotoren bis zu 2 PS können ohne Vorschaltwiderstand angelassen werden. Für größere Motoren kommen in Betracht:

1. Kurzschlußanker und Einschalten des Motors mittels Schalthebels im Gehäusestromkreis.

2. Besonderer Anlaßwiderstand, welcher in den Stromkreis des Motors geschaltet ist.

Für Einschalten und Abstellen gelten dieselben Regeln wie beim Gleichstrommotor: Langsam einschalten, schnell ausschalten.



Stromkurven eines Drehstrommotors beim Einschalten mit und ohne Anlasser.

c) Einphasenmotoren. Das Anlassen erfolgt bei kleineren Motoren bis 11 PS mittels eines einfachen zweipoligen Schalters, der, als Umschalter ausgeführt, ohne weitere Anlaßapparate an das Netz gelegt werden kann. Bei größeren Motoren ist ein Anlaßtransformator erforderlich, wenn zur Vermeidung von Stromstößen ein $2^1/_2$- bis 3facher Anlaufstrom nicht mehr zulässig ist.

5. Regulieren der Drehzahl.

Der Einfachheit halber werden zur Regulierung der Drehzahl gewöhnlich die Anlaßwiderstände benutzt.

Beim Hauptstrommotor erfolgt die Regulierung der Drehzahl durch Änderung der Klemmenspannung mittels des vorgeschalteten Widerstandes.

Beim Nebenschlußmotor erfolgt die Regulierung durch Änderung der Feldstärke. Zu diesem Zwecke wird in die Nebenschlußleitung ein Regulierwiderstand eingeschaltet, durch welchen der Magnetstrom verändert werden kann.

Beim Drehstrommotor Regulierung meist mit Hilfe eines in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes. Diese Regelungsart entspricht in wirtschaftlicher Beziehung derjenigen mit einem Ankerwiderstand beim Nebenschlußmotor.

6. Änderung der Drehrichtung.

Bei Hauptstrom- und Nebenschlußmotoren hat man die Stromrichtung im Anker allein umzukehren, während sie in den Magneten gleich bleiben muß.

Bei Drehstrommotoren sind zwei Zuleitungen zu vertauschen.

Bei Einphasen-Kommutatormotoren erfolgt der Drehrichtungswechsel durch Umschalten eines Teiles der Statorwicklung.

7. Elektrische Bremsung.

Generator-Senkbremse. Nebenschluß- und Drehstrommotoren arbeiten bei entsprechender Schaltung als Generatoren, sobald ihre Höchstgeschwindigkeit um etwa $^1/_{10}$ überschritten wird. Sie verwandeln dann die Arbeit der sinkenden Last in elektrische Energie.

Anwendung bei Nah- und Fernsteuerung, wenn die Winden mit Schneckengetriebe ausgerüstet sind. Bei Stirnradantrieb ist Verbindung mit Kurzschluß-Senkbremsung erforderlich.

Vorteil: Einfach und wirtschaftlich.

Nachteil: Einstellung auf geringere Geschwindigkeit ist nicht möglich. Vorschalten von Widerständen würde die Geschwindigkeit erhöhen. Zum Verzögern und Festhalten der Last ist eine besondere elektromagnetisch gelüftete Haltebremse notwendig.

Schaltungen siehe S. 284 u. f.

Kurzschluß-Senkbremsung. Anwendung: Als Senkbremse bei großer Einfachheit fast ausschließlich überall da verwendet, wo der Kranführer nicht neben der Winde stehen kann (Fernsteuerung).

Wirkungsweise: Die Arbeit der sinkenden Last wird wieder in elektrische Energie und dann in Wärme umgesetzt.

Nebenschlußmotor: Die Magnete bleiben am Netz, der Anker wird umgekehrt und über einen Widerstand kurzgeschlossen. Die Senkgeschwindigkeit läßt sich durch Änderung des Widerstandes beliebig einstellen.

Hauptstrommotor: Bei Schneckenantrieb werden die Magnete in den Kurzschlußstrom gelegt. Die Erregung tritt erst ein, wenn eine gewisse Senkgeschwindigkeit erreicht ist. Bei Stirnradantrieb ist Schaltung so, daß bei der ersten Senkstellung die Magnete sowohl vom Kurzschlußstrom als auch vom Netzstrom durchflossen werden. Es ist von Anfang an eine kräftige Erregung vorhanden.

Erforderlich ist bei beiden Motoren wieder eine mechanische Haltebremse, ratsam eine Fliehkraftklingel am Motor, um gefährlich große Senkgeschwindigkeiten fernzuhalten.

Schaltungen siehe S. 284 u. f.

Gegenstrom-Senkbremsung bei Drehstrom. Bei derselben wird der Motor auch beim Senken im Hubsinne geschaltet und in den Rotor so große Widerstände eingeschaltet, daß er von schweren Lasten entgegen dem Drehfeld angetrieben wird (vgl. S. 287). Anwendung in Gießereien zweckmäßig, wo Formkästen um wenige Millimeter langsam gesenkt werden müssen.

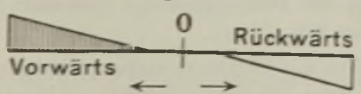
8. Steuerung der Motoren.

Der Hebezeugführer muß durch die Steuervorrichtungen vorwärts und rückwärts fahren und bremsen können. Diese Vorgänge müssen nach Bedarf langsam oder schnell ausgeführt werden. Je nach der Belastung und den Eigenschaften des Motors sind, um die gewollte Bewegung des Motors zu erreichen, verschiedene Steuerverfahren erforderlich, die in zwei Gruppen zerfallen. Die erste Gruppe umfaßt Schaltungen für Fahrwerke, bei denen dieselben Bewegungen in beiden Richtungen gefordert werden. Für Drehwerke gelten dieselben Schaltungen. Die zweite Gruppe umschließt die Hubwerke, bei denen das Hinzutreten der Senkbremsung eine Unsymmetrie in der Schaltung erfordert. **Bei den nachfolgend dargestellten Schaltungen ist der Schaltweg des Steuerapparates als Abszisse, das Motordrehmomont als Ordinate aufgetragen.** Das in der Bewegungsrichtung ausgeübte Moment des Motors ist beim Heben nach oben, beim Senken nach unten und das Bremsmoment in beiden Fällen entgegengesetzt aufgetragen. Im übrigen sind Eigenschaften und Anwendungsgebiete nur in kurzen Stichworten angegeben.

a) Gleichstromschaltungen für Fahrwerke und Drehwerke.

1. Einfache Umkehrung (Fig. 535). Symmetrischer Aufbau der Steuerwalze ohne Bremsstufen. Für Katz- und Kranfahrwerke bei kleineren Massen, bis

Fig. 535.

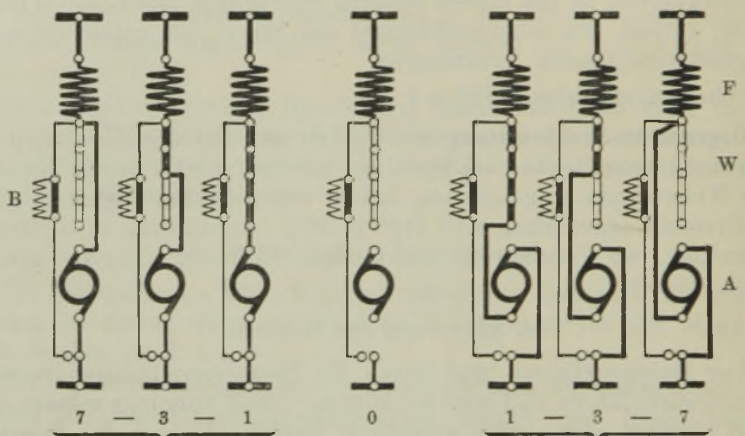


0.4 m/s Geschwindigkeit. Der Motor wird über Vorschaltwiderstände, die gleichzeitig zur Drehzahlregulierung dienen, angelassen. Änderung der Fahrrichtung erfolgt durch Umkehrung der Stromrichtung im Anker. In Fahrstellung ist dem

Motor der Gesamtwiderstand vorgeschaltet, der so bemessen ist, daß auch das unbelastete Fahrzeug mit geringer Geschwindigkeit fahren kann.

Für genaues Abstoppen kann eine Band- oder Klotzbremse vorgesehen werden, die von Hand oder durch Magnet betätigt wird. Bremsen durch Gegenstrom ist zu vermeiden. Stromverlauf bei den Einzelschaltungen zeigt Fig. 536.

Fig. 536.



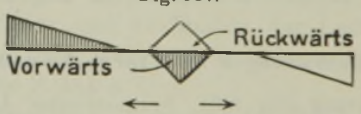
Schaltbild der einfachen Umkehr-Fahrschaltung.

A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

2. Umkehrung mit Nachlaufbremsung (Fig. 537). Für 1 m/s Fahrgeschwindigkeit. Anker arbeitet beim Bremsen als Generator auf Widerstände. Bei größeren Geschwindigkeiten mechanische Hilfsbremsung. Zu Schaltbild Fig. 538 ist zu bemerken: Beide Fahrtrichtungen gemeinsame Bremsstellungen, B_2 Ruhestellung.

Generatorbremsung sinkt mit der Drehzahl und wird bei kleiner Drehzahl wirkungslos. Die Nachlaufbremsung schützt daher nicht gegen unbeabsichtigtes Fahren, z. B. durch Winddruck. Deshalb ist in diesen Fällen eine Magnetbremse erforderlich.

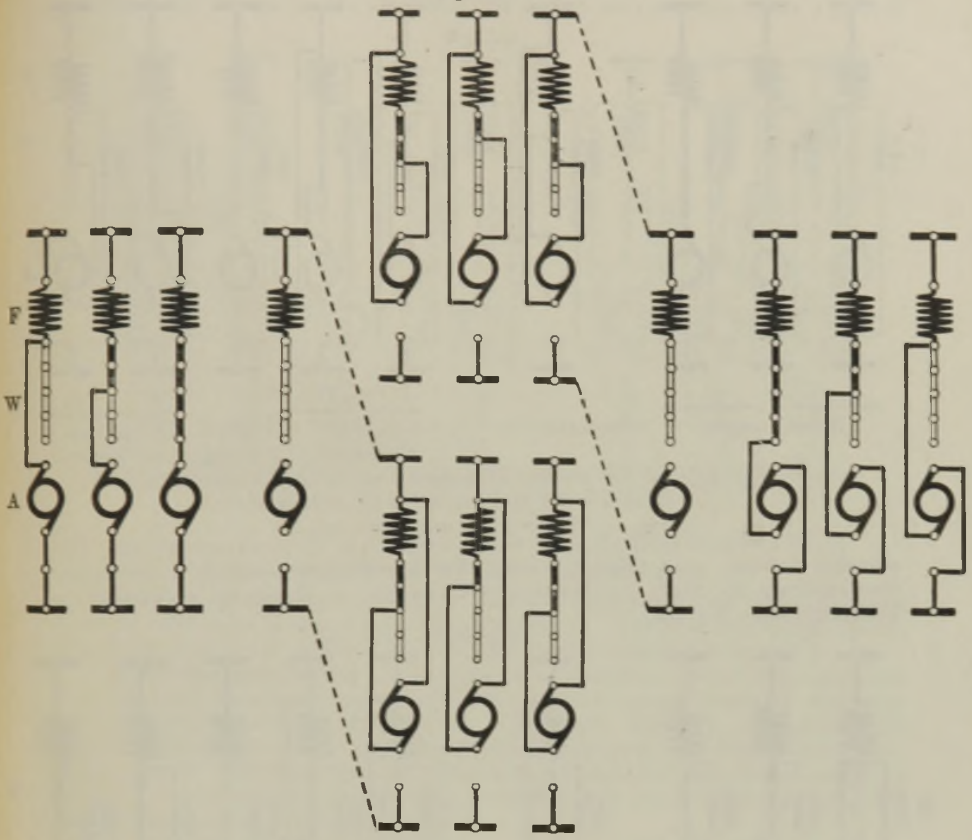
Fig. 537.



3. Für Drehstrom gibt es eine der Schaltung 1 genau entsprechende Schaltung, für Schaltung 2 nicht, da der Drehstrommotor sich nicht in einen Generator mit Selbsterregung verwandeln läßt.

4. Kommutatormotoren mit Bürstenverstellung haben besonders dann den Vorzug größter Einfachheit, wenn die Bürstenbrücke unmittelbar vom Kranführer bedient werden kann. Steuerwalzen und Widerstände sind überflüssig. Bei Verwendung von Serienmotoren mit Stufentransformatoren ist Fernsteuerung ohne weiteres möglich.

Fig. 538.

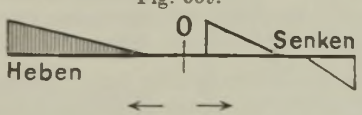


Schaltbild der Umkehrung mit Nachlaufbremsung.
A Anker, *F* Feld, *W* Widerstand.

b) Gleichstromschaltungen für Hubwerke.

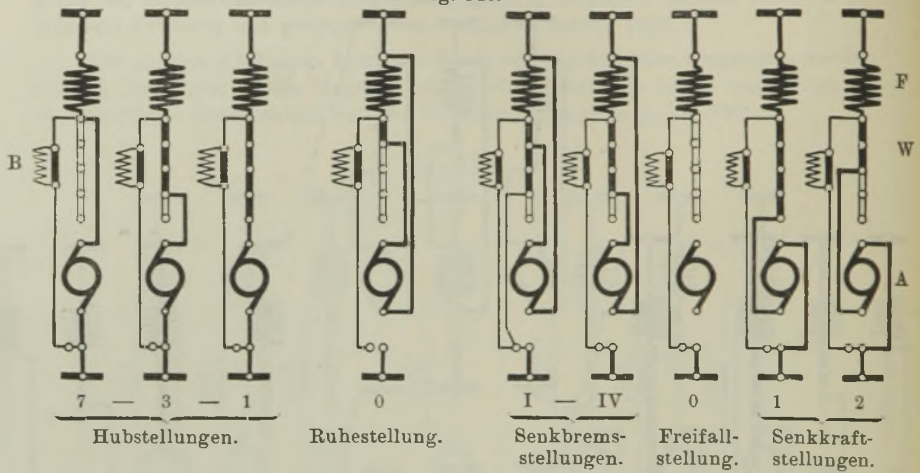
α) Einfache Umkehrung. Nur noch bei kleinen Hebezeugen und in Sonderfällen anzutreffen. Bei selbstsperrenden Schnecken und Senken mit Lastdruckbremsen gleich Schaltung 1 für Fahrwerke. Gewöhnlich wird dabei Haltebremse vorgesehen.

Fig. 539.



β) Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung. Für nicht sperrende Hubwerkantriebe. Für Montage- und Gießereikrane, für stoßfreies Bewegen auf ganz kleine Hub- und Senkstrecken (siehe Fig. 539 und 540). Für Senken der leeren Haken oder kleiner nicht durchziehender Lasten. Zwei Senkkraftstellungen, dabei wird der Motor im Senksinne angetrieben.

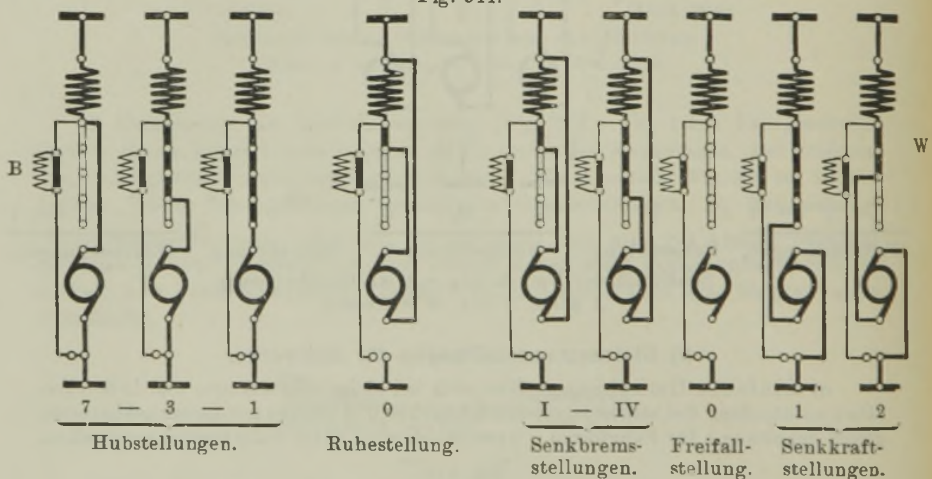
Fig. 540.



Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung für Hubwerke (Schaltbild).
A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

γ) Senkbremsschaltung mit schwacher Fremderregung. Für schnelles Arbeiten ohne feine Regelung. Der Bremsmagnet versieht in der ersten Bremsstellung die Stelle des Vorschaltwiderstandes in Schaltung *α* (schwächere Erregung, siehe Fig. 541).

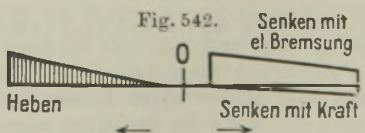
Fig. 541.



Senkbremsschaltung mit schwacher Fremderregung für Hubwerke (Schaltbild).
A Achse, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

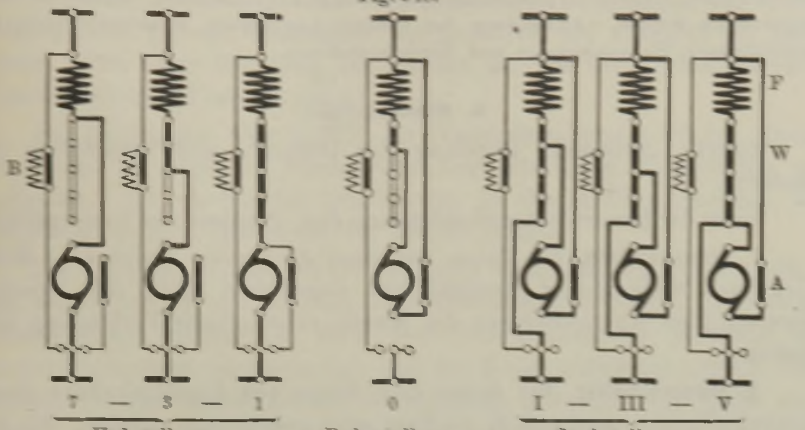
δ) Sicherheits-Senkschaltung (Fig. 542). Durchgehen der Last ist ausgeschlossen, solange die elektrische Anlage in einwandfreiem Zustande.

Fig. 542.



Motor arbeitet beim Heben als Hauptstrommotor; beim Senken als Nebenschlußmaschine, bei kleinen Lasten als Motor, bei großen als Generator (siehe Fig. 543).

Fig. 543.



Sicherheits-Senkschaltung für Hubwerke (Schaltbild).

A Anker, B Bremsmagnet, F Feld, W Widerstand.

c) Drehstromschaltungen für Hubwerke.

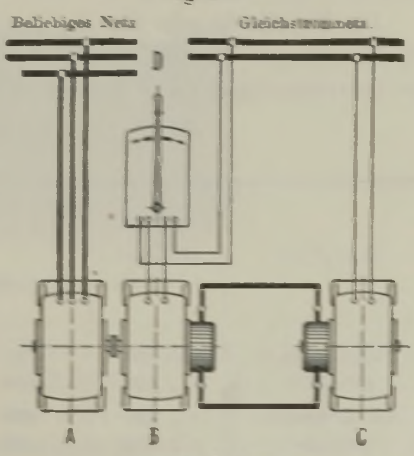
Einfache Umkehrung: Schaltung wie bei Gleichstrom für selbstsperrende Getriebe oder beim Senken mittels Lastdruckbremse. Nachlauf kann durch Bremsmagneten abgebremst werden. Im Falle der Gefahr Gegenstrombremsung.

Sicherheits-Senkschaltung. Anwendung dann, wenn Antrieb keine selbstsperrende Schnecke oder Lastdruckbremse enthält und wo eine genaue Regelung der Senkgeschwindigkeit nicht erforderlich ist. Sie kommt daher für Hafenkrane mit großen Hubhöhen oder bei rasch arbeitenden Laufkatzen mit Fernsteuerung, wo das Anbringen von Hand betätigter Manöverierbremsen Schwierigkeiten macht, in Betracht. Dabei wird Motor im Senksinne eingeschaltet, von der Last übersynchron durchgezogen, wirkt bremsend als Generator. Je nachdem großer oder kleiner Widerstand im Rotorstromkreise, ist die Geschwindigkeit des Senkens groß oder klein. Zum Abbremsen des Nachlaufes sowie Festhalten der angehobenen Last in beliebiger Stellung muß eine doppelt wirkende magnetische Haltebremse vorgesehen werden.

Gegenstrom-Senkschaltung. Für Krane mit genauen Bewegungen, Gießerei- und Werkstattkrane. Motor ist auch beim Senken im Hubsinne eingeschaltet mit viel Widerstand im Rotorstromkreise, so daß Durchziehen entgegen dem Drehfelde erfolgt.

Leonardschaltung. Für Hebezeuge mit sehr großen Motorleistungen mit sehr feiner Regelung und Steuerung während langer Arbeitszeiten wird die Leonardschaltung (Fig. 544) verwendet. Dabei erhält der Anker des Arbeitsmotors erst Strom aus einer

Fig. 544.



Leonardschaltung.

A Steuermotor, B Steuerdynamo, C Arbeitsmotor, D Steuerhebel.

Gleichstromsteuerdynamo. Die Steuerung erfolgt durch Betätigung des Nebenschlußregulators, also durch Änderung der dem Arbeitsmotor zugeführten Spannung. Die Steuerdynamo kann durch jeden beliebigen Motor (Dampfmaschine, Gasmaschine usw.) angetrieben werden. Anwendung bei Gießerei-Laufkranen, Schwimmkranen, Geschützkranen, Waggonkippern und Fördermaschinen.

9. Steuergeräte.

Zweck: Anlassen, Regelung der Drehzahl und Umschalten der Motoren.

Nach der Bauart unterscheidet man drei Gruppen von Steuergeräten:

1. **Steuerwalzen,** bei denen auf einer drehbaren Walze eine Reihe elektrisch verbundener Kontaktringe angeordnet sind, die zwischen feststehenden Kontaktfingern die jeweils erforderliche Verbindung herstellen.

2. **Steuerschalter,** bei denen eine Reihe von Einzelschaltern durch Kurvenscheiben mechanisch geöffnet oder geschlossen werden. Sie besitzen eine größere Lebensdauer bei angestrengtem Betrieb als Steuerwalzen.

3. **Schützensteuerungen,** bei denen eine Meisterwalze eine Reihe elektromagnetisch betätigter Schalter — Schützen — steuert. Sie werden für große Schaltleistungen und Schalthäufigkeiten verwendet, weil bei deren Bedienung der Führer am wenigsten ermüdet. Die zu betätigende Meisterwalze hat nur die kleinen Zugspulenströme der Schützen zu schalten, während die eigentliche Schaltarbeit des Aufeinanderpressens der Kontakte von den Magneten geleistet wird. Vgl. S. 296.

Für die Verwendung der Steuergeräte sind die Anforderungen der Geschwindigkeitsregelung und die Schalthäufigkeit maßgebend.

Die Tabelle 55 gibt für die drei Betriebsarten die höchstzulässigen Schaltleistungen in v. H. der Nennschaltleistung an. Diese entspricht der Leistungsabgabe des Motors in kW.

Tabelle 55.

Schaltbetrieb	Schalthäufigkeit je Stunde	Höchstzulässige Schaltleist. in v. H. der Nennschaltleistung		Beispiele
		Steuerwalzen	Steuerschalter u. Schützensteuerungen	
1. Gewöhnlicher Betrieb	bis 30	120	—	Maschinenhauskran
	„ 120	110	—	Transportkran
2. Anlaufregulierbetrieb	„ 120	100	—	Montagekran
	„ 240	80	120	Gießereikran
3. Beschleunigungsbetrieb	„ 240	60	115	Greiferkran
	„ 300	—	110	Hüttenkran

a) Anlasser und einfache Umschalter.

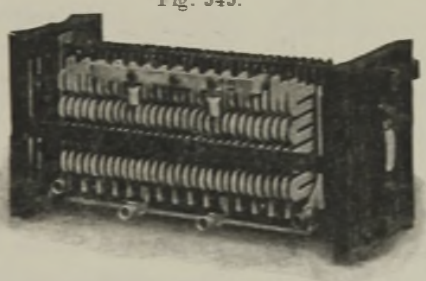
Einfache Umschalter ohne Vorschaltwiderstand genügen für kleine Leistung und geringe Genauigkeit im Anfahren und Absetzen der Last, ferner, wenn keine Regelung erforderlich ist, wie bei Kleinhebezeugen (Laufkatzen und Flaschenzügen).

Bei Leistungen über 0,5 PS für Gleichstrom und 2 PS für Drehstrom sind dauernd im Stromkreise liegenbleibende Widerstände erforderlich. Sie werden bei Gleichstrom in den Ankerstromkreis, bei Drehstrom in den Stromkreis des Rotors gelegt.

Die Anlasser müssen derart bemessen sein, daß der Motor stoßfrei und kräftig anzieht und daß das Netz nicht übermäßig durch Spannungsschwankungen beansprucht wird. Der erste Kontakt des Anlassers hat so viel Widerstand vorzuschalten, daß der Motor unbedingt anläuft. Die einzelnen Abstufungen müssen so bemessen sein und der Reihe nach ausgeschaltet werden, daß der Strom mit zunehmender Geschwindigkeit bei konstanter Beschleunigung den normalen Anlaufstrom nicht überschreitet. Die Anlaufstromstärke ist so groß wie möglich zu wählen, weil nur dadurch kurze Anlaufzeit, geringer Energieverlust und kleine Abmessungen des Anlassers bedingt sind. Andererseits sind zu schwache Anlasser unbedingt als feuergefährlich und betriebsunsicher zu bezeichnen.

Da die ganze Stromstärke durch den Anlasser fließt, besonders durch den Teil der Widerstände, welche bis zuletzt eingeschaltet bleiben, so werden bei langer Anlaufzeit erhebliche Erwärmungen eintreten, die unter Umständen das Material zerstören können.

Fig. 545.



Widerstand.

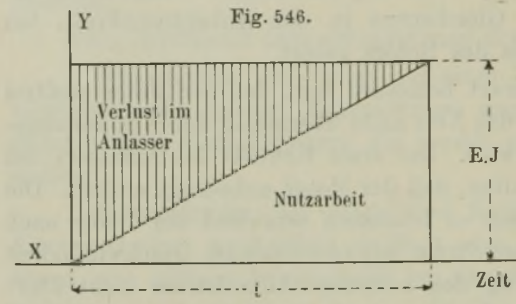
Die **Widerstände** werden für kleine Leistungen und schwachen Betrieb aus Draht hergestellt und vielfach direkt an den Steuerapparat montiert. Für große Leistungen und schweren Betrieb werden die in Fig. 545 abgebildeten Gußspiralwiderstände benutzt, die ihren Platz am besten außerhalb des Führerhauses auf der Kranbühne bekommen. Der starken Wärmeentwicklung wegen sind die den Gesamtwiderstand

bildenden Einzelwiderstände wenn irgend möglich nebeneinander, nicht übereinander anzuordnen; vor allen Dingen sind sie nicht in vollständig abgeschlossenen Blechkästen unterzubringen.

Fig. 546 zeigt das Arbeitsdiagramm eines Anlassers.

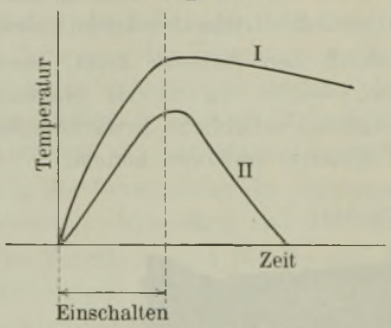
Fig. 547 das Verhalten eines schlecht ventilierten Widerstandes, welcher nach dem Einschalten noch lange heiß bleibt. Kurve II zeigt die Abkühlung bei guter Ventilation.

Fig. 546.



Arbeitsdiagramm eines Anlassers.

Fig. 547.



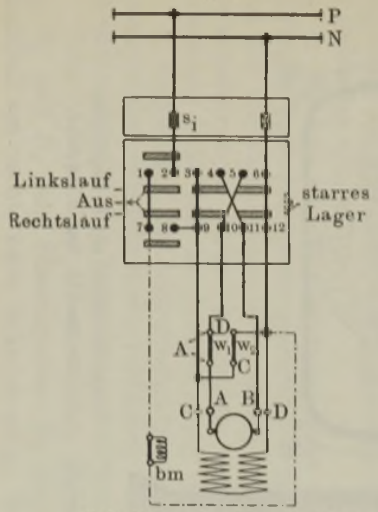
Abkühlung eines Widerstandes bei schlechter (I) und bei guter (II) Ventilation.

Bei häufigem Ausschalten ist es erforderlich, die letzte Stromunterbrechung mit einer magnetischen Funkenlöschvorrichtung zu versehen, welche den zwischen den Ausschaltkontakten entstehenden Lichtbogen ausbläst. Der Funkenlöscher besteht gewöhnlich aus einer Spule, die kurz vor dem Abschalten in den Stromkreis eingeführt wird.

Der Umschalter dient zum Einschalten und zur Steuerung kleiner Motoren bis 3 PS, welche kein allmähliches Anlassen in mehreren Stufen erfordern. Bei Gleichstrom wird gewöhnlich noch ein fester Vorschaltwiderstand vorgesehen, welcher während des Betriebes eingeschaltet bleibt und dauernd etwa 15 v. H. der Netzspannung bei Vollast vernichtet. Drehzahl und Leistung sinken um diesen Betrag, sie müssen infolgedessen um diesen Betrag höher gewählt werden. Bei Drehstrombetrieb wird der Umschalter ohne Widerstandsstufe für Motoren mit Kurzschlußanker bis 2 PS oder für Motoren mit Schleifringanker bis 4 PS unter Benutzung eines dauernd in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes verwendet. Der Umschalter wird auch für Einphasen-Kommutatormotoren benutzt.

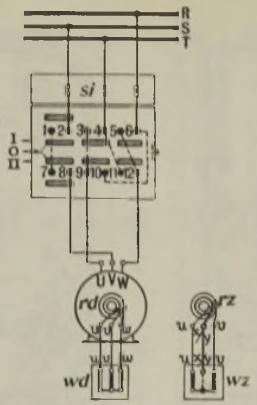
Der Apparat besteht aus einem Walzenschalter. Der Antrieb erfolgt durch eine Seilscheibe von 200 mm Durchmesser.

Fig. 549.



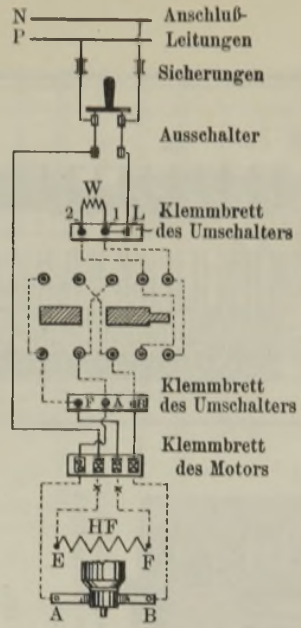
Schaltung des Umschalters für Gleichstrom.

Fig. 550.



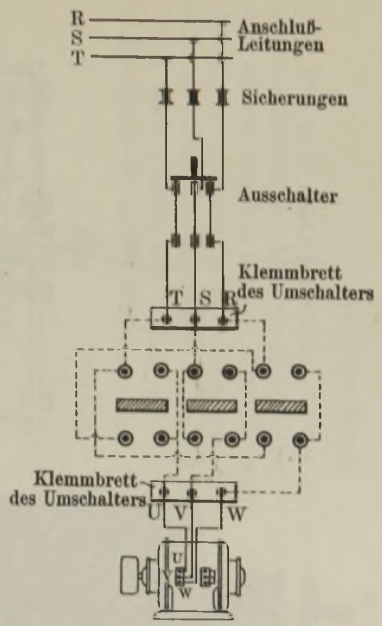
Schaltung des Umschalters für Drehstrom.

Fig. 551.



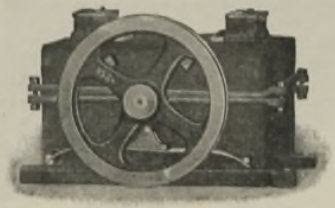
Schema für Gleichstrom-Hauptstrommotor mit einer Anlaßstufe zu Fig. 548.

Fig. 552.



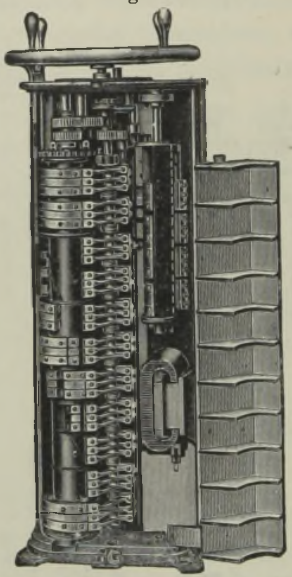
Schema für Drehstrommotor mit Kurzschlußanker ohne Anlaßstufe (Anlaufstrom bis 75 Amp.) zu Fig. 548.

Fig. 548.



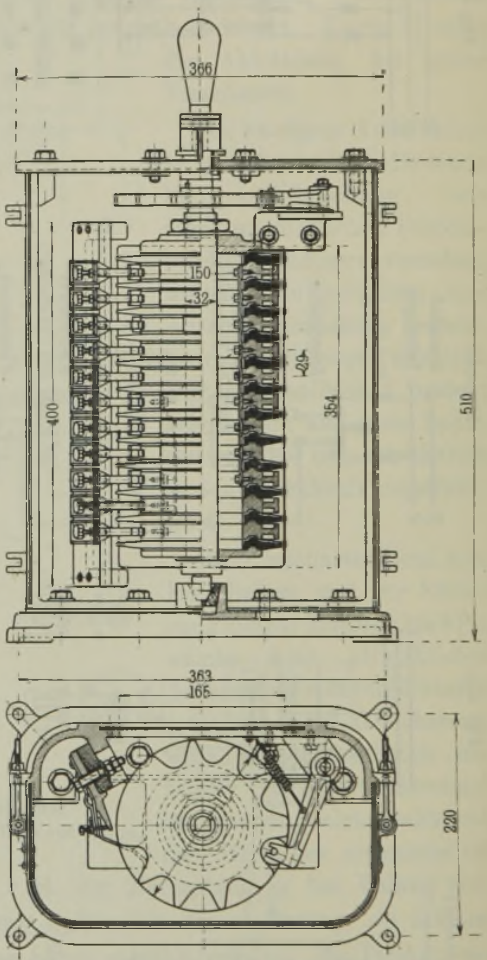
Umschalter für kleine Leistungen.

Fig. 553.



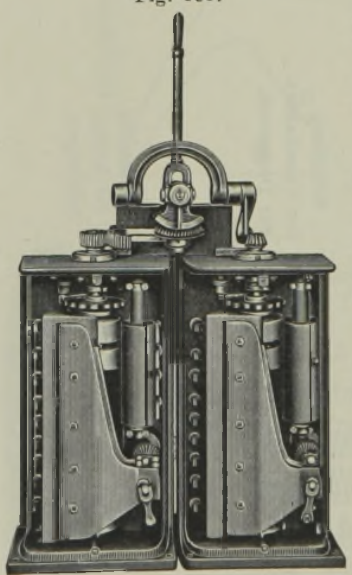
Gleichstromsteuerwalze mit abgenommenem Blechschutzdeckel.

Fig. 554



Schnitt durch einen Kontroller für Rechts- und Linkslauf.

Fig. 555.

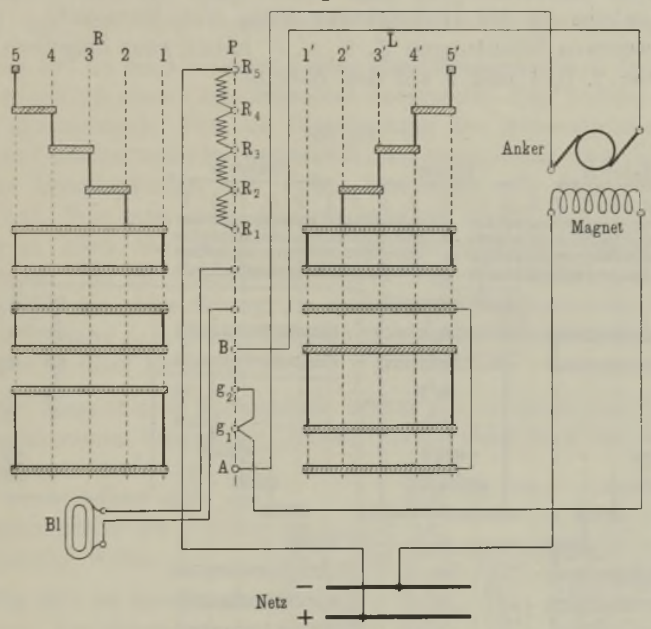


Zwei Kontroller, verbunden durch Universalsteuerung mit vertikalem Hebel.

b) Steuerwalzen.

Fig. 553 zeigt eine Steuerwalze; rechts ist der Blasmagnet zu sehen, der das Schaltfeuer an den Schaltkontakten zu löschen hat. Für Krane, die sehr schnell arbeiten müssen, oder für solche, die eine größere Anzahl gleichzeitig arbeitender Motoren besitzen, werden vielfach zwei Steuerwalzen von einem Hebel bedient, so daß eine Bewegung des Hebels z. B. von vorn nach hinten eine Walze, und eine Bewegung von rechts nach links die zweite Walze betätigt.

Fig. 556.



Abwälzung einer Steuerwalze.

Die Steuerwalzen der Motoren, die viel gleichzeitig laufen, sind möglichst nebeneinander anzuordnen und mittels Universalsteuerung zu verbinden (Fig. 555).

In Fig. 556 ist die Abwälzung einer Steuerwalze mit seinen Verbindungen nach dem Motor gezeichnet. Statt der Walzendrehung denkt man sich die Kontaktfinger über die Abwicklung gleitend. Man erkennt den symmetrischen Aufbau für Rechts- und Linksbewegung. An diesem einfachsten Falle soll der Schaltvorgang erläutert werden.

1. Rechtslauf. Die Schleifkontakte werden nach rechts bewegt. Es kommen dabei zuerst die in der Vertikalen 1 liegenden Punkte mit der Anschlußkontaktreihe P in Verbindung. Der Stromverlauf ist dann folgender:

Vom + Netz über die sämtlichen Widerstände zwischen R_5, R_4, R_3, R_2 und R_1 zum Blasmagneten Bl, dann weiter nach B, Ankerdurchfluß von rechts nach links, A, g_1, g_2, Magnetdurchfluß von rechts

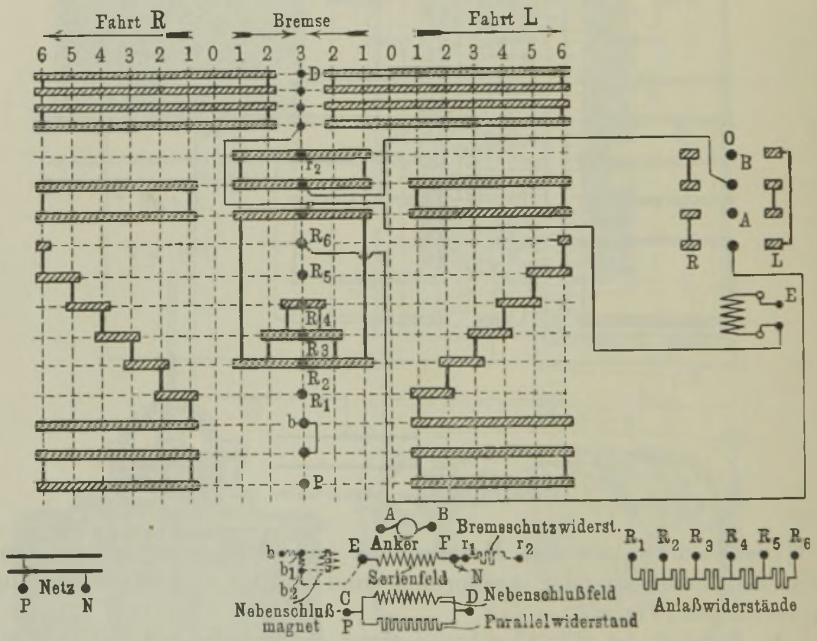
nach links zum — Netz. Durch das Weiterstellen der Vertikalen 2, 3, 4 und 5 auf die P-Reihe werden dann nacheinander die zwischen R_1 und R_2 liegenden Widerstände kurzgeschlossen. Dabei bleiben aber Anker, Magnete und Blasmagnet infolge der langen Kontaktsegmente ständig mit dem Netz in Verbindung.

2. Linkslauf. Die Kontaktreihe 1′ kommt zuerst in Berührung mit der P-Reihe. Der Stromverlauf ist folgender:

Vom + Netz über R_6, R_4, R_3, R_2, R_1 Blasmagnet, A, Ankerfluß: links—rechts, B, g_1 Magnetfluß: rechts—links, — Netz. Es hat sich also nur die Ankerstromrichtung, wie es nach früherer Besprechung für die Umkehrung der Drehrichtung nötig war, vertauscht.

Die weiteren Schaltungen 2′, 3′, 4′, 5′ haben ganz dieselben Folgen wie die von 2, 3, 4 und 5 auf der R-Seite.

Fig. 557.



Abwicklung einer Bremssteuerwalze.

Stromweg 6: P, b, R_6, Motoranker, r_2, E, Hauptstrommagnetwicklung, N.
Stromweg 5: P, b, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 4: P, b, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 3: P, b, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 2: P, b, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 1: P, b, R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Bei Stellung 0 ist der Stromweg geöffnet.
Stromweg 1. Bremsen: R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet nach R_2 zurück.
Stromweg 2. Bremse: R_3, R_4, R_5, R_6, Anker, r_2, E, Magnet, zurück R_3.
Stromweg 3. Bremse: R_4, R_5, R_6, Anker, r_2, E, Magnet, zurück R_4.

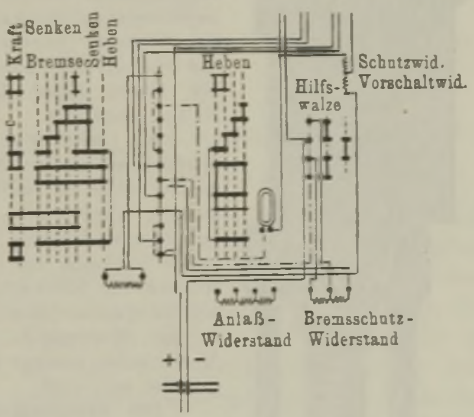
Als Schutz gegen zu scharfes Bremsen werden die letzten Stufen des Anlaßwiderstandes auf den Stellungen „Bremsen“ nicht kurzgeschlossen, eventuell wird ein besonderer Bremsschutzwiderstand zu Hilfe genommen.

Sollen zwei annähernd gleich große Motoren von einer gemeinsamen Steuerwalze abwechselnd bedient werden, so wird er mit einem dreipoligen Umschalter ausgeführt. Steuerwalzen können auch Sicherheitsendschaltung erhalten, bei welcher das Einfahren in die Endstrecke bei genügend verminderter Geschwindigkeit stets zunächst ein Stillsetzen des Motors zur Folge hat. Erst nach erneutem Einschalten, von Null aus, wird mit verminderter Geschwindigkeit weitergefahren.

In Fig. 557 ist die Abwicklung einer Bremssteuerwalze in Ausführung für den Anschluß eines Verbundmotors dargestellt. Der Aufbau ist vollkommen symmetrisch. Für die Umschaltung des Ankerstromes ist ein besonderer Umschaltzylinder vorgesehen, der zwangläufig umgestellt wird, wenn der Hauptzylinder, von Fahrt kommend, alle Bremsstellungen passiert hat. Wie man ohne weiteres erkennt, bleibt die Nebenschlußwicklung in allen Stellungen, außer in der mittleren Bremsstellung, eingeschaltet. Es ist deshalb nur notwendig, die Stromwege für den unteren Teil der Abwicklung zu verfolgen. Beginnen wir bei der äußersten Stellung *L* 6. Dabei befindet sich Reihe Fahrt 6 über Bremse 3, Umschalter *L* über Reihe 0.

Anker, Magnet und Widerstände bilden also während des Bremsens einen geschlossenen Stromkreis, dessen Gesamtwiderstand von Bremse 1 nach 3 geringer wird. Auf der *R*-Seite wiederholen sich die Stromwege in genau der *L*-Seite entsprechender Weise.

Fig. 558.

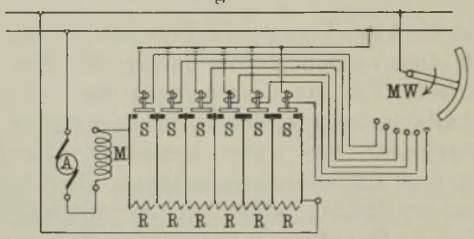


Schaltbild einer Senkbremssteuerwalze.

In Fig. 558 ist das Schaltbild einer Senkbremssteuerwalze dargestellt; es zeigt außer den Hub- und Bremsstellungen noch zwei Kraftkontakte jenseits der Bremse, welche den Motor bei kleinen, nicht durchziehenden Lasten, oder bei leerem Haken in dem Senksinne antreiben lassen. Der Feldverstärkungswiderstand (links vom Anlaßwiderstand) ist in der ersten Senkstellung dem direkt vom Netz gespeisten Hauptschlußmagneten vorgeschaltet. Die so erzielte Fremderregung verhindert bei schweren Lasten ein starkes Durchsacken, was ohne dieselbe infolge der langsameren Selbsterregung eintreten würde.

Schützensteuerung. Da, wo die Motorleistung ganz beträchtlich ist, wo also die Schaltapparate durch ihre Größe nur schwer zu betätigen wären, ist die Schützensteuerung am Platze. Die Schütze vertreten die Stelle der Einzelschalter im Steuerschalter, nur werden sie von einem Hilfsstrom geöffnet und geschlossen. Für den Hilfsstrom genügt dann wieder eine kleine leicht zu betätigende Steuerwalze (Meisterwalze). Eine prinzipielle Änderung der Schaltung wird durch die Schützensteuerung nicht dargestellt, doch ist mit Rücksicht auf die durch die vielen Leitungen gegebenen Fehlerquellen die Anwendung der Schützensteuerung nach Möglichkeit zu beschränken.

Fig. 559.

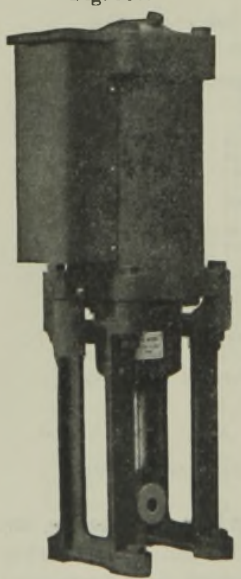


Prinzipielle Schaltung einer Schützensteuerung.

c) Bremsmagnete

dienen zum Lüften der mechanischen Bremsen mit Gewichtshebel während der Hubperiode. Beim Anlassen des Motors erhält der Bremsmagnet Strom und lüftet die Bremse durch Anheben des Gewichtes. Beim Abstellen des Motors läßt der Magnet das Gewicht los und die Bremse wird angezogen.

Fig. 560.



Bremsmagnet für Gleichstrom.

Die an die Bremsmagnete zu stellenden Anforderungen sind folgende: Sie dürfen nicht zu reichlich gewählt werden, da sie sonst das Bremsgewicht zu schnell anziehen, wodurch ein „Schlagen" hervorgerufen wird, andererseits lassen sie das Gewicht beim Einfallen der Bremse nicht rasch genug los. Durch dieses „Kleben" wird natürlich ein sicheres Halten erschwert.

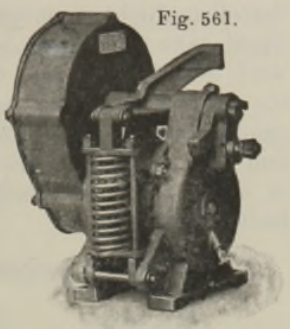
Die Gleichstrom-Hauptstrombremsmagnete sind im allgemeinen nur im Notfalle anzubringen, da, wo infolge großer Länge der Schleifleitungen eine besondere Zuleitung gespart werden soll (z. B. Verladebrücken). Der große Spannungsabfall und die mit der Motorbelastung schwankende Zugkraft der Hauptstrommagnete machen sie besonders für Hubwerke nicht geeignet. Bei Senkbremsschaltungen ist dieser Magnet auf alle Fälle ausgeschlossen, da der Motorstrom beim Senken der Last durch den Motor selbst erzeugt wird und die Bremse bereits vorher gelüftet sein muß.

Die Nebenschlußbremsmagnete werden durch besondere auf der Steuerwalze angebrachte Kontaktringe geschaltet und sind vom Motorstrom unabhängig. Es sind deshalb besondere Zuleitungen erforderlich.

In Fig. 560 ist ein Bremsmagnet für Gleichstrom dargestellt. Die Drehstrombremsmagnete werden stets parallel zu den Motoren, meistens unmittelbar an die Klemmen des Stators gelegt. Die nach der Art der

Gleichstrombremsmagnete ausgebildeten Drehstromapparate haben den großen Übelstand, daß sie im Augenblick des Einschaltens großen Strom verbrauchen, da der Eisenweg anfangs nicht geschlossen und die Selbstinduktion gering ist. Die Lebensdauer ist deshalb hauptsächlich von der Zahl, weniger von der Dauer der Einschaltungen abhängig. Den erwähnten Übelstand vermeiden die Motorbremsmagnete Fig. 561. Da der Drehsinn dieser Magnete sich mit der des Hauptmotors ändert, muß die Übertragung auf die Bremse so eingerichtet werden, daß dieselbe bei beiden Drehrichtungen in gleicher Weise betätigt wird. Wenn Hub- und Senkbremse vorhanden sind, so bedient der Motorbremsmagnet bei einer Drehrichtung die eine, bei der anderen die zweite Bremse.

Fig. 561.



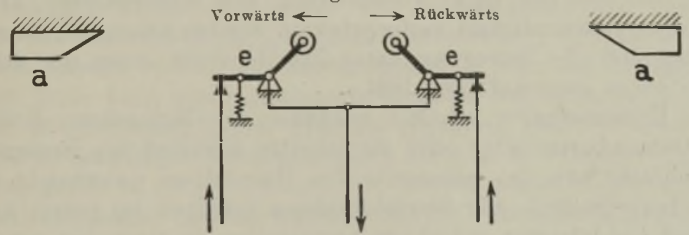
Motorbremsmagnet.

d) Sicherheitsvorrichtungen — Endausschalter

haben den Zweck, das Überfahren der Endstellungen sowie zu große Geschwindigkeiten oder zu großes Anwachsen der Stromstärke zu vermeiden. Unbedingt sicheres Arbeiten dieser Apparate ist die erste an sie zu stellende Forderung.

Bei Kranfahrwerken mit größerer Geschwindigkeit genügen die Puffer als Fahrtbegrenzung nicht. Für Fahrt und Hub werden Endausschaltungen angebracht. Für die Hubbegrenzung ist es vielfach vorteilhaft, den Endausschalter so außerhalb des Führerhauses anzubringen

Fig. 562.



Vom Steuerapparat. Zum Motor. Vom Steuerapparat.
a Anschlag, *e* Endausschalter.

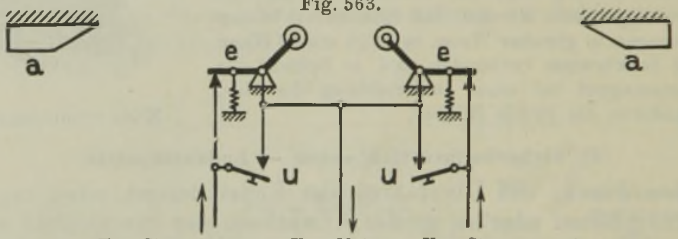
Einfache Endausschaltung für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt.

daß der Kranführer ihn, wenn auch auf ungefährlichem, so doch auf unbequemem Wege erreichen kann, um ihn nach dem Herausfallen wieder von Hand einzuschalten. Andernfalls benutzt der Kranführer den Endausschalter leicht als betriebsmäßige Steuerung. Das Schema für einfache Endausschaltung für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt ist in Fig. 562 dargestellt. Hier ist es nach Überfahren des rechten Anschlages *a* durch den rechten Endausschalter *e* möglich, mit Hilfe des linken Endausschalters *e* zurückzufahren, wobei der rechte Ausschalter durch eine Feder wieder geschlossen wird. Die Entfernung der beiden Schalter *e*, der Nachlaufweg, muß um so größer sein, je größer die Geschwindigkeit und je kleiner die Bremswirkung ist.

Die Fig. 563 zeigt die Umgehungsschaltung; sie findet Verwendung, wenn nach dem Anschalten durch den Endausschalter in

derselben Richtung noch weiter gefahren werden soll, oder das freie Profil ganz ausgenutzt werden soll. Sie ist gerade auch für das Hubwerk deshalb wichtig, weil für die Endausschaltung der Nachlaufweg für den leeren Haken besonders groß gewählt werden muß. Der Umgehungsschalter wird meistens neben dem Steuerapparat angebracht und durch Fußtritt geschlossen. Nach Zurückziehen des Fußes öffnet er sich wieder. Er darf nur nach Zurückstellung des Steuerapparates bedient werden.

Fig. 563.



Vom Steuerapparat. Vom Motor. Vom Steuerapparat.
a Anschlag, *e* Endausschalter, *u* Umgehungsschalter.

Umgehungsschaltung.

Die sogenannte Stufenendausschaltung gestattet, nach Stillsetzen des Motors durch den eigentlichen Endausschalter mit Hilfe einer kleinen Nebenwalze den Endausschalter zu überbrücken. Die Nebenwalze sperrt jedoch die Hauptwalze nach der zweiten oder dritten Stellung, so daß nur unter Vorschaltung von Widerständen, also mit geringerer Geschwindigkeit weitergefahren werden kann, bis ein zweiter Endausschalter die Bewegung unter Zuhilfenahme eines nur geringen Nachlaufweges ganz aufhören läßt.

Die Endausschalter erhalten entweder den Motorstrom direkt aus Hauptstromendausschalter oder sie schalten zunächst den Erregerstrom eines Schützes aus, das seinerseits den Hauptstrom unterbricht (Hilfsstromendausschalter). Für betriebsmäßiges Schalten bei jedem Arbeitsspiel sind die letzteren unbedingt vorzuziehen, da sie selbst wenig verschleißen und das Schütz im Führerhause angebracht werden kann, wo es ständig beobachtet wird. Im allgemeinen sind dieselben Gesichtspunkte bei der Wahl zwischen Haupt- und Hilfsstromendausschalter maßgebend, wie bei der Wahl zwischen Steuerwalzen und Schützensteuerung.

Die Endausschalter werden als Kurbel- und als Spindelendausschalter ausgebildet. Die ersteren werden in der Regel nur für Fahrwerke benutzt. Da, wo Lastweg und Umdrehungszahl des Motors in fester Abhängigkeit stehen, wird der Lastweg durch eine von einer passenden Vorgelegewelle aus angetriebene Spindel mit Wandermutter reduziert (Fig. 564), so daß die Anschläge für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt dicht nebeneinander in einem Gehäuse untergebracht werden können.

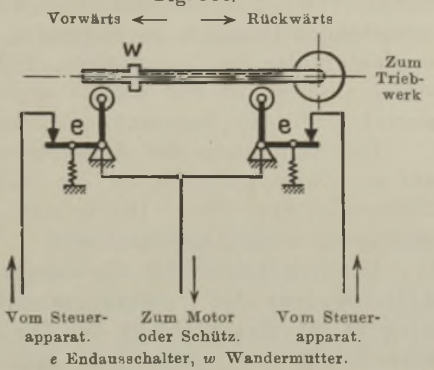
Die Kurbel-Endausschalter werden für Haupt- und Hilfsstromendausschaltung, die Spindelendausschalter nur für Hilfsstromendausschaltung gebaut.

Die gleichzeitige Anwendung von Spindel- und Hebelendausschalter, die nacheinander zur Wirkung kommen, gewähren zwar doppelte Sicherheit, jedoch geht etwa $^3/_4$ m des Hubweges verloren.

Manche Firmen verzichten auf Endausschalter und lassen die Flasche gegen Bretter fahren, um durch deren Bruch den Führer zu warnen.

Zweckmäßig wird man den Führer mit Geldstrafen bei Zuhochheben belegen. Der Ausschalter muß dann in einem plombierten Kasten untergebracht werden, und die Ausschaltungen müssen sich selbsttätig verzeichnen. Der Führer muß genügend belehrt werden.

Fig. 564.



e Endausschalter, *w* Wandermutter.

Spindelendausschalter.

Um zu große Geschwindigkeiten zu vermeiden, sind, wenn man dahin zielende Steuerschaltungen nicht anwenden konnte, Klingelzeichen, deren Strom durch einen Fliehkraftschalter eingeschaltet wird, anzubringen. Die SSW bauen einen Fliehkraftschalter, der den Strom eines Bremsmagnets bei zu großer Geschwindigkeit unterbricht und ihn bei nachlassender Geschwindigkeit wieder einschaltet. Die Bremswirkung darf dabei das Doppelte des Motordrehmomentes nicht überschreiten, wenn anders Stöße vermieden werden sollen. Am besten unterteilt man das Bremsgewicht und läßt beide Teile durch gesonderte Magnete betätigen, so daß beide Bremsen bei betriebsmäßigem Bremsen einfallen, während beim Überschreiten der zulässigen Geschwindigkeit nur eine in Tätigkeit tritt. Zur Sicherung gegen zu große Stromstärken werden sowohl Sicherungen wie auch Maximalschalter benutzt; letztere sind für Hubwerke im allgemeinen und für schwere Betriebe besonders vorzuziehen, und zwar deshalb, weil sie infolge ihres momentanen Wirkens nicht nur den Motor, sondern auch den mechanischen Teil des Kraues vor Überlastung schützen. Die Maximalautomaten können für Auslösestromstärken in weiten Grenzen eingestellt werden. Sie werden so konstruiert, daß auch ein Einschalten von Hand, solange die Überlastung anhält, dauernd nicht möglich ist.

10. Installation, Apparateanordnung, Zuleitungen.

Laufkrane erfordern eine Längsschleifleitung, die dem Kran den Strom zuführt und eine Querschleifleitung, welche den Motoren, Steuerwalzen und Bremsmagneten den Strom liefert.

Bei Gleichstrom und Einphasenstrom besteht die Längsschleifleitung aus zwei Drähten, bei Drehstrom aus drei Drähten. Die Anzahl der Zuführungsdrähte der Querschleifleitung ist von der Anzahl der Motoren usw. abhängig.

Zur Vermeidung von Unglücksfällen sind blanke Schleifleitungen, soweit sie im Bereiche des Kranführers liegen, durch Eisengitter gegen Berührung zu schützen.

Über die Installation sei kurz folgendes gesagt. Die Verlegungsart muß stets auf die besonderen Verhältnisse Rücksicht nehmen. In schweren Betrieben ist Okonitader in Stahlpanzerrohr am Platze. Eine direkte Verbindung der Motoren mit den Apparaten ist bei den häufig zu erwartenden Defekten zu vermeiden. Die vorzusehenden Klemmbretter erleichtern den Ein- und Ausbau. Führung der Leitungen über die Widerstände hinweg ist der Wärme wegen nicht angängig. Wie überall, so auch hier gilt die Mahnung, möglichst wenige Leitungen in einem Rohr.

Die Anordnung der Apparate im Führerhause hat mit Rücksicht auf die Zweckmäßigkeit für die Bedienung und auf die Sicherheit des Führers zu geschehen. Das letztere wird hauptsächlich bei der Raumbemessung ausschlaggebend sein.

Für den Querschnitt der Zuleitung ist in erster Linie (bei größeren Entfernungen) der Spannungsabfall maßgebend. Besonders schwerwiegend ist dieser Punkt bei Drehstromanlagen, da die Drehstromasynchronmotoren gegenüber Spannungsschwankungen empfindlicher sind. Die für die Bestimmung der Querschnitte gültigen einfachen Formeln sind

für Gleichstrom $q = 0{,}035 \frac{l}{e_v} \cdot J$, für Drehstrom $q = 0{,}0175 \frac{l}{e_v} \cdot \frac{J \cdot \sqrt{3}}{\cos \varphi}$,

worin $J = \frac{\text{kW} \cdot 1000}{E \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}$.

In den Formeln bedeuten:

$e_v =$ Spannungsverlust in Volt,
$l =$ einfache Leitungslänge in m,
$q =$ Querschnitt der Leitung in mm²,
$J =$ Strom in Amperes.

Der Berechnung der Leitungen mit Rücksicht auf den Spannungsverlust hat stets eine Prüfung in bezug auf Feuersicherheit zu erfolgen. Hierüber gibt die Tabelle der Sicherheitsvorschriften für elektrische Starkstromanlagen Auskunft:

Tabelle 56.

Belastungstabelle für isolierte Kupferleitungen und nicht im Erdboden verlegte Kabel. (§ 20 der Errichtungsvorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.)

Querschnitt mm²	Nennstromstärke für Abschmelzsicherung Amp.	Höchst zulässige Stromstärke Amp.	Querschnitt mm²	Nennstromstärke für Abschmelzsicherung Amp.	Höchst zulässige Stromstärke Amp.
0,75	6	9	25	80	100
1	6	11	35	100	125
1,5	10	14	50	125	160
2,5	15	20	70	160	200
4	20	25	95	190	240
6	25	31	120	225	280
10	35	43	150	260	325
16	60	75	185	300	380

Die höchst zulässige Stromstärke entspricht einer Temperaturerhöhung von 20 v. H. über die Umgebung. Bei Einbau der Schmelzsicherungen gilt der Nennstrom.

Blanke Kupferleitungen bis zu 50 mm² unterliegen denselben Vorschriften. Bei größerem Querschnitt werden keine anderen Vorschriften gegeben, als daß die blanke Leitung so zu bemessen ist, daß sie durch den stärksten normal vorkommenden Betriebsstrom keine für den Dauerbetrieb oder die Umgebung gefährliche Temperatur annehmen kann.

Bandpanzerleitungen für Hebezeuge.

Bei im Freien aufgestellten Kranen lehrt die Erfahrung, daß NGA-Leitungen, in Stahlpanzerrohr oder gewöhnlichem Isolierrohr verlegt, durch den Einfluß der Feuchtigkeit zerstört werden und kostspielige Reparaturen zur Folge haben. Bei Panzeradern, den mit feinen Stahldrähten umflochtenen Leitungen, kann der Bruch einzelner Drähte zum Durchstechen der Isolation und zum Kurzschluß führen.

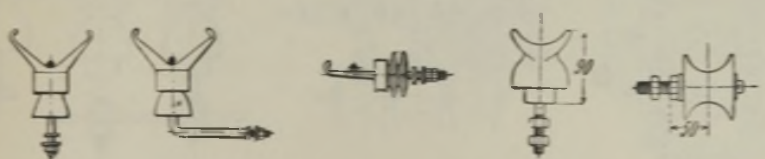
Die Bandpanzerleitung der AEG ermöglicht durch ihre Biegsamkeit leichte Montierarbeit und bietet Schutz gegen mechanische und Witterungseinflüsse.

Auf eine NGA- oder Gummischlauchleitung ist ein gewölbtes Eisenband mit der Wölbung nach innen schraubenförmig aufgewickelt. Auf dieses erste Band ist ein zweites mit der Wölbung nach außen so aufgewickelt, daß es die Ränder des inneren Bandes überdeckt und mit seinen Rändern in dessen Wölbung zu liegen kommt. Die beiden fest aufeinandergewickelten Bänder haben so viel Spielraum, daß die Beweglichkeit der darunterliegenden Leitung gewahrt bleibt. Die Befestigung an eisernen Kranteilen erfolgt durch Schellen aus Eisenband.

Stromzuführungsmaterial.

Leitungsstützen. Kontaktleitungen nicht unter 6 mm Durchmesser. Abstand der Stützen 5 bis 10 m. Abstand der blanken Drähte 120 bis 200 mm.

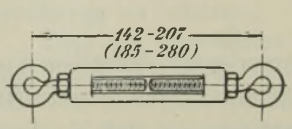
Fig. 565. Fig. 566. Fig. 567. Fig. 568. Fig. 569.



Leitungsstützen der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Spannschlösser.

Fig. 570.



Haken zur Befestigung der Schleifdrähte.

Fig. 571.

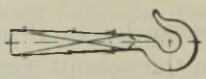
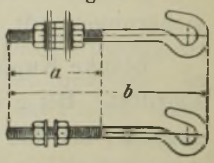


Fig. 572.



Stromabnehmer.

Fig. 573.

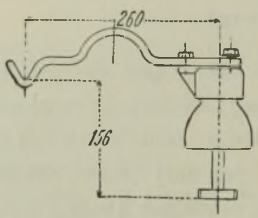


Fig. 574.

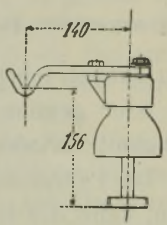


Fig. 575.

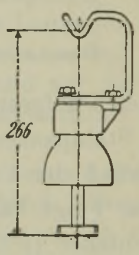
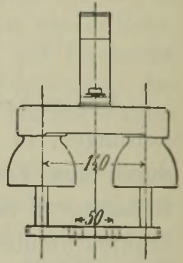


Fig. 576.



Schleifkontakte der Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 577.

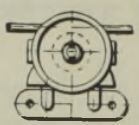


Fig. 578.

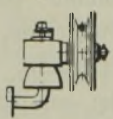
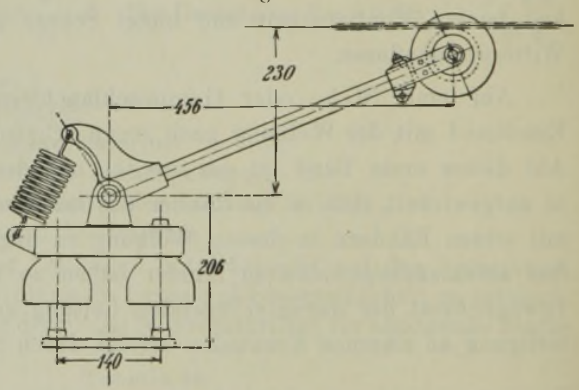


Fig. 579.



Rollenkontakte der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 580.

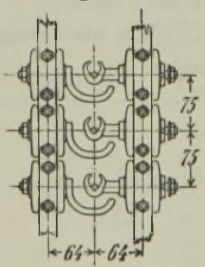


Fig. 581.

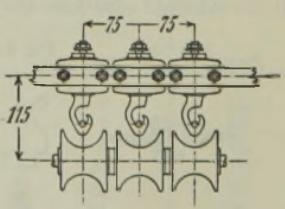
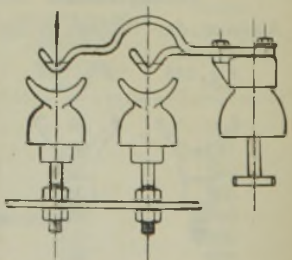


Fig. 582.



Anordnungen von Stromabnehmern und Drahtstützen der Siemens-Schuckertwerke.

11. Schaltungen von Kranen.

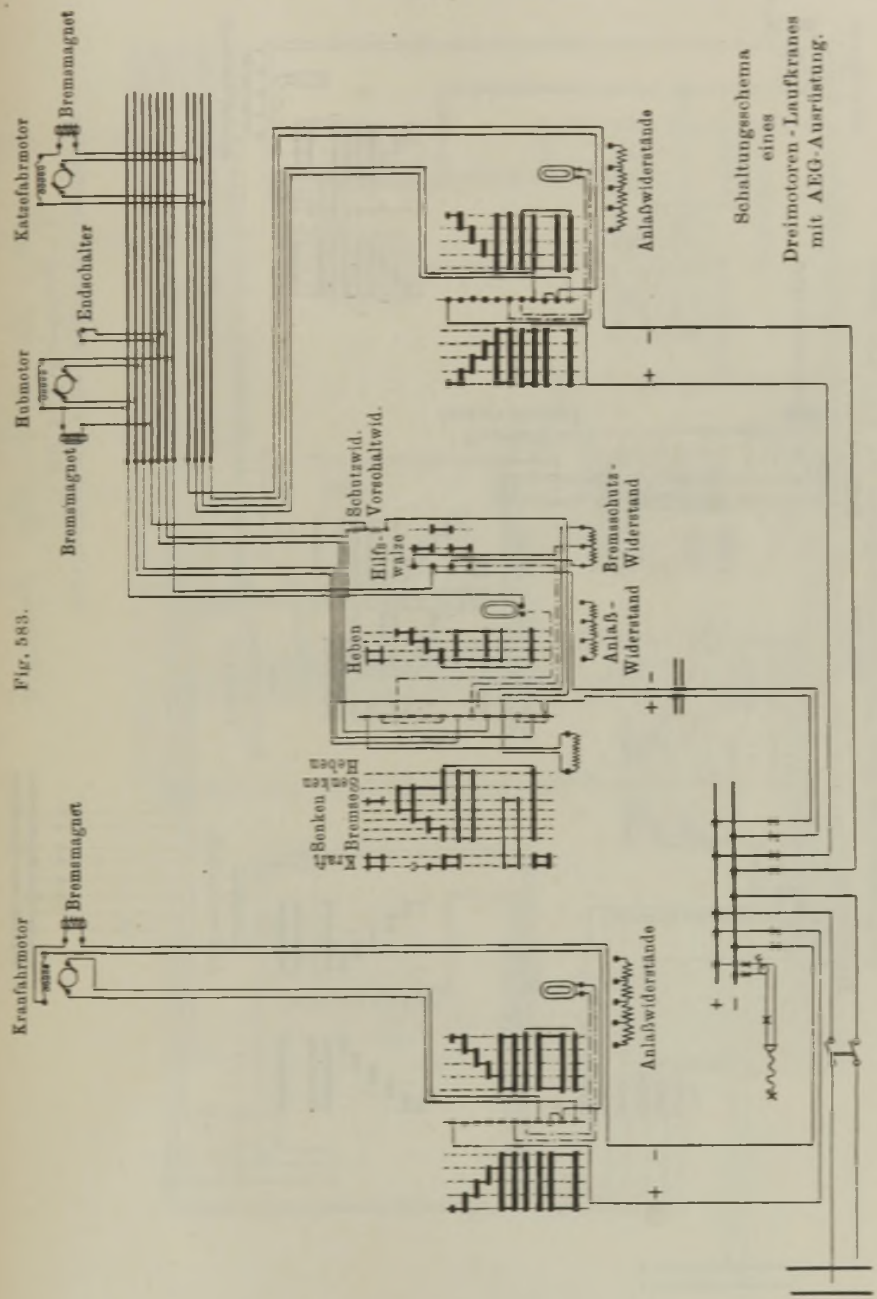


Fig. 583.

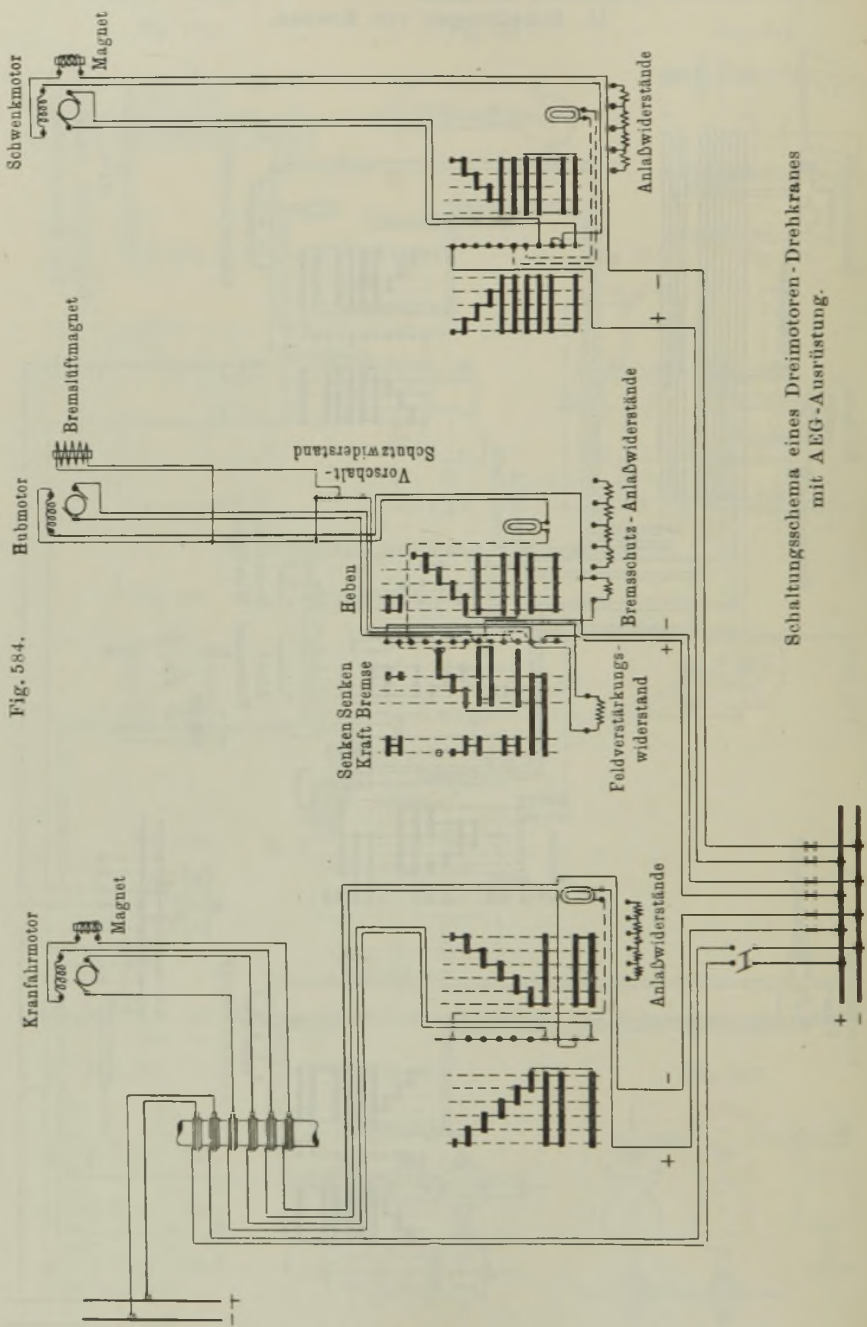


Fig. 584. Schaltungsschema eines Dreimotoren-Drehkranes mit AEG-Ausrüstung.

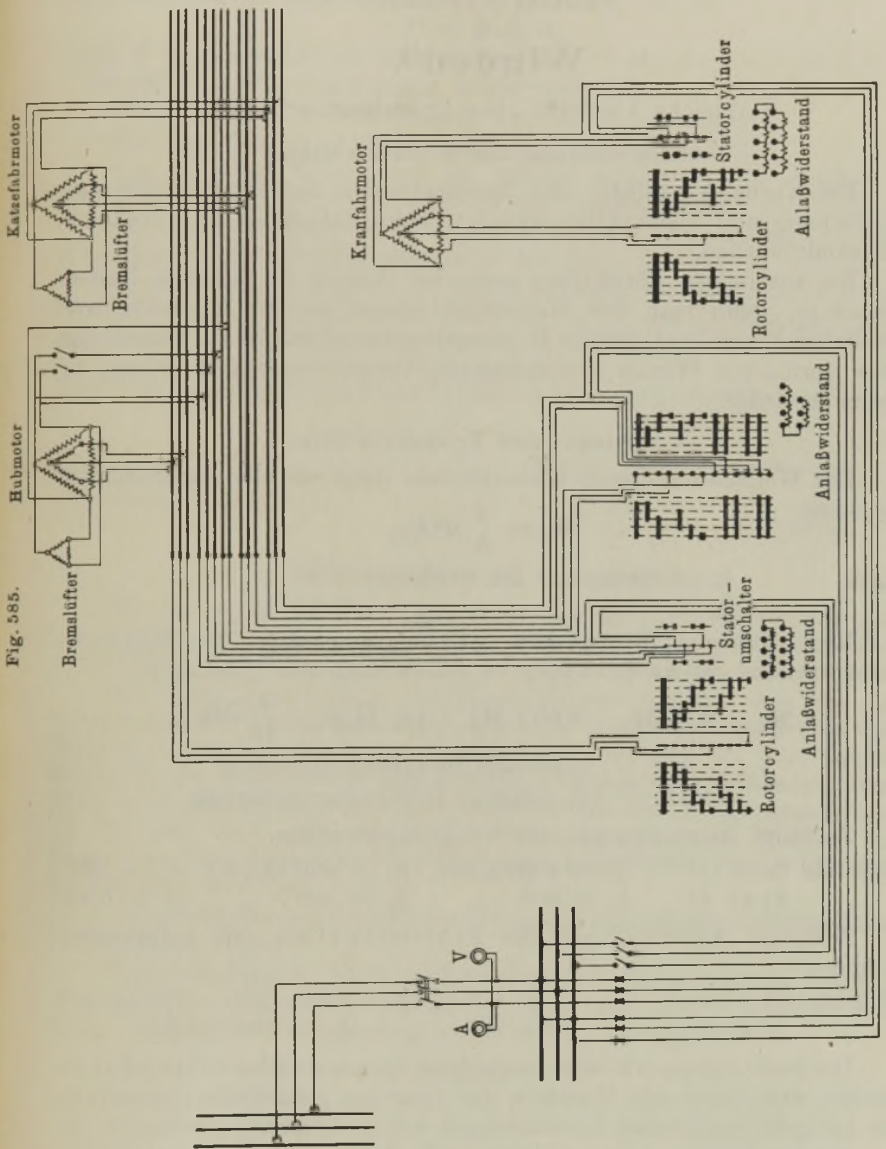


Fig. 585. Schaltungsschema eines Dreimotoren-Laufkranes mit AEG-Ausrüstung.

Fünfter Abschnitt.

Winden[1]).

Vergleiche Abschnitt „Die Antriebsarten“ S. 232.

a) Berechnung der Windenwellen.

Die Kurbel-Vorgelege- und Trommelwellen der Winden sind auf Verdrehung und Biegung beansprucht, wenn Zahnräder und Trommel aufgekeilt werden.

Bei vorläufigen Entwürfen, sowie bei Winden für kleinere Lasten genügt es, wenn man den Wellendurchmesser nur mit Rücksicht auf Verdrehung berechnet und der Biegungsbeanspruchung durch Einsetzung eines geringeren Wertes der zulässigen Verdrehungsbeanspruchung k_d Rechnung trägt.

Vorgelege- und Trommelwellen.

Der Wellendurchmesser bestimmt sich dann aus der Verdrehungsgleichung

$$M_d = \frac{1}{5}\, d^3 k_d,$$

worin $k_d = 200\,\text{kg/cm}^2$ für Flußstahl St 37 · 11,
$k_d = 300$ „ „ „ St 42 · 11.

Bei genaueren Rechnungen ist hingegen stets die Biegungsbeanspruchung mit in Rechnung zu ziehen nach der Gleichung:

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_o M_d)^2} = \frac{1}{10}\, d^3 k_b,$$

worin $$\alpha_o = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} = \frac{\text{zulässige Biegungsanstrengung}}{1{,}3 \cdot \text{zulässige Drehungsanstrengung}}.$$

Zulässige Anstrengungen für Vorgelegewellen:

Flußstahl St 37 · 11 . .	$k_b = 400\,\text{kg/cm}^2$,	$k_d = 600\,\text{kg/cm}^2$,	$\alpha_o = 0{,}5$
„ St 42 · 11 . .	$k_b = 500$ „	$k_d = 900$ „	$\alpha_o = 0{,}42$

Zulässige Anstrengungen für Trommelwellen mit aufgekeilter Trommel:

Flußstahl St 37 · 11	$k_b = 600\,\text{kg/cm}^2$,	$k_d = 600 \ldots 720\,\text{kg/cm}^2$
„ St 42 · 11	$k_b = 800$ „	$k_d = 900 \ldots 1050$ „

Die Anstrengungen können deshalb bei Trommelwellen höher gehalten werden, weil durch das Wandern der Last der gefährliche Querschnitt nur bei ganz bestimmten Laststellungen voll in Anspruch genommen ist.

Bei festgelegter Achse mit lose laufender Trommel erfolgt die Berechnung nur auf Biegung. k_b höher als oben, weil hier Belastungsfall II.

---

[1]) Die Winden für Lasten- und Personenaufzüge mit Hand-, Transmissions- und elektrischem Antrieb sind ausführlich in dem Spezialwerk des Verfassers „Der Aufzugbau“, Verlag Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig, behandelt.

Für Daumenradwellen sind die niedrigeren Werte der Vorgelegewellen zu setzen, da hier die biegende Kraft immer an derselben Stelle angreift.

Außer der Festigkeit muß auch die zulässige Flächenpressung in den Wellenzapfen geprüft werden. Vgl. S. 183. Es ist

$$P = k \cdot l \cdot d,$$

worin P den Zapfendruck, l die Zapfenlänge, d den Zapfendurchmesser, k die zulässige Flächenpressung je cm² bedeutet.

Für Flußstahl in Rotgußlagern $k = 40$ bis 100 kg/cm².

Für Flußstahl in Gußeisenlagern $k = 25$ bis 60 kg/cm².

Die niedrigen Werte sind für schnell laufende, also maschinell angetriebene Winden, die höheren Werte für Handwinden zu nehmen.

Bei der Berechnung der Wellen werden die Zahlen für M_i, M_b und M_d meist unübersichtlich, wenn man mit kgcm rechnet.

Es empfiehlt sich daher, mehr als bisher im Maschinenbau üblich, die Kräfte in t, ebenso die Spannungen k_b, k_d usw. einzusetzen, also mit t/cm² zu rechnen.

Kurbelwellen.

	Kurbelwelle	
	festgelagert	verschiebbar
Bei Kurbeln für 1 Mann	$d = 30$ mm	$d = 40$ mm
„ „ „ 2 „	$d = 40$ mm	$d = 45$ mm

b) Windenschilde für Handwinden.

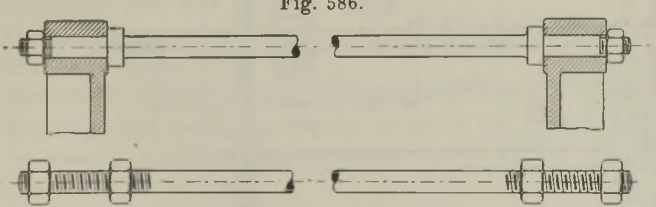
Winden- und Laufkatzengestelle werden der Bruchsicherheit wegen aus Blech oder Profileisen, ausnahmsweise aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt. Bei Maschinenantrieb ist stets Flußstahl zu wählen.

Die Hauptabmessungen der Windenständer ergeben sich aus der Anordnung der Vorgelegewellen, sind aber im übrigen nach dem Gefühl zu entwerfen. Als ersten Anhaltspunkt hat man bei Handbetrieb die Höhe der Kurbelwelle mit 900 bis 1100 mm über Fußboden. Die Ständer werden gewöhnlich symmetrisch zu den Mittellinien angeordnet, so daß sich also auch die beiden Vorgelegewellen bei Winden mit doppeltem Vorgelege in gleicher Höhe und symmetrisch zu den Ständermittellinien befinden.

Die gebräuchlichen Formen der Ständer gehen aus den nachfolgenden Zeichnungen hervor.

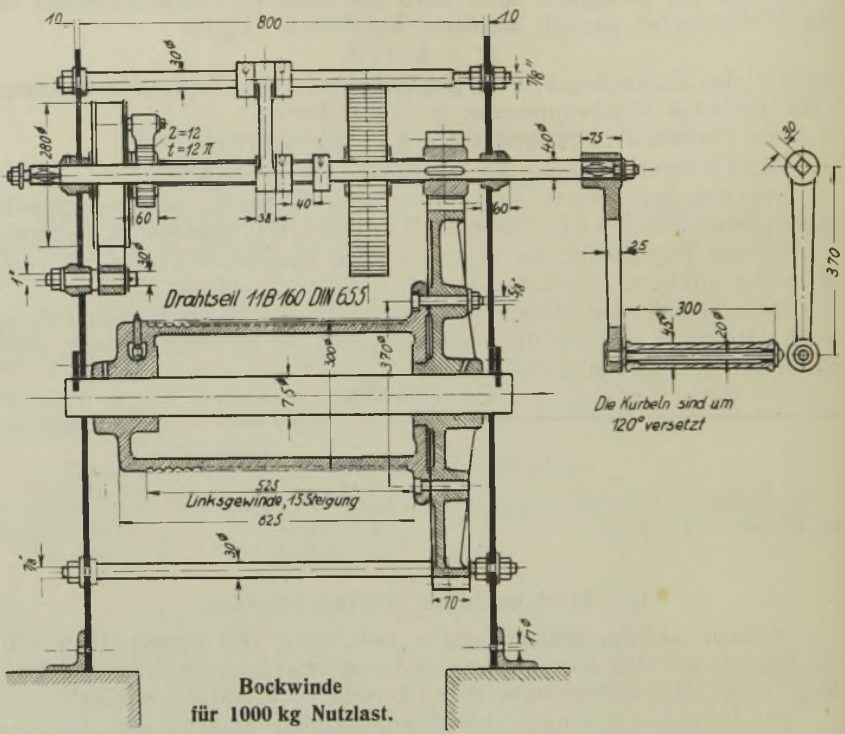
Querverbindungen. Einfache Winden erhalten Stangen von 25 ··· 35 mm Durchmesser. Statt der Stangen mit Bund oder Mutter werden auch glatte Schrauben mit Gasrohrzwischenstücken verwendet.

Fig. 586.



Verbindungsstangen.

Fig. 587.



Bockwinde für 1000 kg Nutzlast.

Fig. 588.

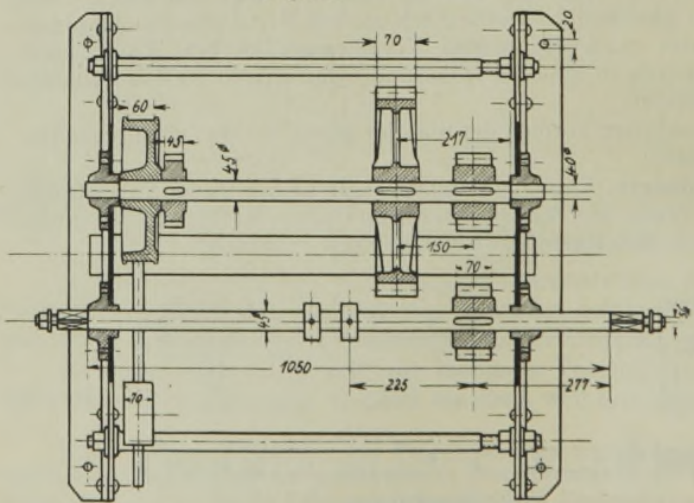
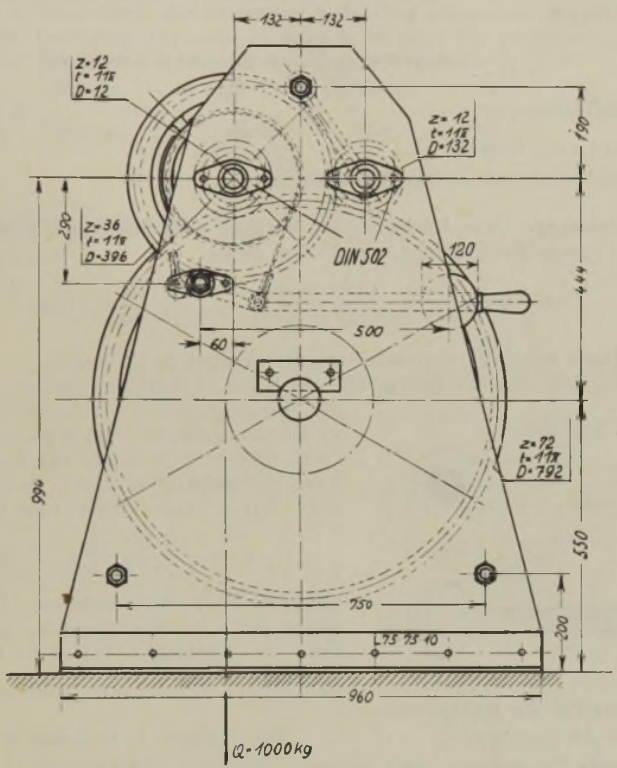


Fig. 589.



c) Ausgeführte Räderwinden.

Berechnung einer Bauwinde für 1000 kg Tragkraft.

Zwei Arbeiter mit je 15 kg. (Fig. 587 bis 589.)

Die Winde ist für zwei Lastgeschwindigkeiten eingerichtet, so daß für kleinere Lasten auch kleinere Übersetzungen benutzt werden können. Die Kurbelwelle ist in ihrer Achsenrichtung verschiebbar angeordnet und kann folgende Stellungen einnehmen:

1. Kurbeltrieb kämmt mit dem Trommelzahnrade: einfaches Vorgelege; Bremswelle läuft leer mit.
2. Kurbeltrieb kämmt mit dem Vorgelegerade: doppeltes Vorgelege; Bremswelle ist Vorgelegewelle.
3. Kurbeltrieb ist bei Mittelstellung ganz außer Eingriff: Lastsenken.

Die Wirkungsweise der Sperradbremse ist auf S. 125 beschrieben. Die Last wird bei vollständig ausgerücktem Kurbeltrieb durch Lüften des Bremshebels gesenkt.

1. Drahtseil. Mit $\mathfrak{S} = 6$ wird ein Drahtseil von 11 B 160, DIN 655, 6980 kg Bruchlast und 222 Drähten zu je 0,5 mm Durchmesser gewählt.

2. Trommel. Mit $D = 500\,\delta$ wird der Trommeldurchmesser von Mitte bis Mitte Seil $D = 250$ mm, aufgerundet auf 300 mm. Bei 30 m Hub wird die Anzahl der Seilwindungen

$$n = \frac{L}{D\pi} + 2 \ldots 3 = \frac{30}{0{,}3 \,.\, \pi} + 3 = 31{,}8 + 3 \approx 35,$$

also $n = 35$ Windungen.

Steigung $s = 15$ mm.

Trommellänge $l = n \,.\, s = 35 \,.\, 15 = 525$ mm.

3. Übersetzung. Ohne Rücksicht auf Verluste wird mit einem Kurbelarm von 400 mm und einem Arbeitsdruck von 2.15 = 30 kg

$$\text{Übersetzung } i_0 = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{1000 \,.\, 15}{2 \,.\, 15 \,.\, 40} = 12{,}5.$$

Die Winde erfordert demnach doppeltes Vorgelege (3 Wellen).

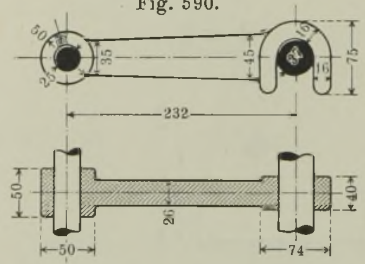
Schätzen wir den Wirkungsgrad der beiden Vorgelegewellen zu je 0,92 und den Wirkungsgrad der Trommelwelle zu 0,94, so ist der gesamte Wirkungsgrad $\eta = 0{,}92 \,.\, 0{,}92 \,.\, 0{,}94 = 0{,}79$, wofür mit Rücksicht auf Ausführungsfehler $\eta = 0{,}75$ gesetzt werden soll. Wir erhalten daher eine Übersetzung

$$i = \frac{1000 \,.\, 15}{2 \,.\, 15 \,.\, 40 \,.\, 0{,}75} = 16{,}6,$$

welcher Wert der einfachen Übersetzung wegen auf $i = 18$ abgerundet wird. Dafür kann der Kurbelarm von $a = 400$ mm auf $400 \cdot \frac{16{,}6}{18} = 370$ verkürzt werden.

Wir zerlegen in 6 : 1 und in 3 : 1.

Fig. 590.



Feststellklinke für die Kurbelwelle.

Die große Übersetzung wird zwischen Trommel und Bremswelle, die kleine zwischen Bremswelle und Kurbelwelle angeordnet. Grund s. S. 235.

4. Zahnräderabmessungen.

1. Trommelrad IV (R_{IV}) — Ritzel III (r_{III}): $\frac{r_{III}}{R_{IV}} = \frac{1}{6} = \frac{z_{III}}{Z_{IV}} = \frac{12}{72}$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi \,.\, z \,.\, c} \cdot \frac{M}{\eta_{\text{Trommel}}}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{2 \,.\, 72 \,.\, 18} \cdot \frac{1000 \,.\, 15}{0{,}94}} = 3{,}31 \text{ cm} \approx 11\,\pi,$$

wenn $\psi = 2$ und $c = 18$.

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D_{III} = \frac{z\,t}{\pi} = \frac{12 \,.\, 11\,\pi}{\pi} = 132 \text{ mm}.$$

$$D_{IV} = \frac{72 \,.\, 11\,\pi}{\pi} \ldots\ldots\ldots = 792 \text{ mm},$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2\,t \approx 2 \,.\, 35 \ldots\ldots\ldots = 70 \text{ mm}.$$

2. Räderpaar II (R_{II}) — I (r_I): $\frac{r_I}{R_{II}} = \frac{1}{3} = \frac{z_I}{Z_{II}} = \frac{12}{36}$.

Da das Ritzel I der Kurbelwelle einerseits in das Rad II und andererseits in das Trommelzahnrad eingreifen muß, so muß dieses Räderpaar dieselbe Teilung wie das andere Räderpaar haben.

Es wird also: $z = 12:36$, $t = 11\,\pi$, $b = 70$ mm, $D = 132:396$.

Würde die Bedingung des beiderseitigen Eingriffes nicht vorhanden sein, so könnte die Teilung nach der Rechnung bedeutend schwächer ausgeführt werden.

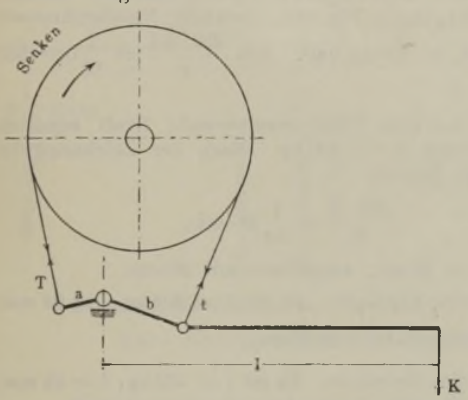
Das der Rechnung zugrunde zu legende Moment der Zwischenvorgelegewelle beträgt unter Berücksichtigung des Reibungswiderstandes

$$M = \frac{1000 \cdot 15}{\eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_{III}}{R_{IV}\,\eta_{\text{Vorgelege}}} = \frac{1000 \cdot 15}{0{,}94} \cdot \frac{1}{6 \cdot 0{,}92} = 2890 \text{ kgcm}.$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi\,2890}{2 \cdot 36 \cdot 18}} \approx 2{,}4 \text{ cm} \approx 8\,\pi,$$

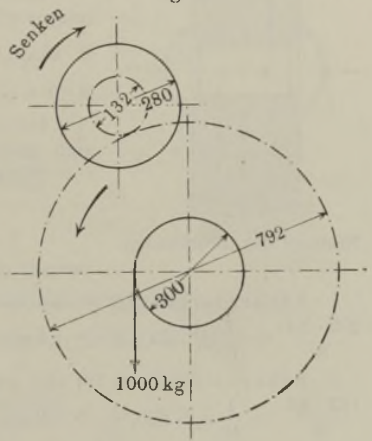
demnach Teilkreisdurchmesser $D = 96:288$.

Fig. 591.



Bremse.

Fig. 592.



Anordnung der Bremse.

5. Berechnung der Bremse. (Vgl. Fig. 591 u. 592.) Hier ist zu beachten, daß die Reibungswiderstände der Trommel und Vorgelegewelle dem Rückdruck der Last entgegenwirken, das ideelle Moment $M_0 = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_{III}}{R_{IV}}$ daher durch die Wirkungsgrade $\eta_{\text{Trommel}} \times \eta_{\text{Vorgelege}}$ nicht zu dividieren, sondern mit denselben zu multiplizieren ist, so daß jetzt wird $M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_I}{R_{IV}} \cdot \eta_{\text{Trommel}}\,\eta_{\text{Vorgelegewelle}}$.

Da demnach das von den Sperrwerken zu vernichtende Rückdruckmoment M um so größer, je größer die Werte η, so sind letztere vorsichtshalber hoch einzuschätzen, hier z. B. $\eta_{\text{Trommel}} = \eta_{\text{Vorgelegewelle}} = 0{,}95$, während bei Berechnung der Übersetzung sicherheitshalber die niedrigen Zahlen den Vorzug verdienen.

Hiermit wird $M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 2250$ kgcm.

Bremsscheibendurchmesser gewählt zu 280 mm, Umfangskraft $= \frac{2250}{14} = 160$ kg,

Hebelarme gewählt: $a = 50$ mm, $b = 2{,}5\,.\,a = 125$ mm, $l = 500$ mm,

Bandspannung im auflaufenden Bandende $T = \frac{P\,.\,e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1} = \frac{160\,.\,2{,}21}{2{,}21 - 1} \approx 292$ kg,

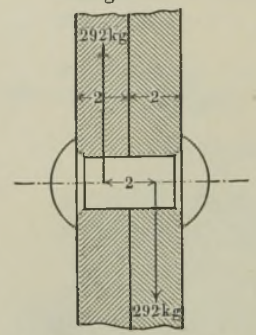
Bandspannung im ablaufenden Bandende $t = \frac{P}{e^{\mu a} - 1} = 132$ kg,

Bremsgewicht $K = \frac{132\,.\,125 - 292\,.\,50}{500} = 3{,}8$ kg, ausgeführt mit 5 kg.

Nach S. 112 erhält man den Ausschlag des Bremsgewichtes bei einer Abhebung des Bandes um 2 mm nach der Gleichung $s = \frac{\sigma \cdot l}{b - a}$. Mit den angenommenen Hebelarmen wird also $s = \frac{2 \cdot 500}{125 - 50} = 13{,}3$ mm.

Bremsband. $T = b \cdot \delta \cdot k_z$. Gewählt: $\delta = 2$ mm, $k_z = 300$ kg/cm² für St 34 · 11, $b = \frac{292}{300 \cdot 0{,}2} \approx 5$ cm. Mit Rücksicht auf Abnutzung 60 × 2.

Fig. 593.



Nietung der Bandenden.

Nachprüfung nach S. 116 ergibt mit $\mu = 0{,}4$: $T = 871$ kg und $k_z = 725$ kg/cm².

Anzahl i der erforderlichen Nieten. Berechnung auf Biegung (s. Fig. 593). Gewählt: Nietdurchmesser = 6 mm, $k_b = 500$ kg/cm². Aus $\frac{292 \cdot 0{,}1}{i} = \frac{1}{10} 0{,}6^3 \cdot 500$ wird $i \approx 3$.

Drehbolzen. Die resultierende Kraft ermittelt sich graphisch zu ≈ 450 kg. Nach der Zeichnung ist $l = 60$ mm, folglich

$$\frac{450 \cdot 6}{2} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600,$$

woraus $d = 28$ mm, ausgeführt mit 26 mm.

Scharnierbolzen für den kleinen Hebelarm. Es ist $T = 292$ kg, $l = 24$ mm, $\frac{292 \cdot 2{,}4}{8} = \frac{1}{10} d_1^3 \cdot 600$, $d_1 \approx 1{,}1$ cm, ausgeführt mit 20 mm.

Scharnierbolzen für den großen Hebelarm. Es ist $t = 132$ kg, $l = 24$ mm, $\frac{132 \cdot 2{,}4}{8} = \frac{1}{10} d_2^3 \cdot 600$, $d_2 \approx 0{,}9$ cm, ausgeführt mit 15 mm.

6. Sperrad. Moment der Welle = 2250 kgcm; gewählt wird

$$z = 12, \quad \frac{t}{b} = 1, \quad k_b = 200 \text{ kg/cm}^2,$$

$$t = 3{,}75 \sqrt{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}} = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{2250}{12 \cdot 200} \cdot 1} \approx 3{,}68 \text{ cm} \approx 12\,\pi,$$

$$\text{Durchmesser } D = \frac{12 \cdot 12\,\pi}{\pi} = 144 \text{ mm}, \; b \text{ ausgeführt mit } 40 \text{ mm}.$$

Klinkenbolzen. Die den Bolzen auf Biegung beanspruchende Kraft ist gleich der Umfangskraft des Sperrades $= \frac{2250}{7{,}2} \approx 312$ kg. Es ist $l = 40$ mm, $k_b = 600$ kg/cm², $\frac{312 \cdot 4}{1} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600$, $d \approx 22$ mm.

7. Berechnung der mittleren Vorgelegewelle. Auf die Welle wirkt in schräger Richtung der Zahndruck des Trommelrades $Z_1 = \frac{1000 \cdot 15}{39{,}6 \cdot 0{,}94} = 403$ kg.

Durch graphische Zerlegung desselben erhalten wir

die Horizontalkomponente . . . . . Z_{1H} zu 390 kg
und die Vertikalkomponente . . . . . Z_{1v} „ 125 „

Ferner wirkt in C der Zahndruck der Kurbelwelle vertikal aufwärts. Derselbe ergibt sich mit der Übersetzung 1 : 3 und $\eta = 0{,}92$ zu $Z_2 = 403 \frac{132}{396} \cdot \frac{1}{0{,}92} = 146$ kg.

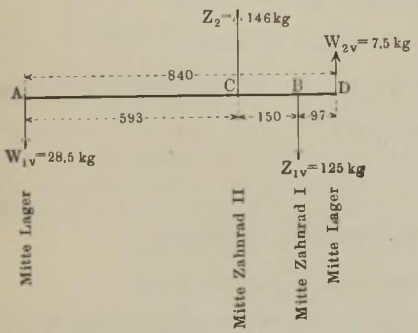
Vertikale Belastungsebene (Fig. 594).

$$\text{Auflagerdruck } W_{1v} = \frac{146 \cdot 247 - 125 \cdot 97}{840} = 28{,}5 \text{ kg},$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2v} = \frac{125 \cdot 743 - 146 \cdot 593}{840} = 7{,}5 \text{ kg}.$$

Biegungsmomente im Querschnitt C . . . $M_{bv} = 28{,}5 \cdot 59{,}3 = 1690$ kgcm,
Biegungsmomente im Querschnitt B . . . $M_{bv} = 7{,}5 \cdot 9{,}7 = 73$ „

Fig. 594.



Vertikale Belastungsebene.

Fig. 595.

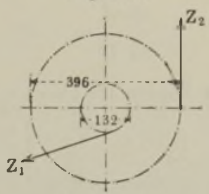
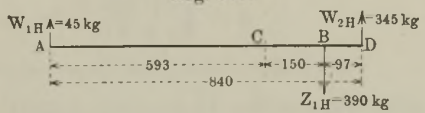


Fig. 596.



Horizontale Belastungsebene.

Berechnungsskizze für die mittlere Vorgelegewelle.

Horizontale Belastungsebene. (Fig. 596.)

$$\text{Auflagerdruck } W_{1H} = \frac{390 \cdot 97}{840} = 45 \text{ kg},$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2H} = \frac{390 \cdot 743}{840} = 345 \text{ kg}.$$

Biegungsmomente im Querschnitt C . . . . $M_{bH} = 45 \cdot 59{,}3 = 2668$ kgcm,
Biegungsmomente im Querschnitt B . . . . $M_{bH} = 345 \cdot 9{,}7 = 3346$ „

Resultierende Biegungsmomente

für Querschnitt C . . . . . $M_b = \sqrt{1690^2 + 2668^2} = 3160$ kgcm,

für Querschnitt B . . . . . $M_b = \sqrt{73^2 + 3346^2} = 3350$ „

Das Verdrehungsmoment, welches gleichmäßig zwischen B und C auftritt, ist auf S. 311 zu $M_d = 2890$ kgcm berechnet worden.

Der gefährliche Querschnitt liegt also in B, weil das Verdrehungsmoment in B und C gleich groß hinzutritt.

Die Vereinigung des Biegungsmomentes und des Verdrehungsmomentes im Querschnitt B ergibt nach Gleichung

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (a_o \cdot M_d)^2}$$

mit $M_b = 3350$ kgcm, $M_d = 2890$ kgcm

und $a_o = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 600} = 0{,}5$ für Flußstahl, (St 37 · 11)

$$M_i = 0{,}35 \cdot 3350 + 0{,}65 \sqrt{3350^2 + 0{,}5^2 \cdot 2890^2} = 3545 \text{ kgcm}.$$

Nach Gleichung $M_i = \frac{1}{10} d^3 k_b$ erhält man schließlich

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3545}{400}} \approx 4{,}5 \text{ cm}.$$

Bei genauer Rechnung muß außerdem noch der von den beiden Bremsbandspannungen erzeugte in der Vertikalebene wirkende Druck von etwa 450 kg mit berücksichtigt werden.

Berechnung der Zapfen. Die resultierenden Lagerdrücke sind

$$\text{in } A \ldots\ldots W_1 = \sqrt{28{,}5^2 + 45^2} \approx 53 \text{ kg},$$

$$\text{in } D \ldots\ldots W_2 = \sqrt{7{,}5^2 + 345^2} \approx 346 \text{ kg}.$$

Der rechte Zapfen ist also am stärksten beansprucht. Aus der Biegungsgleichung

$$W_2 \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$$

wird mit $l = 6$ cm und $k_b = 400$ kg/cm²

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 346 \cdot 6}{2 \cdot 400}} \approx 3 \text{ cm, ausgeführt mit } 40 \text{ mm}.$$

Die Flächenpressung im Lager ist dann $k = \frac{346}{4 \cdot 6} \approx 15$ kg/cm².

Während des Lastsenkens ergeben sich für die Welle etwas höhere Werte, welche indessen für den Wellendurchmesser nicht von Bedeutung sind.

Fig. 597.

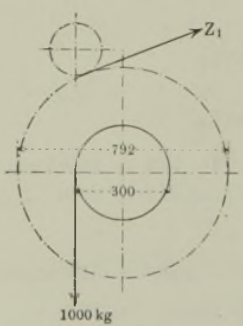
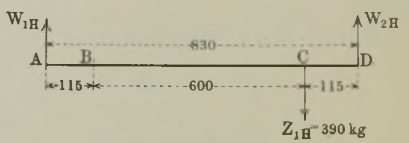
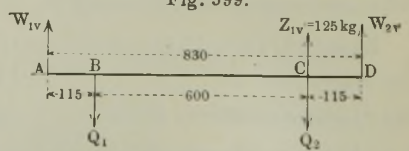


Fig. 598.



Horizontale Belastungsebene.

Fig. 599.



Vertikale Belastungsebene.

Berechnungsskizze für die Trommelwelle.

8. Berechnung der Trommelwelle. Die durch Achshalter festgelegte Welle (Belastungsfall II) wird durch den wandernden Seilzug nur auf Biegung beansprucht, weil die Verdrehung von der Trommel direkt auf das Zahnrad übertragen wird. Um das größte Biegungsmoment festzustellen, soll die Belastung bei den Endstellungen des Seiles auf der Trommel untersucht werden.

Der Zahndruck Z_1, welcher jetzt in entgegengesetzter Richtung anzubringen ist, wurde vorhin zu 403 kg und dessen Komponenten Z_{1v} zu 125 kg und Z_{1H} zu 390 kg ermittelt.

Der Einfachheit wegen werde ferner angenommen, daß sich in den Endstellungen die volle Last Q_1 bzw. Q_2 auf die Trommelnaben absetzt.

a) Seil in linker Endstellung.

Es ist hier $Q_1 = 1000$ kg, $Q_2 = 0$.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{1v} = \frac{1000 \cdot 715 - 125 \cdot 115}{830} = 844$ kg.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{2v} = 31$ kg.

Vertikale Biegungsmomente für Querschnitt B . . $M_{bv} = 844 \cdot 11{,}5 = 9706$ kgcm.

Vertikale Biegungsmomente für Querschnitt C . . $M_{bv} = 31 \cdot 11{,}5 = 357$ kgcm.

b) Seil in rechter Endstellung.

Es ist $Q_2 = 1000$ kg, $Q_1 = 0$.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{1v} = \frac{1000 \cdot 115 - 125 \cdot 115}{830} = 121$ kg.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{2v} = 754$ kg.

Vertikale Biegungsmomente für Querschnitt B . . $M_{bv} = 121 \cdot 11{,}5 = 1392$ kgcm.

Vertikale Biegungsmomente für Querschnitt C . . $M_{bv} = 754 \cdot 11{,}5 = 8671$ kgcm.

Für Querschnitt B wird demnach das Biegungsmoment bei linker Seilstellung der vertikalen Kräfte am größten, max $M_{bv} = 9706$ kgcm. Hierzu tritt noch das Biegungsmoment der Horizontalkräfte.

Horizontaler Auflagerdruck $W_{1H} = \frac{390 \cdot 115}{830} = 54$ kg.

Horizontaler Auflagerdruck $W_{2H} = 336$ kg.

Horizontale Biegungsmomente für Querschnitt B . . $M_{bH} = 54 \cdot 11{,}5 = 621$ kgcm.

Horizontale Biegungsmomente für Querschnitt C . . $M_{bH} = 336 \cdot 11{,}5 = 3860$ kgcm.

Das größte resultierende Moment ist

$$\max M_b = \sqrt{9706^2 + 621^2} = 9720 \text{ kgcm},$$

für C beträgt das resultierende Moment

$$M_b = \sqrt{8671^2 + 3860^2} \approx 9500 \text{ kgcm},$$

ist also nur unerheblich kleiner als das Moment in B.

Mit $k_b = 600$ kg/cm² mit Rücksicht auf Stoßwirkung wird

$$9720 = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600, \text{ also } d = 5{,}5 \text{ cm, ausgeführt mit } 75 \text{ mm}.$$

9. Hubgeschwindigkeit. Nach S. 237 beträgt bei 0,6 m/s Kurbelgeschwindigkeit

$$v = c \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i} = 0{,}6 \frac{15}{37} \cdot \frac{1}{18} = 0{,}0135 \text{ m/s} = 13{,}5 \text{ mm}$$

oder nach der Formel $v = \frac{Pc}{Q} \cdot \eta = \frac{2 \cdot 15 \cdot 0{,}6}{1000} \cdot 0{,}75 = 0{,}0135$ m/s.

Um die Last 30 m zu heben, ist demnach eine Zeit erforderlich

$$t = \frac{s}{v} = \frac{30}{0{,}0135} = 2222 \text{ s} \approx 37 \text{ min}.$$

Keilradwinde mit Zentrifugalbremse und Riemenantrieb (Tragkraft 500 kg)

von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg.

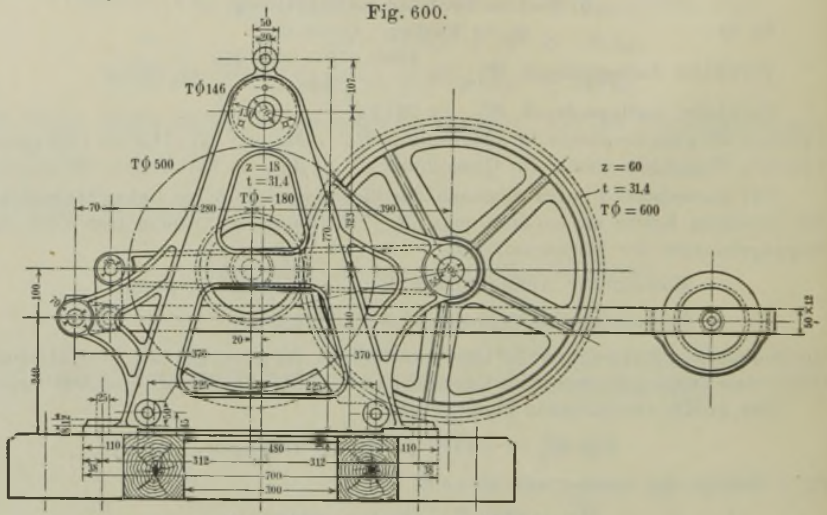
Keilradwinden werden ihrer bequemen und einfachen Handhabungsweise wegen bei vorhandener Transmission viel in Mühlen, Brauereien, Fabriken, Speichern usw. verwendet.

Der Antrieb erfolgt mittels eines einfachen Riemens, der von jeder Richtung auf die Antriebsscheibe geleitet werden kann, so daß die Winde

auch über oder unter dem Stockwerke, in welchem die Transmission liegt, Aufstellung finden kann. Die Bewegung der Antriebswelle wird durch ein Keil- und ein Zahnräderpaar auf die Trommelwelle übertragen.

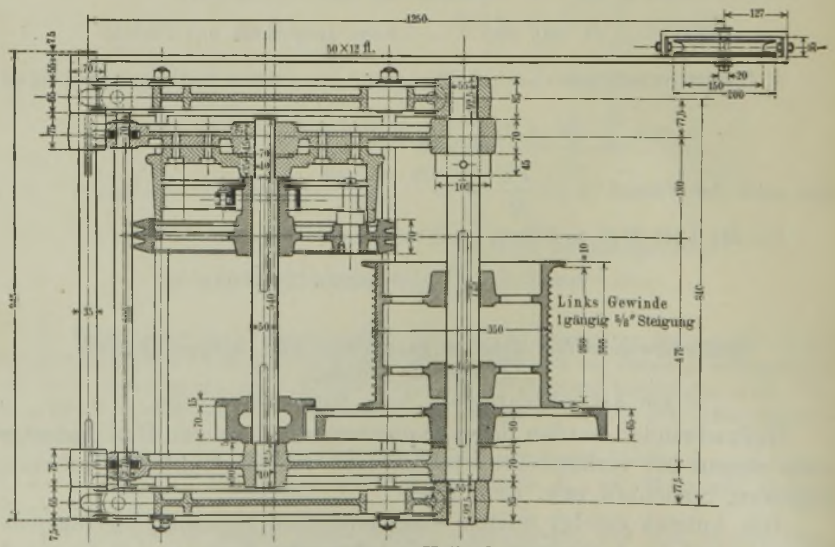
Bedienung: Durch Anziehen und Festhalten des Steuerseiles, welches mittels Leitrollen nach jeder beliebigen Stelle hingeleitet werden kann, wird die Welle mit dem großen Keilrade gehoben und in die Kämme des kleinen Keilrades gedrückt, wodurch das Aufwinden der Last erfolgt.

Fig. 600.



Keilradwinde für 500 kg Tragkraft.

Fig. 601.

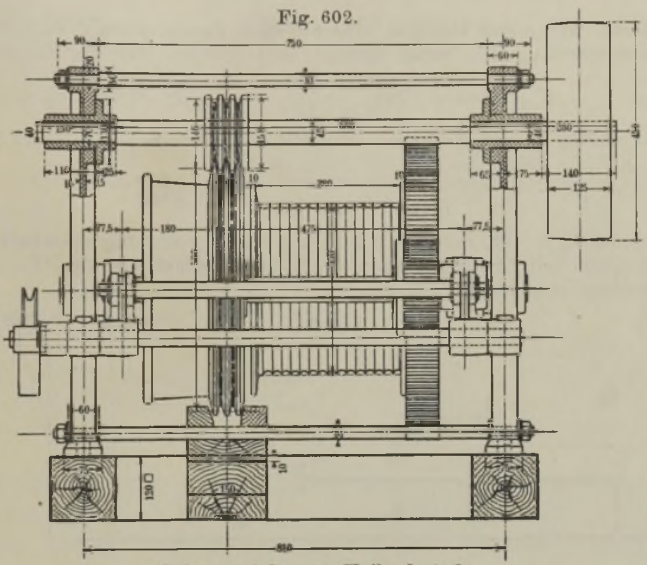


Grundriß zur Keilradwinde.

Soll die aufgewundene Last schweben bleiben, so läßt man das Steuerseil los, wodurch sich das große Keilrad in den darunter liegenden Bremsklotz aus Holz legt.

Ein teilweises Anziehen des Steuerseiles ermöglicht das Senken der Last mit leicht regelbarer Geschwindigkeit.

Fig. 602.



Seitenansicht zur Keilradwinde.

Da hierzu einige Geschicklichkeit des Arbeiters erforderlich ist, so werden diese Winden behufs Erreichung größerer Sicherheit gegen Beschädigen der Lasten beim Senken mit einer Zentrifugalbremse ausgerüstet.

Die Drehbolzen der Schleuderklötze werden dann direkt an den Armen des großen Keilrades befestigt.

Hubgeschwindigkeit für mäßigen Betrieb 18 m, für lebhaften Betrieb 30 bis 34 m und für sehr flotten Betrieb 45 bis 48 m i. d. Minute.

Berechnung der Keilradwinde für 500 kg Tragkraft. (Fig. 600 bis 602.)

Bei dem angegebenen Trommeldurchmesser von 350 mm von Mitte bis Mitte Drahtseil und der vorhandenen Stirnradübersetzung $\frac{z}{Z} = \frac{18}{60} = \frac{1}{3{,}33}$ ermittelt sich die Umfangskraft der Keilräder, deren Durchmesser 146 : 500 betragen, mit einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}91$ je für Trommel- und Vorgelegewelle zu

$$P = \frac{500 \cdot 350/2}{3{,}33 \cdot 500/2 \cdot 0{,}91^2} = 127 \text{ kg}.$$

Der erforderliche Anpressungsdruck der Keilräder senkrecht zu ihren Wellen wird nach S. 172 mit einem Keilnutenwinkel $2\alpha = 15^0$ und $\mu = 0{,}1$

$$D \geqq \frac{P}{0{,}28} = \frac{127}{0{,}28} = 455 \text{ kg}.$$

Dieser Druck wird nach der Zeichnung durch die in Fig. 603 schematisch angedeutete Hebelübersetzung

$$\frac{1250}{70} \cdot \frac{670}{390} = 30{,}7$$

und durch eine lose Rolle ausgeübt.

Außer dem Anpressungsdruck muß noch das Eigengewicht der auf der Vorgelegewelle angeordneten Räder, der Bremse und das Hebelgewicht mit gehoben werden.

Schätzen wir dieses Gewicht einschließlich Zapfenreibung zu 120 kg, so ist der erforderliche Zug am freien Seilende mit $\eta = 0{,}8$ für die Rollenanordnung

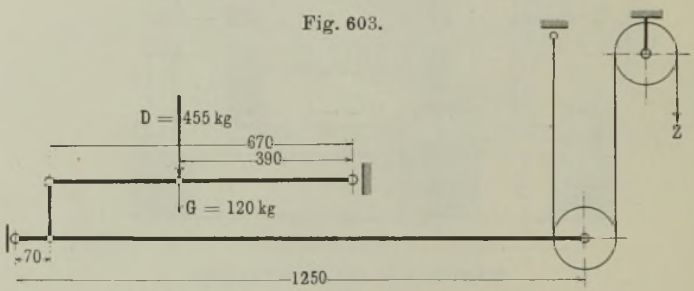
$$Z \geq (455 + 120)\frac{390}{670} \cdot \frac{70}{1250} \cdot \frac{1}{2 \cdot 0{,}8} \approx 12 \text{ kg}.$$

Die Pressung in den Keilrillen ermittelt sich nach S. 173 bei $z = 3$ Keilrillen aus $P \leq 0{,}17\, k_0\, z$ zu

$$k_0 = \frac{P}{0{,}17\, z} = \frac{127}{0{,}17 \cdot 3} = 249 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig ist nur $k_0 = 135$, falls die Abnutzung und Erwärmung innerhalb zulässiger Grenzen bleiben soll. Selten vorkommende Maximallast läßt den Wert $k_0 = 249$ noch anwendbar erscheinen.

Fig. 603.



Schematisch angedeutete Hebelübersetzung.

Bei 190 Umdrehungen der Antriebswelle und der in den Keilrädern und Zahnrädern vorhandenen Übersetzung

$$\frac{146}{500} \cdot \frac{18}{60} = \frac{1}{11{,}4}$$

macht die Trommel $n_{Tr} = \frac{190}{11{,}4} = 16{,}6$ Umdr./min.

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel bzw. die Fördergeschwindigkeit

$$v = \frac{D\pi n}{60} = \frac{0{,}35 \cdot \pi \cdot 16{,}6}{60} = 0{,}3 \text{ m/s},$$

und der Kraftbedarf bei dem angegebenen Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0{,}65$

$$N = \frac{500 \cdot 0{,}3}{75 \cdot 0{,}65} = 3 \text{ PS}.$$

Die Riemengeschwindigkeit wird bei 450 mm Scheibendurchmesser

$$\frac{0{,}45 \cdot \pi \cdot 190}{60} = 4{,}46 \text{ m/s},$$

und die Umfangskraft an der Riemenscheibe: $\frac{3 \cdot 75}{4{,}46} = 50{,}5$ kg, folglich die Anstrengung des angegebenen Riemens 120 . 5 nach S. 263:

$$c = \frac{P}{bs} = \frac{50{,}5}{12 \cdot 0{,}5} = 8{,}4 \text{ kg/cm}^2.$$

Tabelle 57.

Kraftverbrauch der Keilradwinde für 500 kg bei verschiedenen Fördergeschwindigkeiten.

Übersetzung in den Rädern $i = 1:11{,}4$, Trommeldurchmesser 350 mm, Riemenscheibe 450 × 125, Riemen 120 mm breit, Wirkungsgrad 0,65.

Fördergeschwindigkeit	200	300	400	500	600	700	800
Drehzahl der Antriebswelle i. d. min	125	190	250	315	380	440	500
Riemengeschwindigkeit m/sk . . .	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	12,0
Kraftbedarf in PS bei $\eta = 0{,}65$.	2,05	3,1	4,1	5,15	6.2	7,2	8,2

Tabelle 58. **Abmessungen von Keilradwinden.**

Tragkraft in kg	350	500	750	1000
Durchmesser der Trommel in mm	300	350	400	450
Durchmesser der Antriebsscheibe in mm . . .	400	450	500	550
Breite der Antriebsscheibe in mm	100	125	150	150
Drehzahl der Antriebsscheibe bei 18 m Lasthub i. d. min	170	185	200	210
Kraftbedarf bei 18 m Lasthub i. d. min in PS	1,80	2,75	4,00	5,50
Durchmesser des Stahldrahtseiles in mm . . .	10	12	14	16
Gewicht etwa kg	275	500	700	950

Zwillingsdampfwinde für 2500 kg direkte Tragkraft und 10 m Hub.

Dampfwinden werden nur noch selten gebaut, weil zum Antrieb von Winden heute stets elektrischer Antrieb bevorzugt wird, wenn elektrische Energie zur Verfügung steht. Die hier gemachten Angaben können als Anhalt bei der Berechnung von Dampfkranen dienen.

Dampfdruck im Schieberkasten 5 Atmosphären; $^3/_4$-Füllung.

Die Leistung der einzylindrigen Maschine verhält sich zur Leistung der Zwillingsmaschine wie 1 : 2,4; das Übersetzungsverhältnis des ersten Vorgeleges ist daher bei den Winden mit doppeltem Vorgelege 2,4fach gewählt, um bei einem Zylinder mit doppeltem Vorgelege und Zwilling mit einfachem Vorgelege gleiche Förderlast (natürlich mit verschiedener Hubgeschwindigkeit) bewältigen zu können, so daß Trommel nebst Achse und Trommelrad für beide unverändert bleiben.

Der Wirkungsgrad bei einfachem Vorgelege ist zu 0,9, bei doppeltem Vorgelege zu 0,8 angenommen, während die Reibung der Kurbelwelle schon in dem Wirkungsgrade der Dampfmaschine berücksichtigt ist. Die „doppelten Lastmomente“ [1]) bedeuten deshalb die wirklich zulässigen Produkte aus Förderlast und Trommeldurchmesser (bis Ketten- oder Seilmitte gerechnet) und ergeben für jede gewünschte Förderlast durch Division mit dieser den dabei zulässigen größten mittleren Aufwicklungsdurchmesser. Die zur Übersicht angegebenen Grenzzahlen „Größte Tragkraft bei kleinstem Trommeldurchmesser“ und „Kleinste Tragkraft bei größtem Trommeldurchmesser“ sind abgerundet.

[1]) Siehe Tabelle 59 auf S. 320.

Tabelle 59. **Abmessungen von Dampfwinden.**

Modell-nummer	Zylinder-durchmesser mm	Kolbenhub mm	Umdrehungen in der Minute	Zylinderzahl	Wirkungsgrad	Maschinen-leistung PS	Vor-gelege	Zahnteilung mm	Zulässiges doppeltes Lastmoment kgcm	Größte Tragkraft bei kleinstem Trommel-durchmesser kg	Größte Tragkraft bei kleinstem Trommel-durchmesser mm	Hub in der Minute m	Kleinste Tragkraft bei größtem Trommel-durchmesser kg	Kleinste Tragkraft bei größtem Trommel-durchmesser mm	Hub in der Minute m
1. a	100	165	180	1	0,4	2	einfach	$7\,\pi$	11 680	750	140	10	175	650	43
1. b							doppelt	7 u. $9\,\pi$	21 580	1200	160	5,5	325	650	21
1. c				2	0,48	$4^1/_2$	einfach	$9\,\pi$	21 720			15,5			56
1. d							doppelt	9 u. $11\,\pi$	36 480	1800	180	8,5	625	550	25
2. a	125	210	160	1	0,4	$3^1/_2$	einfach	$8\,\pi$	23 440	1150	180	11	300	750	44
2. b							doppelt	8 u. $11\,\pi$	43 300	1950	200	6	500	800	23
2. c				2	0,48	8	einfach	$11\,\pi$	43 200			16,5			61
2. d							doppelt	11 u. $14{,}5\,\pi$	72 570	3000	220	9,5	975	700	29
3. a	150	250	140	1	0,45	$5^1/_2$	einfach	$10\,\pi$	45 040	1850	220	12	450	950	49
3. b							doppelt	10 u. $13\,\pi$	83 180	3100	240	6,5	825	950	24
3. c				2	0,54	$13^1/_2$	einfach	$13\,\pi$	83 310			17			61
3. d							doppelt	13 u. $18\,\pi$	139 930	4800	260	9,5	1450	900	32
4. a	175	290	130	1	0,5	9	einfach	$12\,\pi$	79 040	2800	260	13	650	1150	54
4. b							doppelt	12 u. $16\,\pi$	145 800	4700	280	7	1200	1150	26
4. c				2	0,6	22	einfach	$16\,\pi$	146 000			18			71
4. d							doppelt	16 u. $22\,\pi$	245 220	7300	300	10,5	2000	1100	36
5. a	200	335	120	1	0,5	13	einfach	$14{,}5\,\pi$	119 170	3600	300	14	850	1350	59
5. b							doppelt	$14{,}5$ u. $18\,\pi$	220 080	6100	320	8	1600	1300	30
5. c				2	0,6	31	einfach	$18\,\pi$	220 500			21			81
5. d							doppelt	18 u. $24\,\pi$	370 360	9600	340	12	3000	1200	40

Die Zähnezahlen der Räder betragen:

bei einem Zylinder und einfachem Vorgelege . . . 12:104,
bei einem Zylinder und doppeltem Vorgelege . . 12:80 und 12:32,
bei Zwillingsmaschinen und einfachem Vorgelege . 12:80,
bei Zwillingsmaschinen und doppeltem Vorgelege . 12:56 und 12:32.

Das „doppelte Lastmoment" ist zu multiplizieren:

für 2 at Dampfdruck mit 0,37,
„ 3 „ „ „ 0,58,
„ 4 „ „ „ 0,79,
„ 6 „ „ „ 1,21,
„ 7 „ „ „ 1,42.

Berechnung einer Zwillingsdampfwinde für 2500 kg Tragkraft.

Gegeben ist

Nutzlast . . . . . $Q = 2500$ kg,
Fördergeschwindigkeit . . . . . $v = 0{,}3$ m/s,
Dampfspannung im Schieberkasten . . . . . $p = 6$ atü,
Umdrehungszahl der Maschine . . . . . $n_{\text{Masch.}} = 140$.
Es ist Kettenstärke . . . . . $d = 22$ mm,
Trommeldurchmesser . . . . . $D = 30\,d = 660$ mm

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60\,v}{D\,\pi} = \frac{60 \cdot 0{,}3}{0{,}66\,\pi} = 8{,}7.$$

Übersetzung zwischen Trommel- und Kurbelwelle $i = \frac{140}{8{,}7} = 16$; ausgeführt mit 3,2:1 und 5:1

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{\text{Winde}}} = \frac{2500 \cdot 0{,}3}{75 \cdot 0{,}7} = 14{,}3 \text{ PS}.$$

Mit $\eta_{\text{Maschine}} = 0{,}7$ wird $N_i = \frac{N_e}{\eta} = \frac{14{,}3}{0{,}7} \approx 20{,}4$ PS. Auf einen Zylinder kommen demnach 10,2 PS.

Mit $p = 7$ ata, $p_e = 1{,}2$, $s_1 : s = 0{,}6$, $f = 0{,}84$, $f' = 1{,}05$ (nach Tabelle S. 265) wird $p_i = f \cdot p - f' p' = 0{,}84 \cdot 7 - 1{,}05 \cdot 1{,}2 = 4{,}81$ at. Aus der Hauptgleichung S. 264, $N_i = \frac{2\,F p_i s n}{60 \cdot 75}$ ergibt sich mit $s = \frac{2\,d}{100}$ (da s in m und d in cm) und $n = 140$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100 \cdot N_{i/2}}{2 \cdot \pi \cdot p_i 2 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100 \cdot 10{,}2}{2 \cdot \pi \cdot 4{,}81 \cdot 2 \cdot 140}} \approx 13 \text{ cm}.$$

Bei 3 v. H. Zuschlag für den Kolbenstangenquerschnitt ist $\frac{1}{4}\pi d^2 = 1{,}03\,F = 137{,}7$ cm². Hieraus $d \approx 132$ mm.

Kolbenhub . . $s = 2 \cdot 132 = 264$ mm; $c = \frac{sn}{30} = \frac{0{,}264 \cdot 140}{30} = 1.23$ m/s,

Dampfzuleitungsrohr . $f = 2\,\frac{Fc}{u} = 2\,\frac{136{,}8 \cdot 1{,}23}{30} = 11{,}2$ cm²; daraus $d \approx 40$ mm,

Dampfableitungsrohr . . . . . $f = 2\,\frac{136{,}8 \cdot 1{,}23}{15} = 22{,}4$ cm²; daraus $d \approx 55$ mm.

Dampfverbrauch . . . . . ≈ 20 kg/PS$_i$ h,
Gesamtdampfverbrauch i. d. h. $= 20{,}4 \cdot 20 \approx 400$ kg.

Fig. 604 u. 605.

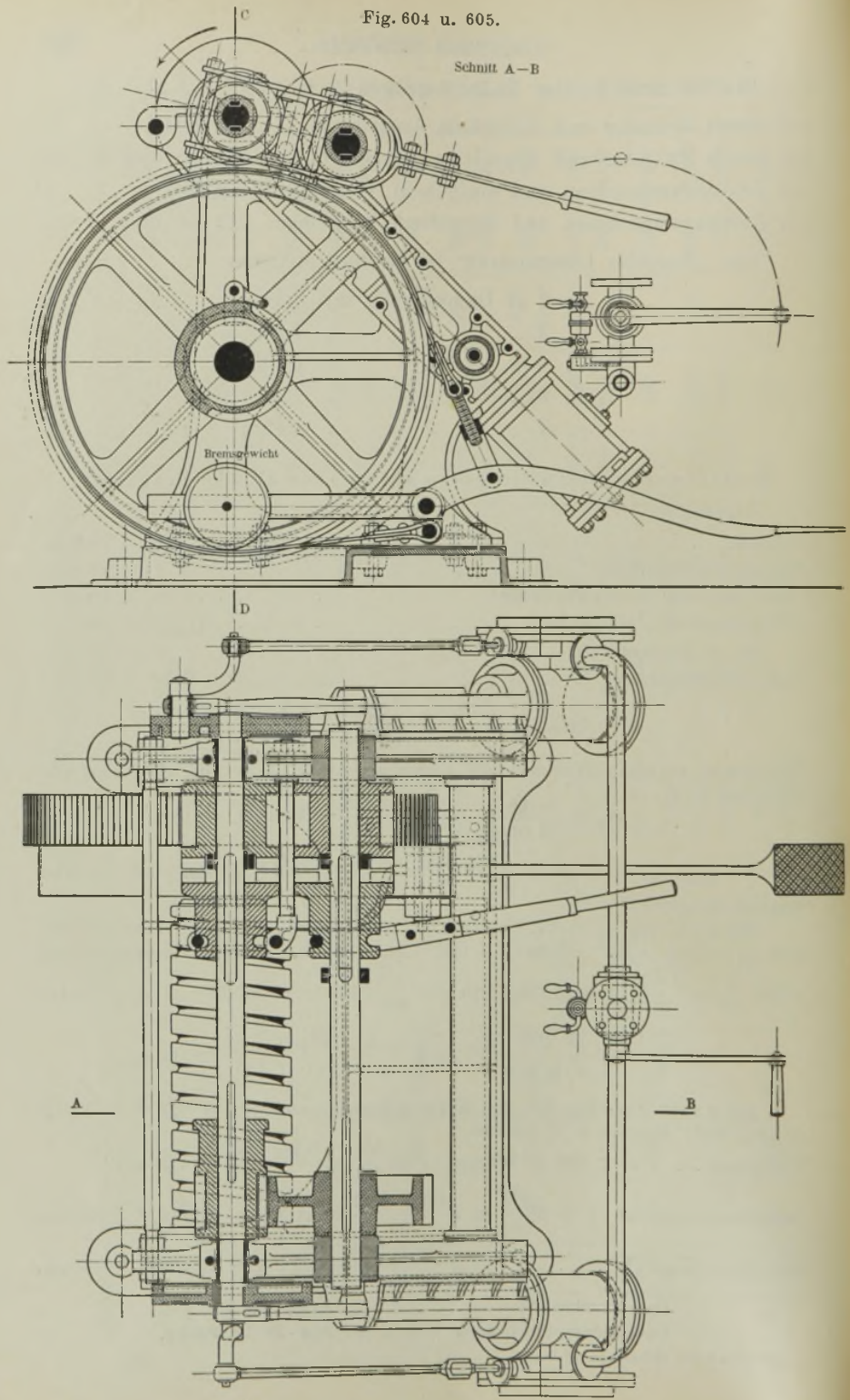
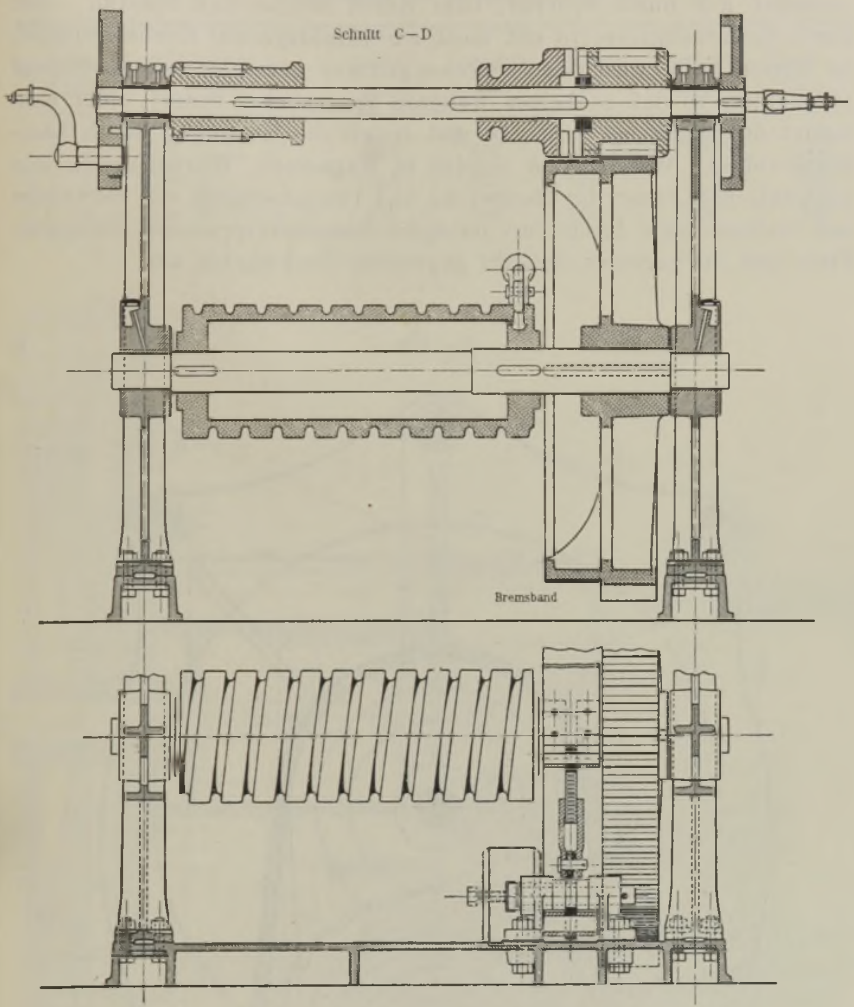


Fig. 606 u. 607.



Zwillingsdampfwinde für 2500 kg Tragkraft.

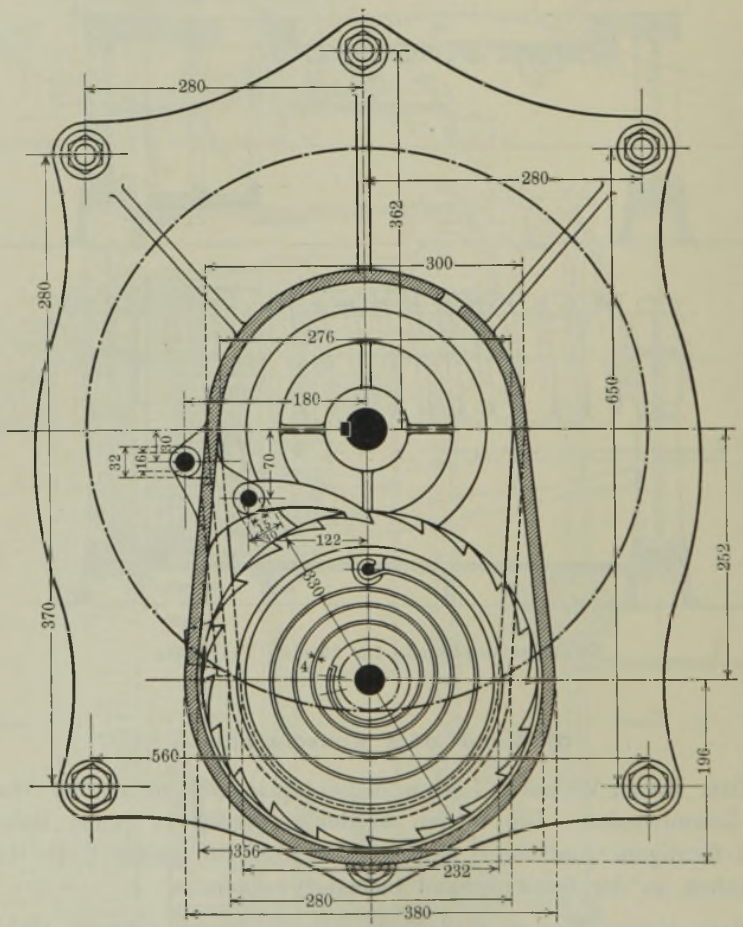
d) Wand- oder Konsolwinden.

Zum Heben kleinerer Lasten bedient man sich häufig der Wand- oder Konsolwinden. Die Wellen werden entweder in einem Rahmen von ⊥-förmigem Querschnitt oder in zwei Konsolen gelagert, die durch Schrauben an der Gebäudewand befestigt werden.

Ganz kleine Winden werden ohne Vorgelege ausgeführt. Größere Winden rüstet man mit Stirnräder- oder Schneckenvorgelege aus. Im

ersten und zweiten Falle wird die Hemmung der aufgewundenen Last entweder nur durch Sperrad, oder durch Bremse und Sperrad, oder durch Sicherheitsgesperre mit nicht zurückschlagender Kurbel erreicht, im letzten Falle wird das Schneckengetriebe entweder selbsthemmend ausgeführt, so daß es keines weiteren Sperrwerkes bedarf, oder man nimmt doppelgängige Schnecke und erzielt die Hemmung durch Lastdruckbremse. Wandwinden werden in Magazinen, Warenhäusern und Schlachthöfen, ferner für Bauzwecke und Tunnelarbeiten viel verwendet und zeichnen sich durch ihre geringere Raumbeanspruchung, billigeren Preis und ihr geringes Gewicht gegenüber Bockwinden aus.

Fig. 608.

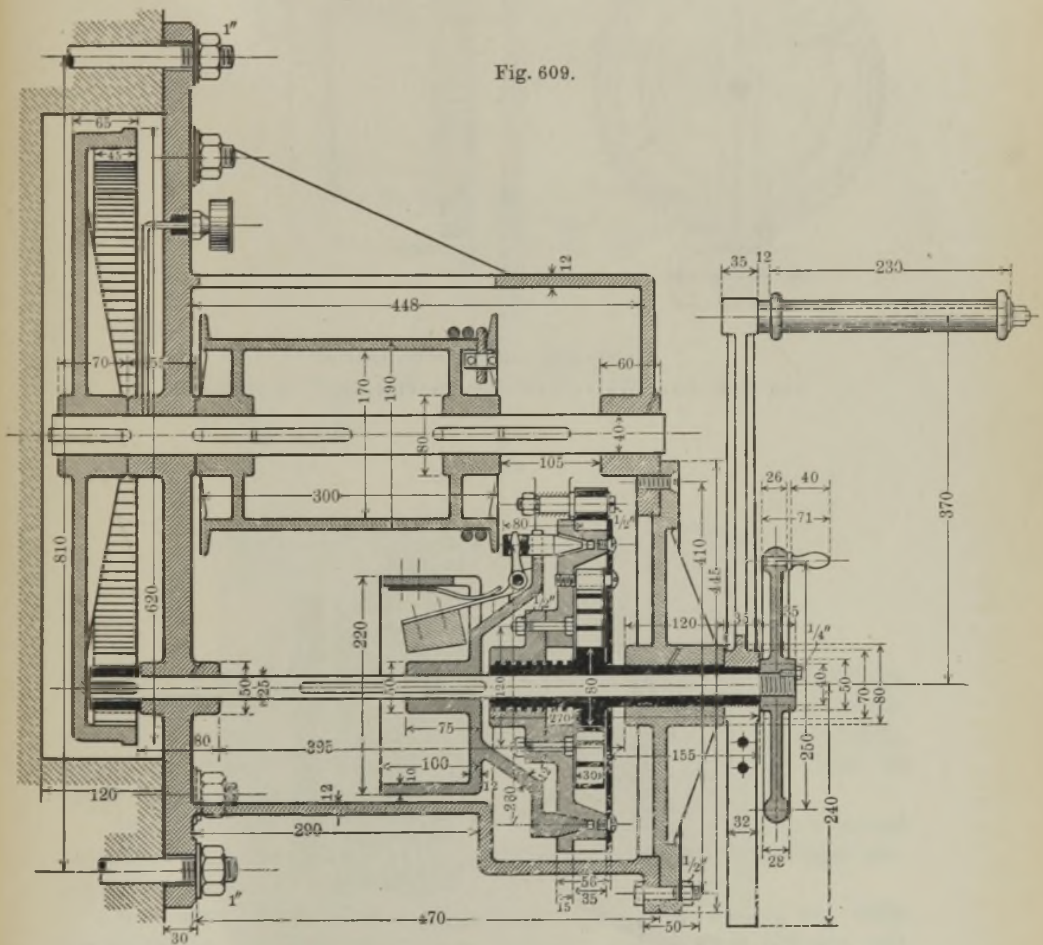


Seitenansicht zu Fig. 609.

Tabelle 60. **Wandwinden mit Sicherheitskurbel** nach Fig. 610.

Nr.	Vorgelege	Zähnezahl der Räder		Kurbellänge	Trommeldurchm.	Trommellänge	Ungef. Gew. in kg	Tragkr. a. d. Trommel
1	1	12 × 72	—	350	300	200	220	150
2	1	12 × 90	—	350	300	200	280	250
3	2	12 × 40	12 × 72	350	300	270	320	400

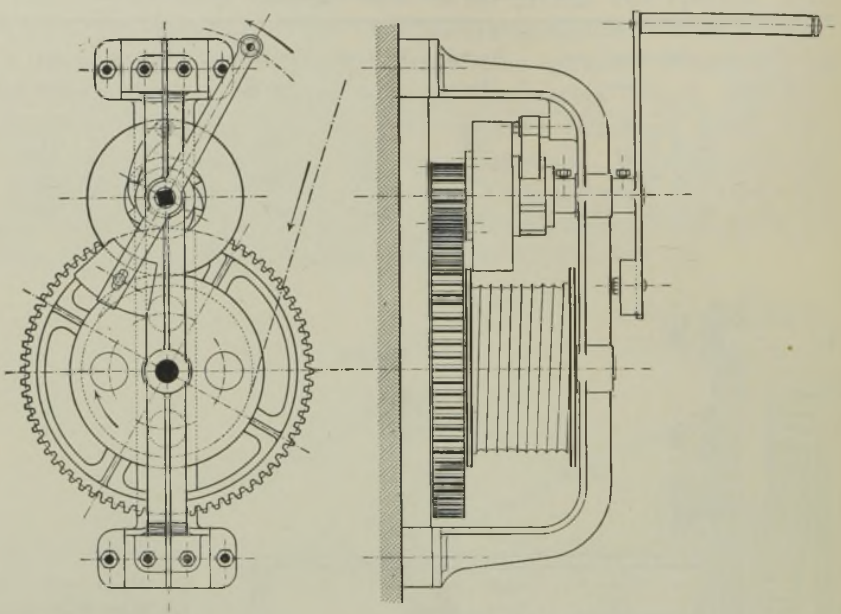
Fig. 609.



Sicherheitswinde mit nicht zurückschlagender Kurbel für 600 kg Tragkraft.

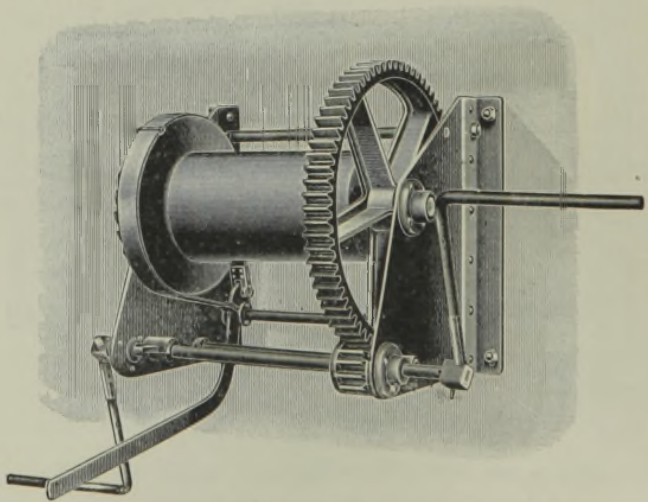
Zahnräder: $z = 9 : 81$; $t = 7\pi$; $d = 63 : 567$;
Seildurchmesser = 10 mm.

Fig. 610. Fig. 611.



Wandwinde mit Sicherheitskurbel
von Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Fig. 612.



Wandkabelwinde von Pützer-Defries, G. m. b. H., Düsseldorf.
Ausführung mit einfacher Räderübersetzung, Handhebelbremse und Sperrad.

Fig. 613.

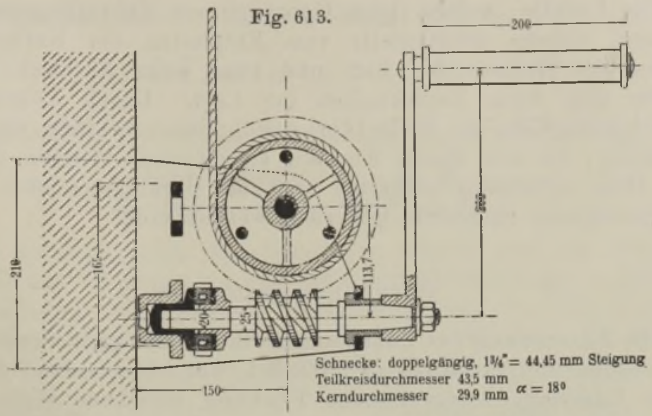
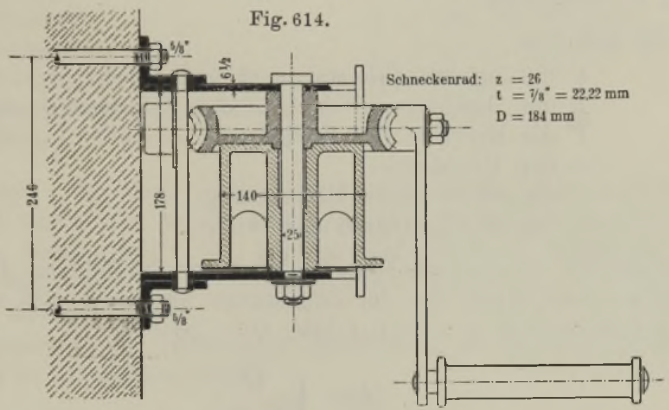


Fig. 614.



Wandwinde mit Schneckengetriebe und Lastdruckbremse für 400 kg Tragkraft.

e) Zahnstangenwinden

oder Wagenwinden dienen zum Heben von Lasten auf geringe Förderhöhen.

Sie sind ihrer gedrängten Konstruktion wegen als leicht transportable Hebezeuge viel im Gebrauch und finden besonders bei Montagen, ferner als Wagenwinden und Schützenwinden Verwendung. Ziel ist möglichst geringes Gewicht, daher hohe Anstrengungen.

Die Last ruht direkt auf einer Zahnstange, in welche ein Triebrad eingreift, das durch Kurbel unter Vermittlung von Vorgelegen angetrieben wird.

Man baut die tragbaren Zahnstangenwinden für Lasten von 5000 bis 20000 kg bei einer nutzbaren Hubhöhe von 350 bis 400 mm mit einfacher, doppelter und dreifacher Räderübersetzung.

Das Gehäuse ist der leichten Transportfähigkeit wegen gewöhnlich aus Buchen- oder Eichenholz mit Eisenblech hergestellt, doch wird das Holz auch vielfach durch einen Blechmantel ersetzt.

Die Unfälle, welche beim Gebrauch von Zahnstangenwinden vorkommen, rühren größtenteils vom Entgleiten der Kurbel aus den Händen des Bedienenden her, und zwar beim Auslösen der Sperrklinken oder beim Zurückhalten der Last. Durch Anbringung von Sicherheitskurbeln an Stelle der gewöhnlichen werden diese Unfälle vermieden, da mit diesen Kurbeln ausgerüstete Winden die Last in jeder Höhe selbsttätig festhalten und zum Herablassen ohne Auslösung der Sperrklinke rückwärts gekurbelt werden muß.

Berechnungsangaben.

Die Berechnung der Zahnstangenwinden erfolgt in derselben Weise wie bei den indirekt wirkenden Winden, nur hat man hier die mit dem in die Zahnstange eingreifenden Triebling versehene Welle als Lastwelle zu betrachten.

Es bezeichne

Q die auf der Zahnstange ruhende Last,
R den Halbmesser des in die Zahnstange eingreifenden [Triebling,
P die Kraft an der Kurbel,
a den Kurbelarm,
i die erforderliche Übersetzung,
η den Wirkungsgrad der Winde.

Zunächst ist das Zahnstangentriebrad zu bestimmen. Die Teilung desselben und damit die der Zahnstange berechnet sich nach S. 151 aus der Beziehung $Q = c \cdot b \cdot t$ bzw. $Q = c \psi t^2$ zu

$$t = \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \psi}}.$$

Hierin geht man mit c bis an die äußerste Grenze der zulässigen Belastung und setzt bei Verwendung von bestem Holzkohleneisen, welches durch Einsetzen an der Oberfläche verstählt wird,

$$c = 96 \text{ bis } 210,$$

welche Werte einer Biegungsanstrengung von

$$k_b = 1600 \text{ bis } 3400 \text{ kg/cm}^2$$

und höher entsprechen.

Ferner ist $\psi = \frac{b}{t} = 1 \text{ bis } 1{,}25.$

Der außerordentlich hohe Rechnungswert für die Beanspruchung fällt in Wirklichkeit geringer aus, weil die Winden meist nur für kurze Zeit und selten für die volle Belastung verwendet werden. Außerdem werden die stark unterschnittenen Zähne des Trieblings in günstiger Weise durch die seitlichen Bordscheiben versteift. Wenn dies auch nicht für die Zähne der Zahnstange zutrifft, so kommt dort wieder die meist größer als 0,5 t vorhandene Zahnwurzel in Betracht.

Der Durchmesser des Trieblings bestimmt sich aus

$$zt = 2R\pi \quad \text{zu} \quad 2R = \frac{zt}{\pi}.$$

Die erforderliche Übersetzung ergibt sich aus der Beziehung

$$i = \frac{\textbf{Lastmoment}}{\textbf{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{Q \cdot R}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

Bei den gebräuchlichen Konstruktionen wendet man bis 6000 kg Tragkraft nur ein Vorgelege an und geht mit Rücksicht auf möglichst kleine Abmessungen und handliche Gehäuseform mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf $z = 4$ herab, wobei man die Zähne direkt in die Wellen einfräst und Zykloidenverzahnung anwendet.

Kurbelkraft . . . . . P bis zu 35 kg,
Kurbelarm . . . . . $a = 250$ bis 300 mm,
Wirkungsgrad . . . . . $\eta = 0{,}5$ bis $0{,}7$,
Wirkungsgrad einer Welle . . . $\eta_1 \approx 0{,}84$,
Flächenpressung in den Lagern bis 400 kg/cm²,
Biegungsanstrengung der Zapfen . $= 900$ kg/cm².

Zahnstange. Sie wird durch die in der Neutralachse wirkende Kraft Q und durch den einseitig angreifenden Zahndruck auf Druck und Biegung beansprucht. Bei größeren Hubhöhen ist außerdem zu prüfen, ob die Knickungsanstrengung nicht größer als die Druckanstrengung ausfällt.

Bei angenommenem Zahnstangenquerschnitt ist die resultierende Anstrengung in demselben dann

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{f} + \frac{Qz}{W},$$

wenn f der kleinste Querschnitt in cm²,
z der Hebelarm der Biegung in cm und
$W = \frac{bh^2}{6}$ das Widerstandsmoment in cm³ ist.

Da die Zahnstangenbreite b durch das angenommene Verhältnis der Breite zur Teilung gegeben ist, so kann man auch die erforderliche Querschnittshöhe aus der Biegungsgleichung

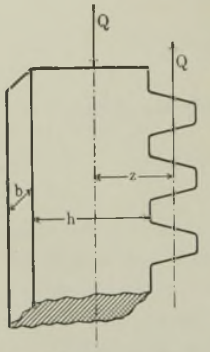
$$Q\left(\frac{h}{2} + 0{,}4\,t\right) = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b$$

ermitteln. Es ist dann unter vorläufiger Vernachlässigung der Druckanstrengung bzw. unter Vorbehalt einer Nachprüfung der maximalen Anstrengung

$$h = \frac{1{,}5\,Q + \sqrt{Q(2{,}25\,Q + 2{,}4\,t \cdot b \cdot k_b)}}{b \cdot k_b}.$$

In einfacher Weise kann h auch durch Probieren ermittelt werden.

Fig. 615.



Zahnstange.

Für k_{max} findet man Spannungen von 1600 bis 2300 kg/cm². Bei Belastung der Fußklaue ist der größere Hebelarm der Biegung einzusetzen.

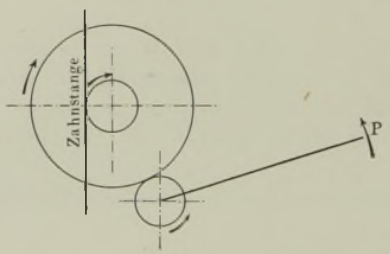
Mantel: 3 bis 7 mm starkes Blech aus einem Stück mit eingenietetem Boden und Deckel.

Die geringe Zähnezahl der kleinen Räder kann nur durch Anwendung der Punktverzahnung erreicht werden.

Bei dieser Zykloidenverzahnung werden die Rollkreise gleich den Teilkreisen gewählt, wobei bekanntlich die Hypozykloide der Fußzahnflanken in Punkte übergeht.

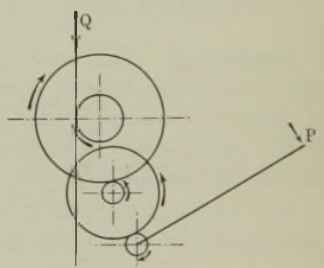
Dem Vorteil, der in der Herabsetzung der Zähnezahl des einen Rades, also in großer Übersetzung bei kleinen Abmessungen besteht, steht der Nachteil gegenüber, daß mit der Zahnflanke des einen Rades immer nur ein Punkt des anderen

Fig. 616.



Räderschema
für einfaches Vorgelege.

Fig. 617.



Räderschema
für doppeltes Vorgelege.

Fig. 618.

Fig. 619.

Zahnformen der Trieblinge für Wagenwinden.

Rades arbeitet. Dadurch ändert sich bald die ursprüngliche Zahnform infolge der starken Abnutzung.

Beispiel. Es ist eine Zahnstangenwinde für 2000 kg Tragkraft zu berechnen. Um den Lastarm R zu erhalten, ermitteln wir zunächst die Teilung der Zahnstange und ihres Trieblings. Mit $b = t$ und $c = 200$, entsprechend einer Biegungsbeanspruchung $k_b = 200 \cdot 14 = 2800$ kg/cm², ist

$$t = \sqrt{\frac{2000}{200}} = 3{,}1 \text{ cm} \approx 10\,\pi.$$

Die Zahnbreite ist $b = t \approx 30$ mm.

Bei 4 Zähnen wird der Teilkreishalbmesser $R = \frac{z\,t}{2\,\pi} = \frac{4 \cdot 10\,\pi}{2\,\pi} = 20$ mm.

Wählen wir einen Kurbelarm von 300 mm, einen Kurbeldruck von 40 kg für einen Arbeiter (2 Arbeiter können nur unbequem anfassen), so ergibt sich zunächst ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades die Übersetzung

$$i_0 = \frac{2000 \cdot 20}{40 \cdot 300} = 3{,}3.$$

Es wird demnach ein Vorgelege genügen, und wir haben den Wirkungsgrad der Lastwelle und der Kurbelwelle mit $\eta = 0{,}84 \cdot 0{,}84 = 0{,}7$ einzusetzen. Damit wird die wirkliche Übersetzung des Vorgeleges

$$i = \frac{3{,}3}{0{,}7} = 4{,}7 \approx 5.$$

Die Zähnezahlen wählen wir $z = 4 : 20$ und berechnen die Teilung für die ebenfalls aus vorzüglichem Schmiedeeisen hergestellten Räder mit $c = 200$ zu

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi\,M}{c\,\psi \cdot z \cdot \eta}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot 2000 \cdot 2}{200 \cdot 1 \cdot 20 \cdot 0{,}7}} = 2{,}08 \text{ cm, ausgeführt mit } 8\,\pi.$$

Teilkreisdurchmesser $d = \frac{4 \cdot 8\,\pi}{\pi} = 32$ mm; $D = \frac{20 \cdot 8 \cdot \pi}{\pi} = 160$ mm.

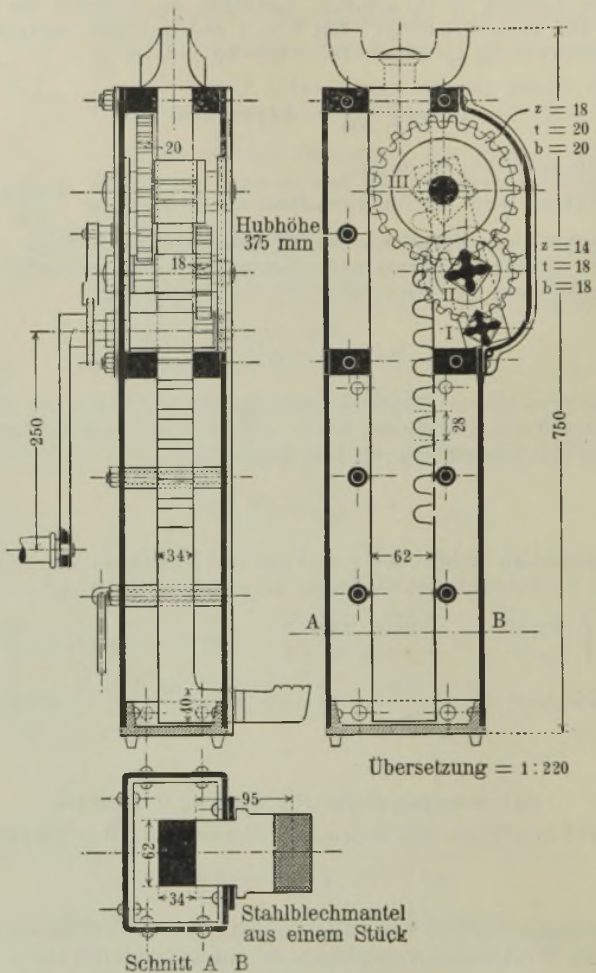
Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft und 375 mm Hub mit doppelter Übersetzung und Rädertrieb

von Gebr. Bolzani in Berlin.

Das Gehäuse besteht aus einem einzigen Stahlblechmantel, welcher ohne jegliche Winkeleisenversteifung zu einem hohlen Kasten zusammengebogen ist; mit dem Kopfstück ist derselbe verschraubt, mit dem Bodenstück vernietet. An der Hinterseite befindet sich eine um ein Scharnier drehbare Klappe, um ein Zukommen zu den innen liegenden Teilen des Triebwerkes zu ermöglichen. Während die Fußklaue durch Umbiegen der Zahnstange gebildet wird, ist die Kopfklaue drehbar durch Vernieten an der Zahnstange befestigt. Die nachteiligen Folgen der hohen Pressung in den Abnutzungsflächen hat man durch Härten derselben zu beseitigen gesucht.

Das Triebwerk der Winde besteht aus drei Wellen mit je einem gefrästen Triebling von vier Zähnen, von denen der erste auf der Kurbelwelle sitzt, der letzte in die Zahnstange greift. Das zum Lastfesthalten erforderliche Sperrad sitzt außen am Gehäuse hinter der Kurbel.

Fig. 620 bis 622.



Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft.

Aus der Zeichnung ergeben sich folgende Räderdimensionen und Rechnungswerte:

Tabelle 61. **Abmessungen zur Zahnstangenwinde für 4000 kg.**

	Zahnstange mit Triebling	Vorgelege	Kurbelvorgelege
Übersetzung	1 : ∞	1 : 4,5	1 : 3,5
Zähnezahlen	4	4 : 18	4 : 14
Teilung	28 mm	20 mm	18 mm
Teilkreisdurchmesser	35,7 „	25,5 „	23 „
Zahnbreite	34 „	20 „	18 „
Zahndruck	4000	1693	608
Festigkeitskoeffizient c	420	423	188
Biegungsanstrengung k_b	3750	3600	1888

Die Zahnstange weist bei einer Querschnittshöhe $h = 42$ mm und einer Breite $b = 34$ mm eine Gesamtanstrengung von

$$\sigma_{max} = \frac{4000}{3{,}4 \cdot 4{,}2} + \frac{4000 \cdot 3{,}3}{\frac{3{,}4 \cdot 4{,}2^2}{6}} = 1600 \text{ kg/cm}^2$$

auf. Die Biegungsanstrengung der Fußklaue beträgt 2300 kg/cm² und die Zuganstrengung derselben 260 kg/cm², so daß hier eine Gesamtanstrengung von 2560 kg/cm² vorhanden ist.

Das von der Fabrik angegebene Gesamtübersetzungsverhältnis ergibt sich zu

$$\frac{1}{i} = \frac{\text{Zähnezahl der treibenden Räder}}{\text{Zähnezahl der getriebenen Räder}} \cdot \frac{\text{Radius des Zahnstangentrieblings}}{\text{Kurbelarm}}$$

oder

$$\frac{1}{i} = \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{r_3}{a} = \frac{1}{14} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{17{,}85}{250} \approx 1 : 220.$$

Nimmt man für die drei Wellen einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}86^3 \approx 0{,}63$ an, so ist die erforderliche Kurbelkraft

$$P = \frac{Q}{i \cdot \eta} = \frac{4000}{220 \cdot 0{,}63} = 28 \text{ kg}.$$

Tabelle 62.

Abmessungen und Gewichte von Zahnstangenwinden.

Tragkraft kg	Zahnstangenstärke mm	Höhe einschl. Kopfklaue mm	Gewicht einschl. Kopfklaue kg
3 000	55 × 29	850	—
4 000	58 × 33	850	47
5 000	62 × 35	850	52
6 000	65 × 39	850	65
8 000	68 × 42	900	70
10 000	72 × 46	910	75
12 500	75 × 48	910	80
15 000	78 × 50	915	85
20 000	80 × 52	915	90

Hebelwinde nach amerikanischem System.

Bei dieser Hebelwinde — auch Barret- oder Duffwinde genannt — erfolgt die Hubbewegung durch die Auf- und Abwärtsbewegung eines Hebels. Die Übersetzung ist eine wesentlich geringere als bei Zahnstangenwinden.

Heben. Klinke a ist durch Bolzen b mit dem doppelarmigen Hebel c verbunden und wird durch Hebel d, der sich oben gegen die Gehäusewand legt, und die Feder e gegen die Zahnstange gedrückt. Eine zweite Klinke g legt sich durch Feder t gegen die Zahnstange und hindert das Sinken derselben, wenn Hebel c auf- und abbewegt wird und durch Klinke a die Zahnstange hochschiebt.

Senken. Durch Niederdrücken des Hebels h erfolgt Umsteuerung in der Weise, daß i die Platte k um l dreht, wobei Hebel o mit dem auf Hebel r befestigten Bolzen p mit dem unteren Ende nach rechts gedrückt wird. Hebel r ist mit Drehpunkt s auf Klinke g befestigt, die mit Feder t an die Zahnstange gedrückt wird.

Fig. 623.

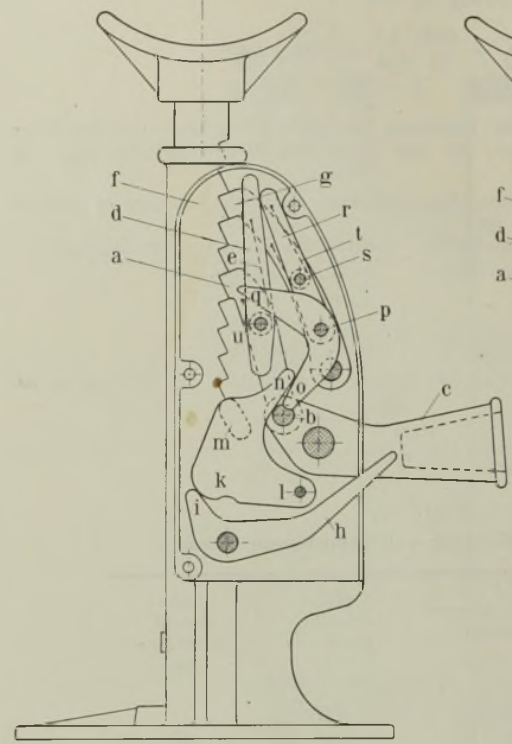
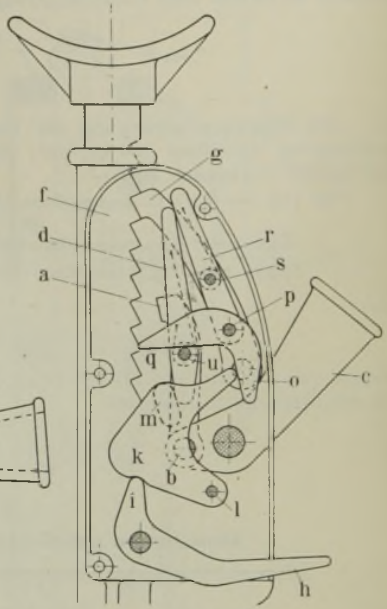


Fig. 624.



Hebelwinde für 1000 bis 2000 kg Tragkraft.

Beim **Abwärtsbewegen** des Arbeitshebels *c* gleitet das Hebelende *d* an dem Ansatz *m* der Platte *k*, so daß sich Klinke *a* außerhalb der Zähne nach oben schiebt und erst in der höchsten Stellung eingreift. Hierbei nimmt Bolzen *u* das Hebelende *g* nach oben, während Platte *k* mit *n* das Hebelende *o* festhält, so daß Klinke *g* aus den Zähnen nach rechts bewegt wird.

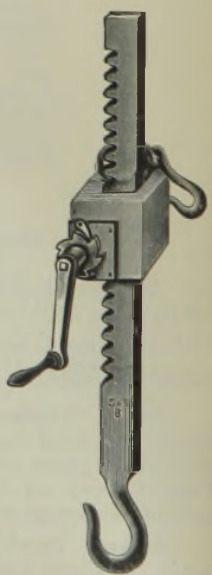
Beim **Aufwärtsbewegen** des Arbeitshebels *c* bewegt sich Klinke *a* abwärts und läßt die auf ihr ruhende Zahnstange um den Klinkenhub sinken.

Zugwinden

werden hier und da als Ersatz von Flaschenzügen verwendet und dienen dann zum Aufbringen der Arbeitsstücke auf die Werkzeugmaschinen.

Das Gehäuse, welches die mit Triebling und Sperrad versehene Kurbelwelle enthält, ist zum Aufhängen eingerichtet, während die mit dem Lasthaken versehene Zahnstange sich in diesem Gehäuse auf- oder abbewegen läßt.

Fig. 625.



Zugwinde mit Zahnstange.

f) Schraubenwinden

sind einfache Hebezeuge für kleine Hubhöhen, welche häufig als Ersatz für Zahnstangenwinden dienen. Sie finden als Nietwinden und als Montagewinden zum gleichzeitigen Heben umfangreicher Lasten, wie Brücken und Dächer, ausgedehnte Verwendung.

Vorteil: Da die Schraubenspindel selbsthemmend wirkt, so bedürfen die Winden keines weiteren Sperrwerkes und gestatten deshalb ein sicheres Senken der darauf ruhenden Lasten.

Nachteil: Infolge ihres geringen Wirkungsgrades erfordern sie größere Übersetzungsverhältnisse und besitzen deshalb eine geringere Lastgeschwindigkeit als Zahnstangenwinden.

Einfache Schraubenwinden.

Die flachgängige Schraubenspindel ist oben mit einem durchbohrten Kopf versehen, durch welchen der Drehhebel senkrecht zur Spindelachse gesteckt wird, so daß beim Drehen die Spindel aus der im Ständer befestigten Mutter herausgeschraubt und die auf dem Spindelkopf

Fig. 626.

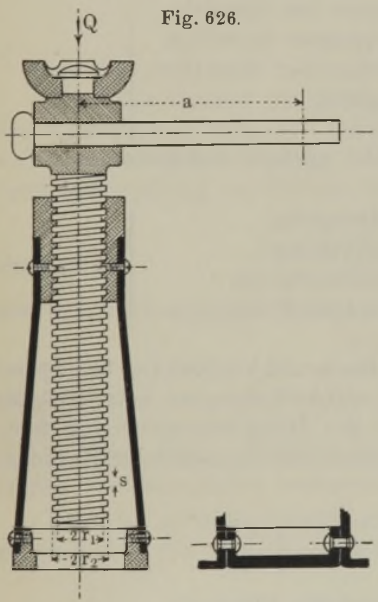
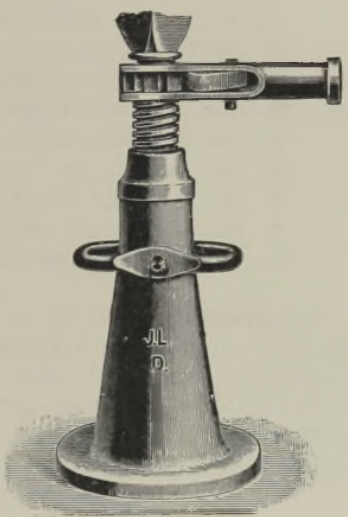


Fig. 627.



Schraubenwinden.

ruhende Last gehoben wird. Der Ständer ist entweder ein Mantel aus Stahl oder Eisenblech oder er besteht mit der Mutter aus einem Stück, und zwar aus Gußeisen.

Das Drehen der Spindel erfolgt auch häufig durch Ratsche wie in Fig. 628. Setzt man den Ständer der einfachen Schraubenwinde auf einen Schlitten und bewirkt die Horizontalverschiebung durch eine Schraubenspindel, so entsteht die Schlittenwinde.

Tabelle 62. **Abmessungen und Gewichte von Schraubenwinden.**

Tragkraft . . . . . kg	5000	7500	10000	12500	15000	17500	20000	25000
Niedrigster Windenstand mm	430	430	520	520	585	595	640	640
Hub . . . . . „	240	240	285	285	330	330	350	350
Schraubenspindeldurchm. „	50	56	60	62	66	70	76	82
Gewicht: Ausführung a[1]) kg	18	19	24	26	32	54	—	—
„ „ b[2]) „	24	25,5	36,5	39	43,2	54	57	58,5

[1]) Ausführung a: Gußeiserner Schaft mit direkt eingeschnittenem Muttergewinde. Stahlspindel mit einfachem Hebel.
[2]) Ausführung b: Gußeiserner Schaft mit Rotgußmutter. Stahlspindel mit Ratschenhebel.

Berechnung.

Es bezeichnet:

Q die zu hebende Last in kg,
P die Antriebskraft am Hebel in kg,
$d_i = 2r_i$ den Kerndurchmesser der Spindel,
$d_a = 2r_a$ den äußeren Durchmesser derselben,
$d_m = 2r_m$ den mittleren Durchmesser derselben, } in cm
s die Ganghöhe, t die Gangtiefe,
a die Länge des Hebels,
α den Steigungswinkel für die mittlere Schraubenlinie,
ϱ den Reibungswinkel,
σ die auftretende Druckanstrengung,
k die zulässige Druckbeanspruchung,
τ die auftretende Drehungsanstrengung, } in kg/cm².
k_d die zulässige Drehungsbeanspruchung

1. Schraubenspindel. Sie ist auf Druck und Verdrehung beansprucht. Vernachlässigt man die Verdrehung, welche durch das Antriebsmoment hervorgerufen wird, und setzt dafür die Druckbeanspruchung nur zu drei Vierteln der erlaubten, so berechnet sich zunächst der Kerndurchmesser aus der Druckgleichung

$$Q = \frac{d_i^2 \pi}{4} \cdot k \quad \text{zu} \quad d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi k}},$$

worin $k = 450 \cdots 700$ kg/cm² für Flußstahl.

Wählt man weiter die Steigung des Gewindes nach S. 212 mit Rücksicht auf Selbsthemmung

$$s = \frac{d_i}{4},$$

und die Gewindetiefe

$$t = \frac{s}{2},$$

so ist der äußere Gewindedurchmesser d_a bestimmt durch $d_a = d_i + 2t$.

Der mittlere Schraubendurchmesser ist demnach $d_m = \frac{d_i + d_a}{2}$ und die Tangente des Steigungswinkels $tg\,\alpha = \frac{s}{d_m \pi}$.

2. Antriebskraft. Es ist die am Hebel erforderliche Druckkraft

für Heben $$P = Q \frac{r_m}{a} tg\,(\alpha + \varrho),$$

für Senken $$P = Q \frac{r_m}{a} \cdot tg\,(\alpha - \varrho).$$

Hierin ist für α der für die Spindel ermittelte Steigungswinkel zu setzen, welcher bei verlangter Selbsthemmung nur $\alpha = 4$ bis 6^0 betragen darf.

Der Reibungswinkel ist einer Reibungszahl $\mu = 0{,}1$ entsprechend $\varrho = 6^0$.

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn $\alpha \leqq \varrho$.

Der Wirkungsgrad der Winde ermittelt sich zu

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)}.$$

Wird die Spindel durch einen Stützzapfen abgestützt, wie dies bei den Transportspindeln der Schlittenwinden und bei den Hubspindeln der Lokomotivhebeböcke der Fall ist, so ist mit Berücksichtigung der Spurzapfenreibung im Stützzapfen vom Halbmesser r

$$P = Q \frac{r_m}{a} tg\,(\alpha + \varrho) + \frac{\mu Q \cdot r}{2}$$

und der Wirkungsgrad $$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho) + \frac{\mu r}{2 r_m}}.$$

Mit $\alpha = 5^0$, $\varrho = 6^0$, $\mu = 0{,}1$ und $r : r = 1$ wird $\eta = 0{,}36$.

3. Mutterhöhe. Dieselbe ist durch die zulässige Flächenpressung in den Gewindegängen bestimmt.

Ist k der zulässige Flächeneinheitsdruck, n die Anzahl der Gewindegänge und h die Mutterhöhe, so ist

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)\, n \cdot k,$$

und $$n = \frac{4\,Q}{\pi (d_a^2 - d_i^2)\, k},$$

und mit $h = n \cdot s$ $$h = \frac{4\,Q \cdot s}{\pi (d_a^2 - d_i^2)\, k}.$$

Hierin ist $k = 100\,\text{kg/cm}^2$ für Stahl auf Bronze,
$k = 50\,\text{kg/cm}^2$ für Flußstahl auf Grauguß.

4. Berechnung der Hubspindel auf Druck und Verdrehung. Mit Berücksichtigung der vorhin vernachlässigten Verdrehung der Spindel ergeben sich folgende Beziehungen:

Die Druckanstrengung im Spindelquerschnitt ist aus $Q = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot k$

$$\sigma = \frac{4\,Q}{\pi d_i^2},$$

und die Verdrehungsanstrengung aus

$$M_d = Pa = Q r_m tg(\alpha + \varrho) = \frac{1}{5} d_i^2 \cdot k_d$$

$$\tau = \frac{5\,M_d}{d_i^2},$$

oder annähernd mit $r_m \approx \frac{d_i}{2}$

$$\tau = \frac{5\,Q}{2\,d_i^2} tg(\alpha + \varrho).$$

Die beiden Anstrengungen σ und τ sind zu vereinigen nach der Formel

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0^2 \tau^2)} \leqq k.$$

Mit Einsetzung der obigen Werte wird

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{d_i^2}\left[\frac{4 \cdot 0{,}35}{\pi} + 0{,}65\,\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2\,(5\,tg\,[\alpha + \varrho])^2}\right]$$

und

$$d_i = \sqrt{\frac{Q}{k}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\,\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2\,(5\,tg\,[\alpha + \varrho])^2}\right]}.$$

Hierin ist zu setzen

für Flußstahl $k = 600 \cdots 900\,\mathrm{kg/cm^2}$ und $k_d = 400 \cdots 600\,\mathrm{kg/cm^2}$,

also $$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d} \approx 1{,}15.$$

Setzt man für Spindeln mit Selbsthemmung vorläufig $\alpha = 4^0$ und $\varrho = 6^0$, so erhält man als bequemen Überschlagswert

$$d_i = 1{,}17\,\sqrt{\frac{Q}{k_{max}}}.$$

Die Rechnung auf Knickfestigkeit ergibt nur in Ausnahmefällen höhere Werte als obige Rechnung.

5. Transportspindel der Schrauben-Schlittenwinden. Hier müssen wir zunächst die zur Verschiebung der Hubwinde erforderliche Kraft feststellen.

Der Bewegung wirkt die zwischen Schaft und Fußschlitten auftretende Reibung entgegen. Nehmen wir die Reibungszahl für Gußeisen auf Gußeisen im trockenen Zustande $\mu = 0{,}5$ an, so ist nach dem Grundgesetz der gleitenden Reibung die zur Verschiebung erforderliche Kraft $W = \mu Q$.

Die Berechnung der Transportspindel hat dann mit diesem Werte unter Berücksichtigung der Stützzapfenreibung nach den vorher gemachten Angaben zu erfolgen.

Es ist $$d_i = \sqrt{\frac{4\,W}{\pi\,k}}$$

und $$P = Q\,\frac{r_m}{a}\cdot tg\,(\alpha+\varrho) + \frac{\mu\,Q\,\mathfrak{r}}{2}.$$

Schrauben-Schlittenwinde für 8000 kg Tragkraft.
(Siehe Fig. 628 bis 631.)

Die Winde besitzt zwei flachgängige Schraubenspindeln, von denen die vertikale zum Heben, die horizontale zum Verschieben der Last dient. Die Lastspindel wird durch einen Ratschenhebel gedreht. Hierbei greift eine doppelarmige Klinke, die ihren Drehpunkt im Hebel hat, in das auf der Spindel festgekeilte Sperrad ein. Ein hinter der Klinke angebrachter Keil, der durch eine Feder nach vorn gedrückt wird, bewirkt, daß stets nur ein Klinkenarm in das Sperrad eingreift. Für die andere Drehrichtung muß das Einschalten der anderen Klinkenseite durch Drehen der Klinke bewirkt werden, wobei der Keil auf die andere Klinkenseite springt.

Bei der Berechnung der Winde kommt es auf Ermittlung des Schraubendurchmessers und der zum Heben der Last erforderlichen Kraft an.

Nehmen wir mit Rücksicht auf seltene Vollbelastung für die Flußstahlspindel eine etwas höhere Beanspruchung $k = 700\,\mathrm{kg/cm^2}$, und schätzen den Steigungswinkel am Schraubenkern $a = 5^0$, so erhalten wir mit $\varrho = 6^0$

$$d_i \geq \sqrt{\frac{8000}{700}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2}+\left(\frac{700}{1{,}3\cdot 400}\right)^2 5\,tg\,[5^0+6^0])^2}\right]} = 4{,}4\ \mathrm{cm},$$

$$d_i \approx 45\ \mathrm{mm}.$$

Die Steigung wählen wir

$$s = \frac{d_i}{4} = \frac{45}{4} = 11{,}2\ \mathrm{mm} \approx {}^1/_2{}'' = 12{,}7\ \mathrm{mm},$$

so daß mit einer Gangtiefe $t = \frac{s}{2} = \frac{12{,}7}{2} \approx 6\ \mathrm{mm}$ der äußere Spindeldurchmesser $d_a = 57\ \mathrm{mm}$ wird.

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist also bei einem mittleren Durchmesser $d_m = \frac{57+45}{2} = 51\ \mathrm{mm}$ bestimmt durch

$$tg\,a = \frac{12{,}7}{51\cdot\pi} = 0{,}079, \quad \text{d. h.} \quad a = 4^0\,30'.$$

Die Mutterhöhe wird bei einer Flächenpressung $k = 75\,\mathrm{kg/cm^2}$

$$h = \frac{4\,Q\cdot s}{\pi\,(d_a^2 - d_i^2)\,k} = \frac{4\cdot 8000\cdot 1{,}27}{\pi\,(5{,}7^2 - 4{,}5^2)\cdot 75} = 14\ \mathrm{cm},$$

wofür sich in der Ausführung der geringe Wert von 67 mm findet.

Die erforderliche Kraft an dem 1 m langen Hebel ergibt sich aus der Gleichung

$$P = Q\,\frac{r_m}{a}\,tg\,(a+\varrho) = 8000\,\frac{2{,}55}{100}\,tg\,(4^0\,30'+6^0)$$

zu $P \approx 38\ \mathrm{kg}$.

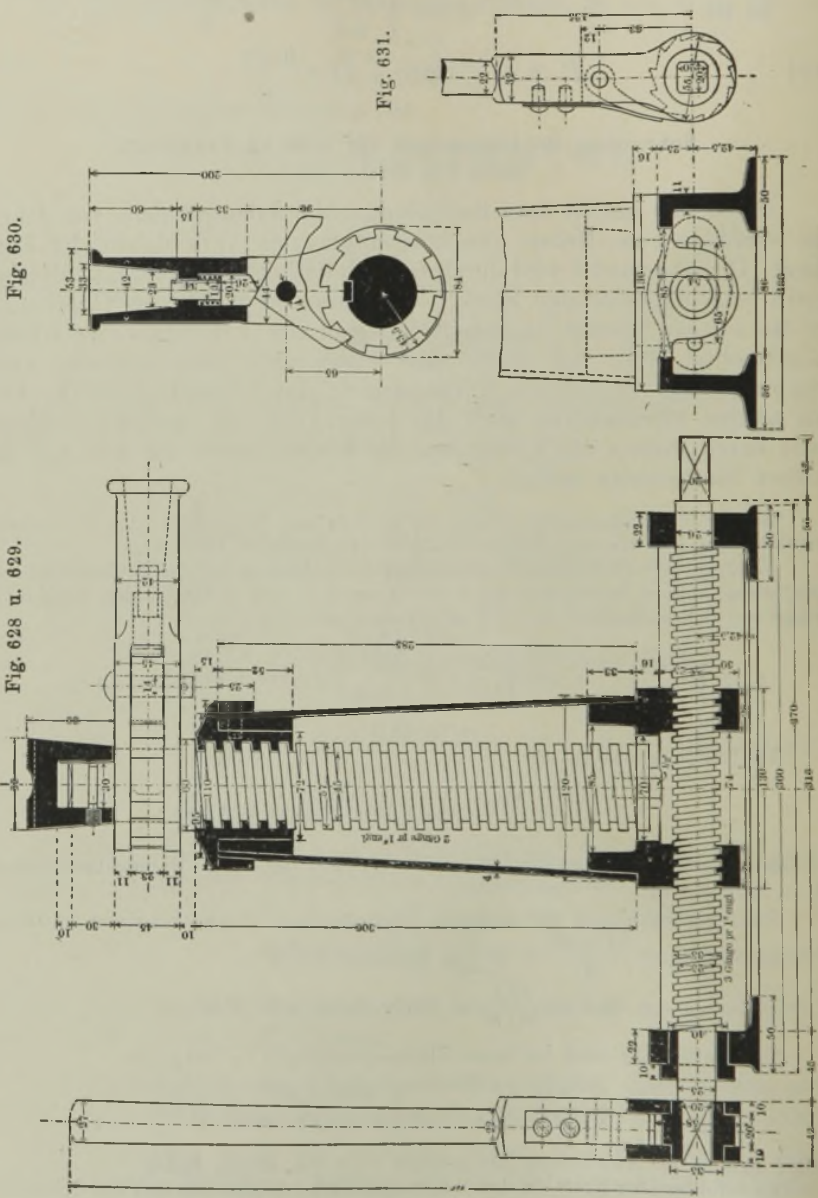


Fig. 631.

Fig. 630.

Fig. 628 u. 629.

Schlitten-Schraubenwinde für 8000 kg Tragkraft von Gebr. Bolzani in Berlin.

Schraubenzwinge zum Heben, Ziehen und Drücken von Lasten.

Fig. 632.

Schraubenzwinge.

Das durchlochte Mittelstück und die Schraube ist aus einem einzigen Stück Stahl geschmiedet. Letztere hat flachgängiges Rechts- und Linksgewinde. Die Kopfstücke sind aus schmiedbarem Guß hergestellt.

Dieses Werkzeug dient bei Montagen zum Zusammensetzen und Auseinandernehmen von Maschinen und genauen Einstellen von schweren Maschinenteilen, zum Heben und Zurechtrücken von Steinen usw.

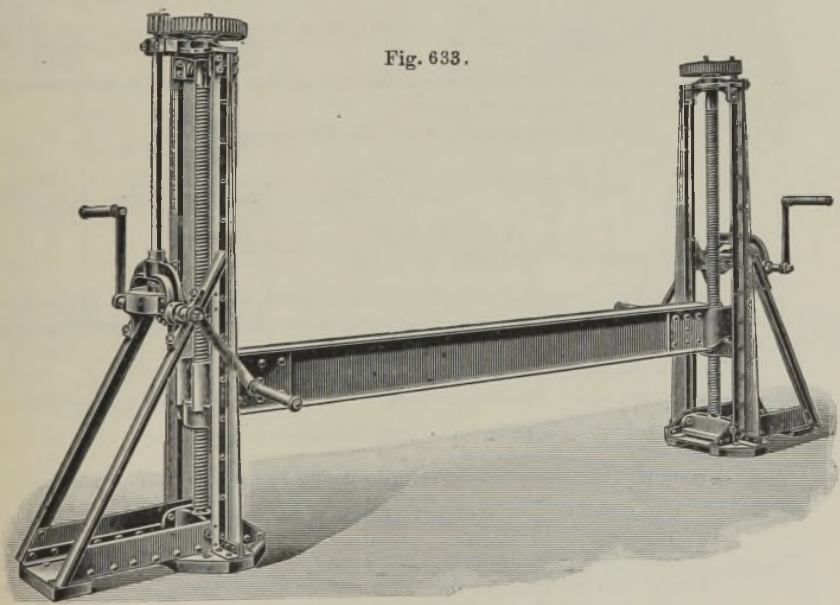
Mit den Vorsprüngen kann man das Werkzeug aufhängen, um es sodann zum Heben und in der Schwebehalten von schweren Gegenständen aller Art zu benutzen. Zum Spannen von Drahtseilen, Tauen und Ketten ist es vorzüglich geeignet; ebenso als Zwinge zum Zusammenspannen von Rohrflanschen, Eisen- und Holzteilen.

g) Hebeböcke

sind ein außerordentlich bequemes und dabei sehr sicheres Hebezeug für schwere Lasten, besonders aber bei der Montage und Verladung von Lokomotiven, Tendern, Kesseln, Wagen usw. unentbehrlich.

Hierbei dienen zwei in Ständern vertikal gelagerte flachgängige Schraubenspindeln mit beweglichen Muttern zum Heben und Senken des Querträgers, auf dem die Last aufruht. Der Antrieb einer jeden Spindel erfolgt unabhängig von der anderen durch Rädervorgelege und Handkurbeln.

Fig. 633.



Hebeböcke mit Querträger.

Zum Heben von Lokomotiven werden vier Ständer mit zwei Querträgern verwendet, so daß bei einer größten Last von 50 t jede der vier Schraubenspindeln 12500 kg aufzunehmen hat.

Die freie Hubhöhe beträgt 1,75 m, die Trägerlänge zwischen den Böcken 3,45 m. Die beiden Lastträger werden entweder aus zusammengenieteten Eisenbahnschienen oder aus I-Eisen hergestellt. Die Enden der Träger werden mit Gabeln versehen, welche die Schraubenspindeln von beiden Seiten umfassen, so daß die Lastträger gegen das Herabfallen gesichert sind.

Berechnung eines Hebebockes für 12500 kg.

Wählt man als Werkstoff für die Schraubenspindel St 34 · 11 mit $k = 600$ und $k_d = 400\ \mathrm{kg/cm^2}$, und schätzt man den Steigungswinkel vorläufig auf $4^0\,30'$, so ermittelt sich zunächst der Kerndurchmesser der Spindel aus der auf S. 338 für die Schraubenwinden aufgestellten Gleichung

$$d_i = \sqrt{\frac{12500}{600}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + 1{,}15^2\,(5\,tg\,[4^0\,30' + 6^0])^2}\right]} = 5{,}7\ \mathrm{cm}.$$

Folglich ist die Steigung $s = \frac{d_i}{4} = \frac{57}{4} = 14{,}2$ mm, welche nach engl. Zoll auf $s = {}^5/_8'' = 15{,}87$ mm abgerundet wird.

Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser bei einer Gangtiefe $s = \frac{s}{2} \approx 8$ mm zu $d_a = d_i + 2\,t = 57 + 16 = 73$ mm, und der mittlere Durchmesser des Gewindes $d_m = \frac{d_i + d_a}{2} = 65$ mm.

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist demnach bestimmt durch

$$tg\,\alpha = \frac{s}{d_m\,\pi} = \frac{15{,}87}{65 \cdot \pi} = 0{,}077, \text{ d. h. } \alpha = 4^0\,30'.$$

Zur Höhenbestimmung der gußeisernen Mutter wählen wir die Flächenpressung zwischen den Gewindegängen zu 50 kg/cm².

Dann wird bei n Gewindegängen nach der Gleichung (S. 337)

$$h = n \cdot s = \frac{4\,Q \cdot s}{\pi\,(d_a^2 - d_i^2)\,k}$$

$$h = \frac{4 \cdot 12500 \cdot 1{,}587}{\pi\,(7{,}3^2 - 5{,}7^2) \cdot 50} = 24{,}5\ \mathrm{cm}.$$

Der gesamte Wirkungsgrad des Hebebockes setzt sich aus dem Wirkungsgrade der Schraubenspindel und den Wirkungsgraden der beiden Rädervorgelege zusammen:

der Wirkungsgrad der Spindel betrage 0,35,
derjenige eines Rädervorgeleges . . . . . 0,93.

Es ist dann $\eta = 0{,}35 \cdot 0{,}93^2 \approx 0{,}3$.

Zur Berechnung der noch weiter erforderlichen Räderübersetzung sei

i das gesamte Übersetzungsverhältnis der Vorgelege,
Q die Last = 12500 kg,
r_m der mittlere Schraubenhalbmesser,
P die Betriebskraft an den beiden Kurbeln = 30 kg,
a der Kurbelarm = 400 mm.

Fig. 634.

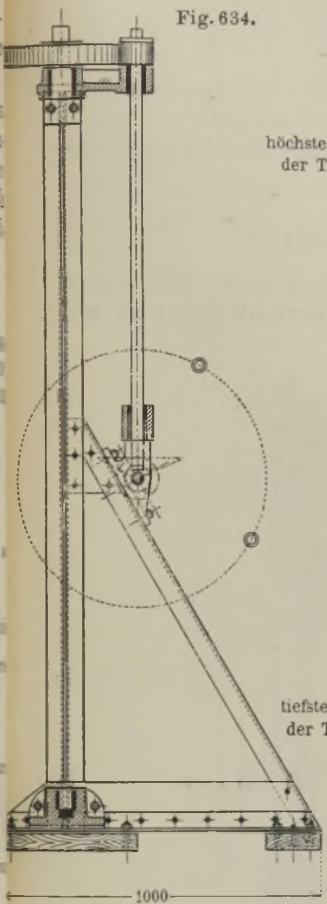


Fig. 635.

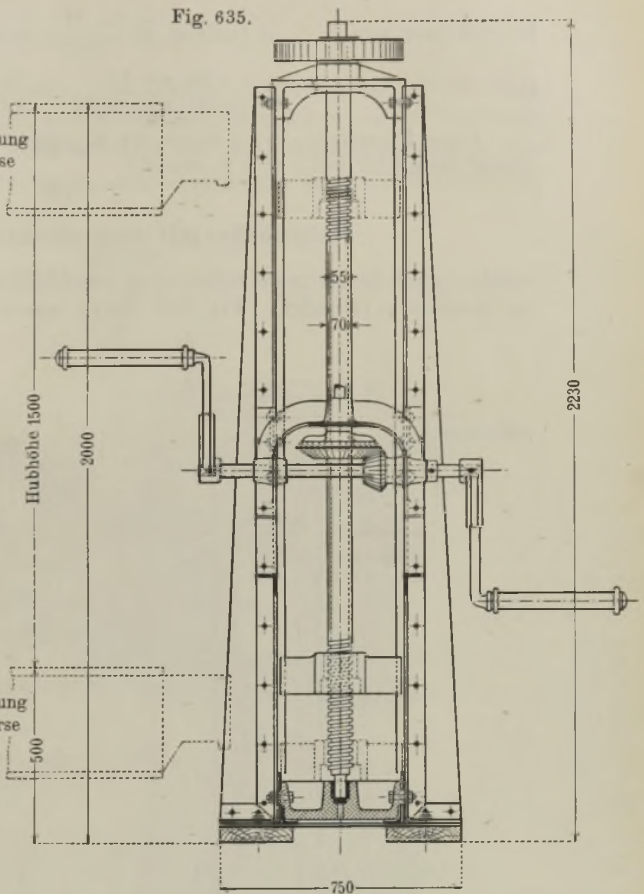
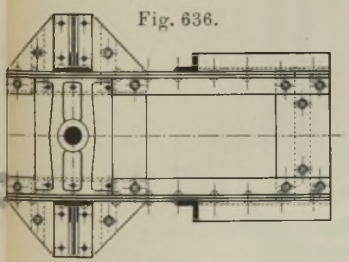


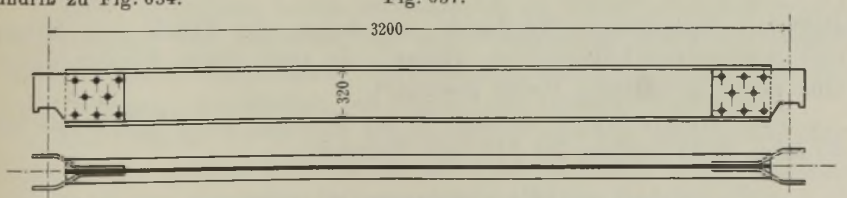
Fig. 636.



Grundriß zu Fig. 634.

Hebebock für 12500 kg Tragkraft.

Fig. 637.



Querträger.

Es muß dann sein $$P = \frac{Q \cdot r_m \cdot tg\,\alpha \cdot i}{a \cdot \eta},$$

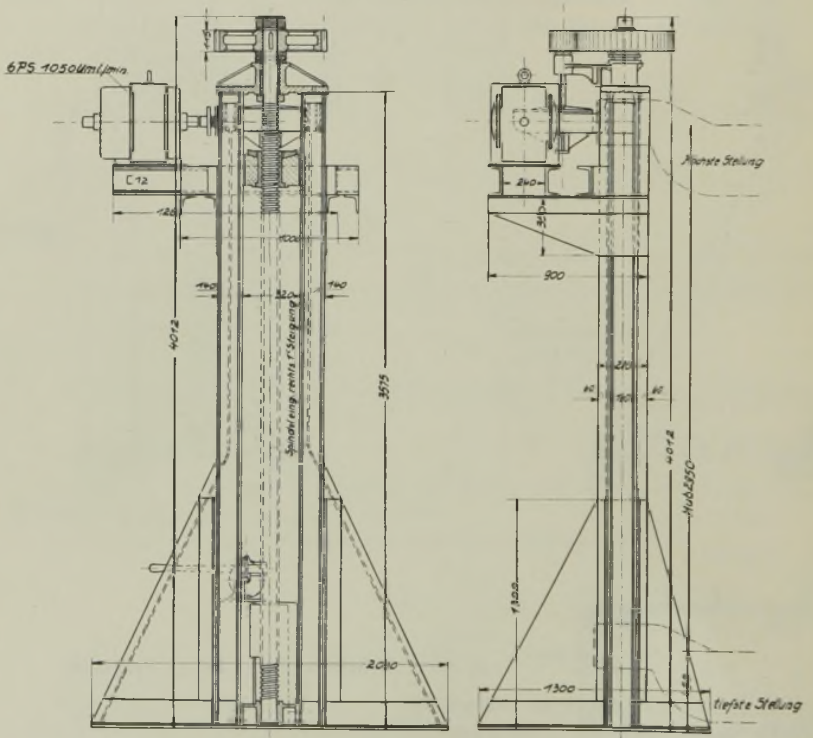
also $$i = \frac{30 \cdot 40 \cdot 0{,}3}{12500 \cdot 3{,}25 \cdot 0{,}077} = \frac{36}{320} \approx \frac{1}{10}.$$

Diese Übersetzung wird durch die Kegelräder mit $i = 1:2$ und durch die oberen Stirnräder mit $i = 1:5$ erzielt.

Hebeböcke mit elektrischem Antrieb

werden auch heute noch neben den neuzeitlichen Lokomotiv-Hebekranen im Betrieb verwendet. Fig. 638 zeigt einen Lokomotiv-Hebebock mit

Fig. 638 u. 639.



Elektrisch betriebener Hebebock [1]) für 20 t Tragkraft
von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

elektrisch betriebenem Windwerk, von denen vier Stück zum Heben und Senken der Lokomotiven dienen. Je zwei davon werden durch eine gemeinschaftliche Walze gesteuert.

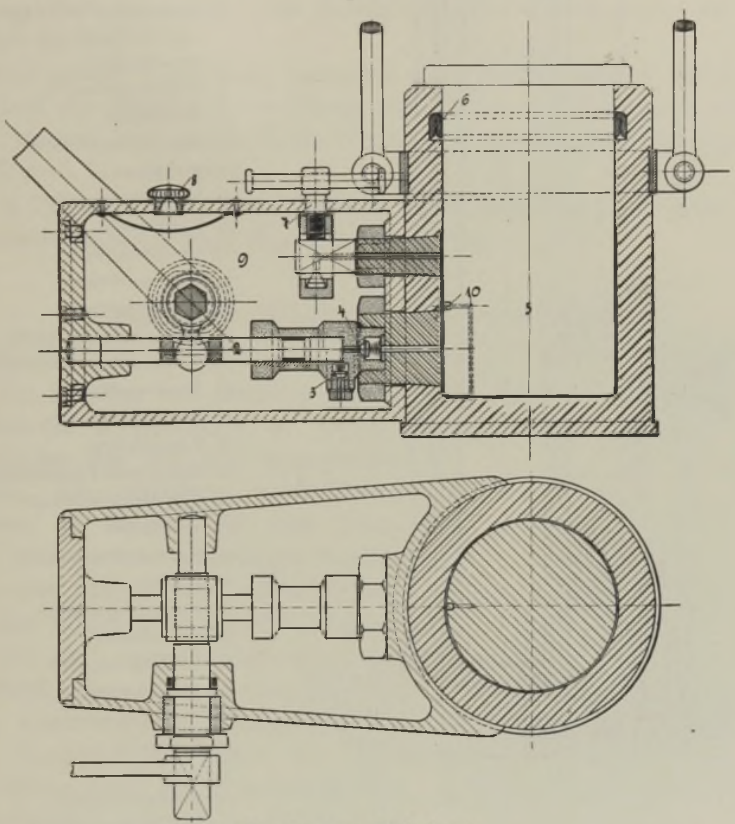
Der Stromverbrauch beträgt 35 bis 38 Amp. beim Heben, 20 bis 25 Amp. beim Senken bei 110 Volt Spannung.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 82. Wülfrath, Lokomotiv-Hebekrane.

Druckwasser-Hebeböcke.

Während sich Zahnstangen- und Schraubenwinden vorteilhaft, d. h. ohne ihre Transportfähigkeit auszuschließen, nur bis zu einer Tragkraft von 2000 kg konstruieren lassen, bietet der Druckwasser-Hebebock das Mittel, mit geringen Abmessungen und Gewichten eine Kraftentfaltung bis zu 300000 kg zu erreichen.

Fig. 640.



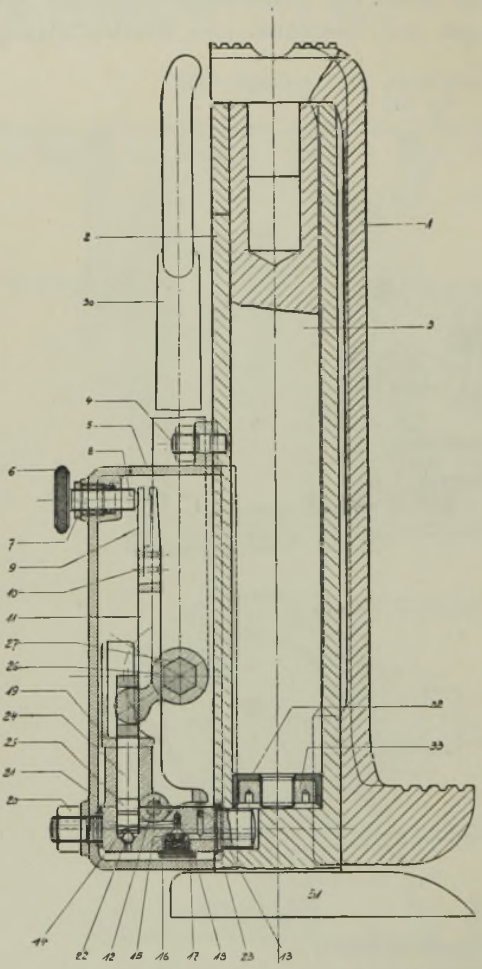
Druckwasser Hebebock.
Deutsche Hebezeugfabrik Pützer-Defries, G. m. b. H., Düsseldorf.

Diese Hebeböcke finden insbesondere im Schiffs- und Brückenbau zur Stützung von Gerüsten, die nach Vollendung des Baues gesenkt werden sollen, ausgedehnte Verwendung, ferner zum Einsetzen von Schachtringen, Ausdrücken von Beulen aus Dampfkesseln usw.

Die Ursache der großen mechanischen Leistung liegt in der Möglichkeit der großen Übersetzung auf kleinem Raum. Ein derartiger Hebebock der deutschen Hebezeugfabrik Pützer-Defries, G. m. b. H.,

Düsseldorf besteht nach der Fig. 640 aus dem Wasserkasten 9, dem Hubzylinder mit Stempel 5 und Stulpdichtung 6, dem durch Handhebel betätigten Pumpenkolben 2, Ansaugeventil 3 und Druckventil 4.

Fig. 641.



1. Klauenträger.
2. Zylinder.
3. Kolben.
4. Wasserkasten-Befestigungsschraube.
5. Wasserkasten.
6. Ventilstellschraube.
7. Stopfbüchse.
8. Stopfbüchsenpackung.
9. Blattfeder.
10. Blattfedernieten.
11. Ventilhebel.
12. Ventilhebelbolzen.
13. Ablaßventilkegel.
14. Druckventilkegel.
15. Druckventillederscheibe.
16. Druckventilgewindescheibe.
17. Druckventilfeder.
18. Druckventilgehäuse.
19. Pumpenkörper.
20. Mutter zum Pumpenkörper.
21. Gummidichtungsring.
22. Ventilkugel.
23. Kupferdichtungsringe.
24. Plunger.
25. Plungermanschetten.
26. Druckdaumen.
27. Druckdaumenwelle.
28. Lederdichtung.
29. Stopfbüchsenmutter.
30. Handhebel.
31. Fußplatte.
32. Kolbenmanschette.
33. Manschettenmutter.

Druckwasser-Lokomotivhebebock.

Arbeitsvorgang: Vorwärtsbewegen des Hebels hat Zurückziehen des Plungers 2 und damit Ansaugen durch Ventil 3 zur Folge. Rückwärtsbewegen des Hebels hat Vorschieben des Plungers und damit gleichzeitiges Schließen des Ansaugventils 3, Öffnen des Druckventils 4 und Durchdrücken der Flüssigkeit unter den Hubstempel zur Folge. Damit erfolgt Heben der Last.

Die Last wird selbsttätig festgehalten, da der Rückfluß des Wassers durch Druckventil 4 nicht möglich ist. Das Senken der Last erfolgt durch Öffnen der Ventilschraube 7, indem das Wasser durch den vorgesehenen Kanal, welcher durch diese Ventilschraube mit konischem Sitz geschlossen wird, in den Wasserbehälter zurückfließen kann. Schließen dieser Schraube hat sofortigen Stillstand der Last zur Folge. 8 ist eine Füllschraube, die gleichzeitig als Luftschraube ausgebildet ist, um die Luft während des Füllens und während des Arbeitens aus- und eintreten zu lassen. Die Hebeböcke können auch horizontal verwendet werden.

Eine andere Ausführung vermeidet die Ventilschraube 7, indem der Rücklauf des Wassers durch Öffnen des Druck- und Saugventils mittels des Plungers bzw. durch Weiterführen des den Plunger betätigenden Handhebels bewirkt wird.

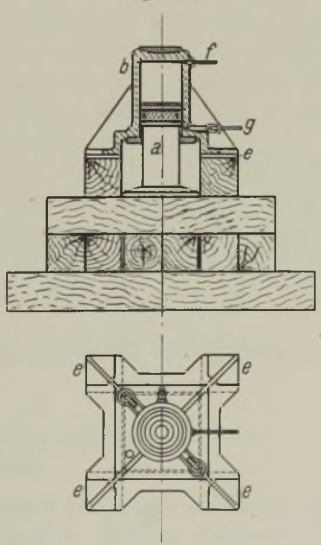
In Fällen, wo auf große Hubhöhe Wert gelegt wird, gibt man dem Lokomotivhebebock nach Fig. 641 den Vorzug.

Hydraulischer Hebebock „Perpetuum“ D. R-P.

der deutschen Hebezeugfabrik Pützer-Defries, G. m. b. H., Düsseldorf.

Zur Hebung und Senkung von Brücken müssen bei der oben beschriebenen Konstruktion an jedem Angriffspunkte wenigstens zwei Hebeböcke der Fig. 641 angewendet werden, um dieselben wechselweise arbeiten zu lassen. Mit dem einen Bock muß die Last abgefangen werden, wenn der andere Bock entlastet und für den neuen Hub unterklotzt wird.

Fig. 642.



Bei der neuen Konstruktion ist die Hubbewegung unbegrenzt, weil der Bock seine eigenen Stützpunkte für neue Unterklotzung selbst frei gibt. Zum Heben dient der die Last tragende Hubzylinder *b*, während der Kolben *a* zunächst feststeht. Nach Unterklotzen in seiner höchsten Stellung (160 mm Hub) wird der Kolben ebenfalls hydraulisch gehoben. Er wird dann in seiner höchsten Stellung ebenfalls unterklotzt, worauf das Hubspiel von neuem beginnen kann.

Damit Zylinder und Kolben ihre höchsten Stellungen nicht überschreiten, ist je eine Hubbegrenzung vorgesehen, die selbsttätig in der

höchsten Stellung wirksam wird. Der Bock wird mit und ohne angebautem Wasserkasten in vier Größen geliefert.

Tabelle 64. **Abmessungen der Hebeböcke „Perpetuum".**

Tragkraft	50 ... 300 t
Hubhöhe	160 mm
Kolbendurchmesser	115 ... 275 mm
Plungerdurchmesser der beiden Preßpumpen	16 mm
Hebellänge	800 mm
Hub je Hebelbewegung	1,53 ... 0,27 mm
Zeitdauer zum Lastheben auf 150 mm bei 30 Hebelbewegungen	$3^1/_4$ ... $18^1/_2$ min
Erforderliche Kraft am Hebelende bei $\eta = 70$ v. H.	68 ... 72 kg
Wasserdruck bei Vollast	500 at.

Nach demselben Prinzip baut die Firma eine Zahnstangenwinde „Perpetuum" D. R.-P. mit dem Unterschied, daß hier an Stelle des Kolbens die Zahnstange tritt.

Sechster Abschnitt.

Krane.

Zweck und Einteilung derselben.

Die Last kann hier sowohl in senkrechter als auch in wagerechter Richtung bewegt werden. Die Krane eignen sich besonders zum Umladen von Frachtgütern und zur Beförderung großer Arbeitsstücke in Werkstätten, Gießereien usw.

Nach der Form der Krangerüste unterscheidet man:

1. Krane mit Ausleger (Drehkrane und Wippkrane).
2. Krane mit Bühne (Laufkrane und Brückenkrane).

Der Antrieb kann durch Hand, Dampf oder Elektrizität erfolgen. Hydraulische Krane sind durch den elektrischen Antrieb verdrängt, der gegenüber den anderen Antriebsarten große Vorzüge hat.

Grundsätze für die Gerüstberechnung der Krane.

Gegenüber Handbetrieb ist bei maschinell betriebenen Kranen zu beachten, daß außer den statischen Beanspruchungen noch dynamische auftreten. Werden letztere rechnerisch nicht verfolgt, so sind sie durch niedrigere Werte der zulässigen Anstrengungen zu berücksichtigen. Die Werte k, k_z, k_b für Krangerüste sind daher bei maschinellem Antrieb im allgemeinen niedriger zu wählen als bei Handbetrieb.

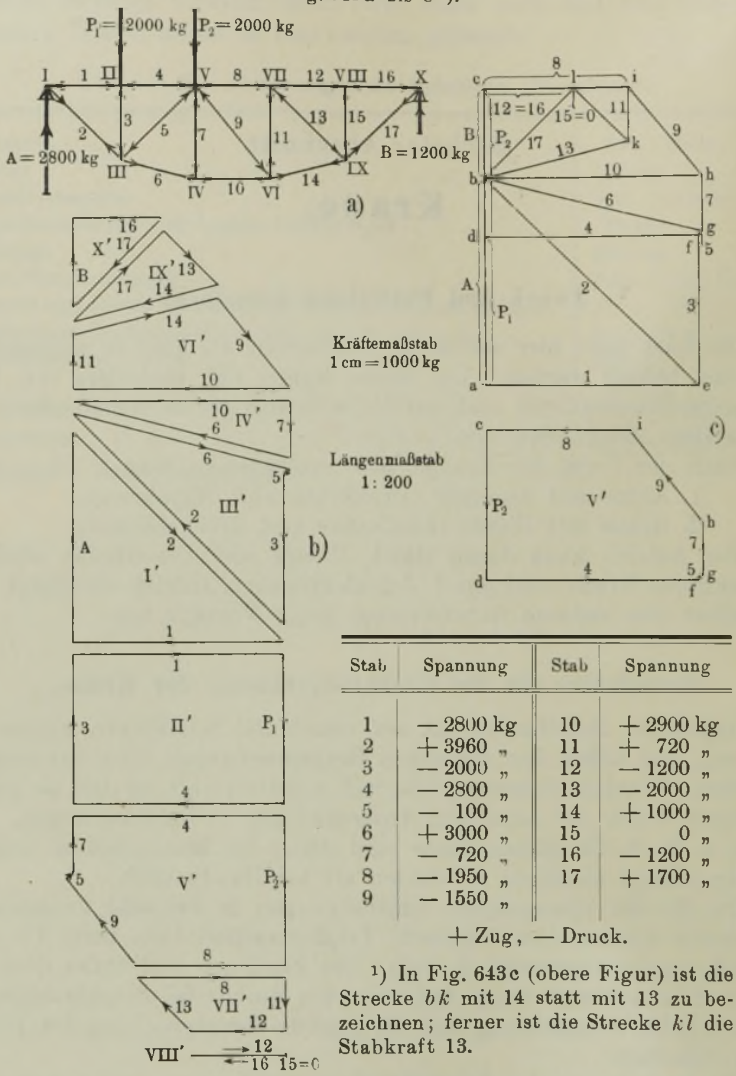
Die für die dynamischen Anstrengungen in Betracht kommenden Grundsätze sind in dem Abschnitt Trägheitswiderstände beim An- und Auslauf zusammengestellt (S. 243). Zu beachten sind außer dem erhöhten Kraftaufwand beim Anfahren die durch die Beschleunigungskräfte erhöhte Seilspannung und die seitliche Beanspruchung der Träger durch dieselben.

Die Berechnung der Kranträgerbeanspruchungen erfolgt teils graphisch, teils rechnerisch.

1. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke (durch Kräftepläne).

Ein Fachwerk ist im Gleichgewicht, wenn an jedem Knotenpunkte Gleichgewicht zwischen den daselbst wirkenden Kräften (äußeren Belastungen und inneren Stabspannungen) besteht. Gleichgewicht besteht, wenn sämtliche an einem Knotenpunkt wirkenden Kräfte im gleichen Pfeilsinn aneinandergefügt einen geschlossenen Kräftezug bilden.

Fig. 643a bis c [1]).



Stab	Spannung	Stab	Spannung
1	— 2800 kg	10	+ 2900 kg
2	+ 3960 „	11	+ 720 „
3	— 2000 „	12	— 1200 „
4	— 2800 „	13	— 2000 „
5	— 100 „	14	+ 1000 „
6	+ 3000 „	15	0 „
7	— 720 „	16	— 1200 „
8	— 1950 „	17	+ 1700 „
9	— 1550 „		

+ Zug, — Druck.

[1]) In Fig. 643c (obere Figur) ist die Strecke bk mit 14 statt mit 13 zu bezeichnen; ferner ist die Strecke kl die Stabkraft 13.

Ermittlung von Stabspannungen durch Kräftepläne.

Sind höchstens zwei Spannungen an einem Knotenpunkt der Größe nach unbekannt (ihre Richtungen ergeben sich aus den Stabrichtungen!), so lassen sie sich durch Zeichnen eines Kräftezuges bestimmen.

Verfahren: Nachdem die angreifenden äußeren Kräfte P und die Auflagerwiderstände A und B angebracht sind, numeriere man sämtliche Stäbe (1, 2, 3 usw.) und Knotenpunkte (*I*, *II*, *III* usw.). Man beginne die Berechnung bei einem Knotenpunkte, an dem höchstens zwei unbekannte Spannungen angreifen, hier *I* (oder *X*), Fig. 643a.

An Knotenpunkt I greift an: A bekannt, Stabspannung 1 und 2 unbekannt; A, 1 und 2 müssen im Gleichgewicht stehen.

Im Kräfteplan I' wird A aufgetragen; Parallele durch die Endpunkte von A zu den Stabrichtungen 1 und 2 ergeben 1 und 2 der Größe und Richtung nach. Im Kräfteplan I' laufen alle Pfeile rechtsum, wie es A angibt; die so gefundenen Pfeile von 1 und 2 sind an Knotenpunkt I anzutragen; es folgt: 1 ist eine Druckspannung, 2 eine Zugspannung.

Ist 1 an Knoten I eine Druckspannung, so ist 1 auch an Knoten II eine Druckspannung, der Pfeil von 1 geht sowohl an I als an II auf den Knoten zu. Entsprechend geht der Pfeil von 2 an Knoten I und III vom Knoten weg.

An Knoten II ist jetzt P_1 und Stabspannung 1 bekannt, also Spannung 3 und 4 wie vorher durch Kräfteplan II' berechenbar. So fährt man fort bis zum letzten Knotenpunkt X. An ihm ist 16 aus Knoten VIII, 17 aus Knoten IX bekannt. Falls kein Fehler vorliegt, muß sich der Kräfteplan aus den drei Bekannten 16, 17 und B schließen.

Statt für jeden Knoten einen besonderen Kräftezug zu zeichnen (Fig. 643 b), kann man alle Züge zu einer Figur, dem Cremonaplan (Fig. 643 c) vereinigen. Bei seiner Konstruktion sind folgende Regeln zu beachten:

1. Auf der Kraftlinie ($\overline{a\,c}$) dürfen nur äußere Kräfte (Belastungen), keine Stabspannungen aufgetragen werden.
2. Jedem Knotenpunkt im Fachwerke (Fig. 643 a) entspricht im Kräfteplan (Fig. 643 c) ein geschlossener Linienzug; jedem Stabdreieck im Fachwerk entspricht im Kräfteplan ein Punkt, von dem die drei Spannungen des Stabdreiecks ausgehen.

Verfährt man so, so folgen im Kräfteplan die Spannungen in derselben Reihenfolge aufeinander, in der sie am Knotenpunkt liegen; ferner liegen die Spannungen im Kräfteplan von selbst im richtigen Pfeilsinn aneinander.

Beispiel. Im Fachwerk (Fig. 644) sind die Stabspannungen zu bestimmen.

Aus der Belastung $P = 3000$ kg werden die Auflagerwiderstände $A = 1000$ kg, $B = 2000$ kg berechnet und angetragen.

Dem Knoten I entspricht Kräfteplan $a\,b\,d$; A, 1 und 2 stehen an I im Gleichgewicht. $\overline{a\,b} \,\#\, A$ aufgetragen; $\overline{a\,d}//1$, $\overline{b\,d}//2$ gezogen, dann ist $\overline{a\,d} = 1$, $\overline{b\,d} = 2$. Der Pfeil läuft in $a\,b\,d$ rechts herum, wie A angibt; dadurch ergeben sich die an I angezeichneten Pfeile von 1 und 2.

Nun ist Knoten II berechenbar, da 2 bekannt, 3 und 6 unbekannt; ihm entspricht Kräfteplan $b\,d\,e$. Durch die Endpunkte von $2 = \overline{b\,d}$ wird gezogen $\overline{d\,e}//3$, $\overline{b\,e}//6$, dann ist $\overline{d\,e} = 3$, $\overline{b\,e} = 6$. Der Pfeil läuft rechts herum, wie 2 angibt; dadurch ergeben sich die an Knoten II angetragenen Pfeile von 3 und 6. (Bemerkung: 3 muß in d, nicht in b angetragen werden, da im Fachwerk 1, 2, 3 ein Dreieck bilden; also muß im Kräfteplan 1, 2, 3 von einem Punkt ausgehen.)

Am Knoten III ist 1 und 3 bekannt, 4 und 5 unbekannt; $1 = \overline{a\,d}$, $3 = \overline{d\,e}$ liegen schon aneinander, $\overline{e\,f}//5$, $\overline{a\,f}//4$ gezogen, gibt die Größen von 4 und 5. Pfeil läuft rechtsum (5 in e angetragen, da im Fachwerk 3, 5, 6 ein Dreieck bilden; also geht im Kräfteplan 3, 5, 6 von einem Punkte [e] aus).

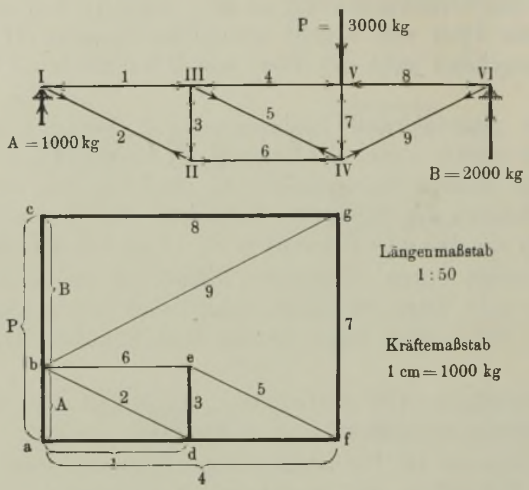
Knoten *IV*: $6 = \overline{be}$ und $5 = \overline{ef}$ bekannt, Parallele $\overline{fg}$ zu 7 und $\overline{bg}$ zu 9 geben 7 und 9. Pfeil rechtsum.

Knoten *V*: $P = \overline{ca}$, $4 = \overline{af}$, $7 = \overline{fg}$ bekannt, Parallele $\overline{cg}$ zu 8 gibt 8. Pfeil linksum.

Knoten *VI*: $9 = \overline{bg}$, $8 = \overline{gc}$, $B = \overline{cb}$ bekannt, bilden ein Dreieck bgc, stehen also im Gleichgewicht. (Prüfung für die Richtigkeit des Verfahrens.)

In der beistehenden Tabelle sind die gefundenen Stabspannungen zusammengestellt.

Fig. 644 u. 645.



Stab	Spannung
1	— 2000 kg
2	+ 2250 „
3	— 1000 „
4	— 4000 „
5	+ 2250 „
6	+ 2000 „
7	— 3000 „
8	— 4000 „
9	+ 4500 „

Es bedeutet:
+ Zugspannung.
— Druckspannung.

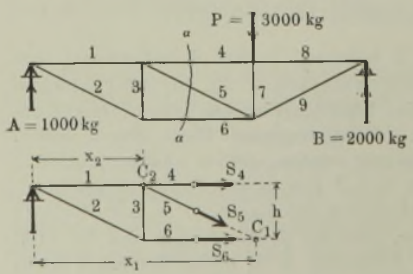
Stabspannungen durch Kräfteplan bestimmt.

2. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerk nach der Ritterschen Schnittmethode.

Man bestimmt die Spannung eines Fachwerkstabes (z. B. 4) nach der Ritterschen Methode wie folgt:

Man lege durch das Fachwerk einen Schnitt $\alpha\alpha$, der außer 4 höchstens noch zwei andere Stäbe (hier 5 und 6) trifft, und schneidet dadurch die rechte Fachwerkhälfte weg. Damit das linke Stück im Gleichgewicht bleibt, bringt man an den Enden der geschnittenen Stäbe die Spannungen S_4, S_5, S_6 an, die gleich den in den geschnittenen Stäben wirkenden Spannungen sind. Vorläufig sind sie der Richtung und Größe nach unbekannt. Man stellt nun zwischen den am linken Fachwerkstück wirkenden äußeren Kräften (hier A, S_4, S_5, S_6) eine Momenten-

Fig. 646 u. 647.



Rittersche Schnittmethode.

gleichung auf und wählt als Drehpunkt den Schnittpunkt C_1 der Stäbe 5 und 6. Da S_5 und S_6 durch den Drehpunkt gehen, sind ihre Hebelarme, also auch ihre Momente gleich 0. Die Momentengleichung lautet:

$$S_4 \cdot h + A \cdot x_1 = 0, \quad \text{also} \quad S_4 = -\frac{A \cdot x_1}{h}.$$

Das Minuszeichen deutet an, daß S_4 eine Druckspannung ist, keine Zugspannung, wie eingezeichnet. Die Änderung des Vorzeichens bedeutet also, daß die Stabkraftrichtung falsch angenommen war.

Zur Bestimmung von S_6 wird der Schnitt C_2 von S_4 und S_5 als Drehpunkt gewählt.

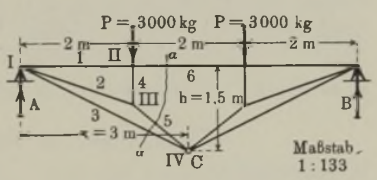
Momentengleichung:

also:
$$-S_6 \cdot h + A \cdot x_2 = 0,$$
$$-S_6 = -\frac{A \cdot x_2}{h}$$

(Zugbeanspruchung; Vorzeichen hat sich nicht geändert).

Beispiel. Das Fachwerk Fig. 648 soll berechnet werden. Durch Zeichnen von Kräfteplänen ist das Fachwerk zunächst nicht bestimmbar, da von jedem Knotenpunkt drei unbekannte Stabspannungen ausgehen.

Fig. 648.



Rittersche Schnittmethode.

Nach der Schnittmethode lege man Schnitt $a\,a$ durch die drei Stäbe 3, 5, 6 und wähle den Schnitt C von 3 und 5 als Drehpunkt.

Momentengleichung:

also
$$S_6 \cdot h + A \cdot x - P \cdot 1 = 0,$$
$$S_6 = \frac{-A \cdot x + P \cdot 1}{h} = \frac{-3000 \cdot 3 + 3000 \cdot 1}{1{,}5}$$
$$= -4000 \text{ kg (Druck)}.$$

Nun läßt sich Knoten *II* graphisch berechnen (P und 6 bekannt, 1 und 4 unbekannt), dann Knoten *I*, *III*, *IV*.

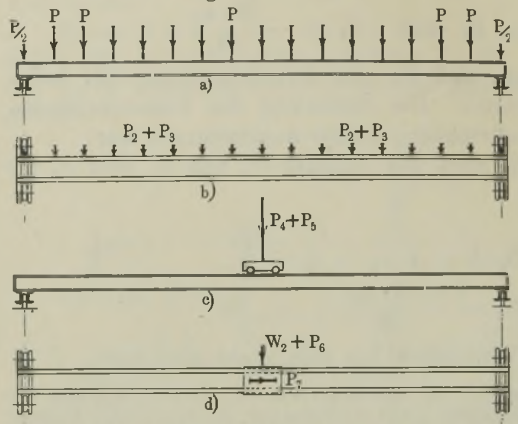
3. Ruhende und bewegliche Last.

Die ruhende Last eines Kranträgers besteht in Eigengewicht in senkrechter Richtung, in wagerechter Richtung in Winddruck und in den beim Anfahren und Bremsen auftretenden Massendrücken. Die durch sie erzeugten Beanspruchungen bestimmt man beim Vollwandträger durch Momentengleichungen, bei Fachwerkträgern durch Kräftepläne oder nach der Ritterschen Momentenmethode. Die bewegliche Last besteht im Katzen- und Lastgewicht in senkrechter Richtung (eventuell noch im Massendruck beim Anheben der Last), in wagerechter Richtung in eventuellem schiefen Lastzug, in Massendrücken der Katze und Last beim Längsfahren, eventuell aus Winddruck auf Katze und Last.

Die Beanspruchung der Traglieder ändert sich nun je nach Stellung der Last; damit man die größten Beanspruchungen einer bestimmten Trägerstelle findet, muß die dafür ungünstigste Stellung der Last ermittelt werden. (Verfahren dazu für Vollwandträger und für Fachwerkträger siehe Abschnitt „Kranträger".

Bei Vollwandträgern kann die Last an jeder Stelle auf den Träger übertragen werden, bei Fachwerkträgern nur in den Knotenpunkten.

Fig. 649 u. 650.



Skizze zum Beispiel.

Der Massendruck P berechnet sich, wenn m die zu bremsende Masse, v die Fahrgeschwindigkeit, s der Bremsweg, t die Bremszeit ist, zu:

$$P = \frac{mv^2}{2s} \text{ oder } P = \frac{m \cdot v}{t}.$$

Beispiel. Es sollen die sämtlichen belastenden Kräfte bestimmt werden bei einem Laufkran von 16 m Spannweite, 16 Feldern, $G_1 = 10000$ kg Eigengewicht, $G_2 = 3000$ kg Katzengewicht, $G_3 = 5000$ kg Nutzlast. Fahrgeschwindigkeit $v_1 = 1{,}3$ m/s, Katzengeschwindigkeit $v_2 = 0{,}5$ m/s, Hubgeschwindigkeit $v_3 = 0{,}1$ m/s, Bremsweg des Kranes $s_1 = 1{,}5$ m, der Katze $s_2 = 0{,}6$ m, der Last $s_3 = 0{,}2$ m. Winddruck auf 12 m² Kranfläche à 150 kg/m²: $W_1 = 12 \cdot 150 = 1800$ kg, auf Katze und Last (etwa $6^1/_2$ m²) $W_2 = 1000$ kg.

a) senkrecht: Eigengewicht, je Knoten $P_1 = \frac{10000}{16} = \mathbf{625\ kg}$,

b) wagerecht:
- Winddruck, je Knoten $P_2 = \frac{W_1}{16} = \frac{1800}{16} = \mathbf{112{,}5\ kg}$,
- Massendruck (durch Eigengewicht), „ „ $P_3 = \frac{m_1 v_1^2}{2 s_1 \cdot 16} = \frac{10000 \cdot 1{,}3^2}{g \cdot 2 \cdot 1{,}5 \cdot 16} = \mathbf{35{,}8\ kg}$,

c) senkrecht:
- Gewicht von Katze + Last $P_4 = \mathbf{8000\ kg}$,
- Massendruck beim Heben $P_5 = \frac{m_3 v_3^2}{2 s_3} = \frac{5000 \cdot 0{,}1^2}{g\, 2 \cdot 0{,}2} = \mathbf{12{,}7\ kg}$,

d) wagerecht:
- Winddruck $W_2 = \mathbf{1000\ kg}$,
- Massendruck (durch Katze und Last) $P_6 = \frac{(m_2 + m_3) v_1^2}{2 s_1} = \frac{8000 \cdot 1{,}3^2}{g\, 2 \cdot 1{,}5} = \mathbf{457\ kg}$.

In der Längsrichtung wirkt der Massendruck:

$$P_7 = \frac{(m_2 + m_3) v_2^2}{2 s_2} = \frac{8000 \cdot 0{,}5^2}{g\, 2 \cdot 0{,}6} = \mathbf{170\ kg}.$$

4. Verbindung der Trägerteile.

Die Verbindung mehrerer Teile miteinander erfolgt fast ausschließlich durch Nieten; durch Schrauben nur dann, wenn Nieten sich aus Platzmangel nicht schlagen lassen, wenn der Schaft auf Zug beansprucht wird oder wenn die Stärke der zu verbindenden Teile größer als der vierfache Nietdurchmesser ist und beim Anschluß von Gußeisenteilen.

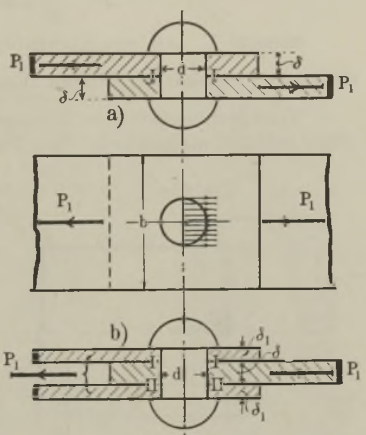
Rohnietdurchmesser d, Nenndurchm. für die Bestellung maßgebend . .	10	13	16	19	22	25 mm
Geschlagenes Niet (Lochdurchmesser) für die Berechnung maßgebend .	11	14	17	20	23	26 „
Meist verwendet bei Blechstärken von	4···5	6···7	8···9	10···11	12···13	13 „ u. mehr
Nietteilung etwa	40	50	60	70	80	90

Die Berechnung der Nietverbindungen erfolgt auf Abscheren, nur lange Bolzen rechnet man auf Biegung. Als zulässige Scherspannung gilt meist $k_s = {}^3/_4 k_z$.

Man verwendet ein- oder mehrschnittige Vernietung; Fig. 651 zeigt eine einschnittige, die im Querschnitt *II* abgeschert wird, Fig. 653 eine zweischnittige mit den Abscherquerschnitten *II* und *III*.

Die Nietverbindung kann überanstrengt werden: 1. dadurch, daß im Schaft eine zu große Scherspannung k_s auftritt, oder 2. dadurch, daß der Auflagerdruck zwischen Bolzen und Lochwand, der Lochleibungsdruck k_l überschritten wird. Zugelassen ist $k_l = 2k_s$.

Fig. 651 bis 653.



Vernietung.

1. Nietverbindung rein auf Zug oder Druck beansprucht.

Greift die die Nietung beanspruchende Kraft P im Schwerpunkt der Vernietung an, so wird sie nur auf Zug oder Druck beansprucht. Die Kraft P verteilt sich dann gleichförmig auf die vorhandenen n Nieten, auf ein Niet entfällt die Kraft $\frac{P}{n} = P_1$.

a) Einschnittige Vernietung (Fig. 651). Ist die Eisenstärke δ und der Nietdurchmesser d gewählt, so kann ein Niet eine Kraft übertragen:

1. $P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} k_s$, wenn die Scherfestigkeit in Frage kommt;

2. $P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l$, wenn der Lochleibungsdruck ausschlaggebend ist

Für $d = 2{,}5\,\delta$ wird $P_{1s} = P_{1l}$; ist $d < 2{,}5\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen.

Die erforderliche Nietzahl ist $n = \frac{P}{P_{1s}}$ (bzw. $n = \frac{P}{P_{1l}}$).

b) Zweischnittige Vernietung (vgl. Fig. 653). Es wird ausgeführt $\delta_1 \geqq \frac{\delta}{2}$; dann wird im mittleren Blech der Lochleibungsdruck am größten. Ein Niet kann eine Kraft übertragen:

1. $P_{1s} = 2\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s$, wenn die Scherfestigkeit in Frage kommt,

2. $P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l$, wenn der Lochleibungsdruck ausschlaggebend ist.

Für $d = 1{,}25\,\delta$ wird $P_{1s} = P_{1l}$; ist $d < 1{,}25\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen, ist $d > 1{,}25\,\delta$, auf Lochleibungsdruck.

$$\text{Nietzahl } n = \frac{P}{P_{1l}} \left(\text{bzw. } n = \frac{P}{P_{1s}}\right).$$

Beispiel 1. Zwei Flacheisen 70×10 mm sind einschnittig aneinander genietet. Übertragene Kraft $P = 5000$ kg. Nietzahl?

Bei $\delta = 1$ cm wird Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt; da $d < 2{,}5\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen.

Durch ein Niet kann eine Kraft übertragen werden:

$$P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{2^2\pi}{4} \cdot 750 = 2350 \text{ kg}.$$

$$\text{Nietzahl } n = \frac{P}{P_{1s}} = \frac{5000}{2350} = 2{,}13, \text{ also drei Stück ausgeführt.}$$

Beispiel 2. An ein Knotenblech von $\delta = 1{,}4$ cm sind beiderseits Flacheisen 60×8 mm angenietet; Nieten doppelschnittig, $\delta_1 = 0{,}8 \text{ cm} > \frac{\delta}{2}$; $P = 6500$ kg.

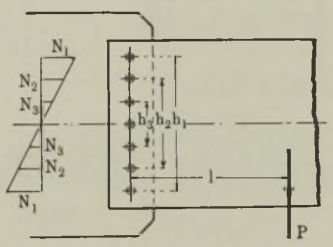
Nietdurchmesser $\delta = 2$ cm gewählt, dann ist $d > 1{,}25\,\delta$, also ist der Lochleibungsdruck maßgebend. Ein Niet überträgt eine Kraft:

$$P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l = 2 \cdot 1{,}4 \cdot 1500 = 4200 \text{ kg},$$

also Nietzahl

$$n = \frac{P}{P_{1l}} = \frac{6500}{4200} \text{ mit 2 Stück ausgeführt.}$$

Fig. 654.



Nietverbindung auf Biegung.

2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht (Fig. 654).

Geht die die Nietung beanspruchende Kraft P nicht durch den Schwerpunkt der Vernietung, sondern im Abstand l vorbei, so wird die Nietung durch ein Biegungsmoment $M = P \cdot l$ beansprucht. Je weiter die Nieten von der neutralen Achse XX wegliegen, desto größer ist die sie belastende Kraft N. Für Gleichgewicht muß das Biegungsmoment gleich dem Nietmoment sein, also:

$$(1) \cdot \cdot \cdot \quad M = N_1 \cdot h_1 + N_2 h_2 + N_3 h_3 + \cdots$$

Bei der Nietzahl n ist:

$$N_1 : N_2 : N_3 = h_1 : h_2 : h_3 = (n-1) : (n-3) : (n-5),$$

also wird Gleichung 1):

$$M = N_1 \cdot h_1 + \left(N_1 \frac{h_2}{h_1}\right) \cdot h_2 + \left(N_1 \frac{h_3}{h_1}\right) \cdot h_3 + \cdots$$

$$= N_1 h_1 \left[1 + \left(\frac{h_2}{h_1}\right)^2 + \left(\frac{h_3}{h_1}\right)^2 + \cdots\right]$$

$$(2) \quad \boldsymbol{M = N_1 h_1 \left[\left(\frac{n-1}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-3}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-5}{n-1}\right)^2 + \cdots\right] = N_1 h_1 \cdot c}$$

Bei der für derartige Verbindungen angewandten doppelschnittigen Nietung ist fast immer der Lochleibungsdruck maßgebend, deshalb darf die größte Nietkraft höchstens sein: $N_1 = d\,\delta\,k_l = d\,\delta\,(2\,k_s)$. Hiermit lautet Gleichung 2):

$$(3) \quad \boldsymbol{M = (d\,\delta\,2k_s) \cdot h_1 \left[\left(\frac{n-1}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-3}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-5}{n-1}\right)^2\right] = 2d \cdot \delta \cdot k_s \cdot h_1 \cdot c}$$

Der berechnete Wert c ist nachstehenden Tabellen zu entnehmen:

Tabelle 65 zu Fig. 655 u. 656.

Anzahl der Nieten in der ersten Reihe n	c_1	c_2	Anzahl der Nieten in der ersten Reihe n	c_1	c_2
4	1,11	1,55	9	1,88	3,19
5	1,25	1,88	10	2,04	3,52
6	1,4	2,2	11	2,2	3,85
7	1,56	2,53	12	2,36	4,18
8	1,71	2,86			

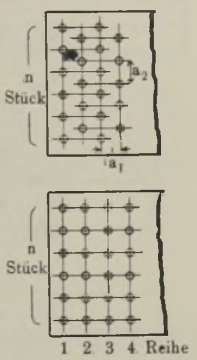
Tabelle 66 zu Fig. 656.

Es ist nun bei Anordnung der Nieten nach Skizze

	Fig. 655 (Reihen versetzt)	Fig. 656 (Reihen gleich)
bei 1 Reihe	$c = c_1$	$c = c_1$
„ 2 Reihen	$c = c_2$	$c = 2\,c_1$
„ 3 „	$c = c_1 + c_2$	$c = 3\,c_1$
„ 4 „	$c = 2\,c_2$	$c = 4\,c_1$

Nietabstand $a_1 \leqq 3\,d$, $a_2 = 4 \cdots 5\,d$.

Fig. 655 u. 656.



Anordnung der Nieten.

Beispiel. Eine Nietverbindung erleidet ein Biegungsmoment von $M = 600000$ kgcm; Blechstärke $\delta = 1{,}3$ cm, Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt, Abstand der Außennieten $h_1 = 70$ cm möglich.

Aus Formel (3) folgt:

$$c = \frac{M}{2\,d\,\delta\,h_1 \cdot k_s} = \frac{600\,000}{2 \cdot 2 \cdot 1{,}3 \cdot 70 \cdot 750} = \mathbf{2{,}2}.$$

Man müßte also entweder 11 Nieten in eine Reihe anordnen ($c = 2{,}2$), oder in zwei Reihen, z. B. 6 Stück in der ersten, 5 in der zweiten ($c = 2{,}2$).

Außer dem Biegungsmoment haben derartige Verbindungen oft noch Querkräfte zu übertragen, z. B. beansprucht in Fig. 654 die Kraft P alle Nieten gleichförmig auf Lochleibungsdruck mit der Beanspruchung σ_q. Für die äußersten Nieten ist der Lochleibungsdruck σ_b aus dem Biegungsmoment mit σ_q zusammenzusetzen, die resultierende Beanspruchung σ_{res} soll $\leqq k_s$ sein.

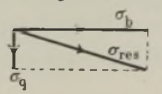
Beispiel. Ist in obigem Beispiele $M = P \cdot l = 3000 \cdot 200$ kgcm und ausgeführt zwei Reihen mit 7 Nieten in der ersten ($c = 2{,}53$), so berechnet sich der Lochleibungsdruck aus dem Biegungsmoment

$$\sigma_b = \frac{M}{d\,\delta\,h_1\,c} = \frac{600\,000}{2 \cdot 1{,}3 \cdot 70 \cdot 2{,}53} = 1304\ \text{kg/cm}^2,$$

der Lochleibungsdruck aus der Querkraft P bei 13 Nieten zu

$$\sigma_q = \frac{P}{13} \cdot \frac{1}{d\,\delta} = \frac{3000}{13 \cdot 2 \cdot 1{,}3} = 89\ \text{kg/cm}^2,$$

Fig. 657.



Skizze zum Beispiel.

daraus $\sigma_{res} = \sqrt{1304^2 + 89^2} = \mathbf{1308\ kg/qcm}$, also $< k_l$ (siehe Fig. 657).

Etwaige Schraubenverbindungen werden in derselben Weise wie Vernietungen berechnet.

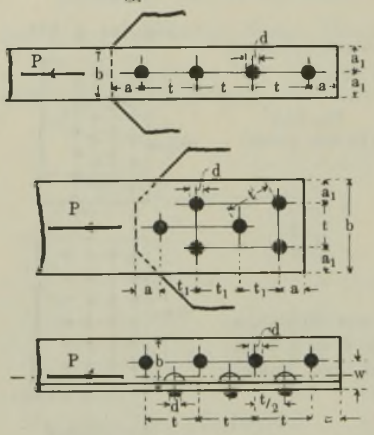
3. Anordnung der Nieten.

Es ist der Abstand der Nieten (Fig. 658)

1. in der Kraftrichtung: voneinander $t_{min} = 3\,d$, $t_{max} = 6$ bis $8t$, vom Rande $a = 2\,d$, mindestens $= 1{,}5\,d$;
2. senkrecht zur Kraftrichtung: vom Rande $a_1 = 1{,}5\,d$ bis $2\,d$.

Ist die Blechbreite $b > 4\,d$, so wird mehrreihige Nietung ausgeführt (Fig. 659). Dabei ist die Teilung schräg gemessen $t = 3\,d$, angegeben wird t_1, in der Kraftrichtung gemessen (abgerundet). In die erste Nietreihe kommt möglichst nur ein Niet, damit bei Zugbeanspruchung nur ein Nietabzug erforderlich ist.

Fig. 658 bis 660.



Nietanordnung.

Bei Winkeleisen (Fig. 660) setzt man die Niete in der Entfernung (Wurzelmaß) $w = \frac{b}{2} + (2{,}5$ bis 5 mm). Sind in beiden Schenkeln Nieten, so versetzt man sie, wobei $t_{min} = 4\,d$ meist erforderlich ist.

Bei Zuggliedern wird die Verschwächung des Querschnittes durch das Nietloch berücksichtigt, bei Druckgliedern nicht.

Profileisen schließt man an Steg und Flanschen mit so viel Nieten an, wie Kraft auf den betreffenden Teil entfällt. Zum Anschluß dienen Hilfswinkel. Genügt der Steg allein zur Kraftübertragung, dienen die abstehenden Flanschen also nur zur Aussteifung, so braucht auch nur der Steg angeschlossen zu werden.

Beispiel. 1. Ein auf Druck beanspruchtes Winkeleisen $80 \cdot 80 \cdot 8$, mit 6000 kg belastet, ist anzuschließen. Zulässig sei $k = 1000$ kg/cm². Der eine Flansch mit $8 \cdot 0{,}8 = 6{,}4$ cm² genügt zur Kraftübertragung, da $\sigma = \frac{P}{F} = \frac{6000}{6{,}4} = 940$ kg/cm² wird. Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt. Ein einschnittiger Niet trägt

$$P_1 = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{2^2\pi}{4} \cdot 750 = 2350 \text{ kg},$$

also Nietzahl

$$n = \frac{P}{P_1} = \frac{6000}{2350} = 3 \text{ Stück}.$$

Teilung $t = 3\,d = 3 \cdot 2 = 6$ cm, Abstand vom Rande $a = 2\,d = 4$ cm,

$$\text{Wurzelmaß } w = \frac{b}{2} + 5 \text{ mm} = 4{,}5 \text{ cm}.$$

2. Ein ⊏ 14 ist mit 16000 kg gezogen. Zulässig sei $k_s = 1000$ kg/cm² (Fig. 661). Einschnittige Nieten von $d = 1{,}6$ cm mit $P_1 = \frac{1{,}6^2\pi}{4} \cdot 750 = 1510$ kg verwendet; mindestens

$$n = \frac{P}{P_1} = \frac{16\,000}{1510} = 11 \text{ Stück}$$

erforderlich. Von der Querschnittsfläche des ⊏-Eisens = 20,4 cm² gehen drei Nietlöcher ab mit $(1 \cdot 1{,}6) \cdot 2 + (0{,}7 \cdot 1{,}6) = 4{,}3$ cm², also tragender Querschnitt

$$F = 20{,}4 - 4{,}3 = \mathbf{16{,}1\ cm^2}.$$

Nun beträgt die tragende Fläche des Steges $F_s = 14 \cdot 0{,}7 - 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 8{,}7$ cm², die eines Flansches $F_f = 5{,}3 \cdot 1 - 1{,}6 \cdot 1 = 3{,}7$ cm².

Ferner verhält sich

$$\frac{\text{Nietzahl } x \text{ im Stabteil}}{\text{Gesamtnietzahl } n} = \frac{\text{Querschnitt des Stabteils}}{\text{Gesamtquerschnitt } F}$$

also: Nietzahl im Steg:

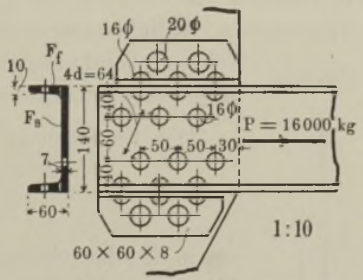
$$x = n \frac{F_s}{F} = 11 \frac{8{,}7}{16{,}1} = 6 \text{ Stück},$$

Nietzahl im Flansch:

$$x = n \frac{F_f}{F} = 11 \frac{3{,}7}{16{,}1} = 3 \text{ Stück}.$$

Die Flanschen werden mit Winkeleisenstücken 60 . 60 . 8 angeschlossen, diese mit zwei Nieten $d = 2$ cm befestigt.

Fig. 661.



Skizze zum Beispiel 2.

Das elektrische Lichtbogenschweißverfahren

hat auch im Eisenkonstruktionsbau Eingang gefunden, weil der Ersatz der Nietung durch Schweißung nicht nur eine bedeutende Lohnersparnis bedeutet, sondern auch die ganze Konstruktion infolge des Fortfalles der Nietlöcher leichter ausfällt.

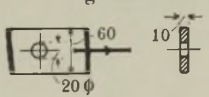
4. Beanspruchung der Stäbe.

Die Traggliedер der Krane können beansprucht sein:

1. Rein auf Zug: Die Zugkraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes. Berechnung aus der Formel: $\boldsymbol{P = F \cdot k_z}$, worin für F der schwächste durch P beanspruchte Stabquerschnitt einzusetzen ist

Beispiel. Ein Flacheisen soll $P = 4000$ kg Zug übertragen. Erforderlicher Querschnitt $F = \frac{P}{k_z} = \frac{4000}{1000} = 4$ cm².

Fig. 662.



Skizze zum Beispiel.

Gewählt Flacheisen 6 × 1 cm, Nietdurchmesser $d = 2$ cm; der tragende Querschnitt am Nietloch ist dann $6 . 1 - 2 . 1 = 4$ cm², wie erforderlich.

2. Rein auf Druck: Die Druckkraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes. Berechnung aus: $\boldsymbol{P = F . k}$; Nietlochabzug ist nicht erforderlich. Reine Druckbeanspruchung tritt nur bei kurzen gedrungenen Stäben auf.

3. Rein auf Biegung: Das Biegungsmoment M ist aus der Belastung zu bestimmen; das Widerstandsmoment W ist zu berechnen oder aus Tabellen zu entnehmen. Die Berechnung des Stabes erfolgt nach der Formel: $\boldsymbol{M = W . k_b}$.

Beispiel. Ein Träger (I-Eisen) von $l = 4$ m Stützweite ist mit $Q = 6000$ kg gleichförmig belastet. Welches Profil ist erforderlich?

$$M = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{6000 \cdot 400}{8} = \mathbf{300000\ kgcm.}$$

Erforderlich $W = \frac{M}{k_b} = \frac{300000}{1000} = 300\ cm^3$, gewählt **I 24 mit $W = 353\ cm^3$,**

also Beanspruchung $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{300000}{353} = \mathbf{851\ kg/cm^2}$.

4. Auf Knickung: Die knickende Kraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes, die Stabenden werden geführt, aber drehbar angenommen. Knickbeanspruchung ist bei langen schlanken Stäben ausschlaggebend, Druckbeanspruchung bei kurzen, im Zweifelsfalle rechne man beide Beanspruchungen nach.

Fig. 663.

Knickung.

Die Berechnung erfolgt nach der Eulerschen Formel:

$$P = \frac{\pi^2 \, E J}{l^2 \, \mathfrak{S}},$$

worin $\mathfrak{S}$ der Sicherheitsgrad ist. Setzt man darin P in Tonnen, l in Metern ein, und für E und $\mathfrak{S}$ die Zahlenwerte, so erhält man die Formel für das erforderliche Trägheitsmoment:

$$J_{(cm^4)} = c \cdot P_{(t)} \, l^2_{(m)},$$

wobei c aus folgender Tabelle zu entnehmen ist.

Tabelle 67. **Koeffizienten c für Knickung.**

Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$	4	5	6	8	10	12	Sicherheitsgrad
Gußeisen ($E = 1000000\ kg/cm^2$) . .	4	5	6	8	10	12	$\mathfrak{S} = \frac{J}{Pl^2}$
Schweißstahl ($E = 2000000\ kg/cm^2$)	2	2,5	3	4	5	6	$\mathfrak{S} = 2\frac{J}{Pl^2}$
Flußstahl ($E = 2150000\ kg/cm^2$) . .	1,86	2,33	2,79	3,72	4,65	5,58	$\mathfrak{S} = 2{,}15\frac{J}{Pl^2}$
			c				

(Üblicher Sicherheitsgrad fett gedruckt.)

Der Stab knickt über die Achse, für die das kleinste Trägheitsmoment vorhanden ist; deshalb sollen Knickstäbe nach allen Richtungen möglichst gleiches Trägheitsmoment haben.

Die Berechnung mehrteiliger Druckstäbe siehe Abschnitt „Kranträger".

Zur Nachprüfung der Knicksicherheit eines gedrückten Stabes, dessen Abmessungen bekannt sind, eignen sich die Tetmajerschen Formeln (siehe Hütte). Eine direkte Ermittlung des erforderlichen Querschnittes ermöglichen sie nicht.

Beispiel. 1. Ein Stab von $l = 2\,\text{m}$ Länge ist mit $P = 2t$ auf Druck belastet. Welches $\llcorner$-Profil ist erforderlich, damit er nicht ausknickt? Sicherheit mindestens fünffach.

$$J = 2{,}33\,Pl^2 = 2{,}33 \cdot 2 \cdot 2^2 = \mathbf{18{,}6\ cm^4}.$$

Gewählt $\llcorner$ 75 · 75 · 8 mit $J_{min} = 24{,}4\ \text{cm}^4$ und $F = 11{,}5\ \text{cm}^2$.

Die vorhandene Sicherheit ist

$$\mathfrak{S} = 2{,}15\,\frac{J}{Pl^2} = 2{,}15\,\frac{24{,}4}{2 \cdot 4} = \mathbf{6{,}56\ fach}.$$

Die Druckbeanspruchung ist

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{2000}{11{,}5} = \mathbf{174\ kg/cm^2},$$

also ist keine Knickgefahr vorhanden.

2. Ein I 16 ist mit $P = 23\,t$ belastet. Stablänge $l = 1\,\text{m}$, Querschnitt $F = 22{,}8\,\text{qcm}$, $J_{min} = 54{,}5\ \text{cm}^4$.

Auf Druck entsteht eine Beanspruchung

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{23\,000}{22{,}8} = \mathbf{1010\ kg/cm^2},$$

die gerade noch zulässig ist.

Auf Knickung ist die Sicherheit

$$\mathfrak{S} = 2{,}15\,\frac{J}{Pl^2} = 2{,}15\,\frac{54{,}5}{23 \cdot 1} = \mathbf{5{,}1\ fach},$$

die genügt. Der Stab ist hier eher durch Druck als durch Knickung gefährdet.

5. Auf Zug (oder Druck) und Biegung: Erleidet ein Stab vom Querschnitt F (cm²) und dem Widerstandsmoment W (cm³) einen Zug (oder Druck) P (kg) und gleichzeitig ein Biegungsmoment M (kgcm), so tritt eine Beanspruchung ein:

durch den Zug (oder Druck) . . . . . $\sigma_1 = \frac{P}{F}$,

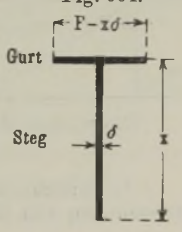
durch das Biegungsmoment . . . . . $\sigma_2 = \frac{M}{W}$,

also insgesamt $$\sigma = \sigma_1 \pm \sigma_2 = \frac{P}{F} \pm \frac{M}{W}.$$

Für auf Biegung und Druck beanspruchte, zusammengesetzte Fachwerkstäbe (z. B. Obergurtstab eines Kranträgers, bei welchem der Obergurt zugleich Fahrbahn für die Katze ist) läßt sich zur Vermeidung des wiederholten Probierens aus der Gleichung $\sigma_{max} = \frac{P}{F} + \frac{M_b}{W}$ eine Beziehung für einen brauchbaren Grundquerschnitt ermitteln.

P = Stabkraft in kg,
F = Gesamtfläche in cm²,
δ = gleichbleibende Dicke von Gurt und Steg,
M_b = Biegungsmoment in kgcm
(man rechnet gewöhnlich in den Knotenpunkten sogenannte halbe Einspannung: $M_b = \frac{Pl}{6}$),
W = Widerstandsmoment.

Fig. 664.



Unter Vernachlässigung des Gurtes bei Ermittlung der Schwerpunktslage und des Trägheitsmomentes des Gurtes in bezug auf dessen eigene Achse ergibt sich nach entsprechender Entwicklung [1]) unter Zuhilfenahme der Differentialrechnung mit $F = f \cdot \delta$

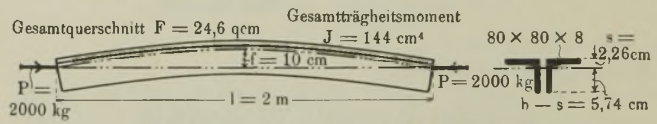
$$\text{Steghöhe} = 2 \cdot \text{Gurtbreite} \quad \text{und}$$

$$F = \frac{P + \sqrt{18\, M_b \cdot \delta \cdot \sigma + P^2}}{2\sigma} \quad \text{oder} \quad f = \frac{P + \sqrt{18\, M_b\, \delta \cdot \sigma + P^2}}{2\delta \cdot \sigma},$$

f ist demnach = Gurtbreite + Steghöhe, oder da $\frac{\text{Steghöhe}}{\text{Gurtbreite}} = 2$, so wird Gurtbreite $= \frac{f}{3}$ und Steghöhe $= 2 \cdot$ Gurtbreite.

Beispiel 1. Der Obergurt eines Fachwerks ist gebogen ausgeführt nach Fig. 665/666. Welche größte Spannung tritt ein?

Fig. 665 u. 666.



Skizze zum Beispiel 1.

Widerstandsmomente:

$$W_u = \frac{J}{b - s} = \frac{144}{5{,}74} = 25{,}1\ \text{cm}^3, \quad W_o = \frac{J}{s} = \frac{144}{2{,}26} = 63{,}8\ \text{cm}^3.$$

Druckspannung $\sigma_1 = \frac{P}{F} = \frac{2000}{24{,}6} = 81{,}5\ \text{kg/cm}^2$.

Biegungsspannung $\sigma_2 = \frac{P \cdot f}{W_u} = \frac{2000 \cdot 10}{25{,}1} = 798\ \text{kg/cm}^2$ Druck auf der Unterseite.

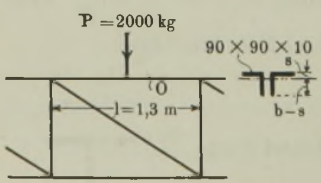
„ $\sigma_2' = \frac{P \cdot f}{W_o} = \frac{2000 \cdot 10}{63{,}8} = 314\ \text{kg/cm}^2$ Zug auf der Oberseite.

Gesamtspannung unten $\sigma_1 + \sigma_2 = 81{,}5 + 798 =$ **879,5 kg/cm²** (Druckspannung),

„ oben $\sigma_1 - \sigma_2 = 81{,}5 - 314 =$ **— 232,5 kg/cm²** (Zugspannung).

Beispiel 2. Im Stabe 0 ergibt sich aus der graphischen Berechnung eine Druckspannung $Q = 4000$ kg; außerdem biegt die bewegliche Last $P = 2000$ kg den Stab. Wie ist er auszuführen? Zulässige Beanspruchung sei $k = 800$ kg/cm².

Fig. 667/668.



Skizze zum Beispiel 2.

Gewählt ⌐⌐ 90 · 90 · 11 mit $J = 276$ cm⁴, $s = 2{,}62$ cm, also

$$W_o = \frac{J}{s} = 105{,}2\ \text{cm}^3, \quad W_u = \frac{J}{b - s} = 33\ \text{cm}^3,$$

$$F = 37{,}4\ \text{cm}^2;$$

dann ist auf der Oberseite die Druckbeanspruchung

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F} = \frac{4000}{37{,}4} = 107\ \text{kg/cm}^2,$$

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 1094, Dr.-Ing. Pirnsch, Beitrag zur Berechnung von Kranträger-Obergurtstäben.

die Biegungsbeanspruchung $\sigma'_2 = \frac{P \cdot l}{4 \cdot W_o} = \frac{2000 \cdot 130}{4 \cdot 105{,}2} = 618\ \text{kg/cm}^2$; also Gesamtspannung oben

$$\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma'_2 = 107 + 618 = \mathbf{725}\ \text{kg/cm}^2, \text{ d. i. } < k = 800\ \text{kg/cm}^2.$$

Auf der Unterseite dagegen

$$\sigma_1 = 107\ \text{kg/cm}^2, \quad \sigma_2 = \frac{Pl}{4\,W_u} = \frac{2000 \cdot 130}{4 \cdot 33} = 1970\ \text{kg/cm}^2;$$

also Gesamtspannung unten $\sigma_u = \sigma_1 - \sigma_2 = 107 - 1970 = -\mathbf{1863\ kg/cm^2}$ Zug, was viel zu groß ist. Also sind stärkere Eisen zu wählen.

Als zulässige Beanspruchung wählt man bei feststehenden Eisenkonstruktionen, hauptsächlich durch ruhende Lasten beansprucht,

$$k_z = k = k_b = 1000\ \text{kg/cm}^2,$$

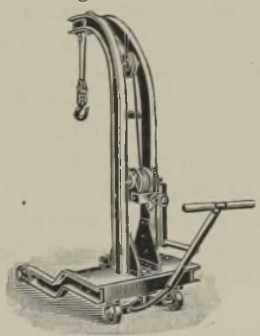
bei beweglichen Eisenkonstruktionen, hauptsächlich durch bewegliche Lasten beansprucht, $k_z = k = k_b = 600 \div 800\ \text{kg/cm}^2$.

Für Vernietungen: $k_s = {}^3/_4\, k_z$, $k_l = 2\, k_s = 1{,}5\, k_z$.

Fahr- und lenkbare Handkrane.

Einen Übergang zwischen Winden und den nachfolgend behandelten Drehkranen stellt der Handkran in Fig. 669 dar.

Fig. 669.



Fahr- und lenkbarer Handkran.
Vereinigte Kölner-Welter-Hebezeug- und Eisenwerk Heerdt Aktiengesellschaft, Düsseldorf-Heerdt.

Der aus zwei ⊏-Eisen bestehende Ausleger ist mit Knotenblechen fest mit dem Wagen verbunden und trägt die Schneckenradwinde.

Tragkraft 500 ··· 2000 kg, Hubhöhe 1800 ··· 2000 mm, Ausladung 700 ··· 900 mm

A. Drehkrane.

Allgemeines über Drehkrane und deren elektrischen Antrieb.

Drehkrane sind Auslegerkrane, deren Ausleger eine Schwenkbewegung um die Kranachse vollführt. Sie finden in Werkstätten, Gießereien, auf Güterbahnhöfen und im Hafenverkehr ausgedehnte Verwendung.

Entscheidend für die Einteilung ist die aus den nachfolgenden Figuren hervorgehende Gerüstform:

a) nach der Art der Lagerung des drehbaren Teiles,

b) nach der Art der Veränderung der Ausladung.

Feststehende Krane haben den Vorzug der Billigkeit und des geringen Raumbedarfes. Laufschienen mit ihren Fundamenten sind nicht erforderlich; die Stromzuleitung erfolgt bei elektrischem Antrieb in einfacher Weise. Sie können aber mit ihrem Haken nur eine Kreislinie oder eine Kreisfläche bestreichen, so daß Schiffe, Eisenbahnwagen und Fuhrwerke genau eingestellt und bei Verladung von Stück- und Massengütern mehrmals verholt werden müssen.

Setzt man den drehbaren Teil eines Kranes auf ein fahrbares Gerüst, so entsteht ein fahrbarer Drehkran.

Da Drehkrane mehrere Bewegungsarten (Heben bzw. Senken, Schwenken und eventuell Fahren) erfordern, so müssen bei elektrischem Antrieb mehrere Motoren eingebaut werden, weil Krane mit einem Motor, von welchem die Bewegung nebst Umkehrung derselben auf alle Triebwerke mittels Wendegetriebe übertragen wird, nicht wirtschaftlich arbeiten.

Entwicklung der Drehkrane.

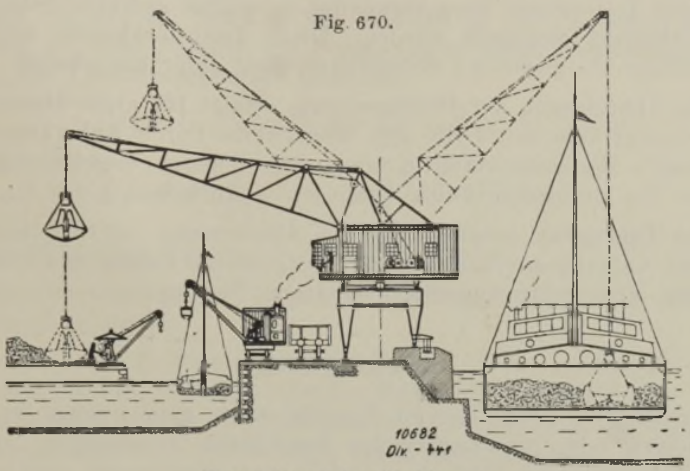
Fig. 670 zeigt die allmähliche Vergrößerung der Drehkrane in den Duisburg-Ruhrorter Hafenanlagen. In diesem größten Binnenhafen der Welt betrug der Gesamtumschlag[1]) 1913 rund 39 Mill. t, darunter 18 Mill. t Kohle.

Zum Vergleich sei angeführt, daß 1913 der Flußgüterverkehr im Hamburger Hafen rund 17 Mill. t und der Seegüterverkehr rund 23 Mill. t, der Gesamtumschlag des New-Yorker Hafens 24 Mill. t und des Londoner Hafens 19 Mill. t betrug. Für den Duisburg-Ruhrorter Hafen bedeutet das allein für die Kohle bei 300 Arbeitstagen täglich 60 000 t oder 4000 Eisenbahnwagen zu je 15 t, oder bei 8stündiger Arbeitszeit stündlich 500 Wagenladungen.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1923, S. 244.

Die Fig. 670 zeigt links den ersten eisernen Handkran 1860, in der Mitte den ersten Dampfkran 1870 und rechts einen elektrisch betriebenen Drehkran von 1923. Der Greifer dieses Kranes ist allein schon größer, als der ganze Handkran.

Fig. 670.



Entwicklung der Drehkrane.

Die Skizze zeigt gleichzeitig das Anwachsen der Schiffsgrößen vom ehemaligen Ruhrkohlenkahn bis zum heutigen größten Rheinkahn von 3850 t.

Ausbildung der Triebwerke.

Im **Hubwerk** werden Schneckenradübersetzungen vielfach vermieden, um das Lastsenken ohne Motorantrieb zu ermöglichen. Die Bewegungsübertragung erfolgt vom Motor auf die Hubtrommel durch Stirnradvorgelege. Das Motorvorgelege läuft in einem geschlossenen, gußeisernen Kasten im Ölbade. Sämtliche Zahnräder sind zu fräsen. Soll der leere Haken schnell gesenkt werden, so erhält der mit dem Windwerk gekuppelte Motor einen Stromstoß.

Als Haltebremse kommt meist die auf der Motor- oder Vorgelegewelle sitzende einfache Bandbremse in Betracht, deren Gewichtshebel beim Anlassen des Motors durch Lüftmagnet gelüftet wird. Werden Sperradbremsen und nach abwärts wirkende Differentialbremsen verwendet, so muß durch Kurzschlußbremsung des Motors dafür gesorgt werden, daß die Last beim Aufwärtsgang schnell zur Ruhe kommt.

Elektrisch gelüftete Bremsen gelangen beim Lastsenken erst zur Wirkung, wenn der Motor abgestellt wird. Es ist deshalb erforderlich, daß zur Vermeidung hoher Geschwindigkeiten noch eine Regulierbremse eingebaut wird. Als solche kommt in erster Linie die Senkbremsschaltung in Frage, bei welcher mit Hilfe der Hubsteuerwalze die Senkgeschwindigkeit in weiten Grenzen reguliert werden kann. Der für den Bremsmagnet und die Fremderregung der Motormagnete aufgewendete Stromverbrauch ist so gering, daß er gegenüber der erreichten Einfachheit in Konstruktion und Bedienung nicht in Betracht kommt.

Für die **Drehwerke** werden Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrad verwendet. Das Schneckenrad wird nicht fest auf die Achse gekeilt, sondern durch eine Rutschkupplung mitgenommen. Als Zahnkranz wird ein ⊏-Eisen und bei schweren Kranen ein aus Walzeisen genieteter ⊏-förmiger Ring verwendet, in welche gedrehte Stahlbolzen als Triebstöcke eingepaßt werden. Diese Triebstockkränze sind zwar kostspieliger als gegossene Zahnkränze, aber dafür dauerhafter.

Die Abbremsung der Drehbewegung erfolgt bei nicht übermäßigen Geschwindigkeiten mit Hilfe der Steuerwalze durch Ankerkurzschlußbremsung. Bei schwereren Kranen und höheren Geschwindigkeiten erhalten die Drehwerke Fußtrittbremse. — Anlaufzeit 4 bis 6 s.

Die **Fahrwerke** erhalten für die Abbremsung der Fahrbewegung ebenfalls Ankerkurzschlußbremsung, bei größeren Lasten und Geschwindigkeiten eine elektromagnetisch betätigte Bremse.

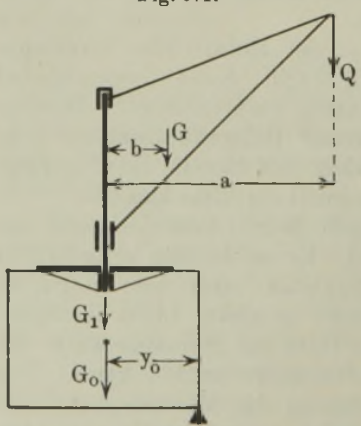
Stromzuleitung.

Besitzen die Krane nur ein Handfahrwerk, dann genügt es, in den Ufermauern oder am Lagerhause Steckdosen anzubringen und das biegsame Kabel beim Verfahren einfach nachzuschleppen oder auf eine Kabeltrommel zu wickeln.

Bei elektrischem Fahrwerk ist entweder blanke oberirdische Schleifleitung anzuordnen, oder, wenn sich die Drähte nicht aufhängen lassen, unterirdische Stromzuleitungen, wie sie bei Straßenbahnen angewendet werden, die aber sehr kostspielig ausfallen.

Zweckmäßig ist statt der letzteren die von der Demag ausgeführte unterirdische Schleifleitung, deren Schlitz bei entsprechender Ausbildung des Stromabnehmers sehr eng gehalten werden kann, so daß das Kabel vollkommen geschützt liegt. Der Schlitz kann auch durch Klappen, welche der fahrende Kran selbsttätig öffnet und schließt, vollständig abgedeckt werden, um ein zu schnelles Verschmutzen und häufiges Reinigen zu vermeiden.

Fig. 671.



Stabilität des Fundamentes.

Auch selbsttätige Kabeltrommeln kommen in zufriedenstellender Weise zur Verwendung. Der Verschleiß des Kabels ist aber selbst bei großen Trommeldurchmessern ein verhältnismäßig großer.

Gründung.

Soll ein mit dem Fundament fest verbundener Kran nicht kippen, so muß das Stabilitätsmoment größer sein als

das Kippmoment, denn der das Fundament umgebende nachgiebige Erdboden kann nicht mit in Rechnung gesetzt werden. Es muß also mit anderen Worten die Resultierende aller Vertikalkräfte innerhalb der Kippkante fallen.

Nach Fig. 671 ist, wenn Q die Nutzlast, G das Eigengewicht des Auslegers, G_1 das Gewicht des Stützgerüstes nebst Fundamentplatte und G_0 das Fundamentgewicht bedeutet,

$$(G_0 + G_1) y_0 = Q(a - y_0) + G(b - y_0),$$

also

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1.$$

Auszuführendes Gewicht gleich 2 bis 3 G_0.

Außendurchmesser des Fundaments etwa 50 cm größer als der Ankerkreisdurchmesser.

Eine weitere Bedingung besteht ferner in der Einhaltung einer bestimmten Flächenpressung k zwischen Mauerwerk und Erdboden. Greift die Resultierende R aller Vertikalkräfte in der Mitte des Klotzes an, dann gilt bei a_{cm} Fundamentbreite und b_{cm} Fundamentlänge $R = a \cdot b \cdot k$

Ist hingegen die Belastung eine exzentrische, dann ist die Kantenpressung maßgebend.

Nach Fig. 672 ist für Kante AB, wenn die Grundfläche des Fundaments $a \cdot b$ und $\frac{b a^2}{6}$ deren Widerstandsmoment ist,

$$k_i = k_b + k = \frac{Ry}{b \cdot a^2/6} + \frac{R}{a \cdot b},$$

$$\boldsymbol{k_i = \frac{R}{a \cdot b}\left(\frac{6y}{a} + 1\right)},$$

für Kante CD

$$k_a = k_b - k = \frac{R}{a \cdot b}\left(\frac{6y}{a} - 1\right).$$

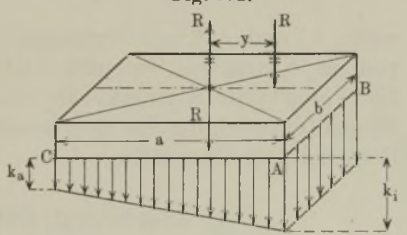


Fig. 672.

Flächenpressung zwischen Mauerwerk und Erdboden.

Die größte Pressung tritt an der dem Ausleger zunächst liegenden Kante auf. Als zulässige **Bodenpressung** ist bei gleichmäßiger Verteilung und als Kantenpressung **1,5 bis 2,5 kg/cm²** zuzulassen.

Gegengewicht.

In vielen Fällen ist es zweckmäßig, das Kranmoment durch ein Gegengewicht zu verringern, um dadurch das Stützgerüst des Kranes zu entlasten und schwächer dimensionieren zu können. Bei fahrbaren Drehkranen und Drehscheibenkranen ist dieses Gegengewicht sogar erforderlich, damit die Resultierende aus Nutzlast und Eigengewicht des Kranes innerhalb der Stützkante fällt.

Das Gegengewicht wird so bemessen, daß das Kranmoment bei voller Belastung zur Hälfte, und das Eigengewichtsmoment voll ausgeglichen ist.

Fig. 673.

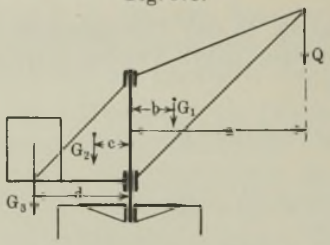
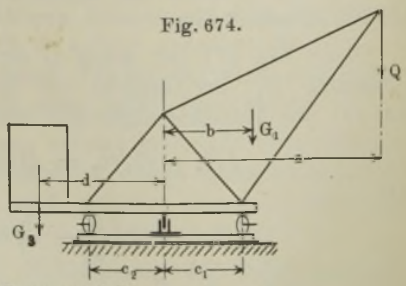


Fig. 674.



Ermittlung des Gegengewichtes.

Ist wieder Q die Nutzlast, G_1 und G_2 das Eigengewicht des drehbaren Teiles, G_3 das Gegengewicht, so muß nach Fig. 673 die Bedingung erfüllt sein:

$$G_3 \cdot d + G_2 c = \frac{Q a}{2} + G_1 b.$$

Hieraus ergibt sich das Produkt $G_3 \cdot d$, dessen Verteilung auf die beiden Faktoren beliebig erfolgen kann.

Für den Kran nach Fig. 674 müssen die Bedingungen erfüllt sein:

$$\frac{Q a + G_1 b - G_3 \cdot d}{Q + G_1 + G_3} < c_1, \qquad \frac{G_3 \cdot d - G_1 b}{G_1 + G_3} < c_2,$$

worin c_1 und c_2 die Entfernungen der vordersten und hintersten Rollen von der Kranachse bedeuten und das eine Mal die Momentengleichung für Vollast mit Kippunkt an der vorderen Rolle, das andere Mal die Momentengleichung für den leeren Haken mit Kippunkt an der hinteren Rolle aufgestellt wurde.

a) Lagerung des drehbaren Teiles.

1. Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen.

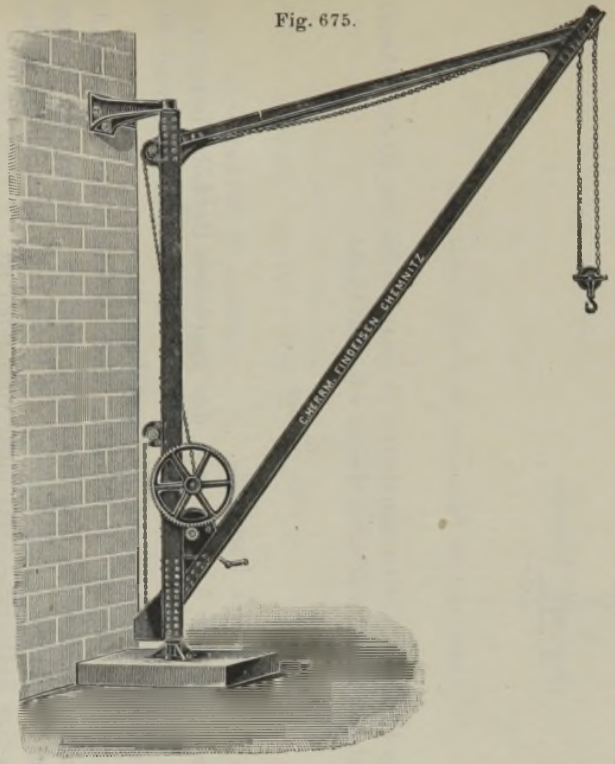
α) Wanddrehkrane.

Verwendung in Speichern, Magazinen, Werkstätten, ferner da, wo Waren außerhalb des Gebäudes hochzuziehen und durch entsprechende Maueröffnungen oder Lücken in das Innere geschafft werden müssen.

Das Krangerüst. Das Gerüst setzt sich aus den meist paarweise angeordneten Streben und Schließen und der Kransäule zusammen, welche in einem Halslager und in einem Fußlager drehbar gelagert ist. Diese Lager sind hier an einer genügend starken Mauer befestigt. Kranmoment nicht über 5 tm und von der Festigkeit der Wand abhängig.

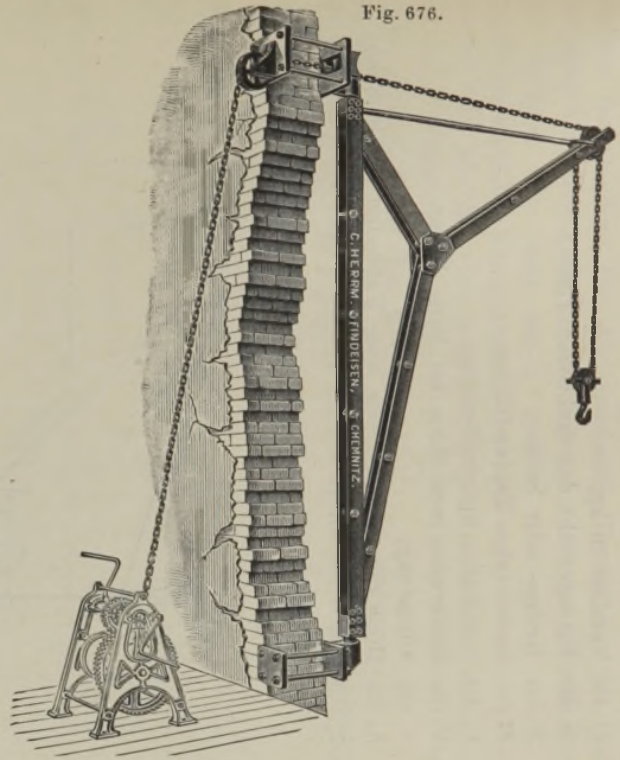
Für die Konstruktion ist gewöhnlich nur die Tragkraft, die Hubhöhe, und die Ausladung gegeben, die vom Gewicht, von der Größe der zu hebenden Gegenstände und den örtlichen Verhältnissen abhängig sind.

Fig. 675.



Wanddrehkran für 1000 kg Tragkraft mit loser Rolle, Kettennuß und Kettenkasten.

Fig. 676.



Magazindrehkran in Verbindung mit einer innerhalb des Gebäudes aufgestellten Bockwinde.

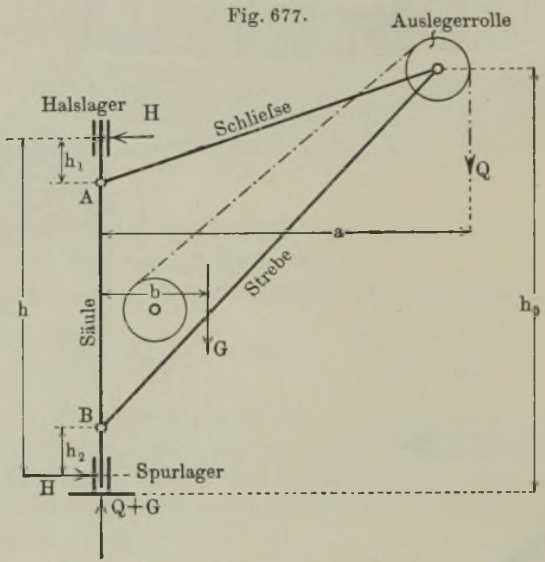
Ausführung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

Bezeichnet

Q die Nutzlast in kg,
G das Eigengewicht des drehbaren Teiles,
S den Ketten- oder Seilzug,
H die horizontalen Zapfendrücke,
V den vertikalen Spurzapfendruck,
h die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager,
a die Ausladung,
h_0 die Höhe der Auslegerrolle über Fußboden (Rollenhöhe),

so ist $h \approx 0{,}5\,a$ bis $1{,}0\,a$, sofern h nicht durch die Örtlichkeit bedingt ist.

Fig. 677.



Schematische Darstellung eines Wanddrehkranes.

Das Eigengewicht ist annähernd $G = 0{,}6\ Q$ bis $0{,}8\ Q$, der Schwerpunktsabstand des drehbaren Teiles von der Säule

$$b = \frac{a}{4} \text{ bis } \frac{a}{5},$$

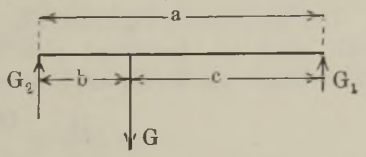
je nach der Lage der Lastwinde.

Die Rollenhöhe h_0 muß nach der gegebenen Hubhöhe festgestellt werden. Nach der Berechnung ist G und b zu prüfen, worauf die Rechnung eventuell nochmals durchzuführen ist.

Grundsatz für die Berechnung aller Krangerüste: Entlastende Spannungen durch Seil- bzw. Kettenzug sind im allgemeinen zu vernachlässigen, da beim Festklemmen der Kette (also bei schlaffer Kette) die günstige Entlastung nicht mehr vorhanden ist.

Die Verteilung des im Schwerpunkt wirkenden Eigengewichtes G, welche insbesondere für die graphische Ermittlung der Stabkräfte zunächst erforderlich ist, hat schätzungsweise auf alle Knotenpunkte zu erfolgen. Bei dem vorliegenden einfachen Krangerüst wollen wir uns die rohe Annahme gestatten, daß sich das Eigengewicht G auf den Auslegerkopf mit G_1 und auf die Kransäule mit G_2, im Knotenpunkt B angreifend, verteilt.

Fig. 678.



Verteilung des Eigengewichtes.

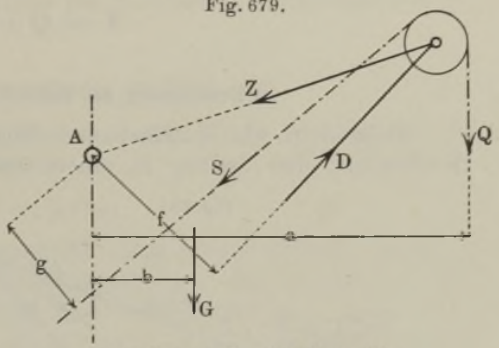
G_1 ermittelt sich aus der Momentengleichung um G_2:

$$G \cdot b - G_1 a = 0; \quad G_1 = G \frac{b}{a}.$$

G_2 aus der Momentengleichung um G_1:

$$G_2 a - G c = 0; \quad G_2 = G \frac{c}{a}.$$

Fig. 679.



Berechnung der Strebenkraft.

a) Bestimmung der Stabkräfte durch Rechnung.

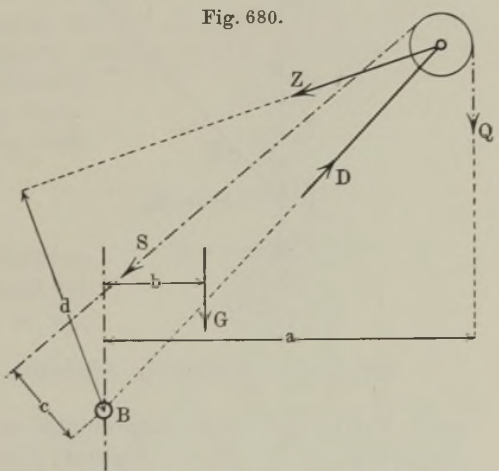
Strebenkraft D ermittelt sich aus der Momentengleichung um A

$$-Df + Q \cdot a + G \cdot b + S \cdot g = 0,$$

$$D = \frac{Q \cdot a + G \cdot b + S \cdot g}{f}.$$

Hier ist S zu berücksichtigen, weil dadurch D vergrößert wird. D ist Druckkraft, weil das Moment $D.f$ negativ ist (Fig. 679).

Fig. 680.



Berechnung der Schließenkraft.

Schließenkraft Z ermittelt sich nach Fig. 680 aus Momentengleichung um B

$$-Zd + Q \cdot a + G \cdot b - S \cdot c = 0.$$

Hier ist $-S.c$ zu vernachlässigen, also $Z = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{d}$.

Z ist Zugkraft, weil das Moment $Z \cdot d$ negativ ist.

Kransäulenkräfte. Es wirken (Fig. 681):

1. Im Hals- und im Fußlager die Horizontalkräfte H,
2. zwischen *II* und *III* die Vertikalkraft V_1; $V_1 = Z \cdot \sin \alpha_1$ [1]),
3. in *III* die gesamten Vertikalkräfte $Q + G$.

Der horizontale Zapfendruck, welcher im oberen und unteren Lager gleich groß ist, bestimmt sich aus der Momentengleichung für das untere Lager als Drehpunkt $Q \cdot a + G \cdot b = H \cdot h$, woraus

$$H = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{h}.$$

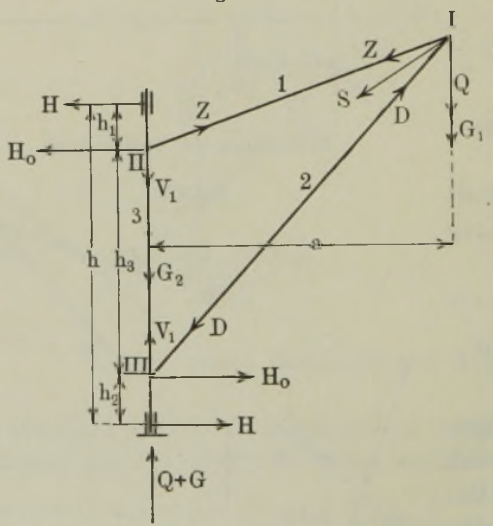
Der vertikale Druck im unteren Teile der Säule unterhalb *III* ist

$$V = Q + G.$$

b) Bestimmung der Stabkräfte durch Zeichnung.

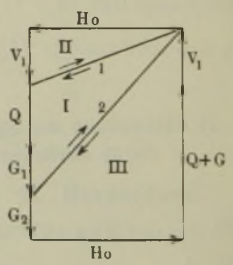
Behandeln wir Nutzlast und Eigengewicht gemeinsam in einem Kräfteplan, den Seilzug in einem zweiten Kräfteplan, so finden wir

Fig. 681.



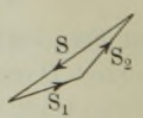
Graphische Ermittlung der Stabkräfte.

Fig. 682.



Kräfteplan für Last- und Eigengewicht.

Fig. 683.



Kräfteplan für den Seilzug.

nach Verteilung des Eigengewichtes auf *I* und *III* im Knoten *I* durch Zerlegung von $Q + G_1$ die Zugkraft Z (= 1) und die Druckkraft D (= 2).

Vor der Behandlung der Knoten *II* und *III* müssen die Halslagerdrücke H auf die Knoten reduziert werden. Es ist

$$H.h = H_0 h_3, \quad \text{also } H_0 = \frac{H.h}{h_3}.$$

[1]) α_1 = Winkel, welchen die Schließe mit der Horizontalen einschließt.

Im Knoten *II* greifen an Z, H_0 und V_1. Wir finden also H_0 auch durch Zeichnung. V_1 wirkt als Zugkraft in der Säule zwischen *II* und *III*.

Im Knoten *III* greifen an D, G_2, V_1, H_0 und $Q + G$. Da diese Kräfte alle bekannt sind, so haben wir in dem Schluß des Kräfteplanes eine Prüfung für die Richtigkeit.

Wird die Vertikalkomponente der Strebenkraft D mit V_2 bezeichnet so ist (vgl. Beispiel S. 377):

$$-V_1 + V_2 + G_2 = Q + G.$$

Die **belastenden** Stabkräfte des zweiten Kräfteplanes sind zu den Stabkräften des ersten Kräfteplanes für Nutzlast und Eigengewicht zu addieren.

c) Festigkeitsberechnung der Stäbe.

Schließe. Berechnung auf Zug mit der Kraft Z. Es ist bei Vorhandensein von zwei Zugstangen

$$Z = 2 f k_Z,$$

wenn f den tragfähigen Querschnitt eines Stabes bedeutet, und k_Z die zulässige Zuganstrengung ist; $k_Z = 600\,\text{kg/cm}^2$, bzw. bei etwas gekröpfter Strebe $k_Z = 500\,\text{kg/cm}^2$.

Für den gefundenen Querschnitt f ist dann unter Berücksichtigung der Nietlöcher ein passendes Flacheisen bzw. Rundeisen zu wählen.

Werden die Schließen gelenkig mit den übrigen Stäben verbunden, so ist den Augen der Zugstangen, welche häufig zu schwach ausgeführt werden, besondere Beachtung zu schenken. Der nur auf Zug beanspruchte Querschnitt AB (Fig. 684) muß der Gleichung

$$Z_1 = (b - d_1)\ s \cdot k_Z$$

genügen. Wegen ungleicher Verteilung der Zugkraft über den Querschnitt ist k_Z niedriger zu nehmen als in der Schließe selbst

$$k_Z \approx {}^1/_2 \cdots {}^2/_3\, k_Z.$$

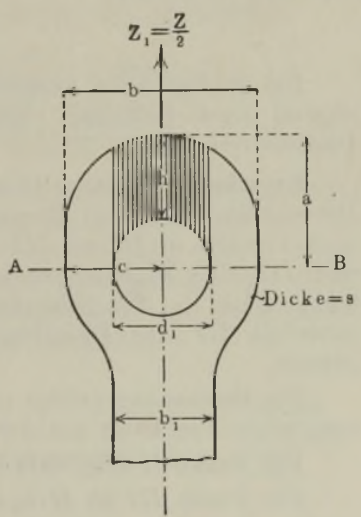
Die Höhe h ist aus

$$M_b = \frac{Z_1 d_1}{8} = \frac{s \cdot h^2}{6}\ k_b$$

zu berechnen. Erfahrungsgemäß ist

$$a = \frac{1}{2} s + \frac{7}{6} d_1;\quad c = \frac{1}{2} s + \frac{5}{6} d_1.$$

Fig. 684.



Zugstangenauge.

Strebe. Berechnung auf Zerknicken mit der Kraft D nach S. 360. Es ist $J = c \cdot P \cdot l^2$, womit sich mittels der Profiltabellen das entsprechende Profil ergibt.

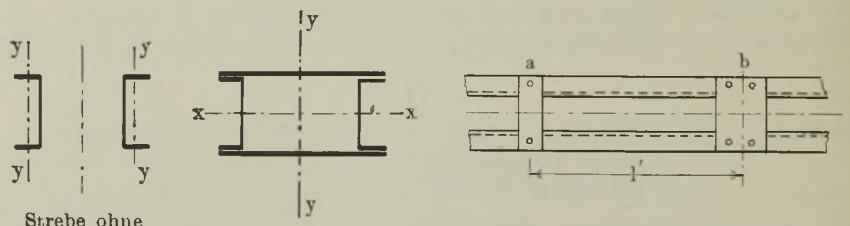
Hierbei sind folgende Fälle zu unterscheiden:

a) Die Strebe besteht aus zwei nicht miteinander verstrebten ⊏-Eisen. Ein ⊏-Eisen muß dann $\frac{J}{2}$ für die Y-Achse aufweisen (Fig. 685).

b) Die Strebe besteht aus zwei miteinander verstrebten ⊏-Eisen. Zunächst muß J für beide ⊏-Eisen in bezug auf die X- und Y-Achse dem geforderten J genügen (Fig. 686).

Außerdem müssen die ⊏-Eisen zwischen ihren Querverbindungen gegen Ausknicken gesichert sein. Es muß also das kleinste J eines

Fig. 685. Fig. 686. Fig. 687.



Strebe ohne Querverbindung. Strebe mit Querverbindung. Querverbindung.

⊏-Eisens noch genügende Größe besitzen. Man berechnet zu diesem Zwecke die zulässige Entfernung l' der Querverbindungen nach der Gleichung (Fig. 687):

$$l' = \sqrt{\frac{J}{c \cdot P}}.$$

Die in Fig. 687a gezeichnete Querverbindung schützt nicht genügend gegen Knickung. Nötig sind zwei Nieten nach b oder besser Diagonalverband.

Kransäule. Beanspruchung zwischen Hals- und Fußlager durch die Horizontalkräfte H auf Biegung, wobei die größten Biegungsmomente nach Fig. 681 in II und III auftreten. Hierzu tritt noch zwischen II und III eine Zugbeanspruchung, hervorgerufen durch die Vertikalkomponente V_1, der Schließenkraft Z und außerdem im Säulenfuße unterhalb III eine Druckbeanspruchung durch Nutzlast und Eigengewicht.

Die Berechnung erfolgt in der Weise, daß man zunächst das entsprechende Profil nur aus der Biegungsgleichung ermittelt.

Für Punkt II (Fig. 681) ist $H \cdot h_1 = W \cdot k_b$.

Für Punkt III ist $H \cdot h_2 = W \cdot k_b$.

Der größte Wert für $M_b = Hh_1$ oder Hh_2 ist maßgebend.

Hierauf ist die größte aus Biegung und Zug sich ergebende Gesamtanstrengung in *II* zu prüfen nach der Gleichung

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma_Z,$$

$$\sigma_{max\ II} = \frac{Hh_1}{W} + \frac{V_1}{2f} \text{ bzw. } \sigma_{max\ III} = \frac{H \cdot h_2}{W} + \frac{V_1}{2f},$$

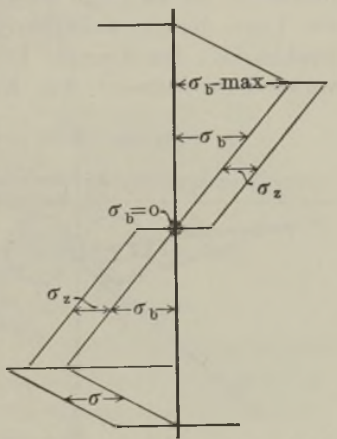
wenn f den Querschnitt eines Säulen-⊏-Eisens und W das Widerstandsmoment beider Säulen-⊏-Eisen ist.

Ferner die größte aus Biegung und Druck sich ergebende Gesamtanstrengung im Punkte *III* nach der Gleichung $\sigma_{max\ III} = \sigma_b + \sigma$ oder

$$\sigma_{max\ III} = \frac{H \cdot h_2}{W} + \frac{Q+G}{2f} \leqq k_b.$$

Die einzelnen Stäbe sind unter sich und mit der Kransäule durch Knotenbleche zu verbinden, für deren Abmessung und Nietberechnung die auf S. 358 gemachten Angaben maßgebend sind.

Fig. 688.



Beanspruchung der Kransäule.

Kraftbedarf für Schwenken des Kranes.

Dem Drehen des Kranes wirkt die Reibung im Halslager und im Spurlager entgegen. Bezeichnet unter Beibehaltung schon vorher angewandter Bezeichnungen

μ die Zapfenreibungszahl,
r_1 den Halszapfenhalbmesser,
r_2 den Spurzapfenhalbmesser,

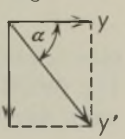
so ist das Gesamtreibungsmoment in bezug auf die Säulenachse

$$M = \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Halszapfen}} + \underbrace{\underbrace{\mu (Q+G) \frac{r_2}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Seitenreibung}}}_{\text{Spurzapfen}}.$$

Hierbei ist das Reibungsmoment für den ebenen vollen Spurzapfen eingesetzt. Ist ein ringförmiger Spurzapfen vorhanden, so ist das entsprechende Moment einzusetzen. Das Schwenken dieser Krane erfolgt meist durch eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette oder durch die Lastkette selbst von Hand. Die Schwenkkraft am Auslegerkopf in horizontaler Richtung ist dann bei a_{cm} Ausladung

$$y = \frac{M^{cm}}{a^{cm}},$$

Fig. 689.



und der schräg unter dem Winkel α nach unten gerichtete Zug

$$y' = \frac{y}{\cos \alpha}.$$

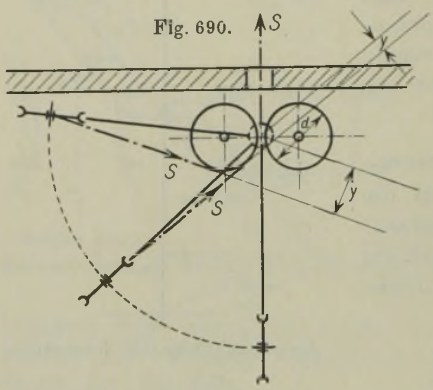
Anordnung des Windwerkes.

Das Windwerk wird entweder am Krangestell selbst befestigt, wenn der Kran zu ebener Erde liegt, oder wenn bei hochgelegenem Kran eine Plattform für den bedienenden Arbeiter an der Gebäudeaußenseite angebracht ist.

Um in letzterem Falle diese Plattform zu vermeiden, trennt man die Lastwinde vom Krangerüst und legt sie an eine passende Stelle im Innern des Gebäudes. (Fig. 676.)

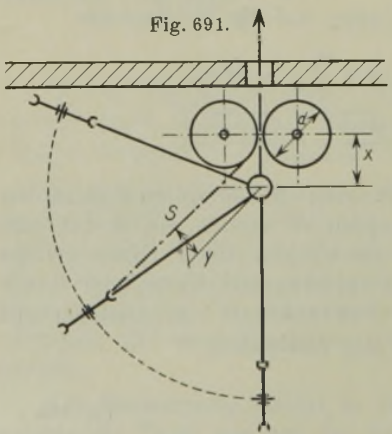
Es ist dann in der Nähe des Kranzapfens ein Leitrollenpaar erforderlich, um zu große Seilablenkungen vom Zapfenmittel zu verhindern. Die Lage der Schwenkleitrollen ist von wesentlichem Einfluß auf die Drehbarkeit des Kranes. Die ganze Anordnung ist ungünstig, weil das vorhandene Moment den Kran aus seiner stabilen Lage dreht und außerdem die Last beim Schwenken durch das teilweise Umlegen des Lastseiles um die Leitrollen etwas gehoben bzw. gesenkt wird.

Fig. 690.



1. Fall: Kranachse und Seilrollenmitte liegen in einer Linie. Die Mittelstellung ist die einzige stabile Lage. Der Winkel zwischen Seilzug und Ausleger wird beim Schwenken aus der Mittellage größer. Der Ausleger wird mit einem Moment $M = S.y$ nach der Mittelstellung zurückgezogen. Die Last hebt sich dabei etwas. (Bei $a = 2$ m, $d = 200$ mm um 60 mm.)

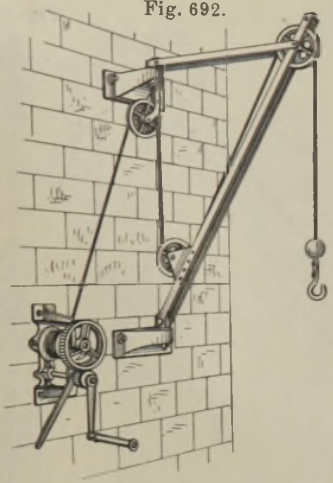
Fig. 691.



2. Fall. Die Kranachse liegt vor den Leitrollen. Beim Verlassen der Mittellage sucht der Seilzug S den Ausleger nach der Mauer zu drehen, wo dann das Moment wieder kleiner oder gleich Null wird. Die Last sinkt dabei. Auch diese Anordnung ist ungünstig.

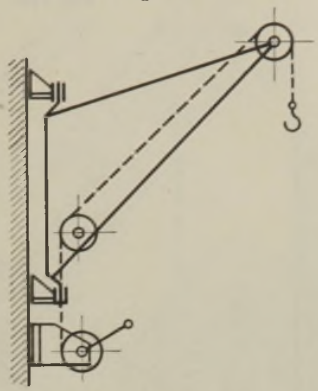
Besser sind die Ausführungen nach Fig. 692, bei welcher das Lastseil durch eine Leitrolle vom Ausleger zunächst in die Kranddrehachse und dann erst durch eine zweite Leitrolle nach der Winde abgelenkt wird, ferner nach Fig. 693, bei welcher das Lastseil durch den durchbohrten Spurzapfen nach der tiefer liegenden Trommel geführt wird.

Fig. 692.



Ablenkung des Seiles in die Kran-drehachse. Winde liegt seitlich.

Fig. 693.



Gekröpfte Kransäule aus Quadrateisen mit angedrehten Zapfen. Das Seil geht durch den durchbohrten Spurzapfen.

Berechnung des Windwerkes wie früher.

Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

(Fig. 694 bis 700.)

a) Ermittlung der Stabkräfte durch Rechnung.

Wir wählen $G = Q = 2000$ kg, $b = \frac{a}{4} = \frac{3000}{4} = 750$ mm, die Seilspannung $S \approx 1100$ kg bei 3 v. H. Verlust in der losen Rolle und 4 v. H. in der Auslegerleitrolle.

Strebenkraft. Momentengleichung um A nach Fig. 679: mit $a = 3$ m, $b = 0{,}75$ m, $g = 0{,}75$ m.

$$D = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0{,}75 + 1100 \cdot 0{,}75}{1{,}04} = 8000 \text{ kg}.$$

Schließenkraft. Momentengleichung um B nach Fig. 680:

$$Z = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0{,}75}{1{,}37} = 5470 \text{ kg}.$$

Säulenkräfte. Zapfendrücke: Momentengleichung um das Fußlager

$$H = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0.75}{2} = 3750 \text{ kg}.$$

Horizontalkräfte in II und III (Fig. 681): $H_0 = \frac{3750 \,.\, 2}{1{,}7} = 4410$ kg.

Vertikalkomponente V_1. Z zerlegt sich im Knoten II in V_1 und in H_0. Mit Hilfe des Winkels, welchen die Schließen mit der Horizontalen einschließt, ergibt sich, wenn $\sin a_1 = \frac{2150}{3690} = 0{,}583$,

$$V_1 = 5470 \cdot \sin a_1 = 5470 \cdot 0{,}583 = 3190 \text{ kg}.$$

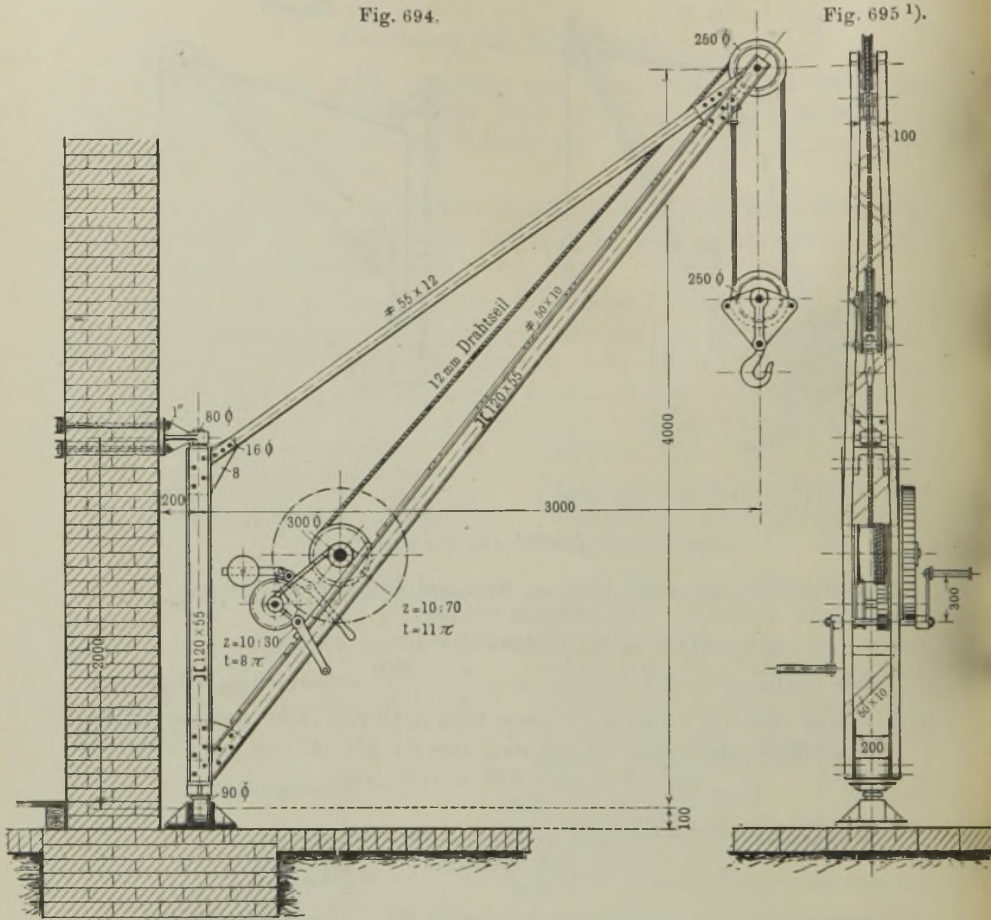
Vertikalkomponente $V_2 \cdot D_0$ zerlegt sich im Knoten III in H_0 und V_2. Der Winkel, den die Strebe mit der Horizontalen einschließt, ergibt sich aus der Zeichnung zu $\sin a_2 = \frac{3850}{4880}$. Damit wird

$$V_2 = 7200 \cdot \sin a_2 = 7200 \cdot \frac{3850}{4880} = 5660 \text{ kg}.$$

Strebenkraft ohne Seilzug $D = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0{,}75}{1{,}04} = 7200$ kg.

Druckbelastung im Säulenfuße: $V = Q + G = 4000$ kg.

Fig. 694. Fig. 695 [1]).



Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

b) Graphische Ermittlung der Stabkräfte.

In I wirkt $G\frac{b}{a} = 500$ kg, in III: $G\frac{a-b}{a} = 1500$ kg.

Nach dem Kräfteplan Fig. 682 ergeben sich die Kräfte wie in der Berechnung.

c) Berechnung der Stäbe.

Strebe aus zwei ⊏-Eisen hergestellt. Gesamte Strebenkraft = 8000 kg. Es kommt also auf ein ⊏-Eisen $D/2 = 4000$ kg, welche das ⊏-Eisen, dessen Länge aus der Zeichnung zu 4880 mm entnommen ist, auf Knickung beanspruchen. Genau genommen, ist die Endlage des Seiles auf der Trommel in Rechnung zu ziehen. Es kommt dann ein größerer Anteil des Seilzuges als die Hälfte auf ein ⊏-Eisen.

Bei sechsfacher Sicherheit ergibt sich nach S. 360 mit

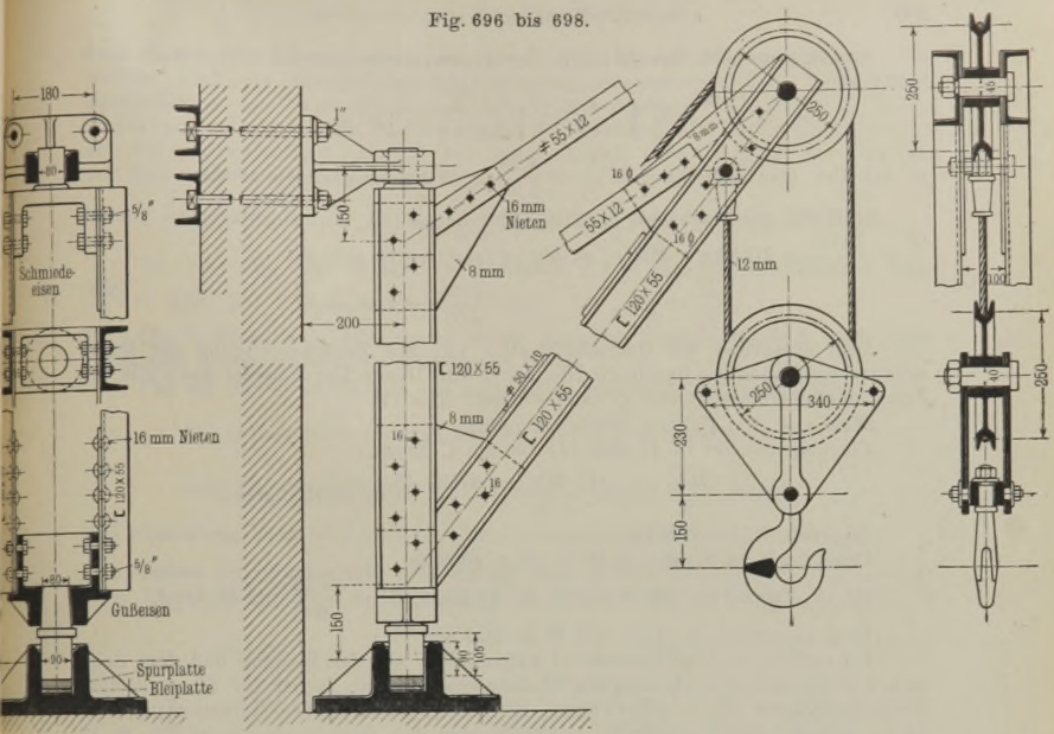
$P = D/2 = 4$ t, $l = 4{,}88$ m, $J = 2{,}79 \cdot 4 \cdot 4{,}88^2 = 266$ cm⁴.

Da die beiden ⊏-Eisen gegenseitig verstrebt werden können, so kommt das größere Trägheitsmoment in Betracht. Der Tabelle entnehmen wir

⊏ 12 mit $J_x = 364$ cm⁴ und $J_y = 43{,}2$ cm⁴.

[1]) Fig. 695 steht aus technischen Gründen rechts von Fig. 694.

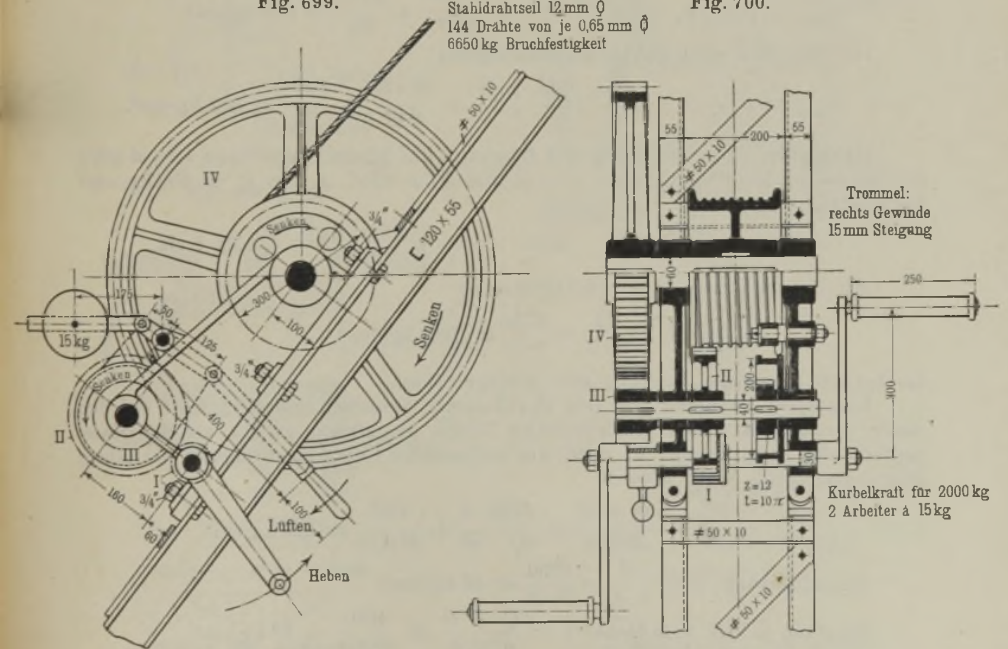
Fig. 696 bis 698.



Knotenpunkte des Wanddrehkranes für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

Fig. 699.

Fig. 700.



Windwerk zum Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast.

Es ist nun noch der Abstand der Querverstrebungen zu berechnen. Nach S. 374 ist

$$l' = \sqrt{\frac{J}{c \cdot P}} = \sqrt{\frac{43{,}2}{2{,}79 \cdot 4}} = 1{,}97 \text{ m},$$

so daß also eine Einteilung in $\frac{l}{l'} = \frac{4{,}88}{1{,}97} \approx 3$ Felder genügen würde.

Schließen aus Flacheisen mit Knotenblechanschluß. Auf ein Flacheisen kommt $\frac{Z}{2} = \frac{5470}{2} = 2735$ kg. Mit $k_z = 600$ kg/cm² ergibt sich aus

$$\frac{Z}{2} = f k_z, \qquad f = \frac{2735}{600} = 4{,}56 \text{ cm}^2.$$

Dem entspricht ein Querschnitt 40 × 12. Mit Berücksichtigung der Querschnittsverschwächung durch die Nietlöcher von 16 mm Durchmesser kann mit der Zeichnung übereinstimmend gewählt werden: 55 × 12.

Säule aus zwei ⊏-Eisen zusammengesetzt.

Biegungsmoment in *II* und *III* für ein ⊏-Eisen:

$$M_b = \frac{H h_1}{2} \quad \text{bzw.} \quad \frac{H h_2}{2} = \frac{3750 \cdot 15}{2} = 28\,125 \text{ kgcm};$$

Zugkraft $V_1 = 3190$ kg;

Druckkraft im Säulenfuß $Q + G = 4000$ kg.

Mit $k_b = 600$ kg/cm² wird für ein ⊏-Eisen $W = \frac{28\,125}{600} = 46{,}8$ cm³.

Dem entspricht ein ⊏ 12 mit $W = 60{,}7$ cm³.

Die größte im Knotenpunkt *II* auftretende, aus der Biegung und dem Zuge sich ergebende Gesamtanstrengung ist demnach mit dem vorher für *II* ermittelten Biegungsmoment $M_b = 28\,125$ kgcm für ein ⊏-Eisen, dem Widerstandsmoment $W = 60{,}7$ cm³, der Zugkraft $V_1 = 3190$ kg und dem Gesamtquerschnitt $F = 2 \cdot 17 = 34$ cm²:

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma_z = \frac{M_b}{W} + \frac{V_1}{F} = \frac{28\,125}{60{,}7} + \frac{3190}{34} = 558 \text{ kg/cm}^2.$$

Im Säulenfuß wird die Gesamtanstrengung

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{F} = \frac{28\,125}{60{,}7} + \frac{4000}{34} = 582 \text{ kg/cm}^2.$$

Halszapfen. Beanspruchung auf Biegung. Bei kurzer Lagerlänge $l = d$ wird der Hebelarm der Biegung etwa $x = d$, also $M_b = 3750 \cdot d$; mit $k_b = 600$ kg/cm² für Flußstahl wird

$$3750 \cdot d = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600; \qquad \text{also} \qquad d = \sqrt[3]{\frac{3750 \cdot 10}{600}} = 7{,}9 \approx 8 \text{ cm}.$$

Mit $l = 80$ mm wird die Seitenpressung

$$k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{3750}{8 \cdot 8} = 58{,}6 \text{ kg/cm}^2,$$

ein bei der langsamen Drehung sehr geringer Wert.

Spurzapfen. Wählen wir den Durchmesser desselben mit Rücksicht auf den außer der Biegung noch hinzutretenden Druck um 10 mm größer als den Halszapfen, also $d = 90$ mm, so wird die vorhandene Gesamtanstrengung bei einem Biegungsmoment $M_b = 3750 \cdot 9$

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{d^2 \pi / 4} = \frac{3750 \cdot 9}{0{,}1 \cdot 9^3} + \frac{4000}{9^2 \pi / 4} = 526 \text{ kg/cm}^2.$$

Seitenpressung: $k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{3750}{9 \cdot 9} = 46 \text{ kg/cm}^2$,

Pressung in der Spurfläche: $k = \frac{Q + G}{d^2 \pi / 4} = \frac{4000}{9^2 \pi / 4} = 63 \text{ kg/cm}^2$.

Nieten. In jedem Schließenflacheisen wirkt eine Kraft von 2735 kg, mit welcher auch die einschnittige Nietverbindung beansprucht wird. Wählen wir Knotenbleche von 8 mm Stärke und den Nietdurchmesser etwa $d = 2 \times$ Blechstärke $= 16$ mm, so erhält man die Anzahl der erforderlichen Nieten mit Rücksicht auf den Gleitwiderstand, welcher bei einschnittigem Niet 600 kg je cm² beträgt, aus dem erforderlichen Nietquerschnitt

$$f = \frac{2735}{600} = 4{,}56 \text{ cm}^2.$$

Da ein Niet von 16 mm Durchmesser 2 cm² Querschnitt hat, so sind $\frac{4{,}56}{2} = 2{,}28 \approx 3$ Nieten erforderlich.

Die Rechnung auf Abscherung würde dasselbe Resultat ergeben, wenn man bei gutem Nietmaterial $k_s = 600 \text{ kg/cm}^2$ wählt.

Für die Strebe ergibt sich bei der halben Strebenkraft von 4000 kg

der erforderliche Nietquerschnitt $f = \frac{4000}{600} = 6{,}6 \text{ cm}^2$,

und mit 16 mm Nieten die Nietzahl $\frac{6.6}{2} = 3{,}3 \approx 4$ Nieten.

Die Nietteilung kann zu $t = 5\,d = 80$ mm angenommen werden.

Bolzen der Auslegerrolle. Bei 2000 kg Last, 80 kg Flaschengewicht und 4 v. H. bzw. 3 v. H. Kraftverlust in den Rollen wird der Seilzug etwa 1100 kg und die

Fig. 701.

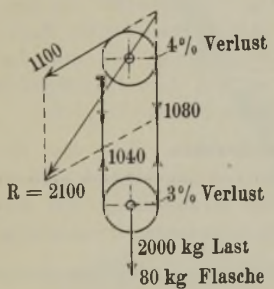
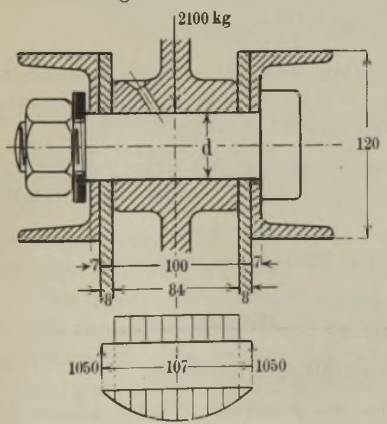
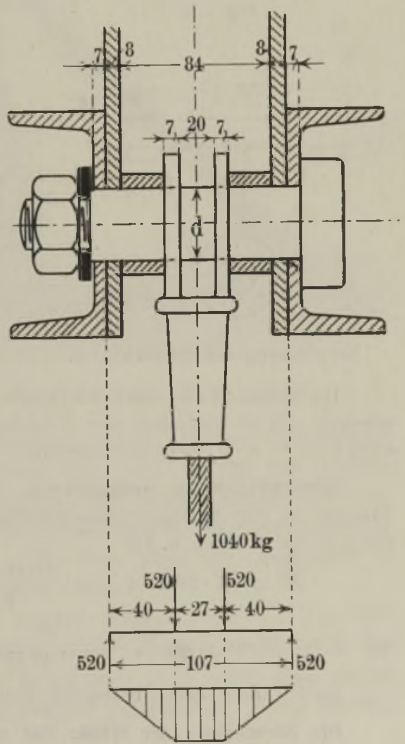


Fig. 704 u. 705.



Bolzen der Auslegerrolle.

Fig. 702 u. 703.



Aufhängebolzen des Seiles.

als Bolzenbelastung sich ergebende Mittelkraft $R = 2100$ kg. Diese Resultierende geht während des Bewegungszustandes nicht durch die Bolzenmitte; sie ergibt vielmehr mit ihrem allerdings geringen senkrechten Abstand von der Bolzenmitte ein Moment, welches gleich dem Zapfenreibungsmoment ist (S. 213).

Dieses Moment, welches den Bolzen in geringem Maße auf Verdrehung beansprucht, und die Beschleunigungskraft, die den Seilzug etwas erhöht, sind für die praktische Rechnung unbedeutend und deshalb zu vernachlässigen.

Es ist, von Mitte bis Mitte Auflager gerechnet:

$$\frac{Rl}{8} = \frac{1}{10} d^3 k_b; \qquad \frac{2100 \cdot 10{,}7}{8} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600,$$

also $d = 3{,}6$ cm, ausgeführt mit 45 mm.

Aufhängebolzen des Seiles (vgl. Fig. 702)

$$520 \cdot 4 = \frac{1}{10} d^3 600, \qquad d = \sqrt[3]{\frac{520 \cdot 4 \cdot 10}{600}} = 3{,}26 \text{ cm},$$

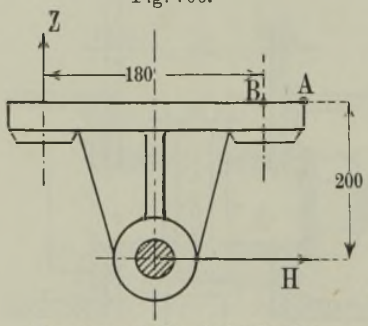
ausgeführt mit 40 mm.

Flächenpressung im Seilösenauge

$$P = kld, \quad k = \frac{520}{0{,}7 \cdot 4} = 186 \text{ kg/cm}^2, \text{ also sehr gering.}$$

Halslagerbock. Steht der Ausleger im rechten Winkel zur Mauerfläche, so wird der Gußeisenquerschnitt des Bockes mit dem berechneten Zapfendruck von 3750 kg auf Zug beansprucht. Ist der Ausleger an die Mauer geschwenkt, dann tritt statt des Zuges Biegung auf, und die Beanspruchung ist mit dem Biegungsmoment $M_b = 3750 \cdot 20$ zu prüfen (Fig. 706).

Fig. 706.



Berechnung der Ankerkräfte.

Halslagerschrauben. Die vier Befestigungsschrauben des Lagerbockes sind in der ausgeschwenkten Kranstellung mit 3750 kg und in der eingeschwenkten Kranstellung mit $\frac{3750 \cdot 20}{18} = 4166$ kg auf Zug beansprucht.

Auf eine Schraube entfällt demnach im ersten Falle $\frac{3750}{4} = 937$ kg.

Im letzten Falle muß die Kraft 4166 kg von zwei Schrauben aufgenommen werden. Es ist demnach der Kerndurchmesser des Gewindes aus der Gleichung $4166/2 = {}^1/_4 \pi \cdot d_k^2\, 600$ zu berechnen. Gewählt sind 1″ Schrauben.

Schwenkkraft am Auslegerkopf. Soll das Schwenken des Kranes durch das Tragseil an der Auslegerspitze erfolgen, und erfolgt der Zug unter einem Winkel von 45^0, so ist nach S. 375

$$M = 0{,}1 \cdot 3750 \cdot 4 + 0{,}1 \frac{4000 \cdot 4{,}5}{2} + 0{,}1 \cdot 3750 \cdot 4{,}5 = 4087 \text{ kgcm},$$

und der schräge Zug $Y_1 = \frac{M}{a \cdot \cos 45^0} = \frac{4087}{300 \cdot 0{,}7} = 19{,}4$ kg.

Es ist somit keine besondere Schwenkvorrichtung erforderlich.

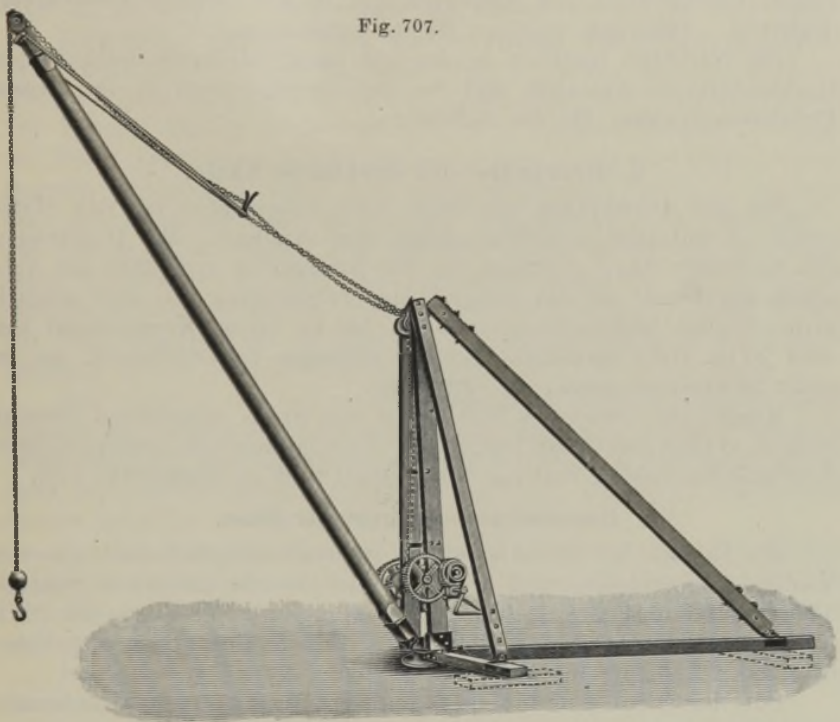
Die Berechnung der Winde hat nach den im Abschnitt Winden gemachten Angaben zu erfolgen.

β) Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst.

Steht keine genügend kräftige Mauer zur Befestigung des Halslagers zur Verfügung, dann muß ein besonderes Stützgerüst nach Fig. 707 verwendet werden.

Diese unter dem Namen Derrickkrane bekannten Drehkrane, die außer der Drehung des Auslegers meist noch eine Veränderung der Auslegerneigung gestatten, finden in den verschiedensten Größenverhältnissen auf Schiffswerften und Hafenplätzen, ferner auf Bauplätzen, Fabrikhöfen und in Steinbrüchen Verwendung.

Fig. 707.



Drehkran mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst (Derrickkrane).

Bei kleinen Tragkräften werden Ausleger, Säule, Streben und Grundschwellen aus Holz hergestellt. Nachdem man eine Reihe von Jahren Holz als Baustoff vermieden hatte, ist man in den letzten Jahren vielfach wieder auf die Beschaffung hölzerner Derrickkrane[1]) zurückgekommen, weil sie billig und schnell in wenigen Wochen lieferbar sind und in einigen Stunden auf und abgebaut werden können.

Es giebt zwei Bauarten: 1. mit festen Beinen, wie in Fig. 707, 2. mit freistehendem Mast, welcher nach allen Seiten durch Seile gehalten wird. Die beiden Schenkel der Kransäule sind oben und unten durch gußeiserne Zwischenstücke miteinander verbunden, deren Zapfen

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1923, S. 888.

an den oberen Enden der Rückenstreben bzw. auf der Vereinigung der Grundschwellen gelagert sind. Die Grundschwellen bilden einen Winkel von 90°, weshalb die Drehung des Auslegers auf höchstens 270° beschränkt ist.

Die Veränderung der Ausladung ist auf S. 423 näher behandelt. Dort befinden sich auch weitere Beispiele.

γ) Vor- und Nachteile der Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen.

Die Vorteile dieser Krane unter α) und β) bestehen in dem geringen Eigengewicht des Auslegers und in der leichten Drehbarkeit desselben. Außerdem genügen leichte Fundamente.

Die Nachteile bestehen in der auf einen Halbkreis beschränkten Drehbarkeit des Auslegers und bei den Derrickkranen in der großen Platzbeanspruchung für die Aufstellung.

2. Drehkrane mit drehbarer Säule.

Bei den Drehkranen mit Ober- und Unterzapfen lag das Stützgerüst (Wand oder Dreibein) neben dem Ausleger. Bei Drehkranen mit drehbarer Säule hingegen ist das Stützgerüst unterhalb des Auslegers angebracht, so daß dadurch eine Schwenkung von 360° möglich wird. Kleine Ausführungen erhalten bis zu einem Kranmoment von etwa 20 tm volle Stahlsäule, größere hingegen Fachwerksäule, um zu große Säulendurchmesser zu vermeiden.

Krane, bei denen das Stützgerüst aus einem gemauerten Schacht besteht, werden nicht mehr ausgeführt. Sie sind durch die zweckmäßigere Konstruktion ersetzt, weil das tiefe Fundament zu kostspielig wird.

Hammerkrane mit drehbarer Säule.

Der Einbau der Schraubenwellen, Schraubenflügel, Kessel, eisernen Masten, Panzerplatten und Geschützrohre in die modernen Schnelldampfer und Kriegsschiffe bedingt eine Tragkraft der Krane bis 250 t, Ausladungen bis 60 m und Höhen des Auslegerkopfes bzw. der Fahrbahn über Kaikante bis 50 m und mehr.

Für derartige Anforderungen genügen die bisherigen Kranformen nicht. Es entstanden seit 1899 die hier beschriebenen Hammerkrane und die auf S. 455 genannten Hammerwippkrane.

Hammerkrane mit drehbarer Säule bestehen aus einem standfesten Stützgerüst, in welchem sich der hammerförmig gestaltete Ausleger bei unbestimmtem Schwenkwinkel dreht.

Stützgerüst. Ausführung in Form einer sich nach oben verjüngenden drei- oder vierseitigen Pyramide [1]). Die dreiseitige Pyramide ermöglicht einen geringeren Abstand von der Kaikante und geringere Gründungskosten. Die Eisenbahngleise können unmittelbar neben dem Spurlager vorbeigeführt werden. Berechnung des Stützgerüstes derart, daß das Kranmoment mit Sicherheit aufgenommen werden kann.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 430; 1901, S. 1507 u. 1762; 1902, S. 175 u. 659; Streit der Benrather Maschinenfabrik und Duisburger Maschinenbau-A.-G.: Über die geeignetste Bauart großer Werftkrane.

Ausleger. Der drehbare Ausleger besteht aus dem Schaft, dem horizontalen Lastausleger und dem kürzeren Gegengewichtsausleger. Dieser ist deshalb kürzer, um die Beschleunigungskräfte zu verringern und den Schwenkweg auf der Gegengewichtsseite frei zu halten. Das auf der Lastauslegerseite vorhandene überschüssige Winddruckmoment wird durch Verkleidung des Gegengewichtsauslegers verringert.

Lagerung des Auslegers im Stützgerüst. Das untere Stützlager wird bei den großen Werftkranen als Rollenspurlager mit einer größeren Anzahl konischer Rollen und mit Königszapfen ausgebildet. Das obere Halslager ist ebenfalls ein Rollenlager mit Rollen bis zu 1 m Durchmesser.

Triebwerk. Anfangs legte man sämtliche Triebwerke für Heben und Katzenfahren in die Laufkatze und erreichte bei dem durchweg gebräuchlichen elektrischen Antrieb Einfachheit und Übersichtlichkeit. Für kleinere Lasten wurde eine schnellere Gangart eingebaut. Nachteil dieser Anordnung: großes Katzengewicht. Später verlegte man das gesamte Triebwerk auf den Gegengewichtsausleger, um eine Verringerung des Gegengewichtes zu erzielen. Nachteil hierbei: Vergrößerung der Reibungswiderstände. Für kleinere Lasten wurde erst ein besonderes Hilfswindwerk, dann eine besondere Laufkatze und schließlich ein Drehlaufkran (Fig. 716, S. 390) angeordnet. Um für letzteren oben auf dem Ausleger Platz zu schaffen, wird die Laufbahn für die Schwerlastkatze in den Ausleger hinein verlegt.

Der Antrieb der Schwenkvorrichtung erfolgt bei den Hammerkranen mit drehbarer Säule am oberen Halslager durch Triebstockverzahnung mit zwei gegenüberliegenden, eingreifenden Ritzeln. Hierbei kann der Triebstockkranz größer und dadurch die übrige Übersetzung kleiner gehalten werden als bei untenliegendem Antrieb.

Der Arbeitsbedarf für das Schwenken berechnet sich unter Berücksichtigung der Reibungsmomente, der Beschleunigungsmomente und der Momente des Winddruckes nach den auf S. 245, 254 und 261 (Beispiel) angegebenen Grundsätzen.

Der auf 1 m² Fläche senkrecht zur Windrichtung entfallende Winddruck ist nach der Formel $p = 0{,}112\,v^2$
zu berechnen, worin v die Windgeschwindigkeit in m/s. Es ist

bei	schwachem	Wind	mit	$v =$	5,8 m/s	$p =$	4 kg	pro m²
„	starkem	„	„	$v = 15$	„	$p = 28$	„	„ „
„	Sturm		„	$v = 25$	„	$p = 75$	„	„ „
„	Orkan		„	$v = 40$	„	$p = 195$	„	„ „

Ein anschauliches Bild der Windstärken gibt nachstehende Tabelle:

Windstärke 2 = flaue Brise; 21 km/h. (Die Zweige der Bäume biegen sich.)
„ 4 = mäßige Brise; 38 km/h. (Bäume rauschen.)
„ 6 = steife Brise; 55 km/h. (Dürre Zweige brechen.)
„ 8 = stürmischer Wind; 77 km/h. (Starke Äste brechen.)
„ 9 = Sturm; 90 km/h. (Bäume werden gebrochen.)
„ 10 = starker Sturm; 102 km/h. (Bäume werden entwurzelt.)
„ 11 = sehr starker Sturm; 135 km/h.
„ 12 = Orkan; 190 km/h. (Häuser werden abgedeckt.)

Die Beschleunigungsmomente sind nach Gleichung auf S. 245 zu ermitteln.

$$M = \frac{\omega}{t} \cdot J.$$

J ist das Massenträgheitsmoment des Auslegers mit Gegengewicht und angehängter größter Last, bezogen auf die Drehachse. Die Trägheitsmomente berechnen sich nach der Gleichung

$$J = \frac{1}{g} \Sigma G \cdot r^2,$$

worin die auf die Knotenpunkte verteilten Gewichte G in t, deren Abstände r in m einzusetzen sind. Man erhält dann M in tm.

Gründung: Abhängig von den Bodenverhältnissen. In der Regel Pfahlrost, oben verholmt, darauf Eisenbetonklotz versteift durch eingebettete und miteinander verbundene Schienen. In dem Betonklotz sind die Füße des Stützgerüstes tief eingelassen und verankert.

Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m größter Ausladung für die Kruppsche Germaniawerft in Kiel.

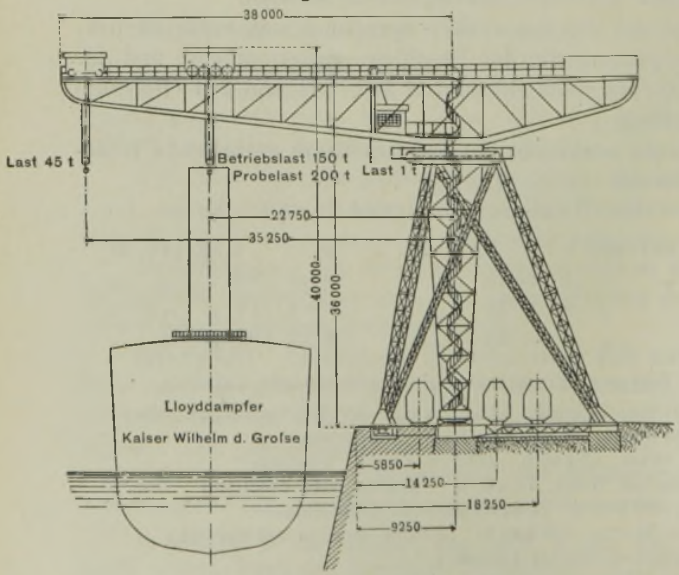
Ausgeführt von der Demag (Fig. 708).

Das sich nach oben verjüngende Stützgerüst hat die Gestalt einer dreiseitigen Pyramide und besteht aus drei Eckstreben, von denen zwei an der Kaikante stehen. Die ganze Höhe des Kranes bis zur Oberkante des Auslegers beträgt 36 m.

Oberes Halslager: Rollenbahn von 6,6 m Durchmesser mit Rollen von 750 mm Durchmesser, wagerechter Druck = 100 t.

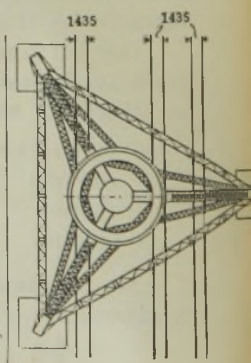
Unteres Stützlager: Rollenkranz mit Königszapfen. 28 konische Rollen von 300 mm mittlerem Durchmesser. Gesamtbelastung derselben mit größter Nutzlast und Schneelast = 585 t.

Fig. 708.



Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung.

Fig. 709.



Grundriß zu Fig. 708.

Elektrischer Antrieb.

Hubwerk: Zwei voneinander abhängige fahrbare Windwerke. Das äußere kleine Windwerk hat 45 t Tragkraft bei 35,25 m größter Ausladung. Das innere größere Windwerk hat 150 t Tragkraft bei 22,75 m größter Ausladung. Außerdem ist für Reparaturen ein kleines Windwerk für 1 t vorhanden.

Drehwerk: Antrieb am oberen Lager. Ausleger macht eine Umdrehung in 7,3 Minuten. Geschwindigkeit am Radius von 35 m $v = 0{,}5$ m/s. $n = 0{,}136$.

Reibungswiderstände:

Im Spurlager: Zapfenreibung am Königszapfen, rollende Reibung der Druckrollen und gleitende Reibung an den Spurzapfen dieser Rollen . . . . . 8,32 tm

Im Halslager: rollende Reibung der Laufrollen, Zapfenreibung an den Achsen . . . . . 9,18 tm

Beschleunigungswiderstände: Es ist $J = 20\,000$ tms^2. Bei einer Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 0{,}136}{60} = 0{,}0142 \text{ m/s}$$

und unter der Voraussetzung, daß die Beschleunigung des Auslegers nach $t = 10$ Sekunden vollendet ist, d. h. nach einem Wege der Auslegerspitze von 2,5 m, ist ein Drehmoment erforderlich

$$M = \frac{\omega \cdot J}{t} = \frac{0{,}0142 \cdot 20\,000}{10} \quad \ldots\ldots \approx 28{,}5 \text{ tm}$$

Das Schwenkmoment beträgt bei einem Winddruck von nur 10 kg je m^2 . . . . . $\approx$ 10,0 tm

folglich das Gesamtdrehmoment = 56,0 tm

Der Winddruck kann bis zu 250 kg/m^2 steigen und würde dann ein Drehmoment von 250 tm erfordern. Da bei derartigen Winddrücken aber nicht mehr gearbeitet werden kann, so kommt dieses Moment für die Schwenkarbeiten nicht in Frage, wohl aber für die Stabilitätsberechnung des Kranes.

Werftkran für 150 t Tragkraft und 42,2 m größter Ausladung für die Howaldts-Werke in Kiel.

Ausgeführt von der Demag (Fig. 710 bis 714).

Dieser Kran unterscheidet sich von dem vorigen durch das als vierseitige Pyramide ausgebildete Stützgerüst und den Angriff des Drehwerkes am Kranfuße. Die Höhe bis Oberkante Ausleger beträgt 47,15 m. Das Triebwerk für die Lastwinde ist getrennt vom Laufwagen auf dem hinteren Auslegerarme als Gegengewicht montiert. Der Flaschenzug hat acht Stränge Stahldrahtseil von 60 mm Durchmesser. Zum Antrieb dient ein 70 PS-Elektromotor.

Das Zugseil für die Laufkatze ist dreitrümig mit 46 mm Durchmesser und wickelt sich auf einer Trommel auf.

Tabelle 68. **Arbeitsgeschwindigkeiten des Kranes**

	Last	Geschwindigkeit
Heben	150 t	1,0 m/min
	75 „	2,0 „
	15 „	9,5 „
Katzenfahren	150 „	8,0 „
	75 „	16,0 „
Drehen	1 Umdrehung in 10 Minuten	

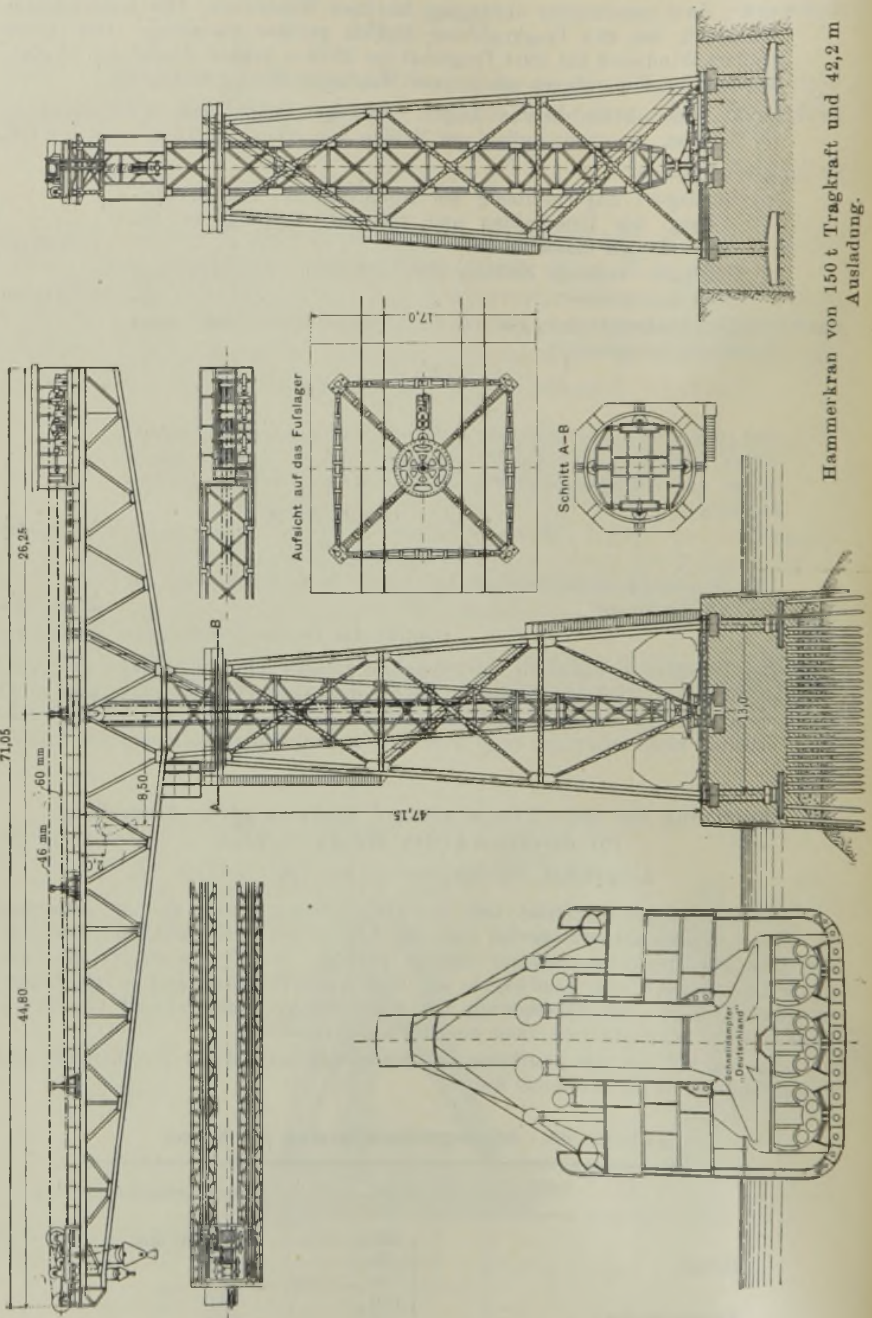


Fig. 710 bis 714. Hammerkran von 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung.

Tabelle 69. **Tragfähigkeit des Kranes.**

Ausladung	Tragfähigkeit	Hub
20,0 m	150 t	45,9 m
41,0 „	75 „	45,9 „
42,2 „	15 „	46,8 „

Eigengewicht des Kranes = 450 t.

Bei einem Drehkran derselben Konstruktion[1]) von **150 t Tragkraft und 22 m größter Ausladung,** welche von derselben Firma für das Kaiserdock in **Bremerhaven** ausgeführt wurde, beträgt die Gesamthöhe von Kaimauer bis Oberkante Laufkatzenbahn 35 m. Das obere Halslager ist wieder ein Rollenlager von 1400 mm Durchmesser mit vier Paar Druckrollen aus Stahlguß von 1000 mm Durchmesser, welche paarweise übereinander angeordnet sind. Horizontaldruck im Lager 98 t (k = 38 kg/cm²).

Das Rollenspurlager von 2,2 m mittlerem Laufbahndurchmesser hat 35 kegelförmige Rollen von 175 mm mittlerem Durchmesser und 250 mm Breite (gesamter Vertikaldruck = 530 t, k = 37 kg/cm²).

Antrieb des Drehwerkes durch einen Hauptstrommotor von 26 PS und n = 550 Gesamtübersetzung 1 : 4000. Ausleger macht 0,137 Umdrehungen in der Minute; die Geschwindigkeit beträgt bei einer Ausladung von 22 m 9,7 m/min.

Hubgeschwindigkeiten

für 150 t	. . . . .	0,68 m/min
„ 75 t	. . . . .	1,38 „
„ 37 t	. . . . .	3,08 „
„ 18 t	. . . . .	6,29 „

Zum Heben dienen zwei Elektromotoren von je 17,5 PS und n = 450, welche auf eine gemeinsame Welle arbeiten und parallel geschaltet sind.

Fahrwerk der Laufkatze v = 7,9 m/min, Motor 26 PS und 550 n, Eigengewicht des Kranes 375 t.

3. Drehkrane mit feststehender Säule.

Das Stützgerüst wird hier durch eine feststehende Säule gebildet, welche innerhalb des Kranes liegt. Der Ausleger kann demnach im vollen Kreis schwenken.

Für leichte Krane nimmt man volle Stahlsäule aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl, St 42 · 11, für schwere Krane Fachwerksäule. Stahlsäulen über 300 mm Durchmesser werden nicht verwendet, weil die Sicherheit von der Güte des Schmiedestückes abhängig ist. Säulen aus Gußeisen oder Stahlguß werden nicht mehr ausgeführt.

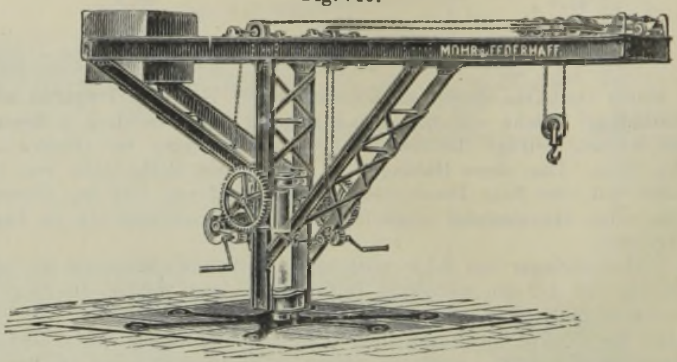
Die Ausführung der Krane geht aus den nachstehenden Figuren hervor.

Die Ausführung mit schmiedeeisernem Fundamentstern für Kiesfundament empfiehlt sich überall da, wo der Aufstellungsplatz des Kranes öfter gewechselt wird. Sie erfordert kein gemauertes Steinfundament und keine Ankerschrauben, sondern der Stern wird nur auf eine Betonschicht gesetzt und mit Kies überschüttet, wodurch der Kran genügende Stabilität erhält.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 1481.

Die Berechnung der Streben aus ⊏-Eisen und der Schließen ist dieselbe wie bei den Wanddrehkranen S. 373; durchgeführt wird die Berechnung einer Rohrstrebe, der Kransäule und der Lagerung nebst Schwenkwiderstand.

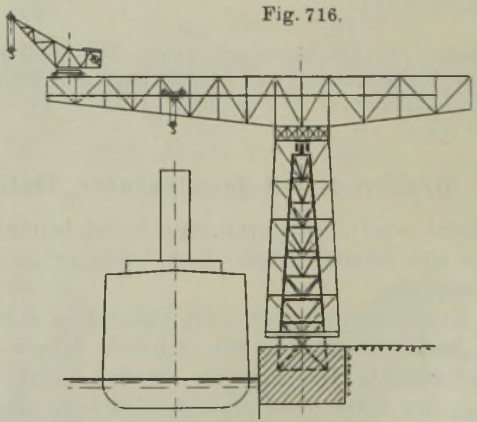
Fig. 715.



Drehkran mit feststehender Säule, verschiebbarer Laufkatze und Gegengewicht.

Für Hammerkrane mit feststehender Säule nach Fig. 716 gilt im allgemeinen das über Hammerkrane mit drehbarer Säule auf S. 384, ferner das über Hammerwippkrane auf S. 455 Gesagte.

Fig. 716.



Hammerkran mit feststehender Säule.

1. Strebe aus genietetem Blechrohr.

Das erforderliche Trägheitsmoment berechnet sich nach S. 360 aus der Knickgleichung

$$J_{(\mathrm{cm}^4)} = c \cdot P_{(\mathrm{t})} \cdot l^2_{(\mathrm{m})}.$$

Die Abmessungen des Rohrquerschnittes ergeben sich aus dem Trägheitsmoment

$$J = \frac{\pi}{4}\,(R^4 - r^4) \approx 0{,}78\,(R^4 - r^4),$$

wenn R den äußeren, r den inneren Rohrhalbmesser bedeutet.

Um eine gefällige Form des Rohres zu erzielen, wählt man den äußeren Rohrdurchmesser im Verhältnis zur Rohrlänge, und zwar ist der übliche Wert

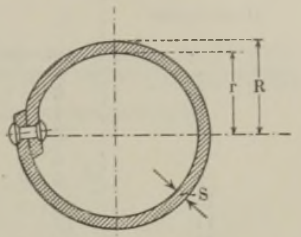
$$R = 0{,}015\,l \text{ bis } 0{,}02\,l.$$

Damit wird der innere Rohrhalbmesser

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}}.$$

Die Differenz der beiden Halbmesser $R - r$ ist die Blechstärke s des Auslegerrohres.

Fig. 717.



Blechrohrquerschnitt.

Näherungswert für das Trägheitsmoment.

Für die vorläufige Berechnung ist der nachstehend abgeleitete Annäherungsausdruck bequem.

Bezeichnet d den inneren, D den äußeren, und D_m den mittleren Rohrdurchmesser, ferner s die Wandstärke, so läßt sich

$$J = \frac{(D^4 - d^4)\,\pi}{64}$$

zerlegen in

$$J = \frac{(D^2 - d^2)\,\pi}{4} \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{16}.$$

Der erste Faktor ist der Flächeninhalt, also mit D_m und s ausgedrückt:

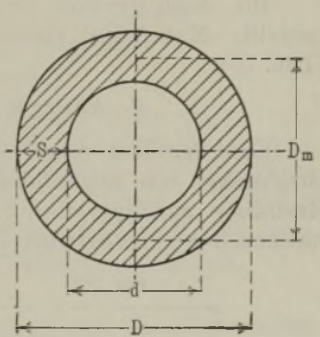
$$\frac{(D^2 - d^2)\,\pi}{4} = D_m\,\pi\,s.$$

Für den zweiten Faktor kann man setzen

$$\frac{D^2 + d^2}{16} = \frac{D_m^2}{8},$$

folglich $\boldsymbol{J = \frac{\pi}{8} D_m^3 \cdot s = 0{,}4\,D_m^3\,s.}$

Fig. 718.



Die Länge der Schüsse richtet sich nach der Größe der Blechtafeln. Sie werden entweder überlappt genietet oder stumpf aneinandergestoßen und durch eine ringförmige Blechlasche verbunden. Im letzten Falle sind die Nieten entlastet. Nietdurchmesser und Nietteilung nach S. 355.

Fig. 719.

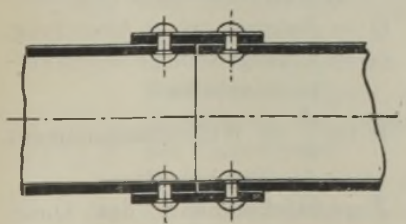
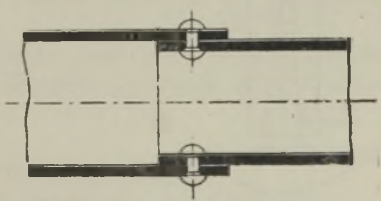


Fig. 720.



Verbindung der Rohrschüsse.

Tabelle 70. **Nahtlose Stahlrohre (Mannesmannrohre).**

Dicke in mm	Äußerer Durchmesser in mm							
	51	76	102	127	152	178	203	229
	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg
5	6	9	12	15	18	21	—	—
6	7	10	14	18	21	25	29	—
7	8	12	17	20	25	29	34	38
8	8	13	19	23	28	33	38	41
9	9	15	21	26	31	37	43	48
10	10	16	23	29	35	41	47	54
11	11	17	25	31	38	45	52	59
12	11	19	27	34	41	49	56	64
13	—	20	29	36	44	52	61	69
14	—	—	—	—	—	—	65	74

Die ungefähren Gewichte sind für einen Meter Länge angegeben.
Rohrlängen: 4 bis 6 m. Werkstoff: Martin- und Tiegelstahl.

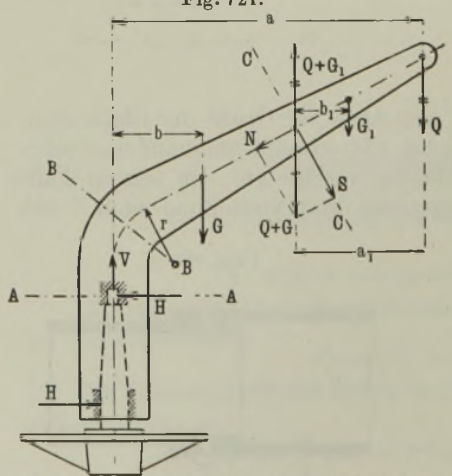
Das Auslegerrohr kann nach den beiden Enden hin auf $^3/_4\,d$ verjüngt werden, wenn d den äußeren Durchmesser in der Mitte des Rohres bedeutet.

Die Auslegerrohre werden vielfach auch aus einem Stück hergestellt. Man wählt dann Mannesmannrohre oder geschweißte Rohre (Tab. 70).

2. Ausleger als gekrümmter Blechträger.

Statt der Streben und Schließen wendet man häufig einen gekrümmten Blechträger von kastenförmigem Querschnitt an, der drehbar über die Kransäule gestülpt wird. Der Ausleger besteht dann aus den Seitenblechen, den Gurtungswinkeleisen und den Gurtungsblechen oder Lamellen.

Fig. 721.



Berechnungsskizze für den gekrümmten Ausleger.

Der Träger ist zunächst nach Gefühl aufzuzeichnen, wobei die größte Querschnittshöhe $^1/_5$ bis $^1/_6$ der Ausladung gewählt werden kann. Von der Krümmung bis zum Auslegerkopf ist der Träger zu verjüngen.

Die einzelnen Querschnitte sind nun wie folgt beansprucht:

a) Querschnitt $\overline{AA}$ (Fig. 721).

Q = Nutzlast; a = Ausladung,
G = Eigengewicht; b = Schwerpunktsabstand,
$W = \frac{J}{e}$ = Widerstandsmoment des Querschnittes.
F = Flächeninhalt des Querschnittes.

Der Querschnitt wird durch das Moment

$$M_b = Q \cdot a + G \cdot b$$

auf Biegung und durch die Vertikalkraft

$$V = Q + G$$

auf Druck beansprucht. Nach Fig. 722 subtrahieren sich links die Druckspannungen von den Biegungszugspannungen, auf der rechten Seite addieren sich Biegungsdruckspannungen und Druckspannungen.

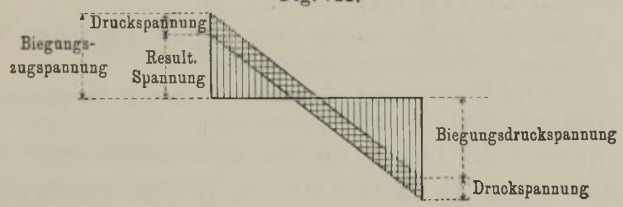
Größte Spannung auf der inneren Seite

$$\sigma_i = \sigma_b + \sigma = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} + \frac{Q + G}{F}.$$

Größte Spannung auf der äußeren Seite

$$\sigma_a = \sigma_b - \sigma = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} - \frac{Q + G}{F}.$$

Fig. 722.



Spannungsverteilung im Säulenschaft.

b) Querschnitt $\overline{BB}$. Im Querschnitt dicht über dem Beginn der Krümmung ist das Biegungsmoment M_b und die Normalspannung $N \approx Q + G$ nahezu so groß wie im Querschnitt AA. Da jedoch die Anstrengungen in gekrümmten Balken wesentlich ungünstiger ausfallen als in geraden, so hat die Berechnung der Querschnittsabmessungen nach der für gekrümmte Stäbe geltenden Gleichung zu erfolgen.

Bezeichnet

- M_b das äußere Biegungsmoment, bezogen auf die Schwerachse, positiv, wenn es den Krümmungshalbmesser zu verkleinern, negativ, wenn es denselben zu vergrößern sucht,
- r den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser,
- e den Abstand einer beliebigen Faser von der Neutralachse,
- e_a den Abstand der äußersten Faserschicht auf der Außenseite der Krümmung,
- e_i den Abstand der äußersten Faserschicht auf der Innenseite der Krümmung,
- N die im Schwerpunkte senkrecht zum Querschnitt wirkende Normalkraft, negativ, wenn dieselbe als Druck, positiv, wenn dieselbe als Zug wirkt,
- F den Querschnitt,
- σ die Normalspannung einer beliebigen Faser,
- σ_i die Normalspannung an der Innenseite der Krümmung,
- σ_a die Normalspannung an der Außenseite der Krümmung,

so gilt allgemein die Näherungsgleichung

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e}{1 + \frac{e}{r}}.$$

Die größte Druckspannung auf der Innenseite ist

$$\sigma_i = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}},$$

und die größte Zugspannung auf der Außenseite

$$\sigma_a = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1 + \frac{e_a}{r}}.$$

c) Querschnitt $\overline{CC}$ (Fig 721).

G_1 Eigengewicht des rechts vom Schnitt liegenden Auslegerstückes,

b_1 Schwerpunktsabstand desselben von der Neutralachse des Querschnittes,

a_1 Abstand der Last Q von der Querschnittsachse.

Nach Anbringung der Kräfte $Q + G_1$ in dem Schwerpunkte des Querschnittes, gleich und entgegengesetzt gerichtet, erkennt man die Biegung erzeugenden Kräftepaare $Q \cdot a_1 + G_1 b_1$ und die Einzelkraft $Q + G_1$, welche abwärts gerichtet ist.

Diese zerlegt sich in zwei Seitenkräfte: in die Normalkraft N senkrecht zum Querschnitt und in die Schubkraft S parallel zum Querschnitt.

Durch das Moment $Q \cdot a_1 + G_1 b_1$ entsteht in den äußersten Fasern eine Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{Q a_1 + G_1 b_1}{W},$$

welche an der äußeren Seite als Zug, an der inneren Seite als Druck auftritt.

Die über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilte Druckspannung ist

$$\sigma = \frac{N}{F} \text{ und die Schubspannung } \sigma_s = \frac{S}{F}.$$

Die resultierende Spannung ist demnach

$$\sigma_{max} = 0{,}35\,(\sigma_b + \sigma) + 0{,}65\,\sqrt{(\sigma_b + \sigma)^2 + 4\,\alpha_0^2\,\sigma_s^2},$$

wenn

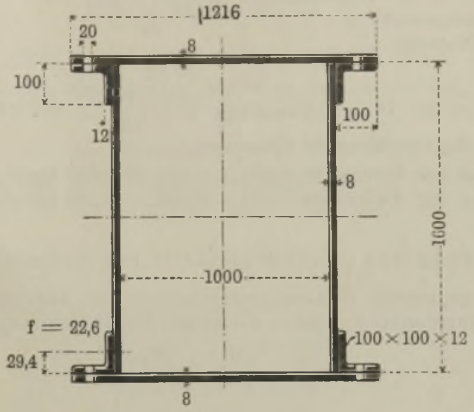
$$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k}.$$

Bei Blechträgern kann $\alpha_0 = 1$ gesetzt werden.

Beispiel. Für den Ausleger eines Kranes von 15 t Tragkraft und 10 m Ausladung sei für den senkrechten Schaft einschließlich Krümmung der Querschnitt Fig. 723 gewählt.

Die Rechnung soll, wie dies bei Eisenkonstruktionen durchweg der Fall ist, statt mit kgcm mit tcm durchgeführt werden. Es werden also die Kräfte und Spannungen (k_b, σ_b) in t, die Hebelarme in cm eingesetzt.

Fig. 723.



Das Trägheitsmoment dieses Querschnittes, bezogen auf die Neutralachse, hat dann annähernd folgende Größe:

J der beiden Seitenbleche	$2 \cdot \frac{0{,}8 \cdot 160^3}{12}$	=	546 133 cm⁴
J der beiden Gurtbleche	$2 \cdot 121{,}6 \cdot 0{,}8 \cdot 80{,}4^2$	=	1 257 894 „
J der vier Winkeleisen	$4 \cdot 22{,}6 \cdot 77^2$	=	535 972 „
		=	2 339 999 cm⁴
ab für Nietlöcher	$4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 79{,}8^2$	=	101 888 „
	Trägheitsmoment	J =	2 238 111 cm⁴

Widerstandsmoment $W = \frac{J}{e} = \frac{2238111}{80.8} \approx 27\,700$ cm³.

Querschnitt:

Seitenbleche	$2 \cdot 0{,}8 \cdot 160{,}0$	= 256,0 cm²
Gurtbleche	$2 \cdot 0{,}8 \cdot 121{,}6$	= 194,6 „
Winkeleisen	$4 \cdot 22{,}6$	= 90,4 „
		541,0 cm²
ab für Nietlöcher	$4 \cdot 2 \cdot 2$	= 16,0 „
		525,0 cm²

Unter Festsetzung folgender Gewichte:

Nutzlast	= 15 t
Gewicht der Kette und Flasche am Auslegerkopfe . .	= 1 t
	Q = 16 t
Eigengewicht des Auslegers 10 · 0,2 t (bei 200 kg je Meter Horizontalprojektion)	= 2,0 t
Kettengewicht längs des Auslegers	= 0,4 t
	G = 2,4 t

ergibt sich bei einem Abstande des Auslegerschwerpunktes von 5 m das für den Querschnitt in Betracht kommende Biegungsmoment zu

$$M_b = 16 \cdot 1000 + 2{,}4 \cdot 500 = 17200 \text{ tcm}.$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{17\,200}{27\,700} \approx 0{,}621 \text{ t/cm}^2.$$

Hierzu tritt noch die sich über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilende Druckanstrengung, herrührend

vom Eigengewicht des Auslegers $10 \cdot 0{,}2$	=	2 t
„ Gewicht der Kette einschließlich Flasche	≈	1 t
„ Gewicht der Lastwinde	≈	1 t
„ Schaftgewicht	≈	1 t
von der Nutzlast	≈	15 t
		20 t

Damit wird die Druckanstrengung $\sigma = \frac{10}{525} \approx 0{,}038$ t/cm².

Es ist somit die resultierende Spannung

an der Innenseite $0{,}621 + 0{,}038 = 0{,}659$ t/cm²,
an der Außenseite $0{,}621 - 0{,}038 = 0{,}583$ t/cm².

Prüfung des Querschnittes in der Krümmung.

Nach den angegebenen Näherungsgleichungen für gekrümmte Träger wird bei einem Krümmungsradius $r = 2{,}2$ m die größte Druckspannung an der Innenseite

$$\sigma_i = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}}$$

$$= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \cdot 220} - \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80{,}8}{1 + \frac{80{,}8}{220}} = 0{,}5 \text{ t/cm}^2,$$

und die größte Zugspannung an der Außenseite

$$\sigma_a = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1 + \frac{e_a}{r}}$$

$$= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \cdot 220} + \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80{,}8}{1 + \frac{80{,}8}{220}} = 0{,}73 \text{ t/cm}^2.$$

3. Kransäule.

Die Kransäule wird in die Nabe der Fundamentplatte mit konischem Fuße $\left(\text{tg } \alpha = \frac{1}{15} \cdots \frac{1}{25}\right)$ eingesetzt.

Bezeichnet

Q die Nutzlast + Flaschen- und Hakengewicht,
G das Eigengewicht im Schwerpunkt,
H die horizontalen Lagerkräfte,
H_1 die horizontalen Reaktionsdrücke in der Nabe,
V die vom Säulenkopf und von der Nabe aufzunehmende Vertikalkraft,

so ist zunächst $V = Q + G$, ferner nach Fig. 724 mittels der Momentengleichung um A

$$Qa + Gb - Hh = 0; \; H = \frac{Qa + Gb}{h}.$$

Da die Summe aller Horizontalkräfte $= 0$ sein muß, so ist $H_{\text{oben}} = H_{\text{unten}}$, also ein Kräftepaar. An der Säule wirken diese Kräfte entgegengesetzt.

Die Nabenkräfte H_1 finden wir mittels der Momentengleichung um D nach Fig. 725

$$H \cdot (h + h_1 + h_2) - H\,(h_1 + h_2) - H_1 \cdot h_1 = 0,$$

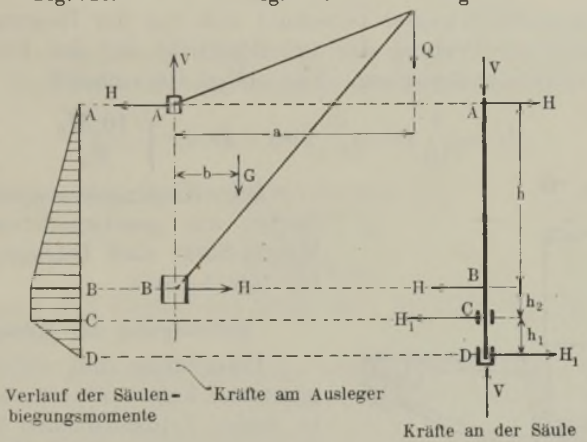
also

$$Hh = H_1 h_1;\ H_1 = \frac{Hh}{h_1}.$$

Da wieder $\Sigma(H_1) = 0$ sein muß, so ist H_1 oben $= H_1$ unten und wir haben in H_1 ein Kräftepaar, welches dem Kräftepaar H das Gleichgewicht hält.

Betrachten wir die Beanspruchung der Säule mit diesen Kräften, so ist nach Fig. 726 das Biegungsmoment bei $A = 0$; es wächst von A bis B, ist von B bis C gleich groß und wird bei D wieder $= 0$.

Fig. 726. Fig. 724. Fig. 725.



Wird die Säule unterhalb des Halslagers etwas abgesetzt, so ist der gefährliche Querschnitt in dem Halslager.

Für diesen Querschnitt beträgt daher die Biegungsanstrengung

$$\sigma_b = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W},$$

wenn W das Widerstandsmoment des Querschnittes ist. Die Druckanstrengung ist

$$\sigma = \frac{Q + G}{F},$$

wenn F die Querschnittsfläche in cm² bedeutet.

Die Biegungsanstrengung tritt an der inneren nach der Last gerichteten Seite als Druck, an der äußeren hingegen als Zug auf.

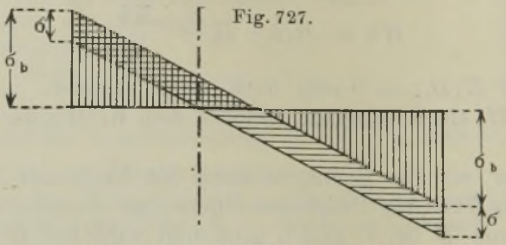
Die noch hinzutretende Druckanstrengung, herrührend von $Q + G$, addiert sich daher auf der inneren Seite und subtrahiert sich auf der äußeren Seite (Fig. 727).

Die größte resultierende Anstrengung auf der inneren Seite ist

$$\sigma_{max} = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} + \frac{Q + G}{F}.$$

Die Länge der Säule ist mit Rücksicht auf die Durchbiegung möglichst zu beschränken. Bei den meisten Ausführungen findet man als Maß von Mitte bis Mitte Lager $h = 1{,}2$ bis $1{,}6$ m.

Fig. 727.

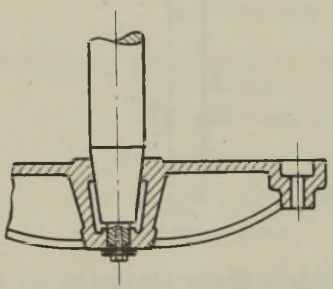


Anstrengung im Säulenquerschnitt.

Der Säulendurchmesser berechnet sich aus der Biegungsgleichung unter nachheriger Prüfung der mit Rücksicht auf den Druck hervorgerufenen Gesamtanstrengung. Für vollen Querschnitt

$$M_b = \frac{1}{10} D^3 \cdot k_b, \quad \text{also} \quad D = \sqrt[3]{\frac{10\,M_b}{k_b}}.$$

Fig. 728.



Befestigung feststehender Säulen.

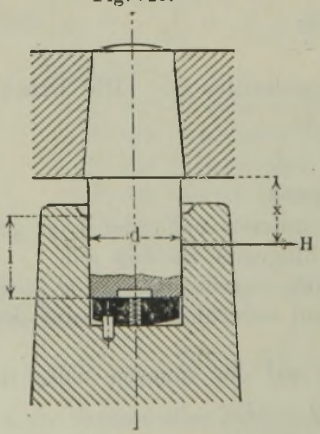
Die Biegungsbeanspruchung für Säulen aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl darf betragen $k_b = 800$ bis 1000 kg/cm².

Befestigung der Kransäule.

Befestigung mit zylindrisch abgesetztem Fuße nicht zweckmäßig, weil in beiden Zylinderflächen kein dichter Schluß erhalten wird und allmähliches Ausweiten der Bohrung erfolgt.

Deshalb entweder vollständig kegelförmigen Fuß mit $\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{25}$, oder Ausführung nach Fig. 728. Die vorgeschraubte Gegenplatte soll die Säule bei der Montage halten. Die kegelige Ausführung gestattet ein leichtes Einführen der Säule in die Nabe.

Fig. 729.



Stützzapfen.

Zulässiger Flächendruck zwischen Säule und Nabe

bei Stahl auf Gußeisen 400 bis 600 kg/cm²,
„ „ „ Stahl 800 bis 1000 kg/cm².

4. Stützzapfen.

Der Stützzapfen ist durch die Horizontalkraft H und durch die Vertikalkraft V auf Druck beansprucht.

Ist d der Zapfendurchmesser, l die Lagerlänge, x der Hebelarm der Kraft H, so ist das Biegungsmoment nach Fig. 729:

$$M_b = H \cdot x = \frac{l}{10} d^3 \cdot k_b, \text{ woraus } k_b = \frac{H \cdot x}{0{,}1\, d^3}.$$

Mit Rücksicht auf die geringe Umdrehung wählt man den Zapfen möglichst kurz, gewöhnlich

$$l = d,$$

wobei für übliche Konstruktionen $x \approx d$ wird. Damit wird

$$k_b = \frac{H}{0{,}1\, d^2}.$$

Für die Druckfestigkeit gilt

$$V = \frac{\pi d^2}{4} k \approx 0{,}8\, d^2 k, \text{ woraus } k = \frac{V}{0{,}8\, d^2}.$$

Diese Druckspannung addiert sich auf der nach der Last hin gerichteten Zapfenseite zu der Biegungsdruckspannung, so daß

$$k_{max} = k_b + k = \frac{H}{0{,}1\, d^2} + \frac{V}{0{,}8\, d^2}.$$

Hieraus ermittelt sich der Zapfendurchmesser zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{8\,H + V}{0{,}8 \cdot k_{max}}}.$$

Stellt man den Zapfen aus Stahl her, so kann man mit der Beanspruchung bis

$k_{max} = 1000\,\text{kg/cm}^2$ und sogar $1200\,\text{kg/cm}^2$ bei Handbetrieb und
$k_{max} = 800\,\text{kg/cm}^2$ bei Maschinenantrieb gehen.

Außerdem ist die Flächenpressung zwischen Zapfen und Spurplatte und in den Seitenflächen zu untersuchen.

Für die volle Spurfläche[1]) ist $V = 0{,}8\, d^2 \cdot k$.
Für die Seitenpressung $H = k \cdot l \cdot d$.
Es ist $k = 130\,\text{kg/cm}^2$ in den Gleitflächen bei Handbetrieb und
$k = 100\,\text{kg/cm}^2$ bei Maschinenantrieb.

Die Spurplatte wird entweder im Säulenkopfe nach Fig. 729 oder in der Traverse nach Fig. 739 angeordnet.

Bei neueren Ausführungen wird meist letztere Anordnung bevorzugt, weil die Ausführung leichter ist. Der Vorwurf, daß bei oben befindlichem Spurkopf das Öl vom Zapfen abläuft, ist nicht zutreffend, weil auch bei flüssigem Öl die Schmierung vollkommen reichlich ist und bei starrem Fett (Staufferbüchse) dieser Umstand überhaupt nicht in Frage kommt.

Diese Konstruktion besitzt den Vorzug, daß sie streng rechnerisch verfolgt werden kann, während bei untenliegender Spurplatte noch unberücksichtigbare Verdrehungsspannungen auftreten.

---

[1]) Bei den Spurzapfen der Drehscheiben beträgt die zulässige Belastung (nach Fränkel) 1200 kg/cm² bei Flußstahl.

Die Spurfläche darf nicht gewölbt werden, sondern muß eben bleiben und am besten ringförmig mit Ölzufuhr von innen gestaltet werden.

Zu diesem Zwecke erhält die Spurplatte im Säulenkopfe nach Fig. 729 sowohl unten wie oben mehrere Ölnuten, so daß das in die obere Ölrinne gegossene Öl durch eine vertikale Ölnute nach der Spurplatte gelangt und durch die unteren Ölnuten und die Spurplattenbohrung zwischen die Lauffläche fließen kann.

Damit der Zapfen bei einer Durchbiegung des Krangerüstes nicht etwa einseitig aufsitzt, wölbt man die Spurplatte auf der der Reibfläche entgegengesetzten Seite schwach oder man legt eine Lederscheibe unter.

5. Hals- und Rollenlager.

Ist das untere Lager ein gewöhnliches, die Säule umschließendes Halslager, so besteht dasselbe aus einer Traverse, an welche beide Kranschilde angeschraubt sind.

Die Lagerhöhe l ist mit Rücksicht auf die durch die Horizontalkraft H hervorgerufene Flächenpressung bestimmt durch die Gleichung

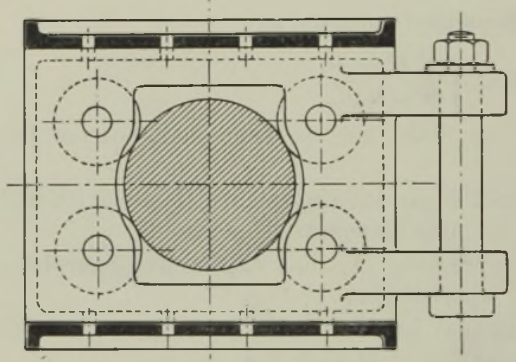
$$H = k l d,$$

woraus $$l = \frac{H}{k d}.$$

d ist der Säulendurchmesser,

k die zulässige Flächenpressung (obere Grenze 130 bis 150 kg/cm² für gußeiserne Nabe).

Fig. 730.



Rollenlager für Drehkrane mit feststehender Säule.

Zur Umwandlung der gleitenden Reibung in rollende Reibung wendet man, besonders bei größeren Kranen, Rollenlager mit drei oder vier Rollen an. Die beiden Rollen an der Auslegerseite haben dann den Horizontaldruck des belasteten Kranes aufzunehmen, während die auf der Gegenseite befindlichen Rollen nur dazu dienen, etwaige Rückwärtsbewegungen des Auslegers, wie solche bei plötzlichen Entlastungen des elastisch durchgebogenen Auslegers vorkommen können, aufzunehmen.

Das Rollenlager besteht aus dem gußeisernen Rollenkasten, an welchen seitlich die beiden Kranschilde angeschraubt sind, aus den drei bzw. vier Rollen und aus den dazu gehörigen Rollenbolzen. Die Rollen laufen lose auf ihren Bolzen, welche im Rollenkasten festgehalten werden.

Bezeichnet α den Winkel der beiden Druckrollen in bezug auf die Säulenmitte ($\alpha \approx 60^0$), so ist der auf eine Rolle entfallende Druck N nach Fig. 731

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

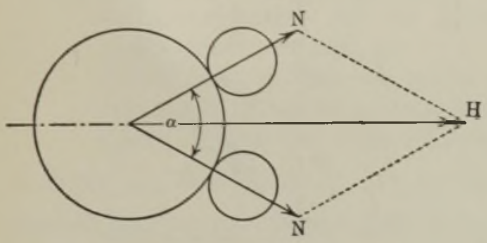
Unter vorläufiger Annahme der Rollenhöhe berechnet sich der auf Biegung beanspruchte Rollenbolzen aus der Biegungsgleichung

$$\frac{N}{2}\cdot\frac{l_1}{2}-\frac{N}{2}\cdot\frac{l}{4}=\frac{1}{10}\,d^3 k_b \text{ zu } d=\sqrt[3]{\frac{10\,N\left(\frac{l_1}{4}-\frac{l}{8}\right)}{k_b}}.$$

Für Stahl kann $k_b = 1000\,\mathrm{kg/cm^2}$ gesetzt werden.

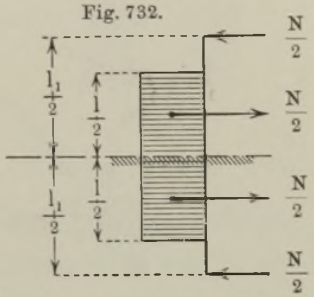
Die Flächenpressung in der Nabenbohrung ist $k=\frac{N}{ld}$, welcher Wert 130 bis 150 kg/cm² nicht überschreiten soll.

Fig. 731.



Kraftwirkung im Rollenlager.

Fig. 732.



Berechnungsskizze für Rollenzapfen.

Den Rollendurchmesser wählt man $D \approx d$, worauf die Flächeneinheitspressung nach der Gleichung

$$N = k \cdot l \cdot D$$

zu prüfen ist.

Für gußeiserne Rollen soll $k \leqq 25\,\mathrm{kg/cm^2}$ und für Stahlrollen $k \leqq 60\,\mathrm{kg/cm^2}$ sein, falls günstige Reibungsverhältnisse erzielt werden sollen. Doch werden die angegebenen Werte in der Praxis oft im Interesse einer gedrängten Konstruktion bedeutend überschritten.

Diese Berechnung der Flächenpressung ist aber nur für zylindrisch abgedrehte Rollen gültig. Infolge der Elastizität des Materials biegt sich die Kransäule durch, und die zylindrischen Rollen würden dann in eine Klemmlage geraten und nur auf einer Seite anliegen. Die Rollen werden deshalb schwach ballig abgedreht.

Die Schrauben, welche die Kranschilde mit dem Rollenkasten verbinden, sind auf Biegung zu berechnen, falls die Kraft Y (s. graphische Ermittlung) nicht durch angegossene Vorsprünge der Schilde, welche sich auf den Rollenkasten stützen, abgefangen wird.

6. Graphische Ermittlung der im Krangerüst wirkenden Kräfte.

Das durch Schließe, Strebe und Säule gebildete Krandreieck ist durch das theoretische Krandreieck zu ersetzen, welches durch die Verlegung der Strebenrichtung nach dem Berührungspunkte der Rolle und Säule gegeben ist.

Zu beachten ist, daß die Kräfte in bezug auf das Gerüst — nicht auf die Säule anzubringen sind. G_1 und G_2 sind die Komponenten des Eigengewichtes G (vgl. S. 371). Die Kraft 3 fällt in die Verbindungslinie von Stützzapfen und Rollenberührungspunkt und beansprucht die beiden Kranschilde, die mit dem Rollenkasten verbunden sind, auf Zug.

Fig. 733.

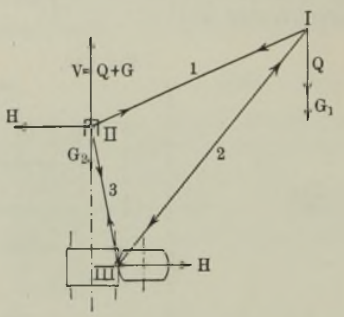
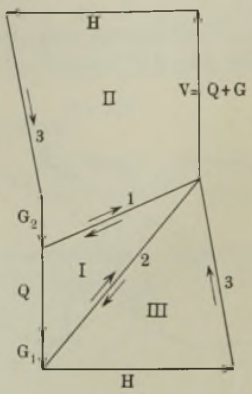


Fig. 734.

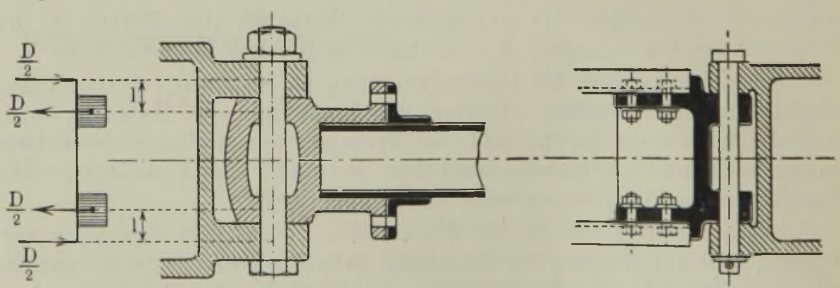


Graphische Ermittlung der Gerüstkräfte.

7. Anschlußbolzen für den Ausleger.

Der Auslegerschuh, welcher den Strebenfuß in sich aufnimmt, wird durch einen Bolzen gelenkartig mit dem Rollenkasten verbunden.

Fig. 735. Fig. 736. Fig. 737.



Anschluß der Auslegerstrebe.

Der Bolzen ist auf Biegung zu berechnen. k_b bis 1200 kg/cm² für Stahl, weil kleine Durchbiegungen unschädlich sind und nur genügende Sicherheit gegen Bruch erforderlich ist.

Die Biegungsgleichung für Fig. 736 und 737 lautet

$$\frac{D}{2} \cdot l = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

8. Traverse und Kranschilde.

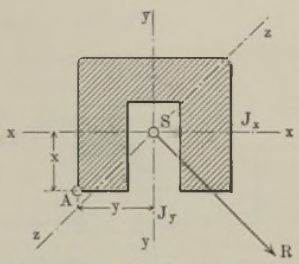
Die Traverse wird durch die Horizontalkraft H und durch die Vertikalkraft V auf Biegung beansprucht. Vereinigt man beide Kräfte zu der Mittelkraft R, so hat man einen auf zwei Stützen ruhenden, in der Mitte durch R belasteten Balken.

Biegungsgleichung: $Rl/4 = W \cdot k_b$, wenn l die freitragende Länge der Traverse und W das Widerstandsmoment des mittleren Querschnittes nach Abzug des Zapfenloches bedeutet. Sind

J_x und J_y die Hauptträgheitsmomente des Querschnittes für die Schwerpunktsachsen xx und yy,

α der Winkel, welchen die zur Kraftrichtung R senkrechte Schwerpunktsachse Z mit der xx-Achse einschließt,

Fig. 738.



Belastung der Krantraverse.

so findet man mit Rücksicht auf die Beziehung $W = \frac{J}{e}$ das Trägheitsmoment, bezogen auf die senkrecht zur Kraftrichtung R liegende Neutralachse Z, aus

$$J = J_x \cdot \cos^2\alpha + J_y \sin^2\alpha$$

und W durch Division dieses Wertes durch den Abstand der äußersten Faserschicht

$$W = \frac{J}{e}.$$

Zweckmäßiger ist folgende Rechnung:

Der am meisten gefährdete Punkt ist in Fig. 738 bei A, da hier die Fasern am weitesten von der Neutralen entfernt liegen.

$$M_H = H \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_H = \frac{M_H}{J_y} \cdot y,$$

$$M_V = V \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_V = \frac{M_V}{J_x} \cdot x.$$

Folglich ist die resultierende Biegungsspannung des gewählten Querschnittes $\sigma_b = \sigma_H + \sigma_V \leqq k_b$.

Für Flußstahl-Traversen ist $k_b = 600\,\text{kg/cm}^2$.

Bei Gußeisentraversen erfolgt die Befestigung der Kranschilde mittels Schrauben nach Fig. 740, die gleichfalls wie die Schrauben des unteren Rollenlagers durch angegossene Nocken entlastet werden.

Bei Schmiedeeisentraversen werden an den Enden Zapfen angesetzt, die in die Naben der Schilde eingreifen und durch Muttern gesichert sind (Fig. 739).

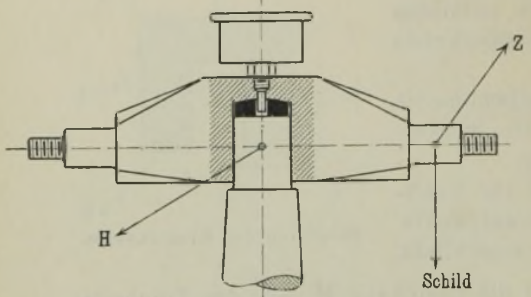
Die Schilde werden durch die nach Fig. 733 zu ermittelnde Kraft 3, die sich auf beide Schilde verteilt, auf Zug beansprucht. Der kleinste Querschnitt muß also dieser Zugbeanspruchung genügen.

Die Form der Traverse ist nur dann richtig, wenn die Resultierende von V und H durch die Achse der Stützzapfen wie in Fig. 739 geht.

Bei der Anordnung Fig. 741 würde das Moment $H \cdot a$ die Traverse um die Zapfen drehen. Da letztere aber kein Moment übertragen können, so würde die Folge Schiefstellung des Stützzapfens im Spurtopf und Einfressen bei A und B (Fig. 742) sein.

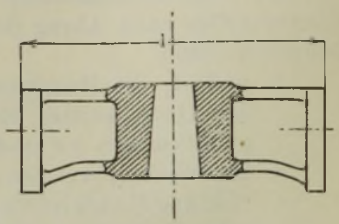
Diese Anordnung ist nur dann möglich, wenn die Übertragung durch Flanschen und Schrauben auf die Schilde wie in Fig. 740 erfolgt.

Fig. 739.



Traverse aus Flußstahl.

Fig. 740.



Traverse aus Stahlguß.

Fig. 741.

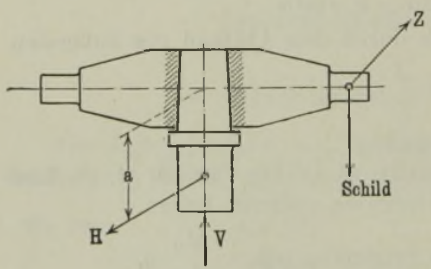
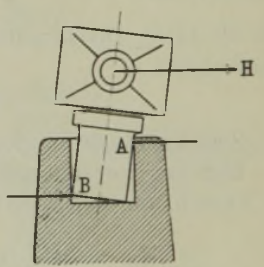


Fig. 742.



Falsche Traversenanordnung.

9. Fundamentplatte. — Anker und Fundament.

Die **Fundamentplatte** für die feststehende Säule wird aus Gußeisen in meist sternförmiger Gestalt hergestellt. Sie hat das ganze Kippmoment des belasteten Kranes aufzunehmen und wird in den Armquerschnitten auf Biegung beansprucht. Bezeichnet

Q die Resultierende aus Nutzlast und dem ganzen Eigengewicht des Kranes,
a den Abstand derselben von der Säulenachse,
n die Anzahl der Anker,
r den Ankerkreishalbmesser,
l den Abstand der Anker von der Nabe,
W das Widerstandsmoment des Armquerschnittes an der Nabe,
k_b die zulässige Biegungsanstrengung = 200 bis 250 kg/cm²,

so ist nach Ernst[1])

$$W \geqq Q \left(\frac{2a}{n \cdot r} + \frac{1}{n} \right) \frac{l}{k_b}.$$

[1]) Ernst, Hebezeuge, 3. Aufl.

Ist z. B. nach Fig. 761 (Tafel zu S. 410) $Q = 5000$ kg, $a = 8$ m, $r = 1{,}25$ m, $l = 1$ m, so muß bei 6 Ankern und $k_b = 200$ kg/cm² ein Widerstandsmoment

$$W \geqq 5000 \left(\frac{2 \cdot 800}{6 \cdot 125} + \frac{1}{6}\right) \frac{100}{200} = 800 \text{ cm}^3$$

vorhanden sein.

Zu untersuchen ist auch

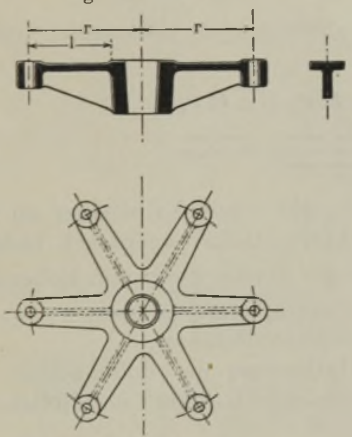
1. die Flächenpressung, herrührend von H,
2. „ „ „ „ V,
3. die Sicherheit gegen Aufreißen der Nabe.

Anker. Nimmt man an, daß stets zwei dem Ausleger gegenüberliegende Anker den durch das Kippmoment hervorgerufenen Zug aufnehmen, so bestimmt sich Z mittels der um den rechten Anker angeschriebenen Momentengleichung nach Fig. 746:

$$Q(a - r) + G(b - r) - G_1 \cdot r - Z \cdot 2r = 0,$$

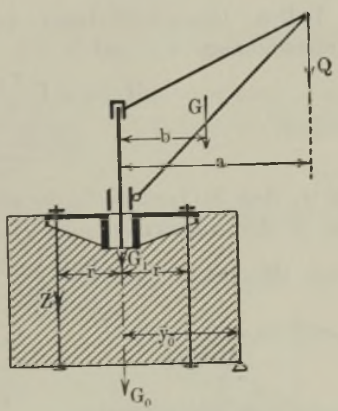
worin Q die Nutzlast,
G das Eigengewicht des Auslegers,
G_1 Gewicht der Säule und Fundamentplatte.

Fig. 743 bis 745.



Fundamentplatte.

Fig. 746.



Berechnungsskizze für die Anker.

Hieraus ergibt sich der Zug für die beiden Anker

$$Z = \frac{Q}{2}\left(\frac{a}{r} - 1\right) + \frac{G}{2}\left(\frac{b}{r} = 1\right) - \frac{G_1}{2}.$$

Der halben Zugkraft hat der Kernquerschnitt eines Ankers nach der Gleichung

$$\frac{Z}{2} = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z.$$

zu genügen.

Einer Zuganstrengung von 600 kg/cm² entsprechen die in der auf S. 43 angegebenen Schrauben.

Fundament. Die Standfähigkeit des Fundaments erfordert nach S. 367 ein Eigengewicht G_0 des Fundaments

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1.$$

Das auszuführende Gewicht des Fundaments ist gleich

$$2\,G_0 \text{ bis } 3\,G_0.$$

Hierbei kann das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk zu 1600 kg angenommen werden.

10. Triebwerk zum Heben und Senken der Last.

Die Krane sind meist mit loser Rolle ausgerüstet. Das Windwerk ist deshalb nur für die halbe Nutzlast zu berechnen. Die Anordnung der Brems- und Sperrvorrichtungen ist dieselbe, wie bei den früher beschriebenen Windwerken, nur werden die Wellen gewöhnlich direkt in den Kranschilden zu beiden Seiten der Säule gelagert.

Sind die gußeisernen Kranschilde durch einfache Hängeschienen ersetzt, wie in Fig. 761 und 765, so erfolgt die Lagerung des Windwerkes auf den ⊏-Eisenstreben.

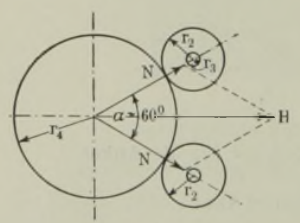
11. Triebwerk zum Drehen des Kranes.

Fall a. Oben Stützlager, unten gewöhnliches Halslager. Gesamtreibungsmoment wie auf S. 375

$$M = \underbrace{\underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seitenreibung}}}_{\text{Stützzapfen}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Halslager}},$$

wenn r_1 den Stützzapfenhalbmesser, r_2 den Säulenhalbmesser im Halslager, V den vertikalen und H den horizontalen Lagerdruck bedeutet.

Fig. 747.



Rollenlager.

Fall b. Halslager ersetzt durch ein Rollenlager:

r_1 = Stützzapfenhalbmesser,
r_2 = Rollenhalbmesser,
r_3 = Halbmesser der Rollenachsen,
r_4 = Säulenhalbmesser im Rollenlager,
$N = \dfrac{H}{2\cos\frac{\alpha}{2}}$, der auf eine Rolle entfallende Druck,
f = Hebelarm der rollenden Reibung (= 0,05 bis 0,08 cm),

Gesamtreibungsmoment [1]) in bezug auf die Säulenmitte

$$M = \underbrace{\underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seitenreibung}} + \underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spurreibung}}}_{\text{Stützlager}} + \underbrace{\underbrace{\frac{2\mu N r_3}{r_2} \cdot r_4}_{\text{Reibung zwischen Achse und Rolle}} + \underbrace{\frac{2fN}{r_2} \cdot (r_2 + r_4)}_{\text{Reibung zwischen Rolle und Säule}}}_{\text{Rollenlager}}.$$

Für ebene Spurzapfen mit Ringfläche ist $M = {}^1/_2\,\mu \cdot V \cdot (R + r)$, wenn R den äußeren und r den inneren Halbmesser bezeichnet.

---

[1]) Vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 38: Füsgen, Berechnung des Schwenkwiderstandes; ferner ebenda S. 358: Zuschriften.

Fall c. Halslager besteht aus einer Anzahl Wälzungsrollen, die sich zwischen einer an der Kransäule befestigten Trommel und einem äußeren festgelegten Laufkranz bewegen und untereinander verbunden sind. Moment der Reibung in den vier Berührungsstellen im Rollenlager bei jeweilig zwei tragenden Rollen

$$M = 2\frac{f \cdot N}{r_2} \cdot R,$$

wenn r_2 = Rollenhalbmesser, R = Halbmesser der inneren Reibungsbahn und N den auf eine Rolle entfallenden Druck bedeutet. Steht der Ausleger zwischen zwei Rollen, so ist bei einem gesamten Horizontallagerdruck H

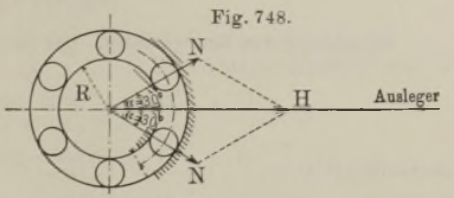


Fig. 748.

Rollenlager mit größerer Rollenzahl. Zerlegung des Druckes.

$$N = \frac{H}{2 \cdot \cos \alpha} \text{ und bei acht Rollen } N = \frac{H}{2 \cdot \cos 22^\circ 30'} = \frac{H}{1{,}848}.$$

Das unbedeutende Reibungsmoment der den Rollenkranz tragenden Laufräder ist hierbei vernachlässigt.

Die erforderliche Übersetzung für Handbetrieb ermittelt sich bei einem Kurbeldruck = P, einem Kurbelarm = a und einem Wirkungsgrade = η für das Schwenktriebwerk zu

$$i = \frac{M}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

Bei **Maschinenantrieb** ist die Übersetzung mit Rücksicht auf die gewählte Schwenkgeschwindigkeit zu berechnen.

Bezeichnet

M das oben ermittelte Reibungsmoment,
v die Schwenkgeschwindigkeit im Auslegerkopfe,
P' die daselbst zum Schwenken erforderliche Umfangskraft, einschl. Massenwiderstand, also $P' = \frac{M}{a} + m \cdot b$, worin m die Masse der Nutzlast zuzüglich der auf den Auslegerkopf reduzierten Masse des Auslegers und $b = \frac{2v}{t_a}$ (vgl. S. 254),

so macht der Ausleger $n = \frac{v}{D\pi}$ Umdrehungen i. d. min.

Ist die Umdrehungszahl der Antriebswelle i. d. min. = n_1, so wird das Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n}$.

Die zum Schwenken erforderliche Anzahl der Pferdestärken ist

$$N = \frac{P' \cdot v}{75 \cdot \eta}.$$

12. Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung.

(Fig. 749 bis 759.)

Berechnung des Krangerüstes. Das Seil läuft oberhalb der Schließen. Zugkraft in den Schließen nach S. 371.

$$Z = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{d} = \frac{5000 \cdot 5{,}5 + 700 \cdot 2{,}75}{1{,}35} = 21\,800 \text{ kg},$$

Strebenkraft $D = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{f} = \frac{5000 \cdot 5{,}5 + 700 \cdot 2{,}75}{1{,}3} = 22\,640 \text{ kg},$

Schließen aus Rundeisen:

$$f = \frac{Z}{2 k_Z} = \frac{21\,800}{2 \cdot 500} \approx 22 \text{ cm}^2; \quad d = 50 \text{ mm Durchmesser.}$$

Strebe aus genietetem Blechrohr.

Gewählt wird $\begin{cases} R = 0{,}015\,l = 0{,}015 \cdot 7500 \approx 125 \text{ mm}, \\ \mathfrak{S} = 10, \text{ also nach Tabelle 66 (S. 360) } c = 4{,}65, \end{cases}$

$$J = c \cdot P \cdot l^2 = 4{,}65 \cdot 22{,}64 \cdot 7{,}5^2 = 5930 \text{ cm}^4;$$

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}} = \sqrt[4]{12{,}5^4 - \frac{4 \cdot 5930}{\pi}} = 11{,}4 \text{ cm},$$

Blechstärke $R - r = 125 - 114 = 11$ mm.

Kransäule $M_b = Q \cdot a + G \cdot b = 5000 \cdot 550 + 700 \cdot 275 = 2942500$ kgcm.

Druckkraft $V = Q + G = 5000 + 3000 = 8000$ kg.

Für eine Gußstahlsäule[1]) mit vollem Querschnitt und $k_b = 1000$ kg/cm² ist

$$D = \sqrt[3]{\frac{10\,M_b}{k_b}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2942500}{1000}} = 31 \text{ cm}.$$

Hierfür findet sich im gefährlichen Querschnitt in der Mitte des Rollenlagers 340 mm Durchmesser. Die Gesamtanstrengung beträgt dann nur

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f} = 750 + 9 = 759 \text{ kg/cm}^2.$$

Stützzapfen. $H = \frac{M_b}{h} = \frac{2942500}{145} = 20300$ kg.

Mit $l = d$ und $k_{max} = 1000$ kg/cm² wird

$$d = \sqrt{\frac{8\,H + V}{0{,}8 \cdot k_{max}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 20300 + 8000}{0{,}8 \cdot 1000}} = 14{,}6 \text{ cm}.$$

In der Zeichnung findet sich ein Zapfendurchmesser von 125 mm und eine Lagerlänge von 120 mm.

Flächenpressung in der ringförmigen Spurfläche bei 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser $k = \frac{8000}{\pi/4\,(12{,}5^2 - 6^2)} = 85$ kg/cm².

Flächenpressung in den Seitenflächen $k = \frac{20300}{12{,}5 \cdot 12} = 135$ kg/cm².

---

[1]) Vgl. die Bemerkung S. 389 über die Anwendung geschmiedeter Säulen aus Siemens-Martin-Stahl.

Zahnrad	Zähnezahl	Teilung	Teilkreise	Zahnbreite
A . . .	12		156	60
B . . .	12		156	60
C . . .	60	13 π	780	60
D . . .	12		156	60
E . . .	72		936	60
F . . .	10		150	90
G . . .	50	15 π	750	90
H . . .	10		150	70
I . . .	30		450	70

Fig. 754 u. 755.

Fig. 749.

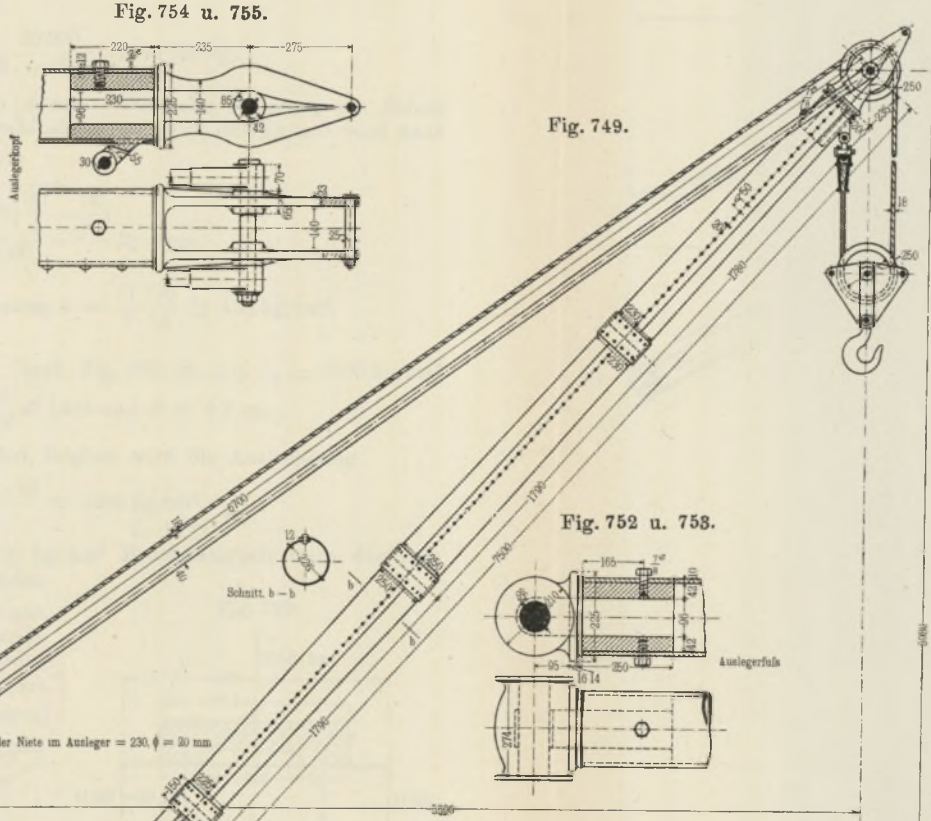


Fig. 750.

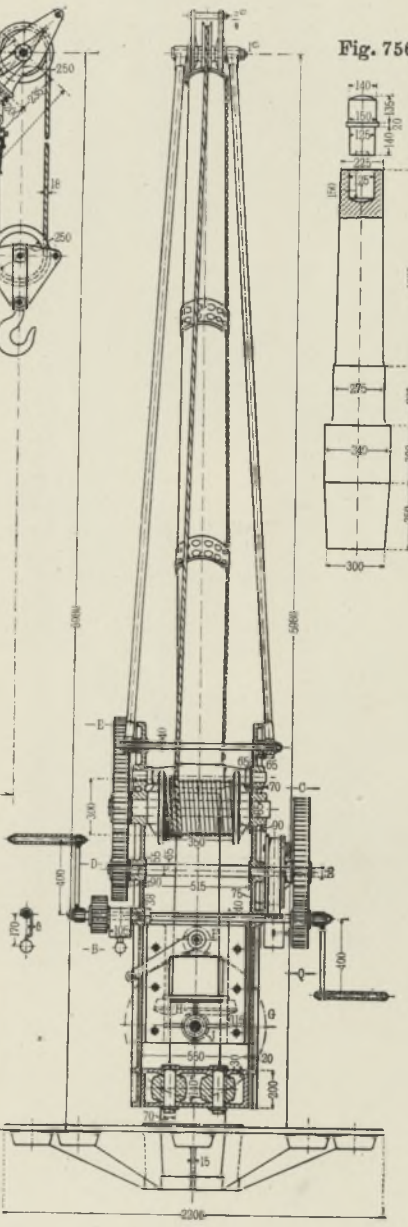


Fig. 756.

Fig. 751.

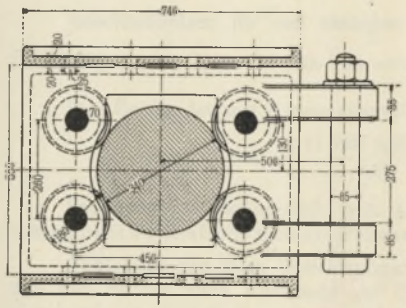
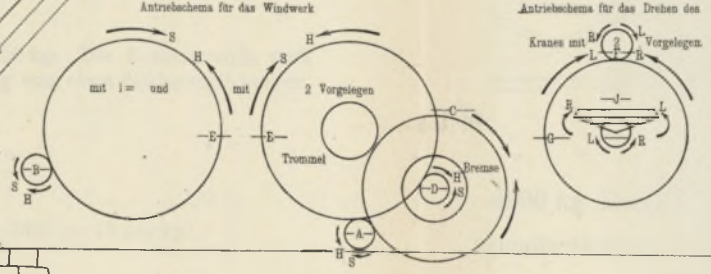
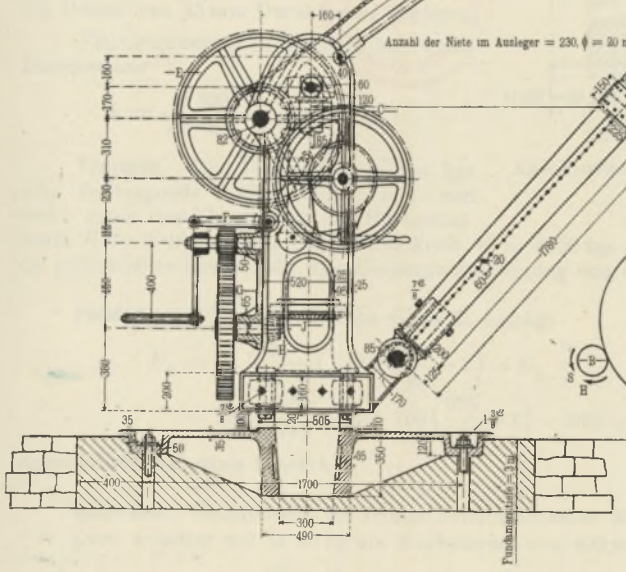


Fig. 752 u. 753.

Fig. 757 bis 759.





Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung für Handbetrieb.

Ausleger aus genieteten Rohrschüssen. Windwerk zwischen den gußeisernen Windenschilden.

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Rollenlager. Druck auf eine Rolle

$$N = \frac{H}{2 \cdot \cos \alpha/2} = \frac{20\,300}{2 \cdot \cos 60/2} = 11\,730 \text{ kg}.$$

Die Nabenlänge der Rolle beträgt 140 mm. Die halbe Lagerung der Bolzen zu beiden Seiten je 30 mm. Für den Stahlbolzen mit $k_b = 1000$ kg/cm² wird nach S. 401 mit $l_1 = 200$ mm und $l = 140$ mm

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 11\,730 \left(\frac{20}{4} - \frac{14}{8}\right)}{1000}} \approx 7 \text{ cm}.$$

Flächenpressung in der Nabenbohrung $k = \frac{11\,730}{7 \cdot 14} \approx 120$ kg/cm².

Anschlußbolzen für den Ausleger. Nach Fig. 760 ist mit $k_b = 1000$ kg/cm² für Stahl $M_b = 11\,320 \cdot 8{,}05 = \frac{1}{10} d^3\, 1000$ und $d = 9{,}7$ cm.

Der Bolzen ist mit 8,5 cm ausgeführt, folglich wird die Anstrengung

$$\sigma_b = \frac{11\,320 \cdot 8{,}05 \cdot 10}{8{,}5^3} = 1484 \text{ kg/cm}^2.$$

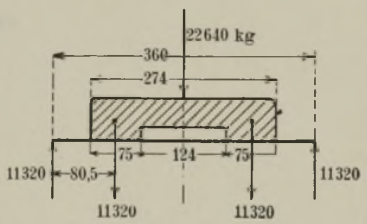
Bei Siemens-Martin-Stahl mit 4500 kg/cm² Bruchfestigkeit wäre demnach noch eine etwa dreifache Sicherheit vorhanden.

Geht man von dem Gesichtspunkt aus, daß der Bolzen ohne Rücksicht auf Durchbiegungen an zwei Stellen abgeschert werden muß, so würde mit $k_s = 800$ kg/cm² noch ein Bolzen von 43 mm Durchmesser genügen.

Flächenpressung in der Nabe bei 85 mm Durchmesser

$$k = \frac{11\,320}{7{,}5 \cdot 8{,}5} = 177 \text{ kg/qcm}.$$

Fig. 760.



Anschlußbolzen für den Ausleger.

Traverse. Die Flußstahl-Traverse hat eine freitragende Länge von 515 mm und steht unter der Einwirkung der Horizontalkraft $H = 20\,300$ kg und der Vertikalkraft $V = 8000$ kg. Die Resultierende ruft im gefährlichen Querschnitt eine Biegungsanstrengung von etwa 650 kg/cm² hervor.

Fundament. Das erforderliche Gewicht beträgt

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1$$
$$= 5000\left(\frac{550}{150} - 1\right) + 700\left(\frac{275}{150} - 1\right) - 2300 = 11\,330 \text{ kg}.$$

Auszuführen mit etwa 28 000 kg.

Lastwinde. Seiltrommel bei 18 mm Seildurchmesser 300 mm Durchmesser. Zwei Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarme von 400 mm. $\eta \approx 0{,}7$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{2500 \cdot 15}{2 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 0{,}7} = 33, \text{ ausgeführt } 30 : 1.$$

Zum Heben kleinerer Lasten wird die Kurbelwelle nach links verschoben, so daß das Ritzel B direkt mit dem Trommelrade E kämmt und die Bremswelle leer mitläuft. Als Bremse ist eine Sperradbremse angeordnet.

Schwenkwerk. Das Gesamtreibungsmoment, bezogen auf die Säulenmitte, ist nach der auf S. 406 aufgestellten Formel für Rollenlager zu ermitteln.

Stützzapfenhalbmesser	r_1	$= 12{,}5/2 =$	6,25 cm
Rollenhalbmesser	r_2	$= 18/2 =$	9 „
Halbmesser der Rollenachsen .	r_3	$= 7/2 =$	3,5 „
Säulenhalbmesser	r_4	$= 34/2 =$	17 „

$$M = 0{,}1 \cdot 20300 \cdot 6{,}25 + 0{,}1 \cdot 8000 \cdot \frac{(6{,}25+3)^{1})}{2} + \frac{2 \cdot 0{,}1 \cdot 11730 \cdot 3{,}5}{9} \cdot 17$$
$$+ \frac{2 \cdot 0{,}05 \cdot 11730}{9} \cdot (9+17) = 12687 + 3696 + 15509 + 3378,$$

$M = 35270$ kgcm ohne Massenwiderstand.

Mit zwei Arbeitern zu je 25 kg am Kurbelarm von 450 mm berechnet sich die Übersetzung zu

$$i = \frac{35270}{2 \cdot 25 \cdot 45 \cdot 0{,}8} \approx 19{,}6, \text{ ausgeführt mit } \frac{50}{10} \cdot \frac{30}{10} = \frac{15}{1}.$$

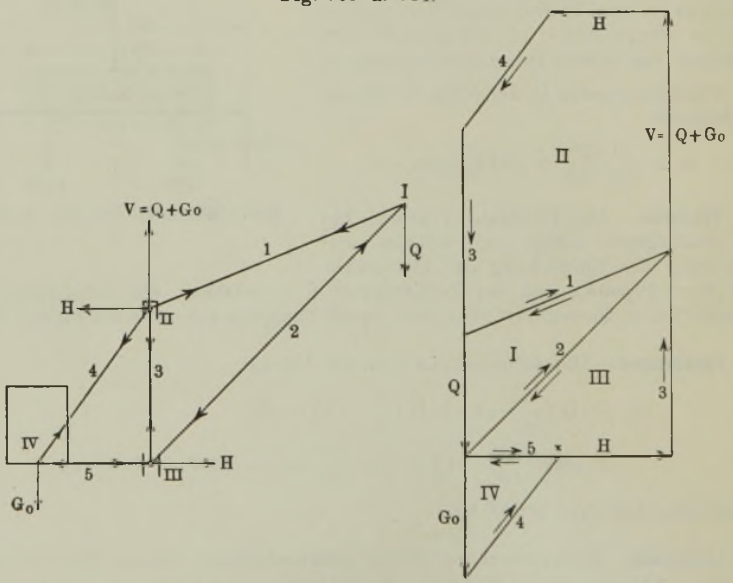
Die Kurbelkraft fällt also etwas größer aus.

13. Freistehender Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 761 und 762 auf Tafel zu S. 410.)

Fig. 763 u. 764.



Graphische Ermittlung der Stabkräfte für einen Drehkran mit freistehender Säule und Gegengewicht.
(Das Eigengewicht ist durch einen besonderen Kräfteplan zu berücksichtigen.)

---

[1]) Ringförmiger Stützzapfen mit 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser.

Fig. 761.

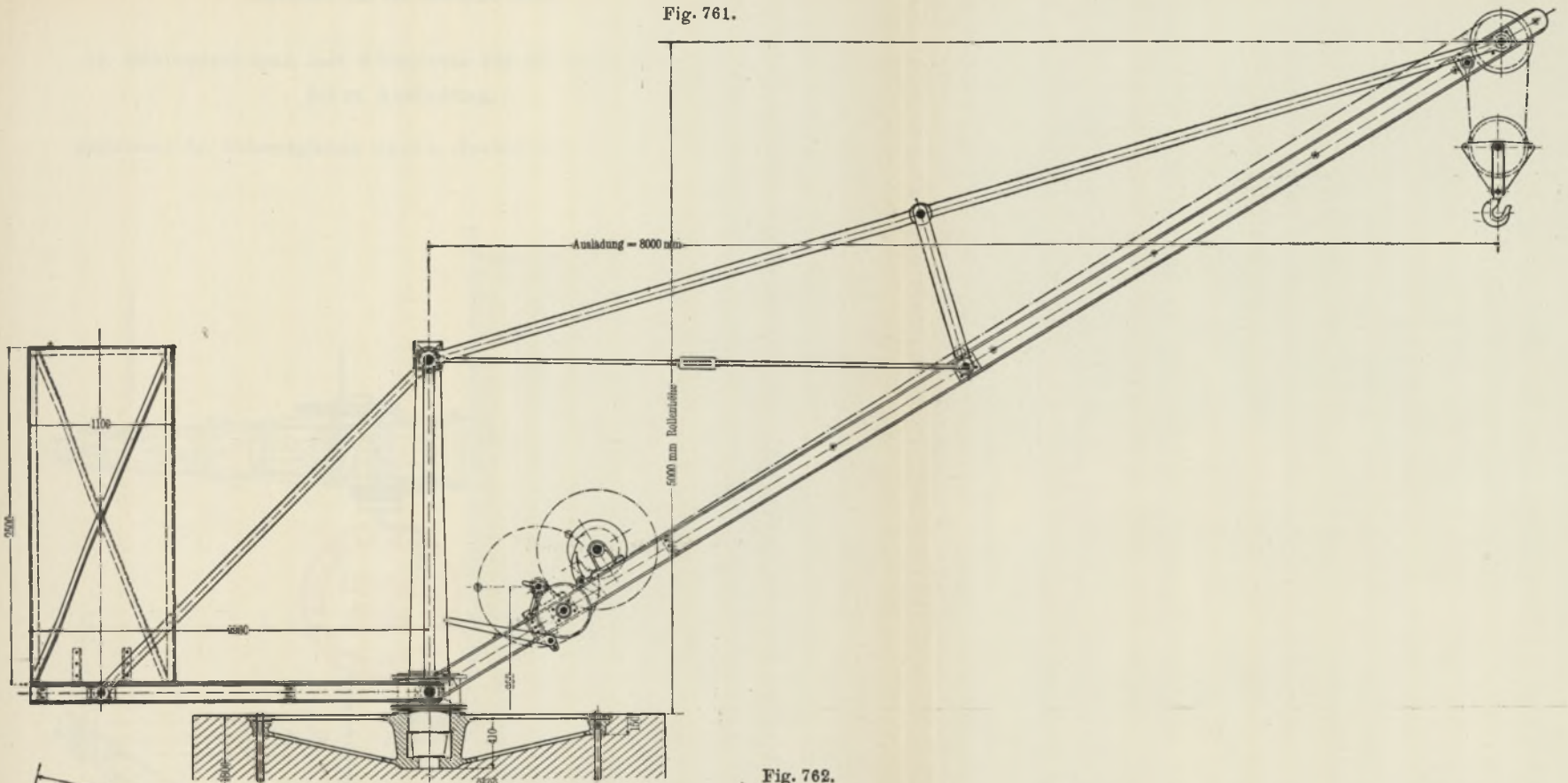


Fig. 762.

Freistehender Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung

C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Ausleger besteht aus verstrebten ⊏-Eisen, die vermöge zweier Zugstangen mit Spannschloß und den mit Gelenk versehenen Schließen in der Höhenlage eingestellt werden können. Das halbe Lastmoment wird durch Gegengewicht ausbalanciert. Stütz- und Halslager sind durch Flacheisenschienen verbunden. Windwerk auf der ⊏-Eisenstrebe. Das Hubwindwerk enthält getrennte Brems- und Sperradanordnung.

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

14. Säulendrehkran mit Kiesplatte für 8 t Tragkraft und 2,5 m Ausladung.

Ausführung der Hebezeugfabrik Gauhe, Gockel & Co., Oberlahnstein.

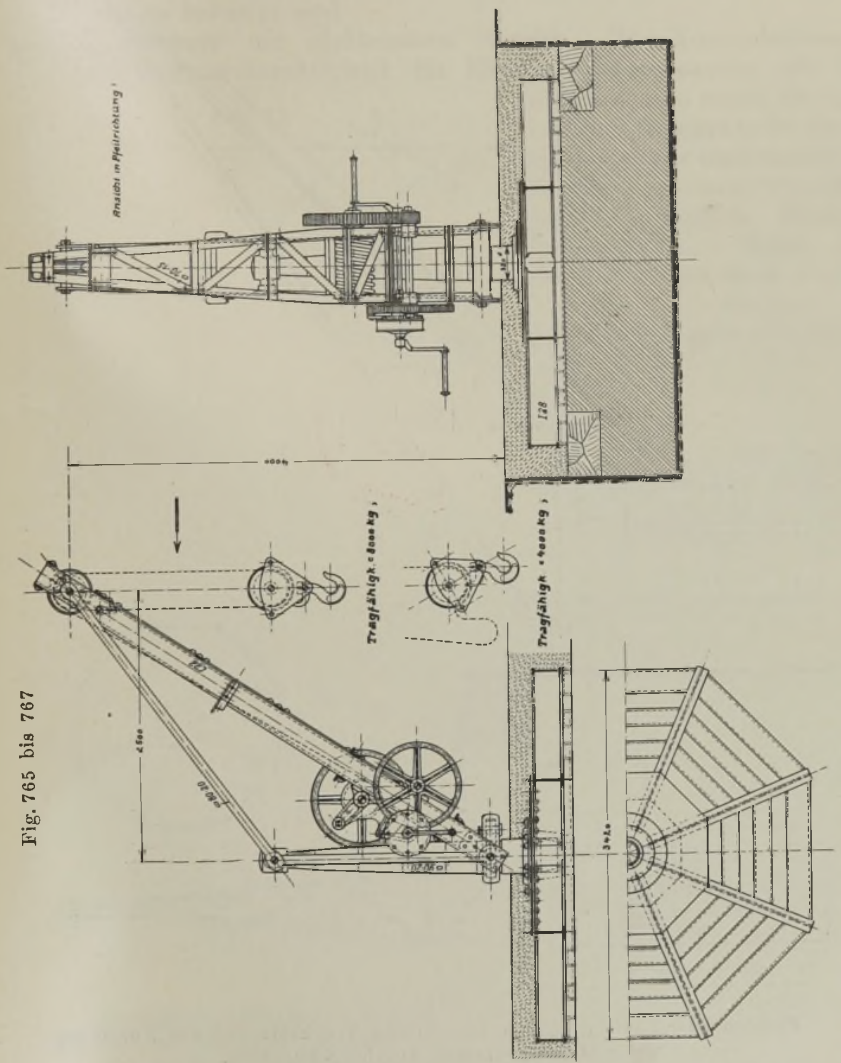
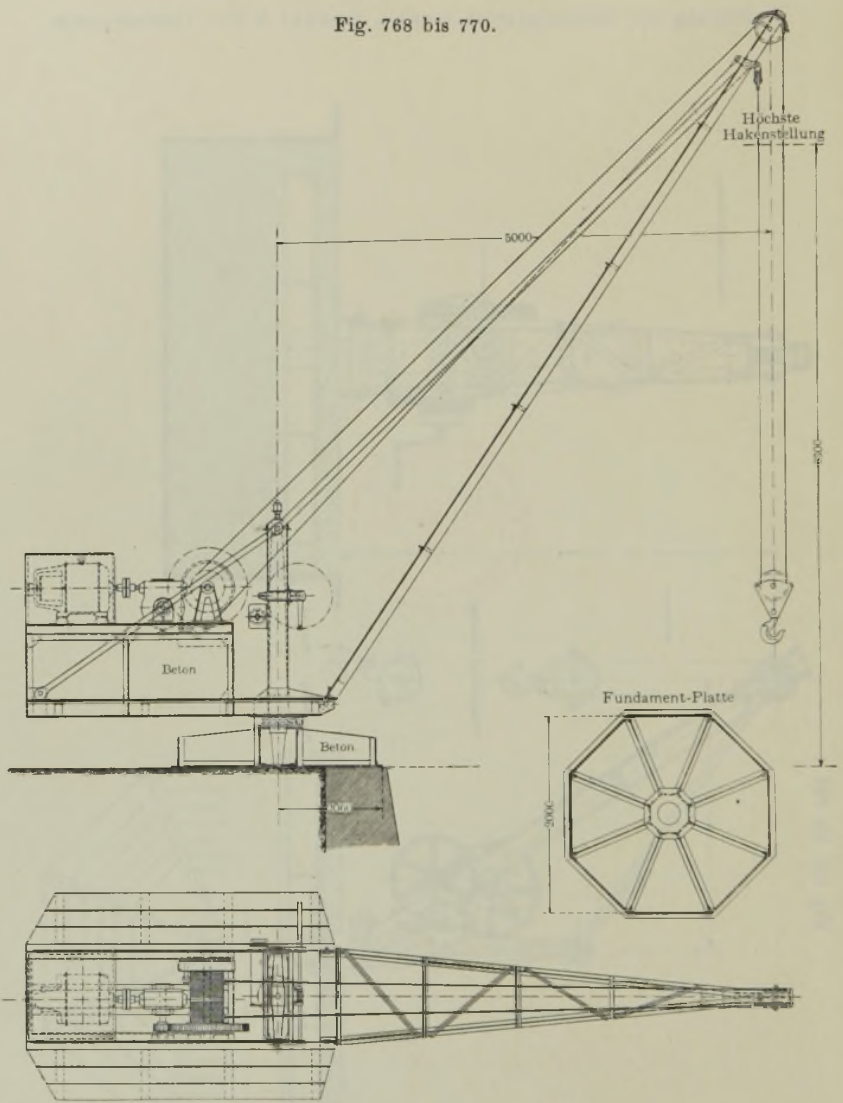


Fig. 765 bis 767

15. Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Fig. 768 bis 770.



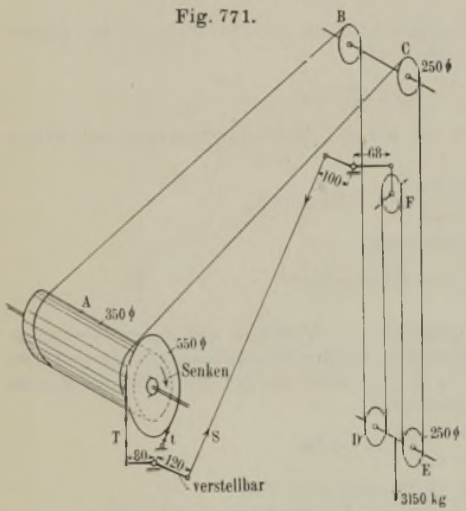
Feststehender Säulendrehkran von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

1. **Allgemeiner Aufbau.** Die massive Stahlsäule von 200 mm größtem Durchmesser ist in einer mit Beton ausgefüllten, aus Profileisen zusammengenieteten Fundamentplatte befestigt. Der drehbare Teil, dessen

Ausleger aus zwei gegenseitig verstrebten ⌴-Eisen 117,5 · 65 [1]) und zwei Flacheisenzugstangen 80 · 10 besteht, ist nach rückwärts zu einer Plattform verlängert, welche den mit Beton ausgefüllten Gegengewichtskasten trägt und das Hubwindwerk aufnimmt. Die Lagerung erfolgt in üblicher Weise oben in einem Stützlager, unten in einem gewöhnlichen Rollenhalslager. Stützlagertraverse und Halslager sind durch zwei ⊏ 20 verbunden, an welchen das Schwenktriebwerk und die Hubsteuerwalze befestigt sind.

2. **Hubwerk** mit elektrischem Antrieb. Der Kommutatormotor mit Hauptstromcharakteristik für Einphasen-Wechselstrom 600 Volt 25 Frequenzen macht bei 10 PS 710 Umdrehungen in der Minute und ist mittels einer elastischen Kupplung mit einem Schneckengetriebe gekuppelt. Schnecke dreigängig, $d = 76$ mm, $\alpha = 30^0\ 40'$, Schneckenrad $z = 24$, $t = 15\,\pi$, $D = 360$ mm. Das Schneckengetriebe arbeitet mit einem Stirnradvorgelege (gefräst) mit $z = 14 : 68$, $t = 12\,\pi$ und $d = 168 : 816$ auf eine mit rechts- und linksgängigem Gewinde versehene Drahtseiltrommel von 350 mm Durchmesser. Drahtseil 10,5 mm Durchmesser.

Fig. 771.



Schematische Darstellung der Hubseilanordnung und der durch Seilzug betätigten Lastdruckbremse.

Die mit Holzbelag versehene Bandbremse ist als Lastdrucksperradbremse, die durch den Seilzug betätigt wird, ausgebildet (vgl. S. 128). An Stelle der Lastdruckbremsen treten im allgemeinen jetzt elektrische oder Senksperrbremsen. Beim Lastsenken muß der Motor das überschüssige Moment überwinden. Beim Heben bleibt die Scheibe stehen.

3. **Schwenkwerk.** Das Drehen des Kranes erfolgt durch Handantrieb. Zu diesem Zwecke ist auf der Kransäule ein Schneckenrad aufgekeilt, dessen Schnecke direkt durch die Kurbel gedreht wird. Schnecke: eingängig, $d = 70$ mm; Schneckenrad: $z = 36$, $t = 13\,\pi$, $D = 468$ mm.

Berechnung.

Krangerüst und Säule. Die Stabspannungen und Profile ermitteln sich wie in den früheren Beispielen.

Für die Berechnung der Kransäule ist das größte Moment maßgebend, welches im belasteten oder unbelasteten Zustande auftritt.

Auf der rechten Seite wirkt außer der Nutzlast von 3000 kg noch das Flaschengewicht von 150 kg und das Auslegergewicht von 450 kg im Schwerpunkt mit einem

[1]) Älteres Profil.

Abstand von etwa 2 m von der Kransäule, auf der linken Seite Plattform, Betonklotz und Hubwerk mit einem Gesamtgewicht von etwa 5500 kg im Abstand 1,4 m von der Kransäule.

Demnach ist das Biegungsmoment der Säule bei belastetem Kran

$$M_b = (3150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) - 5500 \cdot 140 = 895000 \text{ kgcm},$$

bei leerem Haken

$$M_b = 5500 \cdot 140 - (150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) = 605000 \text{ kgcm}.$$

Mit dem größeren Moment berechnet sich der Säulendurchmesser aus $M_b = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b$ mit $k_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$ zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 895000}{1000}} = 20{,}8 \text{ cm, ausgeführt mit } 245 \text{ mm}.$$

Beträgt die Nabenhöhe der Fundamentplatte 400 mm, so wirkt in der oberen und unteren Blechplatte der Nabe je eine Kraft

$$H = \frac{895000}{40} = 22375 \text{ kg};$$

damit ergibt sich in der oberen Platte bei 230 mm Säulendurchmesser und 10 mm Blechstärke eine Flächenpressung

$$k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{22375}{1 \cdot 23} = 973 \text{ kg/cm}^2,$$

in der unteren Platte bei 130 mm Durchmesser

$$k = \frac{22375}{1 \cdot 13} = 1721 \text{ kg/cm}^2.$$

Hubwerk. Bei einer Hubgeschwindigkeit $v = 0{,}166$ m/s und einem Wirkungsgrad von 0,85 der losen Rollen und Leitrollen, 0,8 des Schneckengetriebes und 0,95 des Stirnradvorgeleges, zusammen also $\eta \approx 0{,}7$, wird die für die Wahl des Motors maßgebende Leistung des Beharrungszustandes

$$N = \frac{3150 \cdot 0{,}166}{75 \cdot 0{,}7} = 10 \text{ PS}.$$

Gewählt ein Motor der AEG von 10 PS und $n = 710$.

Umdrehungszahl der Trommel bei 350 mm Durchmesser

$$n = \frac{60\,v}{D\,\pi} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 0{,}166}{0{,}35 \cdot \pi} = 18.$$

Übersetzung zwischen Motor und Trommel

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{710}{18} \approx \frac{39}{1};$$ ausgeführt mit { Schneckengetriebe 8 : 1, Stirnräderpaar 38,9 : 1.

Prüfung der Ankerdrehmomente beim Anlauf mit Berücksichtigung des Ankerträgheitsmomentes nach Beispiel S. 260.

Mit dem hier günstig einzusetzenden Kraftverlust im Rollenzug und in der Trommelwelle ($\eta \approx 0{,}9$) sind am Bremsscheibenumfang nach Fig. 771

$$\frac{3150}{2} \cdot \frac{17{,}5}{27{,}5} \cdot 0{,}9 = 900 \text{ kg}$$

zu vernichten. Durch den Lastseilzug wird nach Fig. 771 mit den dort eingeschriebenen Hebelarmen und $\mu = 0{,}25$, $\alpha^0 = 225^0$, also

$$a_{\text{Bogen}} = 2\,\pi \frac{225}{360} = 392 \quad \text{und} \quad e^{\mu a} = 2{,}66,$$

$$T = \frac{3150}{2} \cdot \frac{68}{100} \cdot \frac{120}{80} = 1610 \text{ kg}; \quad t = \frac{T}{e^{\mu a}} = \frac{1610}{2{,}66} = 605 \text{ kg},$$

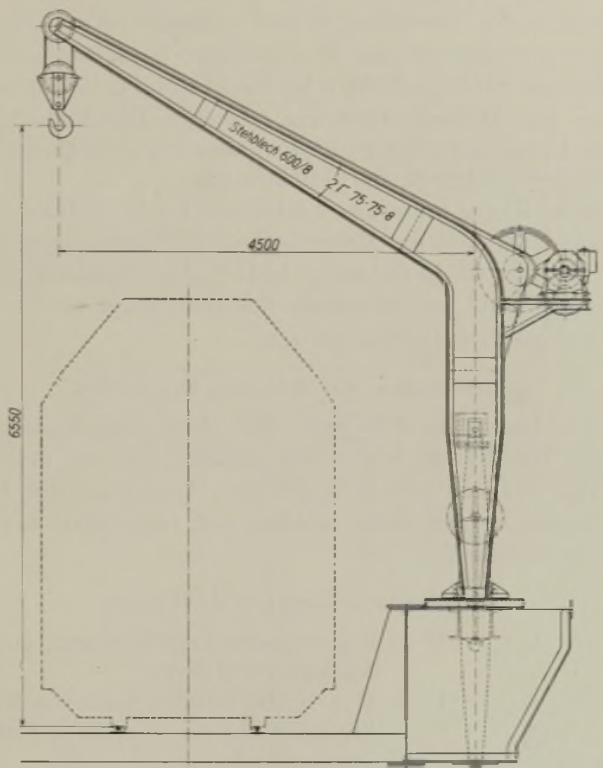
demnach Bremskraft $P = 1610 - 605 = 1005$ kg.

Mit den angenommenen Werten ergibt sich eine überschüssige Bremskraft am Scheibenumfang von $1005 - 900 = 105$ kg.

16. Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran mit gekrümmtem Blechausleger für 6 t Tragkraft und 4,5 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Nürnberg.

Fig. 772.



Trommelvorgelege:	Ritzel	$z = 14$,	$t = 13\pi$,	$D = 182$ mm	}	S. M. Stahlguß.
	Stirnrad	$z = 73$,	$t = 13\pi$,	$D = 949$ „	}	
Motorvorgelege:	Ritzel	$z = 15$,	$t = 4\pi$,	$D = 60$ „		S. M. Stahl.
	Stirnrad	$z = 110$,	$t = 4\pi$,	$D = 440$ „		S. M. Stahlguß.
	Motor 10,6 PS,	$n = 830$.				

Motor und Hubwerk sind am Blechausleger gelagert. Betätigung des hinter dem Motor gelagerten Walzenschalters mit Senkbremsstellungen erfolgt durch Ketten- oder Seilsteuerung von unten. Der Motor ist durch eine Kupplung, welche gleichzeitig als Magnetbremse dient, mit einem Schrägzahngetriebe im geschlossenen Ölbade verbunden. Die Stromzuführung erfolgt durch Schleifringe, deren Stromabnehmer am Kopfstück der Kransäule befestigt sind.

Schwenken des Auslegers durch Handbetrieb. Die Drehbewegung der Handkurbel wird durch Kegelräderpaare auf eine horizontal unter Flur liegende Welle und von da auf das in den festliegenden Zahnkranz eingreifende Schwenkritzel übertragen.

4. Drehscheibenkrane.

Die Kransäule fällt fort und der untere Kranteil ist als Drehscheibe ausgebildet. Auf dieser Drehscheibe, welche aus der Plattform, den Laufrollen und dem Königszapfen besteht, kann der Ausleger und das Windwerk in übersichtlicher Weise montiert werden. Bezüglich der Konstruktion des Auslegers hat man vollkommen freie Hand. Häufig findet man einen gekrümmten Blechausleger über eine auf der Drehscheibe befestigte Säule gesteckt oder direkt auf der Plattform befestigt.

Vorteile der Drehscheibenkrane: Leichte Drehbarkeit, weil die Durchbiegungen der Säule fortfallen, und bequeme Konstruktion des Auslegers und Triebwerkes.

Nachteile: Kleine nutzbare Ausladung im Verhältnis zur ganzen Ausladung, weil die Drehscheibe viel Platz beansprucht.

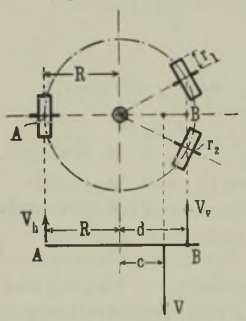
Einer besonderen Berechnung bedarf die Stabilität des Kranes, denn es muß sowohl im belasteten Zustande als auch im entlasteten Zustande Gleichgewicht vorhanden sein.

Drehkrane mit Rollendrehscheibe.

Nach der Auslegerseite zu sind zwei Stützrollen, hinten eine Rolle erforderlich. Die Rollen laufen auf Zapfen, die am drehbaren Teil gelagert sind, und bewegen sich auf dem Laufkranz des Unterteiles. Die Rollenzapfen werden stark belastet und vergrößern den Schwenkwiderstand beträchtlich.

Reibungsschwenkwiderstand.

Fig. 773 u. 774.



W = Reibungsschwenkwiderstand, gemessen am Auslegerkopf in kg,
$V = Q + G$, die Resultierende von Nutzlast und Eigengewicht des drehbaren Teiles einschl. Gegengewicht,
r_l = Laufradhalbmesser in cm,
f = Hebelarm der rollenden Reibung = 0,05 cm,
R = Halbmesser des Laufkranzes in cm,
r_z = Rollenzapfenhalbmesser,
μ = Zapfenreibungszahl,
a = Ausladung.

$$W = \left(\frac{V \cdot f}{r_l} + \frac{V \cdot \mu \cdot r_z}{r_l} \right) \cdot \frac{R}{a}$$

Druck auf ein vorderes Laufrad aus der Momentengleichung um A.

$$V_v = \frac{1}{2} \frac{V(c + R)}{d + R}$$

Druck auf die hintere Rolle aus der Momentengleichung um B.

$$V_h = \frac{1}{2} \frac{V(d - c)}{d + R}.$$

Stabilitätsnachweis für einen Drehscheibenkran von 6000 kg Tragkraft und 5,2 m Ausladung.

Unter Bezugnahme auf die Skizze sind folgende Gewichte zu berücksichtigen:

6200 kg am Lasthaken bei 6000 kg Nutzlast und 200 kg Ketten- und Flaschengewicht

400 kg Auslegergewicht, im Schwerpunkte wirkend (Abstand 1,4 m vom Schienenkranze).

1000 kg in 1,1 m Abstand von der Kippkante A, herrührend vom Triebwerke für die Hubbewegung.

2000 kg in der Krangerüstmitte, herrührend vom Eigengewicht des Krangerüstes und des Triebwerkes zum Schwenken (1,7 m Abstand von der Kippkante A).

7500 kg Gegengewicht, 3,6 m von der Kippkante A entfernt.

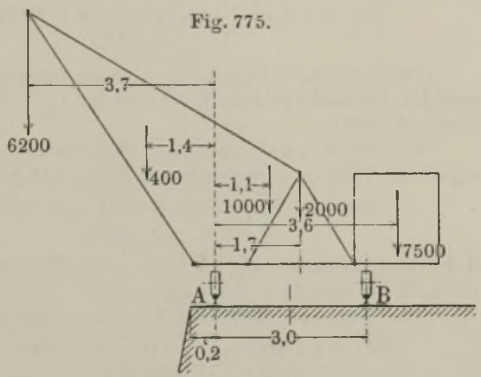


Fig. 775.

Standfestigkeit eines Drehscheibenkranes.

Hiernach besteht mit dem Gesamtgewicht des belasteten Kranoberbaue. = 17100 kg für den Abstand x der Resultierenden von der Kippkante A die Beziehung:

$$\frac{7500 \cdot 3{,}6 + 2000 \cdot 1{,}7 + 1000 \cdot 1{,}1 - 6200 \cdot 3{,}7 - 400 \cdot 1{,}4}{17100} = 0{,}46 \text{ m}.$$

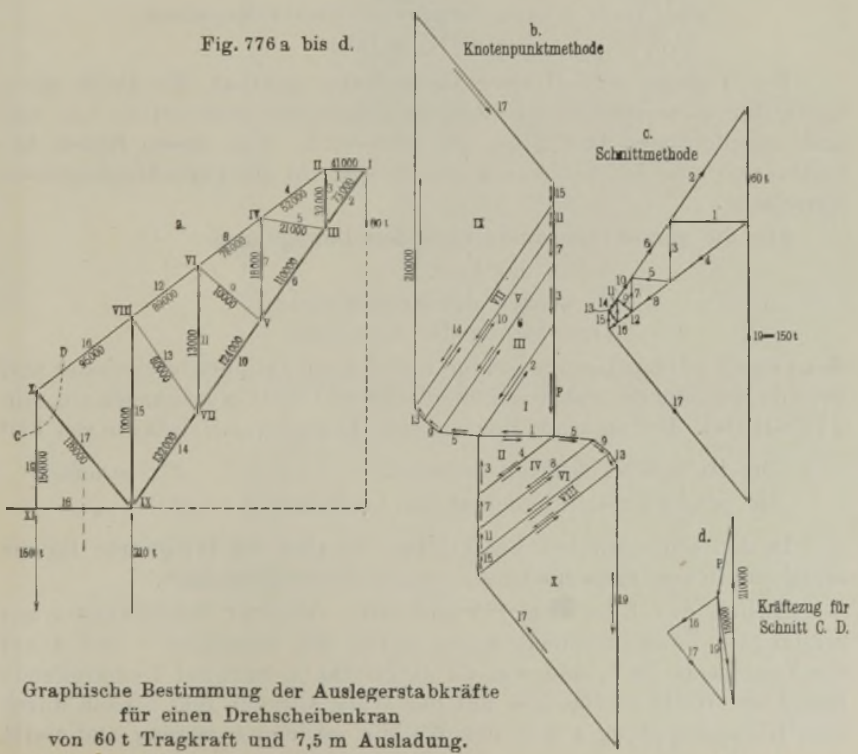


Fig. 776 a bis d.

Graphische Bestimmung der Auslegerstabkräfte
für einen Drehscheibenkran
von 60 t Tragkraft und 7,5 m Ausladung.

Bei voll belastetem Kran liegt die Resultante also 46 cm innerhalb der Rollenbahn, und da diese 20 cm von der Kaikante entfernt ist, wird der Abstand der Resultierenden von der Kaikante 66 cm.

Bei unbelastetem Kran rückt die Resultante weiter nach innen und es gilt mit Bezug auf die Kippkante B

$$\frac{200 \cdot 6{,}7 + 400 \cdot 4{,}4 + 1000 \cdot 1{,}9 + 2000 \cdot 1{,}3 - 7500 \cdot 0{,}6}{11\,100} = 0{,}28 \text{ m}.$$

Die Resultante liegt folglich 28 cm innerhalb der Rollenbahn von Kippkante B, und der Abstand der Resultante von der Vorderkante der Kaimauer bei unbelastetem Kran ist 2,92 m.

Bei der Probebelastung (Normallast + 25 v. H.) wird die Last am Auslegerkopf 7700 kg und es ist mit Bezug auf die vorigen Bezeichnungen

$$\frac{7500 \cdot 3{,}6 + 2000 \cdot 1{,}7 + 1000 \cdot 1{,}1 - 7700 \cdot 3{,}7 - 400 \cdot 1{,}4}{18\,600} = 0{,}13 \text{ m},$$

d. h. die Resultante fällt auch bei einer Überbelastung von 25 v. H. der Normallast noch 33 cm innerhalb der Kaimauer.

Der maximale Raddruck für die beiden Vorderräder beträgt

$$\frac{7700 \cdot 6{,}7 + 400 \cdot 4{,}4 + 1000 \cdot 1{,}9 + 2000 \cdot 1{,}3 - 7500 \cdot 0{,}6}{3} \approx 18\,000 \text{ kg}.$$

Auf ein Vorderrad kommt daher ein Druck von 9000 kg.

Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub

von Friedr. Krupp, Grusonwerk, Buckau-Magdeburg.

(Fig. 777 bis 787.)

Der Ausleger ist auf einer Drehscheibe montiert, die durch einen in der Fundamentplatte befestigten Königszapfen zentriert ist und von drei kegelförmigen Laufrollen getragen wird. Von diesen Rollen befinden sich zwei auf der Auslegerseite, eine auf der gegenüberliegenden Kesselseite.

Für die vom Krane auszuführenden Bewegungen

Heben der Last,
Schwenken des Kranes und
Veränderung der Ausladung

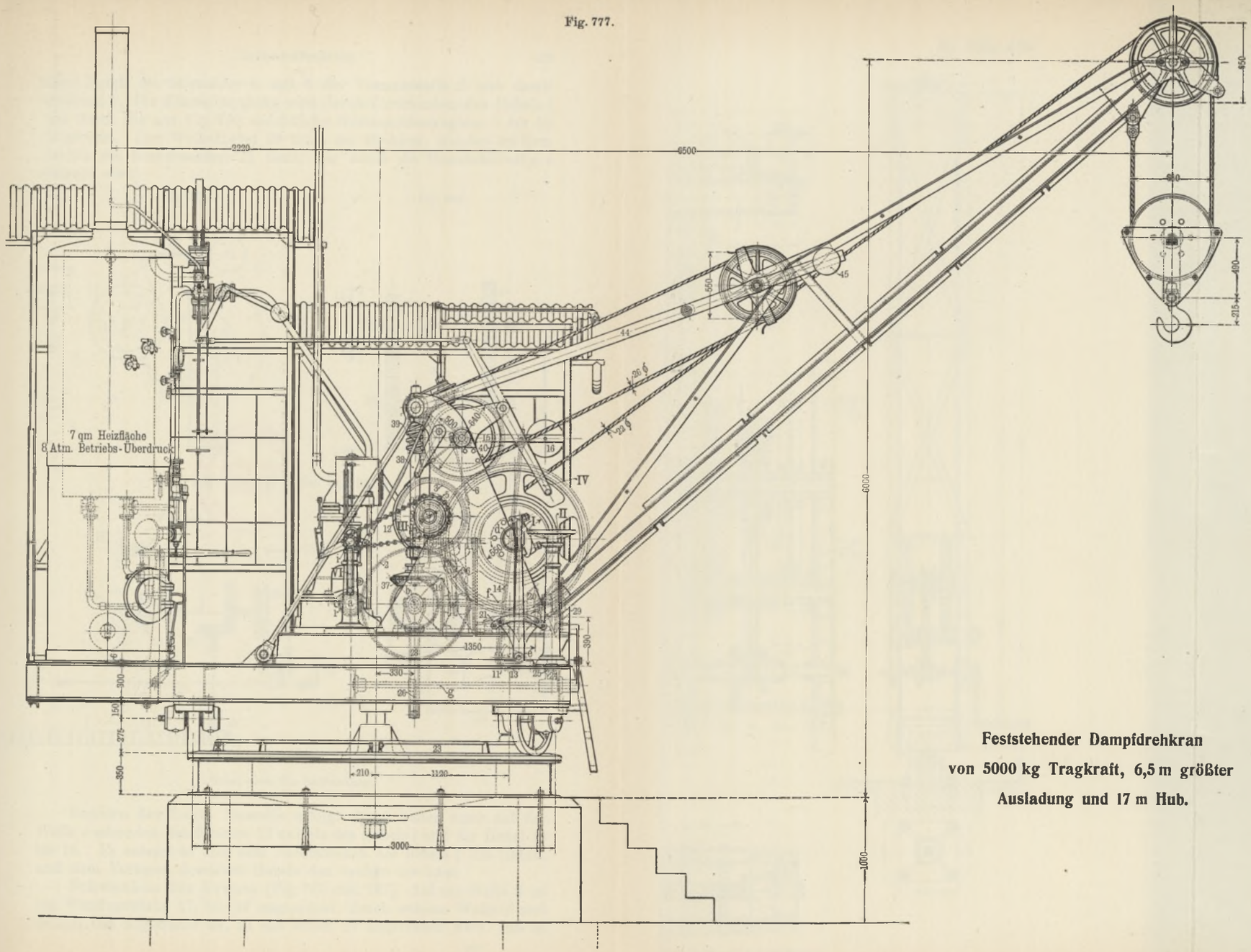
dient eine Zwillingsdampfmaschine von 150 mm Zylinderdurchmesser und 200 mm Hub, die bei 8 at Kesselüberdruck und 200 Umdrehungen i. d. min 23 PS leistet. Der stehende Röhrenkessel besitzt eine Heizfläche von 7 m²

Die Hubgeschwindigkeit beträgt . . . . . 11,5 m/min,
die Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf . 100 „

In den schematischen Fig. 779 bis 784 sind die Triebwerke für die einzelnen Bewegungen nochmals einzeln herausgezeichnet.

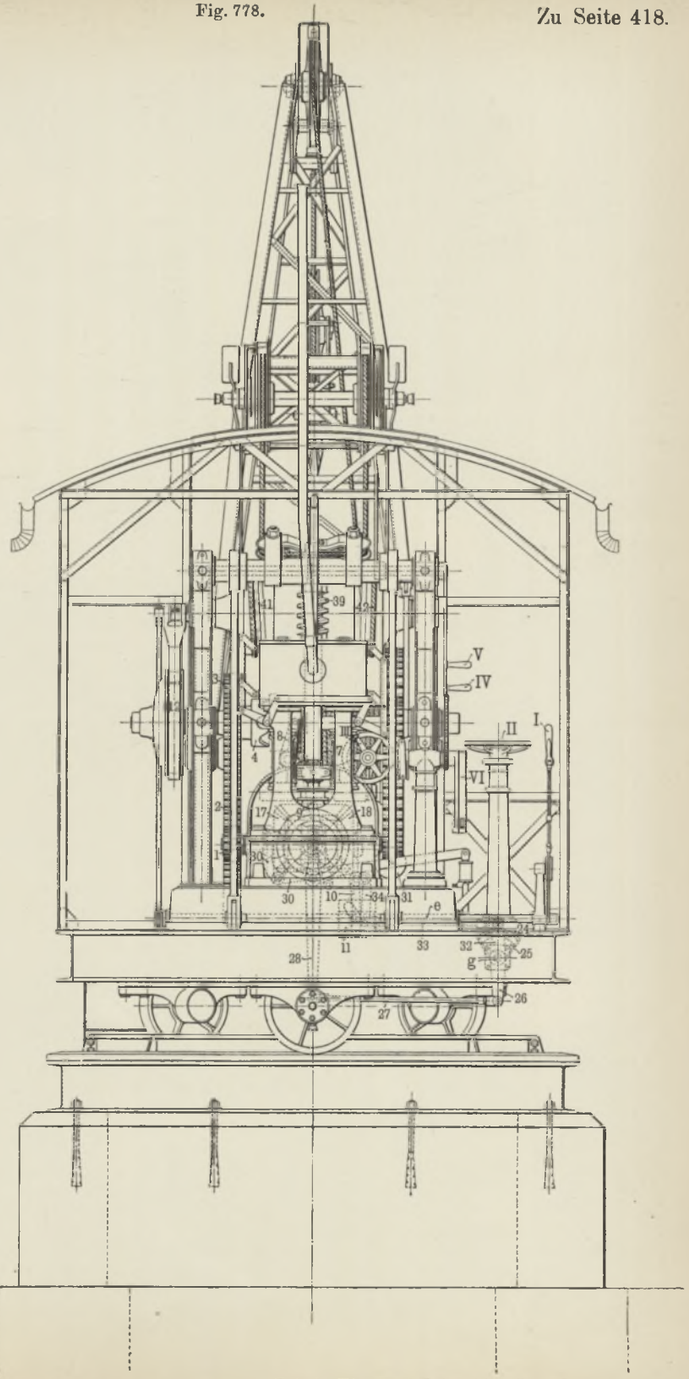
Heben der Last (Fig. 779 und 780). Von der Kurbelwelle a aus erfolgt die Bewegungsübertragung durch die Stirnräder 1 und 2 auf die Vorgelegewelle b, und von da durch das in Stirnrad 2 eingreifende Rad 3 auf Welle c. Das lose auf der Welle sitzende Rad 3 kann durch eine Klauenkupplung 4 mit der Welle c verbunden werden und treibt

Fig. 777.



Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub.

Fig. 778.



Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

dann durch die Stirnräder 5 und 6 die Trommelwelle *d* und damit Trommel 7. Die Klauenkupplung wird durch Zurückziehen des Hebels I und durch die aus Fig. 780 ersichtliche Gestängeübertragung 8 bis 10 eingerückt. Der Winkelhebel 10 trägt ein Röllchen, welches in dem Schlitz des Kurvensektors 11 läuft, der durch die Handhebelwelle *e* gedreht wird.

Fig. 779.

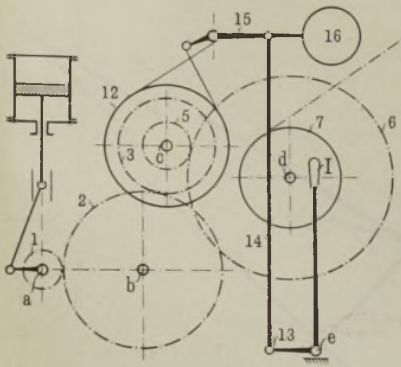
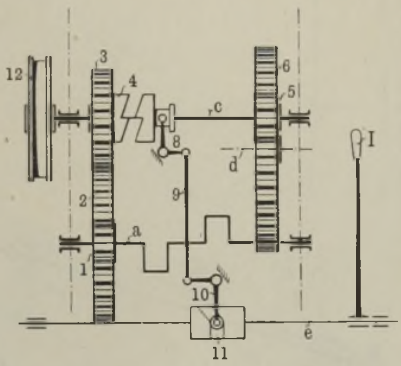


Fig. 780.



Triebwerk für Heben und Senken.

Fig. 781.

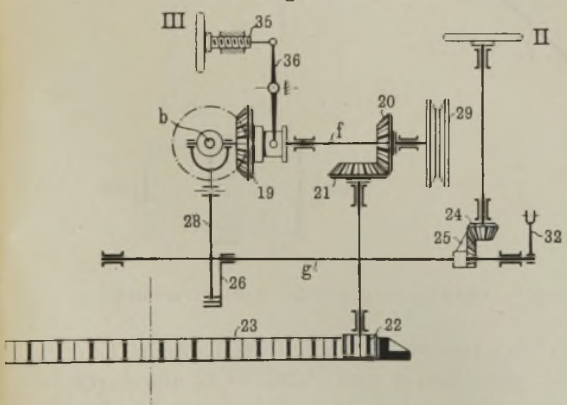
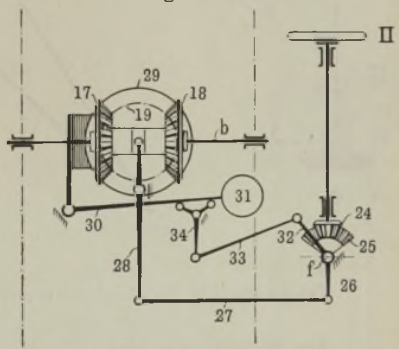


Fig. 782.



Triebwerk für Schwenken.

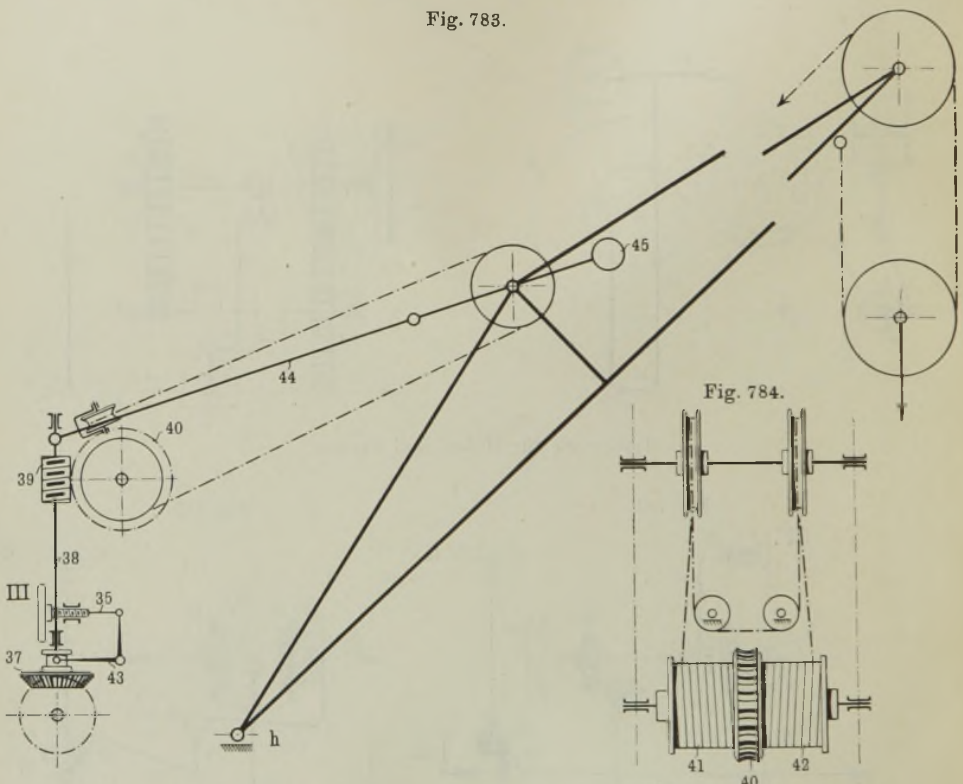
Senken der Last. Dasselbe erfolgt durch Lüften einer auf der Welle *c* sitzenden Bandbremse 12 mittels des Hebels I und der Hebel 13 bis 16. Es entspricht also dem Zurückziehen des Hebels I das Heben, und dem Vorlegen desselben Hebels das Senken der Last.

Schwenken des Kranes (Fig. 781 und 782). Auf der Welle *b* ist ein Wendegetriebe 17, 18, 19 angeordnet, durch welches Welle *f* und mittels der Kegelräder 20, 21 das Ritzel 22 angetrieben wird. das in

einen auf der Fundamentplatte verschraubten Zahnkranz 23 eingreift und je nach Schaltung des Wendegetriebes die Rechts- und Linksdrehung des Kranes hervorbringt.

Die Betätigung des Wendegetriebes erfolgt durch Handrad II, Kegelrad 24, Zahnsegment 25 und die Hebelübertragung 26, 27, 28. Zur Verkürzung des Auslaufweges beim Schwenken ist auf der Welle *f* eine Keilnutenbackenbremse 29 angeordnet, die bei der Mittelstellung

Fig. 783.



Triebwerk für die Auslegerverstellung.

Fig. 784.

Seilführung für die Auslegerverstellung.

der Wendegetriebemuffe durch das Gewicht 31 angezogen, beim Einrücken des Wendegetriebes aber gleichzeitig vom Handrad II aus durch die Hebel und Gestängeübertragung 32 bis 34 gelüftet wird. Das plötzliche Einfallen des Bremsklotzes beim Ausrücken der Kupplung wird durch einen Luftkatarakt verhindert. Das Handrad III ermöglicht mit Hilfe der Spindel 35 und des doppelarmigen Hebels 36 die Ausschaltung des Rades 19 und damit des Schwenkwerkes.

Veränderung der Auslegerneigung (Fig. 783 und 784). In das Wendegetriebe des Schwenkwerkes greift gleichzeitig ein weiteres Kegelrad 37 ein, welches die vertikale Welle 38 und die Schnecke 39 treibt. Das zugehörige Schneckenrad 40 treibt die zu beiden Seiten

desselben liegenden Drahtseiltrommeln 41 und 42 an, die das Seil für die Auslegerveränderung auf- bzw. abwickeln. Das Handrad III gestattet Ausschaltung des Kegelrades 37, sobald das Schwenkwerk in

Fig. 786.

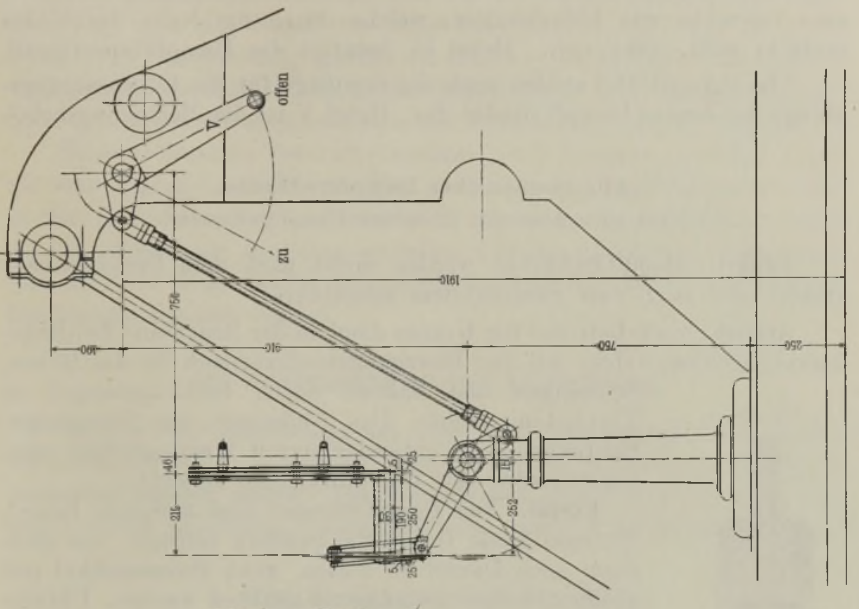
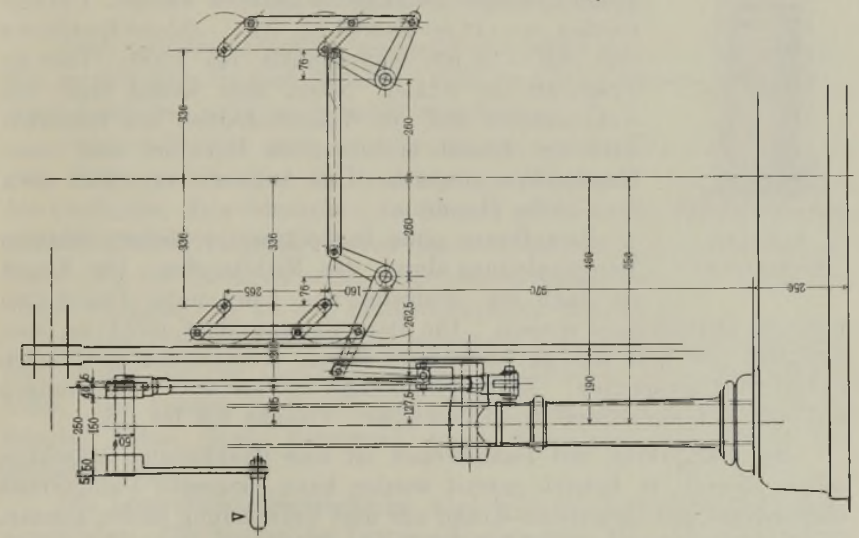


Fig. 785.



Gestänge zur Entwässerungsanlage.

Tätigkeit treten soll. Der Ausleger hat seinen Drehpunkt in *h*. Er wird bei größter Ausladung nicht durch das Drahtseil, sondern durch die Zugstange 44 gehalten, die beim Einziehen, unterstützt vom Gewicht 45, einknickt.

Handantrieb des Kranes (Fig. 777 und 778). Auf der durch Handkurbel VI getriebenen Kurbelwelle *i* sitzt ein Kettenrad, welches durch Gliederkette das Kettenrad antreibt. Dieses Rad dreht sich bei Dampfantrieb lose auf der Welle *c* und wird erst bei Handantrieb durch eine Schraube mit Flügelmutter, welche durch die Nabe des Rades gesteckt wird, gekuppelt. Hebel IV betätigt das Dampfabsperrventil.

Fig. 785 und 786 stellen noch das Gestänge für die Entwässerungsanlage der beiden Dampfzylinder dar. Hebel V ist der Bedienungshebel.

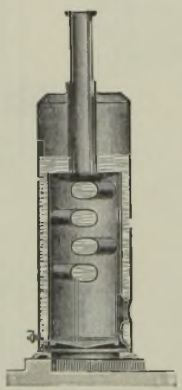
Allgemeines über Dampfdrehkrane.

Siehe auch Abschnitt „Fahrbare Dampfdrehkrane".

Bauart. Dampfdrehkrane werden meist nach dem Drehscheibensystem oder nach dem Säulensystem ausgeführt.

Antrieb. Zum Betriebe des Kranes dient in der Regel eine Zwillingsdampfmaschine, welche mit den Bewegungsmechanismen für das Heben, Schwenken und Fahren durch Reibkupplungen in Verbindung steht. Das Umkehren der Bewegungsrichtungen wird entweder durch Wendegetriebe oder Umsteuerung der Dampfmaschine erreicht.

Fig. 787.



Stehender Querrohrkessel.

Kessel. Die Dampferzeuger sind stehende Kessel, die eine große Heizfläche besitzen müssen, um auch dann noch Dampf zu halten, wenn Massenartikel mit größter Hubgeschwindigkeit gehoben werden. Übliche Größen: 8 ··· 12 m² Heizfläche, 0,25 ··· 0,5 m² Rostfläche und 0,8 ··· 1,5 m³ Wasserinhalt bei 1500 ··· 7500 kg Tragkraft der Kraue. Neben dem Kessel steht ein Kohlenkasten und ein Wasserbehälter; aus letzterem wird der Kessel mittels eines Injektors und einer Handpumpe gespeist. Das Anheizen erfordert etwa eine halbe Stunde.

Dampfkrane ohne Dampfkessel erfordern zentrale Dampfzuleitung durch den Mittelzapfen. Der Kessel ist dann ein ortsfester und kann unter Umständen mehrere Dampfkrane speisen. Die Dampfleitung darf nicht zu lang ausfallen und muß sich gut entwässern lassen. Kesseldruck gewöhnlich 6 bis 10 Atmosphären. Zwillingsmaschine 80 bis 200 Umdrehungen i. d. min mit einfachem Muschelschieber. Füllung 0,6 bis 0,8.

Der Dampfkran mit Dampfkessel ist eine unabhängige Maschine, welche überall in Betrieb gesetzt werden kann, wogegen Dampfkrane ohne Kessel und elektrische Krane nur dort Verwendung finden können, wo entweder Dampf oder Elektrizität zur Verfügung steht.

Der Dampfkran ohne Kessel ist in der Anschaffung billiger als der elektrische Kran, und er ist auch in den Betriebskosten billiger, wenn die Dampfleitung nicht sehr lang ist, sich gut entwässern läßt, und wenn der Kran stundenlang in Betrieb bleiben kann. Hat der

Kran nur dann und wann einzelne Lasten aufzuziehen und dazwischen längere Pausen, dann wird der Dampfbetrieb unbequem und auch teurer als der elektrische Betrieb.

Muß man an einem Betriebsorte mehrere Krane aufstellen, so lassen sich die Krane mit Vorteil von einer Zentrale aus betreiben. Für eine Anzahl von Dampfkranen genügt als Zentrale ein größerer Dampfkessel, wogegen für eine Anzahl elektrischer Krane außer dem Dampfkessel auch noch eine größere Dampfmaschine mit Dynamomaschine erforderlich ist.

Eine elektrische Zentralkrananlage wird deshalb erheblich teurer als eine Dampf-Zentralkrananlage, sowohl in der Anschaffung als auch in den Betriebskosten, und man wird nur dann erstere wählen, wenn die Dampfleitungen sehr lang ausfallen würden, schwer hinzuleiten sind, und wenn die Krane nicht andauernd, sondern nur mit häufigen Unterbrechungen benutzt werden.

b) Veränderung der Ausladung.

Eine genaue Einstellung der Last, d. h. eine radiale Verschiebung derselben ist dann erforderlich, wenn die Krane zu Montierungszwecken verwendet werden sollen. Die Veränderung der Ausladung kann entweder durch Laufkatze, Laufwinde oder durch Wippausleger erfolgen.

1. Wanddrehkrane mit Laufkatze.

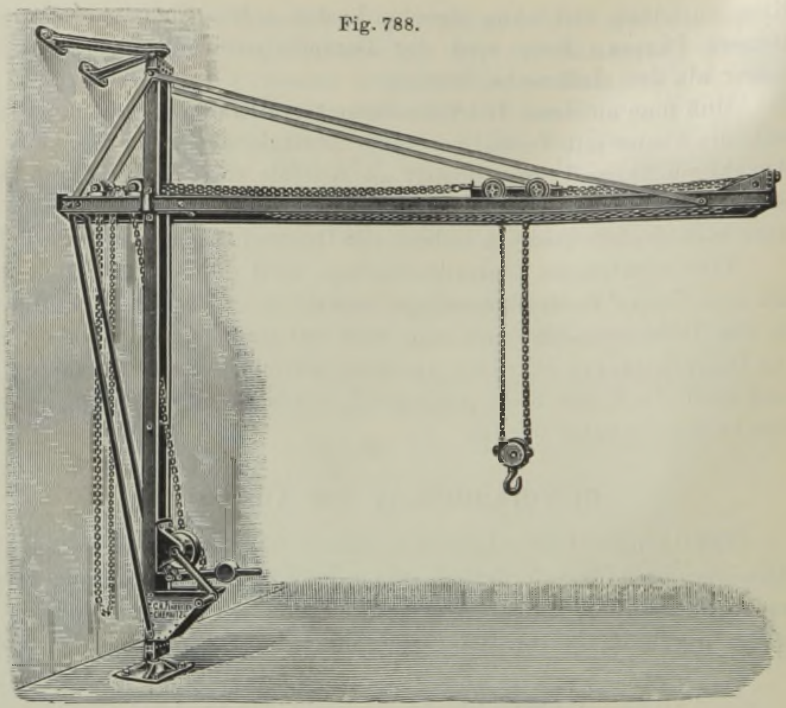
Legt man die Schließen horizontal und bildet man sie als Fahrbahn aus, so läßt sich die Last außer der Hub- und Schwenkbewegung mittels einer Laufkatze auch noch radial verschieben.

Demgemäß sind auch zwei Triebwerke vorhanden: ein Windwerk zum Heben und Senken der Last und ein Windwerk zum Verschieben der Laufkatze. Das Schwenken des Kranes geschieht bei kleinen Kranen ohne Windwerk. Es genügt hierzu eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette oder die Lastkette selbst. Bei kleinen Lasten wird die Laufkatze durch schrägen Zug an der Flaschenzugkette verschoben.

In Fig. 788 bleibt der Raum unterhalb der Laufkatzenträger ganz frei, so daß mit der angehängten Last ungehindert gearbeitet werden kann. Der Antrieb zur Laufkatzenverschiebung geschieht mittels kalibrierter Kette, deren Kettennuß durch Haspelkette von unten angetrieben wird.

Die Lastverschiebevorrichtung wird hier durch Kurbel von unten angetrieben. Das Senken der Last geschieht mittels Bremsgesperre durch Niederkurbeln der Last. Diese Einrichtung ist für Hüttenwerke, Gießereien, Kesselschmieden und Maschinenfabriken vorteilhaft, während man für Verladestationen, Steinbrüche usw. Bandbremse oder Sicherheitskurbel für schnellen Lastniedergang vorziehen wird.

Fig. 788.



Wanddrehkran mit Laufkatze für 500 kg Tragkraft.

a) Analytische Berechnung des Krangerüstes.

Verteilen wir das Eigengewicht nach Schätzung auf alle drei Knotenpunkte, so erhalten wir nach Fig. 790

$$G = G_A + G_C + G_B.$$

Ist Q = Nutzlast + Katzengewicht, so wird die Strebenkraft D mit der Momentengleichung um A ohne den entlastenden Kettenzug S

$$D = \frac{Q a + G_c (a - x)}{f}.$$

Schließenkraft Z mittels Momentengleichung um B ohne Kettenspannung:

$$Z = \frac{Q \cdot a + G_c (a - x)}{h_3}.$$

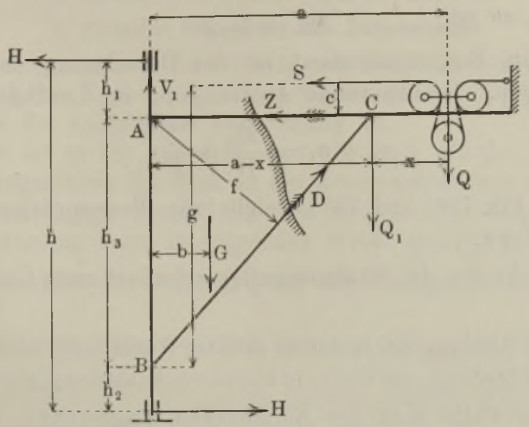
Durch das frei überstehende Ende der Laufkatzenbahn und durch die verschiebbare Laufkatze werden die wagerechten Schließen außerdem noch erheblich auf Biegung beansprucht.

Steht die Last in der Mitte zwischen AC, so ist

$$M_b = \frac{Q(a - x)}{4}.$$ [1])

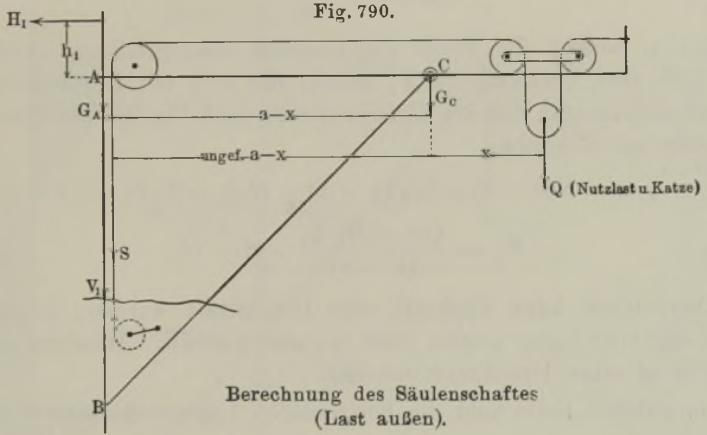
[1]) Das Moment ist nur angenähert richtig. Genaue Feststellung des Momentes unter „Laufkrane".

Fig. 789.



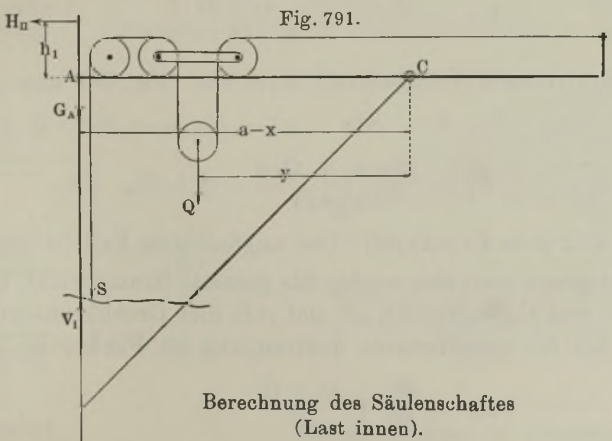
Berechnung der Stabkräfte.

Fig. 790.



Berechnung des Säulenschaftes (Last außen).

Fig. 791.



Berechnung des Säulenschaftes (Last innen).

Befindet sich dagegen die Last in der äußersten Stellung auf der rechten Seite, so ist $M_b = Q \cdot x$.

Das größte Biegungsmoment ist der Berechnung der Träger zugrunde zu legen. Resultierende Anstrengung im Laufkatzenträger

$$\sigma_b + \sigma_z = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{F}.$$

Vgl. die Fig. 796 und 797, welche die Beanspruchung für beide Stellungen zeigen.

Die Berechnung des Säulenschaftes erfordert zwei Untersuchungen, und zwar:

1. bei Stellung der Katze in größter Ausladung, also rechts von C,
2. bei Stellung der Katze in kleinster Ausladung, also an der Säule.

Im ersten Falle sind die horizontalen Lagerreaktionen (Fig. 790)

$$H_{\mathrm{I}} = \frac{Q a + G \cdot b}{h}$$

vorhanden, welche die Säule auf Biegung beanspruchen. Außerdem tritt noch eine Vertikalkraft V_1 hinzu, die sich mit Berücksichtigung der Kettenspannung und des Eigengewichtes nach Fig. 790 aus Momentengleichung um C ergibt

$$+ Q \cdot x - S(a - x) - G_A(a - x) - H_{\mathrm{I}} h_1 - V_1(a - x) = 0$$

$$V_1 = \frac{Q x - H_{\mathrm{I}} \cdot h_1}{(a - x)} - S - G_A.$$

Diese Kraft kann Zugkraft oder Druckkraft werden, je nachdem V_1 in der Gleichung positiv oder negativ ausfällt. Meistens wird V_1 durch S zu einer Druckkraft werden.

Im zweiten Falle sind die horizontalen Lagerreaktionen (Fig. 791)

$$H_{\mathrm{II}} = \frac{Q(a - x - y) + G \cdot b}{h}.$$

Die hinzutretende Vertikalkraft wird nach Fig. 791 aus

$$+ V_1(a - x) - H_{\mathrm{II}} \cdot h_1 - S(a - x) - G_A(a - x) - Q \cdot y = 0$$

$$V_1 = \frac{H_{\mathrm{II}} \cdot h_1 + Q \cdot y}{(a - x)} + S + G_A.$$

V_1 ist hier also stets Druckkraft. Der ungünstigste Fall ist maßgebend.

Im Säulenfuße setzt sich wieder das gesamte Krangewicht, bestehend aus Nutzlast und Eigengewicht, ab und ruft hier Druckbeanspruchungen hervor, so daß die resultierende Anstrengung im Punkte B

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f} \quad \text{ist.}$$

b) Graphische Ermittlung der Kräfte.

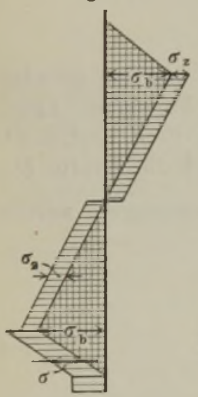
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Die genaue graphische Ermittlung mit Berücksichtigung des Eigengewichtes und der Kettenspannung ist sehr umständlich; man wendet zweckmäßiger die analytische Berechnung an.

Hingegen ist es für Projekte wertvoll, sich schnell durch Zeichnung einen ungefähren Einblick in die Kraftverhältnisse zu verschaffen. Diese überschlägige Ermittlung der Kräfte ohne Berücksichtigung der Kettenspannung kann in folgender Weise geschehen.

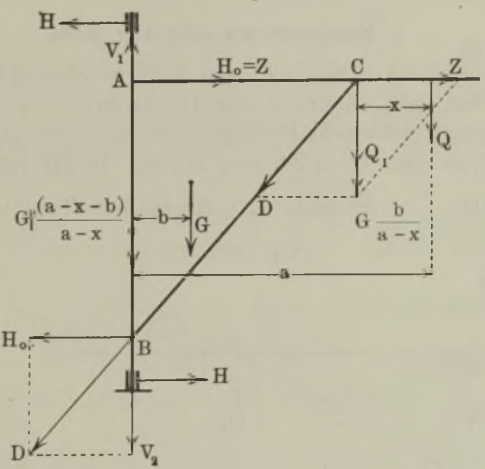
Nach Reduktion der Nutzlast Q auf den Knoten C mit $Q_1 = Q\frac{a}{a-x}$ und nach der rohen Annahme, daß sich das Eigengewicht mit $G\frac{b}{a-x}$ auf C und mit $G\frac{(a-x-b)}{a-x}$ auf B verteilt, zerlegt sich $Q_1 + G\frac{b}{a-x}$

Fig. 793.



Beanspruchung der Säule bei Last in größter Ausladung.

Fig. 792.

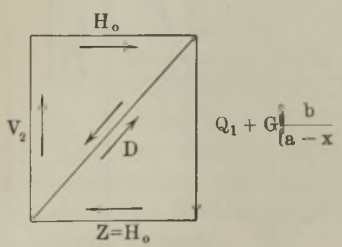


Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Fig. 794.

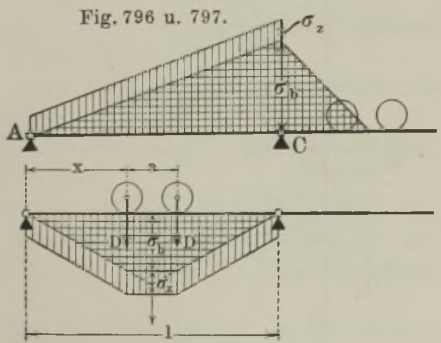
Beanspruchung der Säule bei Last in kleinster Ausladung.

Fig. 795.



Kräfteplan.

Fig. 796 u. 797.



Beanspruchungen der Fahrbahn.

in Z und D (Fig. 795). Durch weitere Zerlegung der Kraft D in B erhält man H_0 und V_2. Für die rohe Überschlagsrechnung genügt die Betrachtung bei Stellung der Katze in größter Ausladung. Q erzeugt in A die Komponente V_1, so daß die Säule bei Vernachlässigung der Kettenspannung durch die Momente $H \cdot h_1$ bzw. $H \cdot h_3$ auf Biegung, durch V_1 zwischen A und B auf Zug und im Lagerfuße unterhalb B durch eine Kraft $G \frac{(a-x-b)}{a-x} + V_2 - V_1$ auf Druck beansprucht wird (Fig. 793).

Zur Momentenfläche in Fig. 797 ist zu bemerken, daß der Laufkatzendruck in zwei Punkten den Balken trifft. Wie bei den Laufkranen ausgerechnet wird, tritt das Maximalmoment ein, wenn

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

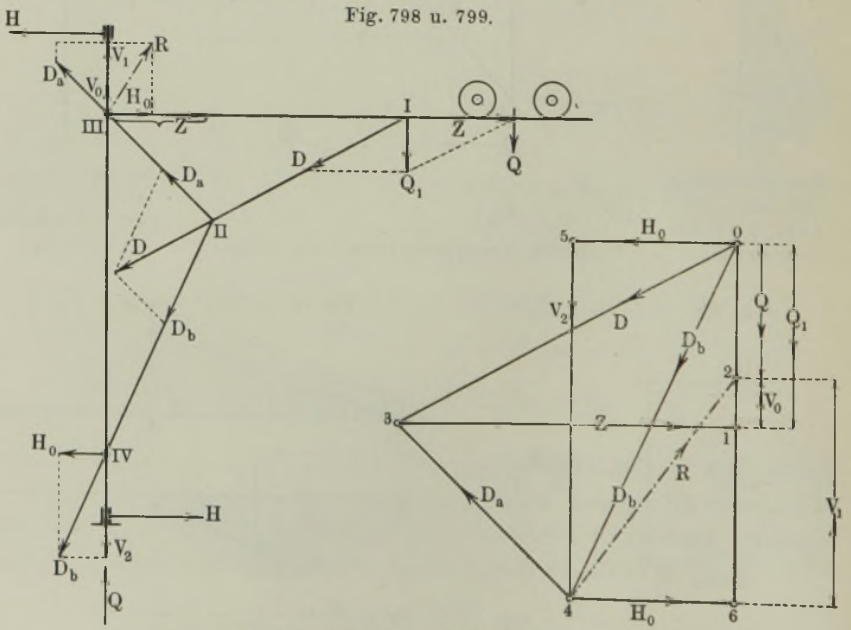
Da a meist ziemlich groß im Verhältnis zu l, ist der Unterschied gegenüber der Annäherung $(Q + G)\frac{l}{4}$ ziemlich erheblich.

2. Krangerüst mit geknickter Strebe.

Diese Anordnung ermöglicht ein freieres Hubfeld wie bei gerader Strebe, weil die Last näher an die Drehachse gebracht werden kann.

Ohne Eigengewicht und Kettenzug zerlegt sich Q_1 in Z und in D. In II zerlegt sich D in D_a und in D_b. In III sind die Kräfte D_a, Z und $V_0 = Q\frac{x}{a-x}$ zu einer Resultierenden R zu vereinigen, welche

Fig. 798 u. 799.



Krangerüst mit geknickter Strebe.

bei Zerlegung H_0 und V_1 ergibt. Die in IV angreifende Kraft D_h zerlegt sich in H_0 und in V_2.

Bei Berücksichtigung des Eigengewichtes, welches keinen wesentlichen Einfluß auf den Querschnitt der Stäbe ausübt, ist ein zweiter Kräfteplan erforderlich.

Dagegen kann wieder der Seilzug starken Einfluß haben für die Säule, ist also zweckmäßig durch einen besonderen Kräfteplan zu berücksichtigen. Die aus den Kräfteplänen ermittelten Stabkräfte verteilen sich je zur Hälfte auf die symmetrisch liegenden Teile der beiden Gerüsthälften.

Bei Bestimmung der Horizontalkräfte der Zapfen ist hingegen eine möglichst genaue Ermittlung des Eigengewichtes erforderlich. Ebenso darf das Eigengewicht bei der Berechnung des Spurzapfens nicht vernachlässigt werden, damit die Flächenpressung des Spurzapfens innerhalb zulässiger Grenzen bleibt.

3. Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe.

Nach Verteilung des Eigengewichtes mit G_1, G_2, G_3, G_4 und G_5 hat man bei der Katzenstellung mit größter Ausladung die auf die Stützpunkte der Laufbahn entfallenden Drücke Q_1, Q_2 (Q_4 kann vernachlässigt werden) und die Belastung Q festzustellen.

In I zerlegt sich $Q_1 + G_1$ in Z_1 und in D_1. Bei Berücksichtigung der Kettenspannung ist Z_1 um S zu verringern.

In II zerlegt sich $Q_2 + G_2$ und Z_1 in Z_2 und in D_2. Mit Kettenspannung ist Z_2 wieder um S zu verkleinern. In III sind D_1, D_2 und G_3 in D_3 und D_4 zu zerlegen.

In IV sind Z_2, D_3 und G_4 zu einer Resultierenden R_1 zu vereinigen. Diese zerlegt sich in H_0 und in V_1.

In V hat man D_4, G_5 und V_1 zu R_2 zu vereinigen und diese in H_0 (gleich dem oberen H_0) und in D_5 zu zerlegen. D_5 ist nach dem Kräfteplan gleich $Q_1 + Q_2 + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5$, also gleich $Q + G$, und beansprucht den Säulenfuß unterhalb des Knotenpunktes V auf Druck. $H_0 . h_3$ muß gleich $H . h$ sein.

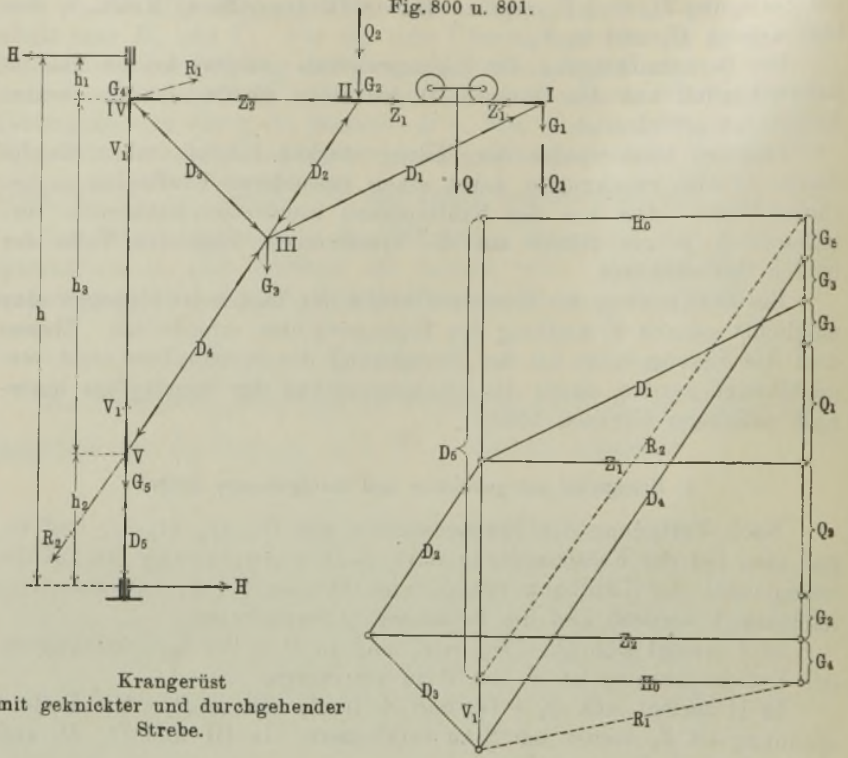
Bei genauer Rechnung ist auseinander zu halten:

1. Stellung der Katze so nahe an I wie möglich (Maximum für D_1 und Z_1), dafür Kräfteplan.
2. Stellung von Q über II (weil dafür D_2 wahrscheinlich ein Maximum), dafür Kräfteplan.
3. Stellung der Katze möglichst nahe an IV, dafür Kräfteplan.
4. Kräfteplan für Kettenzug allein.

Aus den vier Kräfteplänen ist eine Tabelle der Stabkräfte zusammenzustellen und daraus die Maximalwerte übersichtlich zu ermitteln. Die Kettenzugkräfte sind nur zu addieren, wenn dieselben belastend auftreten.

Ferner kommen noch die Biegungsbeanspruchungen der Fahrbahnträger (Schließen) in Betracht, welche wie angegeben zu ermitteln sind.

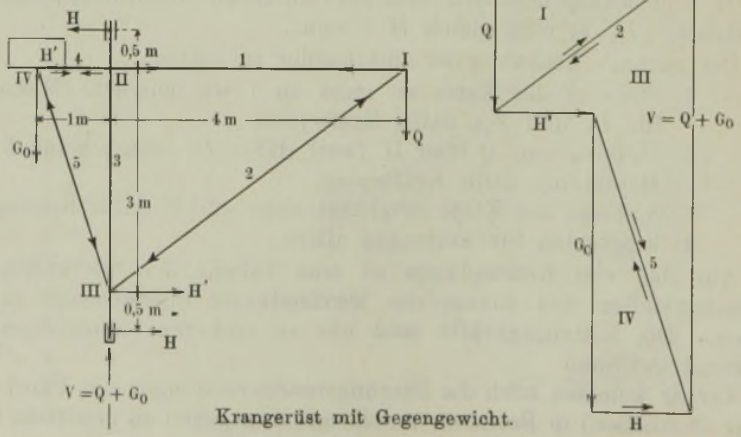
Fig. 800 u. 801.



Krangerüst
mit geknickter und durchgehender
Strebe.

4. Krangerüst mit Gegengewicht.

Fig. 802 u. 803.



Krangerüst mit Gegengewicht.

c) Verschiebung der Laufkatze mit loser Rolle durch Zugketten.

Der Verschiebung der Katze setzen sich folgende Widerstände entgegen:

1. Die Widerstände der Leitrollen und der losen Rollen für die Lastkette oder das Lastseil, da sich diese Rollen beim Verschieben der Katze drehen müssen.
2. Die Widerstände der rollenden Reibung der Laufräder, der Zapfenreibung und der Spurkranzreibung.
3. Die Widerstände der Zugketten und ihrer Rollen.

1. Widerstand W_1 der Lastrollen.

Der Widerstand ist derselbe, als wenn die belastete Kette oder das belastete Seil über fest gelagerte Rollen hinweggezogen würde.

Bezeichnet wieder nach S. 213 x das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden Trum, und zwar

$$\varepsilon_1 \text{ bei } \alpha = 180^0,$$
$$\varepsilon_2 \text{ bei } \alpha = 90^0,$$

so ist für Kettenrollen im Mittel

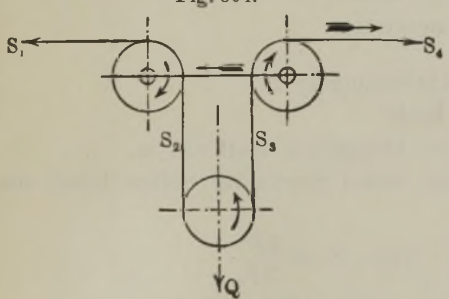
$$\varepsilon_1 = 1{,}06 \text{ für } \alpha = 180^0,$$
$$\varepsilon_2 = 1{,}04 \text{ für } \alpha = 90^0,$$

und für Drahtseilrollen

$$\varepsilon_1 = 1{,}04 \text{ für } \alpha = 180^0,$$
$$\varepsilon_2 = 1{,}03 \text{ für } \alpha = 90^0.$$

Es ist somit bei Bewegung der Katze nach links bzw. dem Ziehen des Seiles nach rechts über die fest gedachten Rollen:

Fig. 804.



Kettenspannungen.

$$S_1 \approx \frac{Q}{2},$$
$$S_2 = S_1 \varepsilon_2,$$
$$S_3 = S_2 \varepsilon_1,$$
$$S_4 = S_3 \varepsilon_2.$$

Der Widerstand ist dann gleich dem Spannungsunterschied vor und hinter der Laufkatze

$$W_1 = S_4 - S_1.$$

2. Widerstände W_2 der Laufräder, Zapfen und Spurkränze.

Bezeichnet: R den Halbmesser der Laufräder,
r den Halbmesser der Zapfen,
P die ganze Zapfenbelastung,
D den gesamten Raddruck,
μ die Zapfenreibungszahl,
f den Hebelarm der rollenden Reibung,

so ist zunächst $P = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2}$ oder annähernd

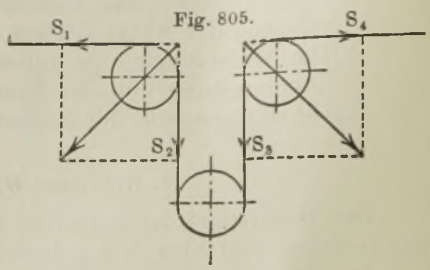
$$P \approx \frac{S_2}{0{,}7} + \frac{S_3}{0{,}7}.$$

Die Spurkranzreibung erfordert nach S. 208 bei roher Rechnung 40 bis 60 v. H. Zuschlag. Im vorliegenden Falle ist der große Zuschlag 60 v. H. zu empfehlen.

Es ist also der Widerstand W_2, wenn man die Gesamtbelastung auf ein Rad zurückführt,

$$W_2 = \left(\frac{f D + \mu r P}{R}\right) \cdot 2{,}2.$$

Fig. 805.

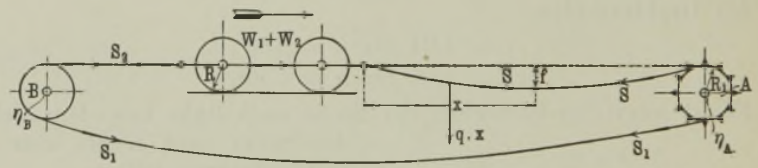


Achsenbelastung.

3. Widerstand S der Zugketten.

Befindet sich die Laufkatze in ihrer äußersten Stellung, so muß beim Anfahren im oberen Kettentrum zunächst eine gewisse Spannung hergestellt werden.

Fig. 806.



Zugkettenkräfte.

Ist f die angenommene Durchsenkung in m,
q das Gewicht je Meter Kette,
x die halbe Länge der frei hängenden Kette in m,
so ergibt sich die zur Herstellung dieser Spannung nötige Kraft aus der Momentengleichung

$$S \cdot f = q x \cdot \frac{x}{2} \quad \text{und} \quad S = \frac{q x^2}{2 f}.$$

Die zur Verschiebung der Katze erforderliche Kraft ist

$$W = W_1 + W_2 + S.$$

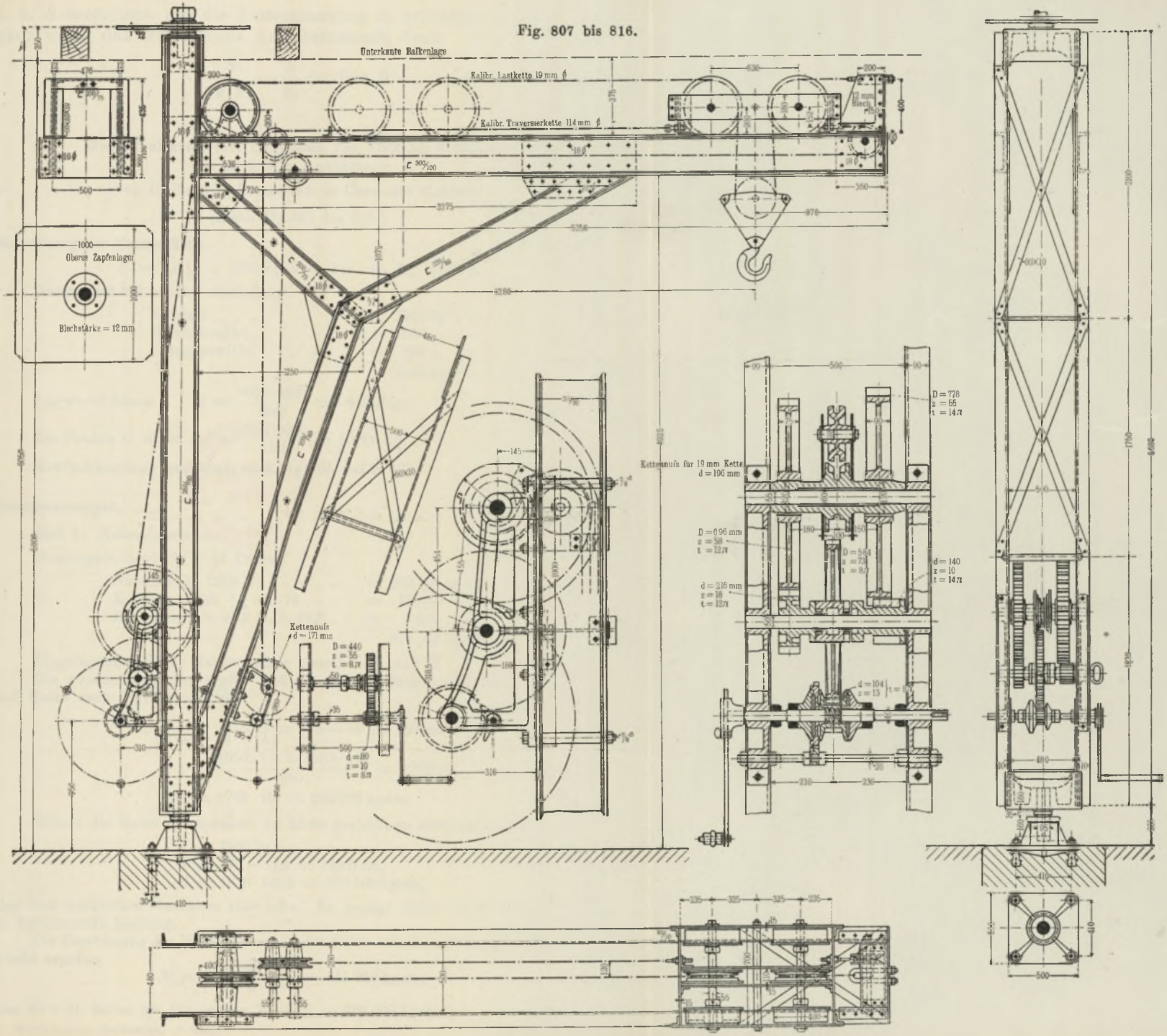
Die größte Kettenspannung ist dann, wenn A die treibende Rolle ist:

$$S_1 = \frac{S_2}{\eta_B} + \frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B}$$

und das nötige Antriebsmoment für Rolle A

$$M_A = \frac{(S_1 - S) R_1}{\eta_A} = \left(\frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B \cdot \eta_A} + \frac{S}{\eta_A}\right) R_1,$$

Fig. 807 bis 816.



Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung

C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

d. h. S vergrößert nur die Kettenspannung S_1 erheblich, dagegen nur ganz wenig das erforderliche Antriebsmoment, denn

$$\frac{S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A} \text{ ist fast 0.}$$

Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 807 bis 816.)

Berechnung des Krangerüstes.

$G = 0{,}6\,Q = 4500\,\text{kg}$; $b = 1\,\text{m}$; $G_1 \approx 1050\,\text{kg}$.

Gesamtlast bei größter Ausladung:

Nutzlast	= 7500 kg
Eigengewicht	= 1050 „
Katzengewicht	= 300 „
	8850 kg

Lagerreaktionen $H = \frac{8850 \cdot 4280}{6050} = 6250\,\text{kg}$.

Im Punkte C wirkt $Q_1 = \frac{8850 \cdot 4280}{3500} = 10820\,\text{kg}$.

Kräfteermittlung graphisch nach Fig. 795 auf S. 427.

Stababmessungen.

Stab 1. Katzenfahrbahn.

Biegungsmoment für C (1 Träger)

Nutzlast: $\frac{1}{2}$ 7500 · 78	= 292 500 kgcm
Katzengewicht: $\frac{1}{2}$ 300 · 78 . . .	= 11 700 „
Eigengewicht: 45,8 · 1,75 · 87,5 . .	= 7013 „
	311 213 kgcm

Biegungsmoment für Katzenstellung zwischen A und C.

Die genaue Rechnung ergibt nach der Entwicklung auf S. 518 für Nutzlast und Katze nach Fig. 818 und 819

$$x_{M_{max}} = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = 175 - 16 = 159\,\text{cm},$$

$$A = \frac{1950 \cdot 191 + 1950 \cdot 128}{350} = 1780\,\text{kg},$$

$$M = 1780 \cdot 159 = 283\,000\,\text{kgcm}.$$

Würde die Katze symmetrisch zur Mitte gestellt, so wäre nach Fig. 820 u. 821

$$A = 1950\,\text{kg},$$
$$x = 175 - 31{,}5 = 143{,}5\,\text{cm},$$
$$M = 1950 \cdot 143{,}5 = 280\,000\,\text{kgcm},$$

also dem wirklichen Maximum sehr nahe. Es genügt daher meist diese leichter zu berechnende Stellung.

Die Berechnung des Momentes mit in der Mitte zwischen $A\,C$ angreifender Last würde ergeben

$$M = \frac{\frac{1}{2}\,7800 \cdot 350}{4} = 341\,250\,\text{kgcm},$$

also 20 v. H. höher als der genaue Wert $M = 283\,000$ kgcm.

Zu dem durch Nutzlast und Katze erzeugten Moment tritt noch das Moment des Eigengewichtes mit $\frac{45{,}8 \cdot 3{,}5 \cdot 350}{8} = 7000$ kgcm

hinzu, so daß das Gesamtmoment für Katzenstellung zwischen A und C

$$M = 283\,000 + 7000 = 290\,000 \text{ kgcm}$$

wird. Das erste Moment für C ist daher das größere und muß deshalb der Berechnung zugrunde gelegt werden.

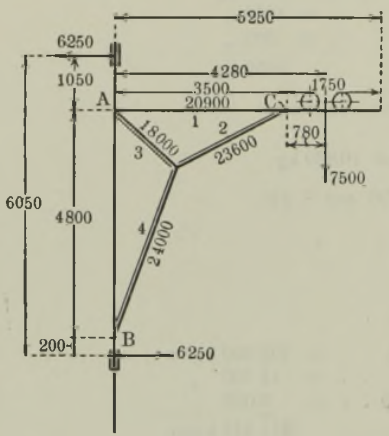
$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{311\,213}{600} \approx 520 \text{ cm}^3.$$

Gewählt ist ⊏ 30 mit $W = 535$ cm³.

Die außerdem noch hinzutretende Zugkraft mit $\frac{20\,900}{2} = 10\,450$ kg erhöht die Spannung in einem Träger bei 58,8 cm² Profilquerschnitt um

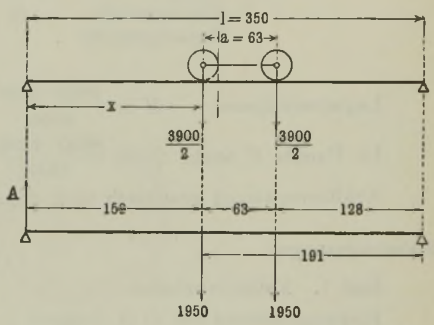
$$\sigma_z = \frac{10\,450}{58{,}8} = 178 \text{ kg/cm}^2.$$

Fig. 817.



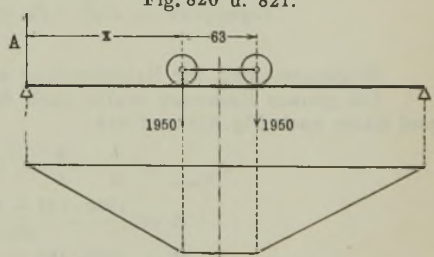
Berechnungsskizze.

Fig. 818 u. 819.



Fahrbahnträger m. richtiger Katzenstellung.

Fig. 820 u. 821.



Fahrbahnträger m. mittlerer Katzenstellung.

Stab 2. Druckkraft $= \frac{1}{2} \cdot 23{,}6 = 11{,}8$ t, Stablänge $= 2{,}5$ m,
$\mathfrak{S} = 6$ (mit Rücksicht auf Nebenspannungen durch Nietanschluß und Stöße), also nach S. 360 $c = 2{,}79$,
$J = c \cdot P \cdot l^2 = 2{,}79 \cdot 11{,}8 \cdot 2{,}5^2 = 206$ cm⁴,
⊏ 22 mit $J_{min} = 197$ cm⁴.

Stab 3. Druckkraft $= \frac{1}{2} \cdot 18 = 9$ t, Stablänge $= 1{,}7$ m,
$J = 2{,}79 \cdot 9 \cdot 1{,}7^2 = 72{,}5$ cm⁴, ⊏ 22.

Stab 4. Druckkraft $= \frac{1}{2} \cdot 24 = 12$ t, Stablänge $= 3{,}9$ m.

Die beiden parallelen ⊏-Eisen sind gegenseitig versteift, so daß die freie Knicklänge eines ⊏-Eisens auf etwa 2 m reduziert wird.

Behalten wir das ⊏ 22 bei, so ist nach S. 360

$$\mathfrak{S} = 2{,}15 \frac{J}{P\,l^2} = 2{,}15 \frac{197}{12 \cdot 2^2} = 8{,}8,$$

also reichliche Sicherheit vorhanden.

Für das Ausknicken nach der anderen Richtung ist eine etwa 30fache Sicherheit vorhanden.

Säule. Größte Beanspruchung im Knoten A. In der Zeichnung finden sich zur Säule 2 ⊏ 26 mit je einem $W = 371\ \text{cm}^3$.

Die vorhandene Biegungsanstrengung beträgt

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6250 \cdot 105}{2 \cdot 371} = 885\ \text{kg/cm}^2.$$

Infolge des großen Knotenbleches fällt die Beanspruchung erheblich kleiner aus, nämlich

$$\sigma_b = \frac{6250 \cdot 70}{2 \cdot 371} = 590\ \text{kg/cm}^2.$$

Lastwinde.

Kalibrierte Kette bei loser Rolle für $\frac{7500}{2}$ kg $d = 19$ mm,
Kettennuß auf der Lastwelle $D = 196$ mm,
2 Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarm 450 mm, $\eta = 0{,}7$,
Übersetzung $i = \frac{3750 \cdot 9{,}8}{2 \cdot 20 \cdot 45 \cdot 0{,}7} = 29{,}2.$

Dem entspricht die in der Ausführung mit Rücksicht auf vorhandene Rädermodelle gewählte Übersetzung

$$\frac{73}{13} \cdot \frac{55}{10} = 30{,}8.$$

Für kleinere Lasten können die Räder ausgewechselt werden.

Katzentriebwerk. Die Widerstände berechnen sich nach S. 431 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen. Nach Fig. 804 auf S. 431 ist:

$S_1 = \frac{7500}{2} = 3750$ kg $\quad S_3 = 3900 \cdot 1{,}06 = 4134$ kg
$S_2 = 3750 \cdot 1{,}04 = 3900$ „ $\quad S_4 = 4134 \cdot 1{,}04 = 4300$ „
$\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad W_1 = 4300 - 3750 = 550$ „

2. Widerstände der Laufräder (vgl. S. 207). Es ist bei roher Rechnung mit dem sehr reichlichen Zuschlag von 60 v. H.

$f = 0{,}08$ cm, $\quad P = \frac{3900}{0{,}7} + \frac{4134}{0{,}7} \approx 12\,000$ kg,
$D = 7500 + 300 = 7800$ kg, $\quad R = 20$ cm,
$\mu = 0{,}1$,
$r = 2{,}75$ cm,

folglich

$$W_2 = \left(\frac{0{,}08 \cdot 7800 + 0{,}1 \cdot 2{,}75 \cdot 12\,000}{20}\right) 1{,}6 = 314\ \text{kg}.$$

3. Widerstände der Zugketten. Kettengewicht je Meter, angenommen zu $q = 3{,}2$ kg,

$x = 1{,}5$ m, $\quad f = 0{,}1$ m (Durchhang),

$$S = \frac{q\,x^2}{2f} = \frac{3{,}2 \cdot 1{,}5^2}{2 \cdot 0{,}1} \approx 36\ \text{kg}.$$

Es ist dann das Antriebsmoment für die Kettennuß mit 171 mm Durchmesser für 11,4 mm Kette nach S. 432

$$M_A = \left(\frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A}\right) R_1 = \left(\frac{550 + 314 + 36}{0{,}9 \cdot 0{,}9} - \frac{36}{0{,}9}\right) \frac{17{,}1}{2} = 9149\ \text{kgcm}.$$

Mit 2 Arbeitern à 25 kg am Kurbelarm 450 mm und $\eta = 0{,}8$ wird die Übersetzung

$$i = \frac{9149}{2 \cdot 25 \cdot 45 \cdot 0{,}8} = 5{,}1.$$

Dafür findet sich in der Ausführung $\frac{55}{10} = 5{,}5$.

Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft, 7 m Ausladung, 20 m Hub.

Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff.

(Fig. 822 bis 825.)

Die Anlage umfaßt 34 Krane für den Hafen Buenos Aires, deren elektrische Ausrüstung von den Siemens-Schuckertwerken geliefert wurde. Der Ausleger besteht aus zwei Fachwerksystemen mit 466 mm Abstand, welche durch Profileisen miteinander verstrebt sind, soweit die Katze den Durchfahrtsraum nicht beansprucht. Das Halslager ist hier abweichend von anderen Konstruktionen unterhalb der Fahrbahn angeordnet und als Zahnsegment für die Schwenkbewegung ausgebildet. Der Halszapfen von 80 mm Durchmesser ist nach oben verlängert, um dort die Fahrbahn nebst einer Schrägstrebe aufzunehmen. Das Fußlager ist auf einem Konsol aus Eisenbeton befestigt.

Tabelle 71. **Übersetzung und Geschwindigkeiten** (vgl. Fig. 822).

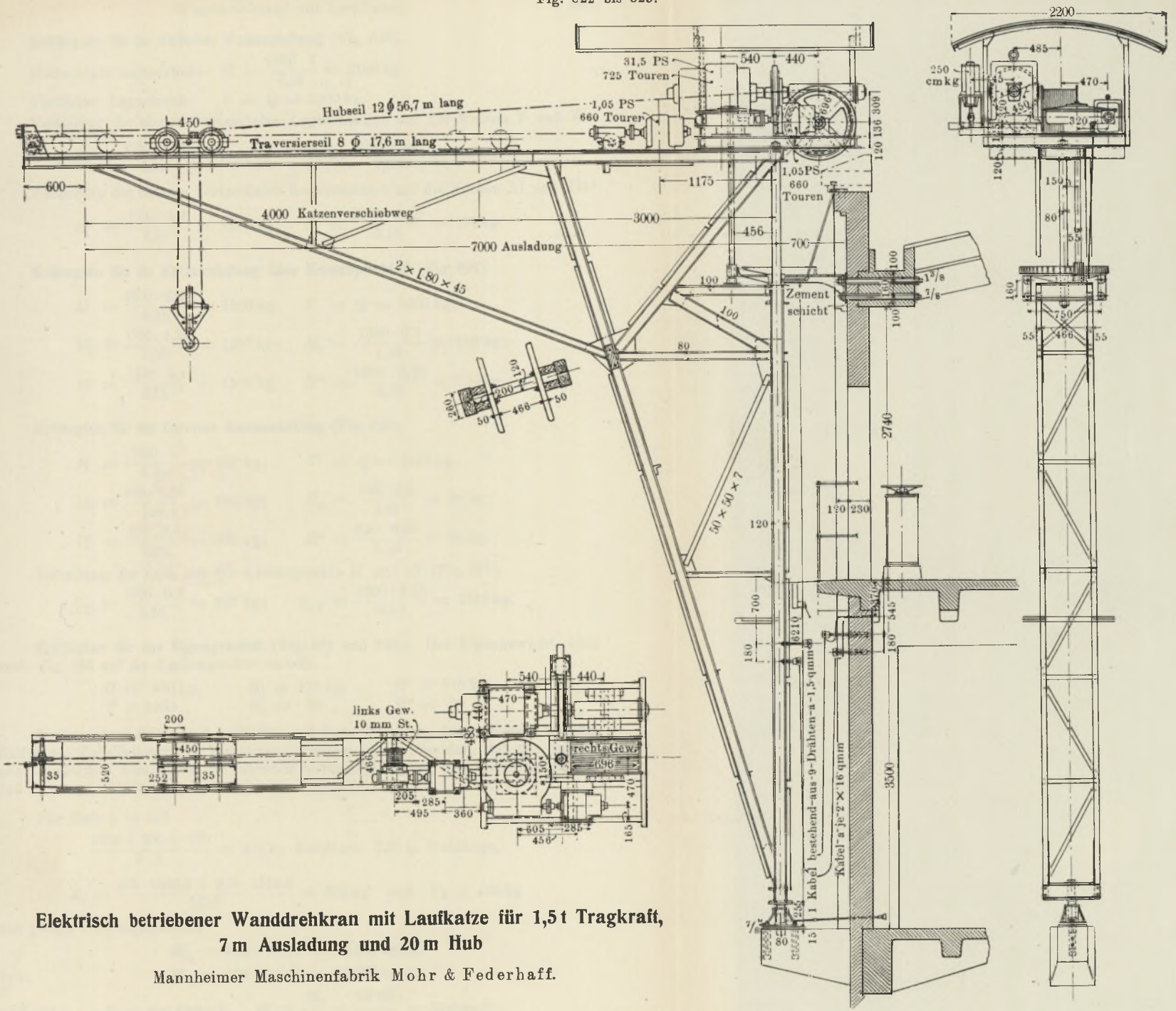
Gegenstand	z	t	D	Material	Geschwindigkeit
			Hubwerk.		
Schnecke . . .	3	$12\,\pi$	90	Stahl	$\frac{725 \cdot 3 \cdot 0{,}696 \cdot \pi}{2 \cdot 44 \cdot 60} = 0{,}9$ m/s
Schneckenrad .	44	$12\,\pi$	528	Phosphorbr.	
Trommel . . .			696	Gußeisen	
			Drehwerk.		
Schnecke . . .	2	$5\,\pi$	55	Stahl	$\frac{660 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 14 \cdot \pi}{60 \cdot 117 \cdot 110} = 0{,}75$ m/s
Rad	117	$5\,\pi$	585	Guß	
Trieb.	10	$8\,\pi$	80	Stahl	
Zahnsegment .	110	$8\,\pi$	880	Gußeisen	
			Fahrtriebwerk.		
Schnecke . . .	1	$5\,\pi$	55	Stahl	$\frac{660 \cdot 1 \cdot 174 \cdot \pi}{60 \cdot 30} = 0{,}2$ m/s
Schneckenrad .	30	$5\,\pi$	150	Guß	
Trommel . . .			174	Guß	

Hubwerk. Der Hubmotor von 31,5 PS und 725 Umdrehungen i. d. min ist mittels elastischer Kupplung mit dreigängiger Schnecke gekuppelt. Die Drahtseiltrommel sitzt direkt auf der Schneckenradwelle. — Lose Rolle. Eine einfache Magnetbandbremse dient als Halte- und Stoppbremse. Die Hubsteuerwalze steht in der Ladeluke.

Schwenkwerk: Schwenkmotor von 1,05 PS, 660 Umdrehungen i. d. min, direkt mit zweigängigem Schneckengetriebe gekuppelt, dessen vertikale Radachse mit einem Ritzel versehen ist, welches in das Zahnsegment des Halslagers eingreift. Zur Begrenzung der Schwenkbewegung sind auf beiden Seiten des Auslegers Holzpuffer angebracht. Bremse ist nicht vorhanden, so daß vorsichtig gesteuert werden muß. Ein Endausschalter bewirkt die rechtzeitige Abstellung des Motors.

Katzentriebwerk: Motor 1,05 PS, 660 Umdrehungen direkt gekuppelt mit eingängiger Schnecke. Trommel auf Schneckenradwelle. Zugorgan ist 8 mm starkes endloses Drahtseil.

Sämtliche Gleichstrommotoren für 440 Volt stehen auf dem rückwärtigen Teil des Auslegers.



Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft, 7 m Ausladung und 20 m Hub

Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff.

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Kräfteplan für die äußerste Katzenstellung (Fig. 828).

Horizontale Lagerdrücke: $H = \frac{1900 \cdot 7}{6{,}35} = 2100\,\text{kg}$.

Vertikaler Lagerdruck: $V = Q = 1900\,\text{kg}$.

Verteilung der oberen horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten V und VI:

$$H_1 = \frac{2100 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 1945\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{2100 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 155\,\text{kg}.$$

Verteilung der unteren horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten XI und XII:

$$H' = \frac{2100 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 2270\,\text{kg}; \quad H'' = \frac{2100 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 170\,\text{kg}.$$

Kräfteplan für die Katzenstellung über Knotenpunkt II (Fig. 827).

$$H = \frac{1900 \cdot 4{,}65}{6{,}35} = 1390\,\text{kg}; \quad V = Q = 1900\,\text{kg};$$

$$H_1 = \frac{1390 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 1287\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{1390 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 103\,\text{kg};$$

$$H' = \frac{1390 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 1500\,\text{kg}; \quad H'' = \frac{1390 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 110\,\text{kg}.$$

Kräfteplan für die innerste Katzenstellung (Fig. 829).

$$H = \frac{1900 \cdot 3}{6{,}35} = 820\,\text{kg}; \quad V = Q = 1900\,\text{kg};$$

$$H_1 = \frac{820 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 760\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{820 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 60\,\text{kg};$$

$$H' = \frac{820 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 885\,\text{kg}; \quad H'' = \frac{820 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 65\,\text{kg}.$$

Verteilung der Last auf die Knotenpunkte II und IV (Fig. 831).

$$Q_{II} = \frac{1900 \cdot 0{,}7}{2{,}35} = 567\,\text{kg}; \quad Q_{IV} = \frac{1900 \cdot 1{,}65}{2{,}35} = 1333\,\text{kg}.$$

Kräfteplan für das Eigengewicht (Fig. 832 und 833). Das Eigengewicht wird nach Fig. 833 auf die Knotenpunkte verteilt.

$H = 440\,\text{kg}$, $H_1 = 410\,\text{kg}$, $H' = 475\,\text{kg}$;
$V = 3250$ „ $H_2 = 30$ „ $H'' = 35$ „

Die einzelnen Stäbe sind nach den auf Seite 359 angegebenen Regeln mit der Hälfte der Tabellenkräfte zu berechnen. Hierbei ist zu beachten, daß die Stäbe 1 und 4 außerdem noch durch die fahrende Katze auf Biegung beansprucht sind und daß in einigen Stäben die Kraftrichtung wechselt.

Für Stab 1 ist mit

$$\frac{1500 + 300 + 100}{2 \cdot 2} = 475\,\text{kg}$$ Raddruck, 2,35 m Stablänge,

$$R_1 = \frac{475 \cdot 1062{,}5 + 475 \cdot 1512{,}5}{2350} = 520\,\text{kg} \quad \text{und} \quad R_2 = 430\,\text{kg}$$

das größte Biegungsmoment

$$M_{b_1} = 520 \cdot 83{,}75 = 43\,550\,\text{kgcm}$$

bzw. $$M_{b_2} = 430 \cdot 106{,}25 = 45\,600\,\text{kgcm},$$

und mit $k_b = 900\,\text{kg/cm}^2$, $W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{45\,600}{900} = 50{,}8\,\text{cm}^3$.

Fig. 826.

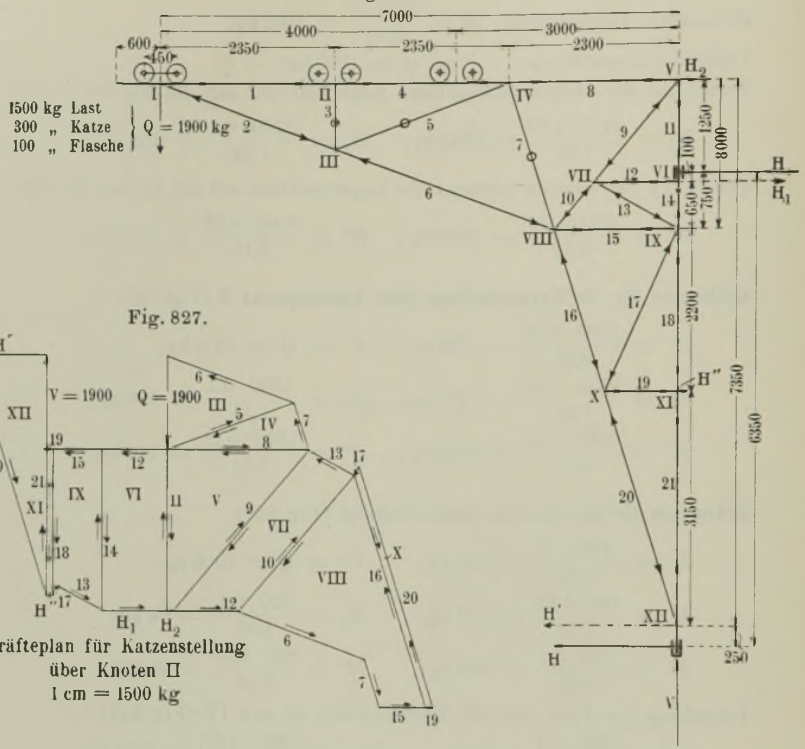
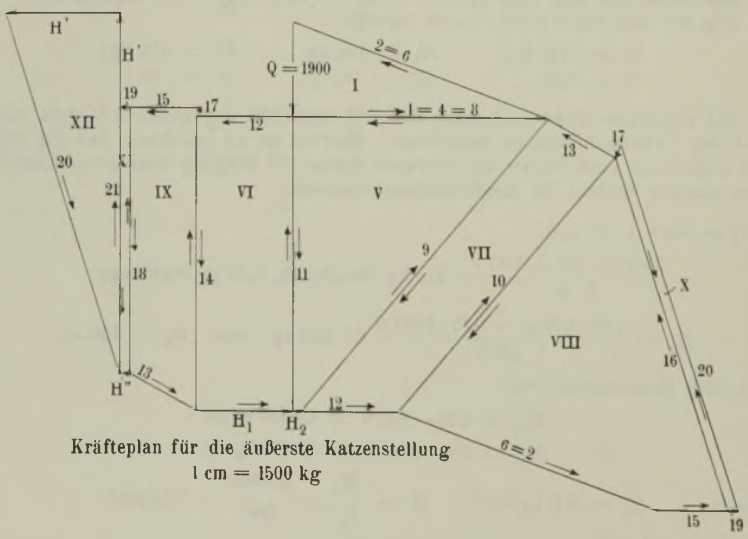


Fig. 827.

Kräfteplan für Katzenstellung
über Knoten II
1 cm = 1500 kg

Fig. 828.

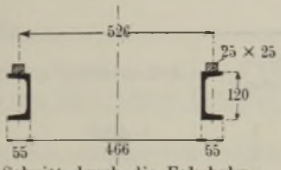


Kräfteplan für die äußerste Katzenstellung
1 cm = 1500 kg

Fig. 829.

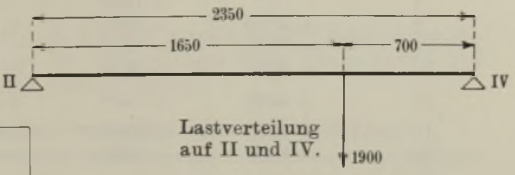
Kräfteplan für die innerste Katzenstellung
1 cm = 1500 kg

Fig. 830.



Schnitt durch die Fahrbahn

Fig. 831.



Lastverteilung auf II und IV.

Fig. 833.

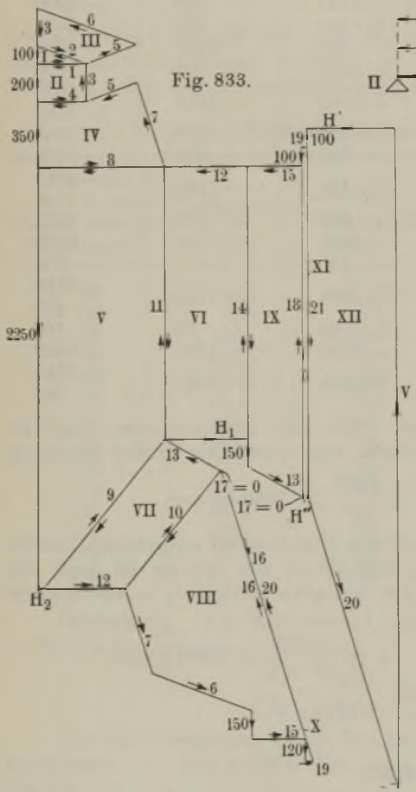
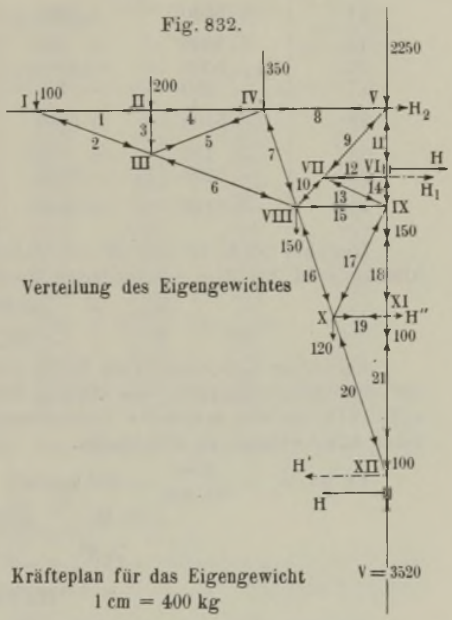


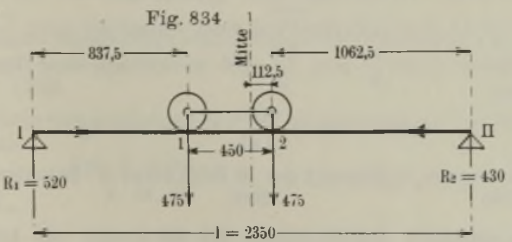
Fig. 832.



Verteilung des Eigengewichtes

Kräfteplan für das Eigengewicht
1 cm = 400 kg

Fig. 834



Berechnungsskizze für die Fahrbahn.

Tabelle 72.

Zusammenstellung der Stabkräfte für die verschiedenen Katzenstellungen.

(+ Zug, — Druck.)

Stab-nummer	Außenstellung	Mittelstellung	Innenstellung	Eigengewicht	Resultierende Stabkraft
1	+ 4900	0	0	+ 260	**+ 5160**
2	— 5200	0	0	— 280	**— 5780**
3	0	— 1900	— 567	— 200	**— 2100**
4	+ 4900	0	0	+ 260	**+ 5160**
5	0	+ 2700	+ 825	+ 300	**+ 3000**
6	— 5200	— 2800	— 825	— 560	**— 5760**
7	0	— 1000	— 1720	— 480	**— 2200**
8	+ 4900	+ 2900	+ 1280	+ 680	**+ 5580**
9	— 7200	— 4250	— 1880	— 1020	**— 8220**
10	— 6200	— 3600	— 1500	— 800	**— 7000**
11	+ 5500	+ 3250	+ 1460	— 1460	**+ 4040** / **— 1460**
12	+ 1945	+ 1287	+ 790	+ 410	**+ 2355**
13	— 1350	— 1050	— 640	— 340	**— 1690**
14	+ 5500	+ 3250	+ 1460	— 1460	**+ 4040** / **— 1460**
15	+ 1300	+ 940	+ 680	+ 280	**+ 1580**
16	— 7000	— 4950	— 3300	— 1500	**— 8500**
17	— 250	— 180	— 150	0	**— 250**
18	+ 5100	+ 3000	+ 1280	— 1760	**+ 3340** / **— 480**
19	+ 155	+ 110	+ 65	+ 35	**+ 190**
20	— 7200	— 5100	— 3450	— 1620	**— 8820**
21	+ 5100	+ 3000	+ 1280	— 1860	**+ 3240** / **— 580**

Gewählt ist ⊏ 12 mit $W = 60{,}7\ \text{cm}^3$. Mit der hinzutretenden Zugkraft 5160 kg wird bei dem vorhandenen Querschnitt von 17 cm² die größte Spannung

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{f} = \frac{45\,600}{60{,}7} + \frac{5160}{17} \approx 1050\ \text{kg/cm}^2.$$

Ferner ist z. B. Stab 11 als Welle von 80 mm Durchmesser ausgebildet. Außer der ermittelten Zugkraft von 4040 kg bzw. Druckkraft von 1460 kg ist noch das auf S. 443 und 444 ermittelte Torsionsmoment von etwa 690 kgm [1]) = 69000 kgcm beim Anschwenken zu übertragen.

Es ist $\sigma_z = \frac{4040}{8^2 \cdot \pi/4} = 805\ \text{kg/cm}^2$; $\sigma = \frac{1460}{8^2 \cdot \pi/4} = 290\ \text{kg/cm}^2$;

$$\sigma_d = \frac{M_d}{1/5\, d^3} = \frac{69\,000}{1/5\, 8^3} = 675\ \text{kg/cm}^2.$$

Hubwerk.

Bei einer Nutzlast von 1500 kg, einem Flaschengewicht von 100 kg und einer Beschleunigung von 1,5 m/s² (entsprechend einer Anlaufzeit $t_1 = \frac{v}{b} = \frac{0{,}9}{1{,}5} = 0{,}6$ s [2]) und einem Anlaufweg $s_1 = \frac{v}{2} \cdot t = \frac{0{,}9}{2} \cdot 0{,}6 = 0{,}27$ m) wird die zum Anheben erforderliche Kraft

$$1500 + 100 + \frac{1600}{9{,}81} \cdot 1{,}5 = 1844\ \text{kg}.$$

[1]) Reibungsmoment (30,76) + Moment des Winddruckes (300) + Beschleunigungsmoment (356,50).

[2]) Bei parabolischem Anlauf würde die Rechnung mit $t_1 = \frac{2v}{b}$ durchzuführen sein

Berücksichtigen wir den Arbeitsverlust in den beiden Leitrollen durch je $\eta = 0{,}94$ und in der losen Rolle durch $\eta = 0{,}96$, so wird die Zugkraft S des Seiles vor der Trommel

$$\frac{1844}{2 \cdot 0{,}94^2 \cdot 0{,}96} = 1085 \text{ kg}.$$

Gewählt wird 12 mm Drahtseil mit 144 Drähten von 0,65 mm Dicke und 7300 kg Bruchfestigkeit. Nachprüfung nach S. 9 ergibt bei den verwendeten Leitrollen von 252 mm Durchmesser noch zulässige Werte.

Kraftbedarf. Bei Verwendung eines dreigängigen Schneckengetriebes mit direkt auf der Schneckenradwelle sitzender Trommel wird der Gesamtwirkungsgrad zu $\eta = 0{,}61$ geschätzt. Damit wird der Kraftbedarf im Beharrungszustand

$$N = \frac{(1500 + 100)}{0{,}61 \cdot 75} \cdot 0{,}9 = 31{,}5 \text{ PS}.$$

Gewählt wird[1]) bei 440 Volt und 25 v. H. ED ein geschlossener Gleichstrommotor mit Hauptstromwicklung, 31,5 PS und 725 Umdrehungen/min. Die näheren Verhältnisse gehen aus der nachstehenden Tabelle hervor.

Tabelle 73. **Drehmomente und Drehzahlen eines 31,5-PS-Motors.**

Belastung in v. H. des Stundenleistungs-Drehmomentes	Drehmoment	Zulässige Belastungszeit	Wirkungsgrad	Leistung bei 440 Volt	Drehzahl bei 440 Volt	Stromverbrauch bei 440 Volt
	kgm	Min.	etwa v. H.	PS	n/min	Amp.
20	5,16	dauernd	73,0	8,2	1140	19,0
30	7,74	330	79,3	11,2	1030	23,5
40	10.3	190	83,2	13,8	960	28,0
50	12,9	155	85,0	16,5	915	32,5
60	15,5	125	86,0	19,0	875	37,0
70	18,1	105	86,5	21,5	845	42,0
80	20,6	85	86,6	23,5	820	46,0
90	23,2	70	86,5	26,0	795	50,0
100	25,8	60	86,0	28,0	770	55,0
110	28,4	50	85,4	29,5	745	58,0
120	31,0	41	84,8	31,5	725	62,5
130	33,5	34	84,0	33,0	705	66,0
140	36,1	29	83,0	34,5	685	70,0
150	38,7	26	82,0	36,0	670	74,0

Übersetzung. Die Seiltrommel macht bei 696 mm Durchmesser und $2 \cdot 0{,}9 = 1{,}8$ m/s Umfangsgeschwindigkeit

$$n_{Tr} = \frac{60\,v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1{,}8}{0{,}696 \cdot \pi} = 49{,}4.$$

Für die Übersetzung ist die Drehzahl des Motors bei Vollbelastung $N = 31{,}5$ PS maßgebend, die hier zufällig mit der Listenleistung $N = 31{,}5$ PS genau übereinstimmt, demnach

$$\text{Übersetzung} = \frac{725}{49{,}4} = 14{,}67.$$

Ausgeführt mit einem Schneckengetriebe. Schnecke: dreigängig, $t = 12\,\pi$, $d = 90$ mm, $tg\,\alpha = 0{,}4$, $\alpha = 22°$. Schneckenrad: $z = 44$, $t = 12\,\pi$, $D = 528$ mm, also Übersetzung $44 : 3 = 14{,}66$.

Wirkliche Hubgeschwindigkeit bei Vollast demnach übereinstimmend mit der Annahme, nämlich

$$v = \frac{725 \cdot 3 \cdot 0.696 \cdot \pi}{2 \cdot 44 \cdot 60} = 0{,}9 \text{ m/s} = 54 \text{ m/min}.$$

[1]) Vergleiche die neuere Berechnungsweise mit Rücksicht auf die Schalthäufigkeit S. 274.

Prüfung des Wirkungsgrades. Nach Tabelle 26 (S. 159) beträgt der Wirkungsgrad der Schneckenwelle bei $a = 20^0$ und $\mu_1 = 0{,}05$, also $\varrho = 3^0$, vorzüglicher Ausführung im Ölbade $\eta_s = 0{,}75$ einschließlich 10 v. H. Lagerreibung. Es ist demnach

$$\eta = \eta_{\text{lose Rolle}} \cdot \eta_{\text{Leitrollen}} \cdot \eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Schnecke}}$$
$$\eta = 0{,}96 \cdot 0{,}94^2 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}75 = 0{,}60,$$

also übereinstimmend mit der Annahme.

Prüfung des Anzugmomentes. Das erforderliche Drehmoment der Motorwelle setzt sich nach S. 245 zusammen aus

a) dem Beschleunigungsmoment des Ankers. $GD^2 = 4\ \text{kgm}^2$

$$M_A = \frac{GD^2 \cdot n}{400\, t_1} = \frac{4 \cdot 725}{400 \cdot 0{,}6} \approx 12\ \text{kgm},$$

b) dem Beschleunigungsmoment der Kupplung von 300 mm Durchmesser: $J = 0{,}08\ \text{kgm s}^2$,

$$M_K = J \frac{\pi n}{30\, t_1} = 0{,}08 \frac{\pi \cdot 725}{30 \cdot 0{,}6} = 10{,}1\ \text{kgm},$$

c) dem Beschleunigungsmoment der Last am Haken gemessen.

$$\text{Mit } P_L = m\, b = \frac{1600}{9{,}81} \cdot 1{,}5 = 244\ \text{kg}.$$

$$M_L = \frac{244}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} = 42{,}45\ \text{kgm}.$$

d) dem Lastmoment

$$M_Q = \frac{1600}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} = 278{,}4\ \text{kgm}.$$

Diese Momente unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade nach S. 249 auf die Motorwelle bezogen, ergeben ein größtes Ankerdrehmoment

$$M_{max/A} = M_A + M_K + (M_L + M_Q) \frac{1}{i \cdot \eta}$$
$$= 12 + 10{,}1 + (42{,}45 + 278{,}4) \frac{1}{14{,}66 \cdot 0{,}6} = 58{,}7\ \text{kgm}.$$

Anzugmoment des Ankers nach Preisliste etwa das Dreifache des Stundenleistungsdrehmomentes $= 3 \cdot 25{,}8 = 77{,}4$ kgm. Der Anlauf wird sich demnach in 0,6 s vollziehen.

Ankerdrehmoment während des Beharrungszustandes

$$M_{norm/A} = \frac{1600}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} \cdot \frac{1}{14{,}66 \cdot 0{,}6} = 31\ \text{kgm}$$

oder

$$M_{norm/A} = \frac{N}{0{,}0014 \cdot n} = \frac{31{,}5}{0{,}0014 \cdot 725} = 31\ \text{kgm}.$$

Die Tabelle weist bei 41 Minuten Belastung ein Moment von 31 kgm auf. Bei leerem Haken wird das erforderliche Drehmoment der Motorwelle im Beharrungszustande

$$M_{min/A} = \frac{100}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} \cdot \frac{1}{14{,}66 \cdot 0{,}5^1)} = 23{,}7\ \text{kgm}.$$

Nach Zeile 8 der Tabelle 73 (S. 441) tritt hier eine Drehzahlerhöhung auf etwa 795 ein, so daß der leere Haken mit einer Geschwindigkeit

$$v = \frac{795 \cdot 0{,}696 \cdot \pi}{2 \cdot 14{,}66 \cdot 60} = 0{,}988\ \text{m/s} = 59{,}3\ \text{m/min}$$

gehoben wird.

---

[1]) Der Wirkungsgrad ist bei leerem Haken kleiner, weil der Leerlaufwiderstand des Triebwerkes konstant bleibt und nicht proportional der Belastung abnimmt.

Schwenkwerk.

a) Rechnung für den Beharrungszustand.

Reibungsmomente.

Gewicht des drehbaren Teiles bei einem Schwerpunktsabstand von 1,8 m von der Drehachse . . . . . 1200 kg
Gewicht des Maschinenkomplexes
links 1350 kg bei einem Schwerpunktsabstand von 0,7 m } 2220 „
rechts 870 „ „ „ „ „ 0,5 „ }
Nutzlast . . . . . 1500 „
Katzengewicht 300 kg, Flaschengewicht 100 kg . . . . . 400 „
Gewicht des drehbaren Teiles . . . . . 5320 kg

Oberer Halslagerdruck (Momentengleichung um das Spurlager)

$$H = \frac{(1500 + 400) \cdot 7 + 1200 \cdot 1{,}8 + 1350 \cdot 0{,}7 - 870 \cdot 0{,}5}{6.35} = 2515 \text{ kg}.$$

Seitendruck im Spurlager ebenfalls . . . . . 2515 kg
Vertikaldruck im Spurlager . . . . . $V = 5320$ „

Reibungsmoment
Halszapfen (80 mm ⌀), $M = H \mu r_1 = 2515 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}04$ . . = 10,06 kgm
Spurzapfen (80 mm ⌀),
Seitenreibung ebenso . . . . . = 10,06 „
Spurreibung $M = V \mu \frac{r_2}{2} = 5320 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{0{,}04}{2}$ . . . . . = 10 64 „
Gesamtes Reibungsmoment $M_R =$ 30.76 kgm

Moment des Winddruckes. Bei einer Fläche von 5 m², 50 kg Winddruck je Quadratmeter und einem Druckmittelpunkt in 1,2 m Achsenentfernung ist

$$M_w = 5 \cdot 50 \cdot 1{,}2 = 300 \text{ kgm}.$$

Motor und Übersetzung: Schätzen wir den Wirkungsgrad des Schwenkwerkes zu 0,42, so wird die Motorleistung im Beharrungszustande ohne Rücksicht auf den Winddruck bei einer Schwenkgeschwindigkeit $v = 0{,}75$ m/s am Auslegerkopf

$$N_{norm} = \frac{30{,}76}{7} \cdot \frac{0{,}75}{75 \cdot 0{,}42} = 0{,}104 \text{ PS}.$$

Gewählt wird jedoch mit Rücksicht auf ein genügendes Anzugmoment ein geschlossener Gleichstrommotor mit Hauptstromwicklung von 1,05 PS und 600 Umdr./min bei 25 v. H. ED. Motorgewicht 110 kg. Höchste zulässige Drehzahl 2900/min.

Für die Berechnung der Übersetzung zwischen Motor und Kranachse ist unter Voraussetzung entsprechender Regulierung durch Vorschalten von Widerständen $n_{Motor} = 660$ maßgebend.

Drehzahl des Auslegers bei $v = 0{,}75$ m/s

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 0{,}75}{2 \cdot 7 \cdot \pi} = 1{,}023,$$

Gesamtübersetzung $i = \frac{n_{Motor}}{n_{Ausleger}} = \frac{660}{1{,}023} = 645.$

Hierfür ist verwendet

1 Schneckengetriebe 1 : 58,5	Schnecke: zweigängig; $t = 5\pi$; $d = 55$ mm; $tg\, a = 0{,}1818$; $a = 10^0 20'$	im ganzen $i = 58{,}5 \cdot 11 = 643{,}5.$
	Schneckenrad: $z = 117$; $t = 5\pi$; $D = 585$ mm	
1 Zahnradvorgelege 1 : 11	Schwenkritzel: $z = 10$; $t = 8\pi$; $d = 80$ mm	
	Zahnsegment: $z = 110$; $t = 8\pi$; $D = 880$ mm	

Genaue Schwenkgeschwindigkeit demnach

$$v = \frac{660 \cdot 14 \cdot \pi}{60 \cdot 643{,}5} = 0{,}751 \text{ m/s} = 45 \text{ m/min}.$$

Prüfung des Wirkungsgrades. Wird der Wirkungsgrad des Schneckengetriebes mit 0,6 und η des Vorgeleges mit Rücksicht auf etwaige Durchbiegungen mit 0,7 angesetzt, so ist η übereinstimmend mit unserer Annahme $= 0{,}6 \cdot 0{,}7 = 0{,}42$.

b) Prüfung des Anzugmomentes.

Beschleunigungsmomente von Last, Katze und Ausleger.

Bei 1500 kg Nutzlast, 300 kg Katzengewicht und 100 kg Flaschengewicht wird das Trägheitsmoment bei 7 m Ausladung

$$J = m r^2 = \frac{1500 + 300 + 100}{9{,}81} \cdot 7^2 \ldots\ldots\ldots = 9\,150 \text{ kgm/s}^2$$

Trägheitsmoment des Auslegers berechnet nach Beispiel S. 261 unter Zuschlag von 10 v. H. für Querversteifung $=$ 773 „ „

Trägheitsmoment des Maschinenkomplexes:

Angenommen wurden

1350 kg links von der Schwenkachse mit einem Trägheitsradius von 0,7 m

870 „ rechts von der Schwenkachse mit einem Trägheitsradius von 0,5 m

$$\frac{1350}{9{,}81} \cdot 0{,}7^2 \ldots\ldots\ldots = 67{,}5 \text{ „ „}$$

$$\frac{870}{9{,}81} \cdot 0{,}5^2 \ldots\ldots\ldots = 22{,}2 \text{ „ „}$$

Gesamtes Trägheitsmoment . . . . . 10 012,7 kgm s^2

Mit $v = 0{,}75$ m/s, $t_1 = 3$ s wird $b = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}75}{3} = 0{,}25$ m/s^2 . . . [1]),

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0{,}75}{7} = 0{,}107, \quad \varepsilon = \frac{\omega}{t_1} = \frac{0{,}107}{3} = 0{,}0356,$$

also das Beschleunigungsmoment bezogen auf die Drehachse

$$M_B = \varepsilon J = \frac{\omega}{t_1} \cdot J = 0{,}0356 \cdot 10\,012{,}7 = 356{,}5 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment des Motorankers mit $G D^2 = 0{,}04$ kgm^2

$$M_A = \frac{G D^2 \, n}{400 \cdot t_1} = \frac{0{,}04 \cdot 660}{400 \cdot 3} = 0{,}022 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung bei 400 mm Durchmesser:

$$J = 0{,}01 \text{ kgm s}^2,$$

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30\, t_1} = 0{,}01 \frac{\pi \cdot 660}{30 \cdot 3} = 0{,}23 \text{ kgm}.$$

Sämtliche Momente bezogen auf die Motorachse ergeben ein größtes Anzugmoment

$$M_{max|A} = \underbrace{\frac{356{,}5}{0\,42 \cdot 643{,}5} + 0{,}022 + 0{,}23}_{\text{Beschleunigungsmomente}} + \underbrace{\frac{30{,}76 + 300}{0{,}42 \cdot 643{,}5}}_{\substack{\text{Reibungs- und} \\ \text{Windmoment}}} = 2{,}79 \text{ kgm}.$$

Vorhandenes Anzugmoment gleich dem dreifachen des Stundenleistungs-Drehmomentes $= 3 \cdot 0{,}95 = 2{,}85$ kgm. Der Kran schwenkt demnach selbst bei Wind mit der angenommenen Beschleunigung an.

Zu beachten ist ferner, daß sich die Drehzahl der Gleichstrom-Hauptstrommotoren mit dem Drehmoment ändert. Es wird also der Kran bei leerem Haken schneller schwenken, falls er vollen Strom erhält, als beim Schwenken mit voller Belastung unter Wind.

[1]) Bei parabolischem Anlauf würde die Rechnung mit $b = \frac{2v}{t_1}$ durchzuführen sein.

Um bei zu schnellem Abstellen des Motors das Getriebe gegen zu hohe Beanspruchung infolge Sperrung durch die Schnecke zu schützen, ist das Schneckenrad mit einer Rutschkupplung verbunden.

Die den Drehmomenten entsprechenden Drehzahlen für diesen Motor ergeben sich aus nachstehender Tabelle.

Tabelle 74. **Drehmomente und Drehzahlen eines 1,05-PS-Motors.**

Belastung in v. H. des Stundenleistungs-Drehmomentes	Drehmoment kgm	Zulässige Belastungszeit Min.	Wirkungsgrad etwa v. H.	Leistung bei 440 Volt PS	Drehzahl bei 440 Volt n/min	Stromverbrauch bei 440 Volt Amp.
20	0,19	dauernd	63,0	0,34	1270	0,91
30	0,285		67,2	0,45	1120	1,13
40	0,37		68,4	0,54	1010	1,325
50	0,475	175	68,5	0,62	940	1,52
60	0,57	140	68,0	0,7	885	1,73
70	0,665	110	67,1	0,77	835	1,93
80	0,76	90	66,2	0,85	795	2,15
90	0,855	75	65,1	0,9	755	2,32
100	0,95	60	64,0	0,95	720	2,5
110	1,045	48	62,8	1,01	690	2,7
120	1,14	38	61,7	1,05	660	2,75
130	1,235	31	60,5	1,1	635	3,05
140	1,33	26	59,2	1,13	610	3,2
150	1,425	22	58,0	1,17	585	3,4

Fahrtriebwerk.

Von der direkten Betätigung der Katze durch den Motor ist hier abgesehen worden, weil durch den Einbau des Motors in die Katze deren Gewicht und damit die Beschleunigungswiderstände wesentlich erhöht worden wären.

Der Fahrwiderstand setzt sich in der Beharrungsperiode wie folgt zusammen:

Zapfenreibung der Radachsen (nach S. 207 und 431)

$$W_Z = \frac{P \cdot \mu \cdot r}{R} = \left(\frac{832}{0{,}7} + \frac{857}{0{,}7}\right) \frac{0{,}1}{10} \cdot \frac{3{,}5}{2} = 42{,}2 \text{ kg}.$$

Rollende Reibung nebst 60 v. H. Spurreibung (siehe S. 207 und 431)

$$W_R = \frac{f \cdot D}{R} + 60 \text{ v. H.} = \frac{0{,}08(1500 + 100 + 300) \cdot 1{,}6}{10} = 24{,}3 \text{ kg}.$$

Widerstand der Lastrollen [Differenz der Seilspannungen] [1])

$$W_2 = S_4 - S_1 = 891 - 800 = 91 \text{ kg}.$$

Widerstand des Zugseiles. Dasselbe vergrößert nach S. 433 das Antriebsmoment nur ganz wenig, deshalb vernachlässigt.

Zugkraft im Beharrungszustande

$$Z = 42{,}2 + 24{,}3 + 91 \approx 157{,}5 \text{ kg}.$$

Bei 0,2 m/s Fahrgeschwindigkeit und einem Wirkungsgrad von 0,4 (eingängiges Schneckengetriebe) wird die Anzahl der PS

$$N = \frac{157{,}5 \cdot 0{,}2}{75 \cdot 0{,}4} \approx 1{,}1 \text{ PS}.$$

Gewählt ist derselbe Motor wie für das Schwenkwerk, also 1,05 PS und $n = 660$. Belastet ist der Motor mit 1,1 PS, dafür wird die Drehzahl nach obenstehender Tabelle 80 $n = 635$. Diese ist für die Übersetzung maßgebend.

---

[1]) Es ist $S_1 = \frac{1600}{2} = 800 \text{ kg}$; $S_2 = 800 \cdot 1{,}04 = 832 \text{ kg}$;
$S_3 = 832 \cdot 1{,}03 = 857 \text{ kg}$; $S_4 = 857 \cdot 1{,}04 = 891 \text{ kg}$.

Die Trommel von 174 mm Durchmesser macht

$$n = \frac{60 \cdot v}{D\,\pi} = \frac{60 \cdot 0{,}2}{0{,}174 \cdot \pi} = 22 \text{ Umdrehungen in der Minute,}$$

so daß eine Übersetzung $i = \frac{635}{22} = 28{,}8$ erforderlich wird. Ausgeführt mit einem Schneckengetriebe 1 : 30.

Schnecke: eingängig; $t = 5\,\pi$; $d = 55$ mm.

$$tg\,a = 0{,}091;\quad a = 5^0\,15'.$$

Schneckenrad: $z = 30$; $t = 5\,\pi$; $D = 150$ mm; Gußeisen.

Die Fahrgeschwindigkeit der Katze wird dann

$$v = \frac{635 \cdot 0{,}174 \cdot \pi}{60 \cdot 30} = 0{,}193 \text{ m/s} = 11{,}5 \text{ m/min.}$$

Prüfung des Anzugmomentes.

Beschleunigungsmoment des Ankers und der Kupplung wie auf S. 444

$$M_A + M_K = 0{,}022 + 0{,}23 = 0{,}252 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment von Katze mit Last und Haken

$$t_1 = 1 \text{ s},\quad v = 0{,}193 \text{ m/s},$$

$$b = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}193}{1} = 0{,}193 \text{ m/s}^2 \ldots\ ^1),$$

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0{,}193}{2} \cdot 1 = 0{,}096 \text{ m,}$$

also Beschleunigungswiderstand $\frac{(1500 + 300 + 100)}{9{,}81} \cdot 0{,}193 = 37{,}4$ kg, und dessen Moment in bezug auf die Trommel bei 174 mm Trommeldurchmesser und 0,9 Wirkungsgrad der linken Leitrolle

$$M_L = \frac{37{,}4 \cdot 0{,}174}{0{,}9 \cdot 2} = 3{,}62 \text{ kgm.}$$

Das erforderliche Anzugmoment des Ankers wird dann

$$M_{max|A} = 0{,}252 + \frac{3{,}62}{0{,}4 \cdot 30} + \frac{166 \cdot 0{,}174}{0{,}4 \cdot 30 \cdot 2} = 1{,}75 \text{ kgm.}$$

Das vorhandene Anzugmoment ist jedoch $3 \cdot 0{,}95 = 2{,}85$ kgm. Der Motor ist also reichlich bemessen.

Elektrisch betriebener, feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G. (Fig. 835 u. 836).

Allgemeine Anordnung.

Der hammerförmig ausgebildete Ausleger ist mit seinem vertikalen Teil über die feststehende Kransäule gestülpt und trägt in einer Höhe von 2 m über Fußboden den Führerstand. Hub- und Katzenfahrwerk sind auf dem rückseitigen Teil des Auslegers gelagert und tragen somit zur Entlastung der Kransäule bei.

Das Hubwerk besitzt zweitrümige Seilanordnung mit Ausgleichrolle nach Fig. 837, S. 448. Die Drahtseiltrommel — mit rechts- und

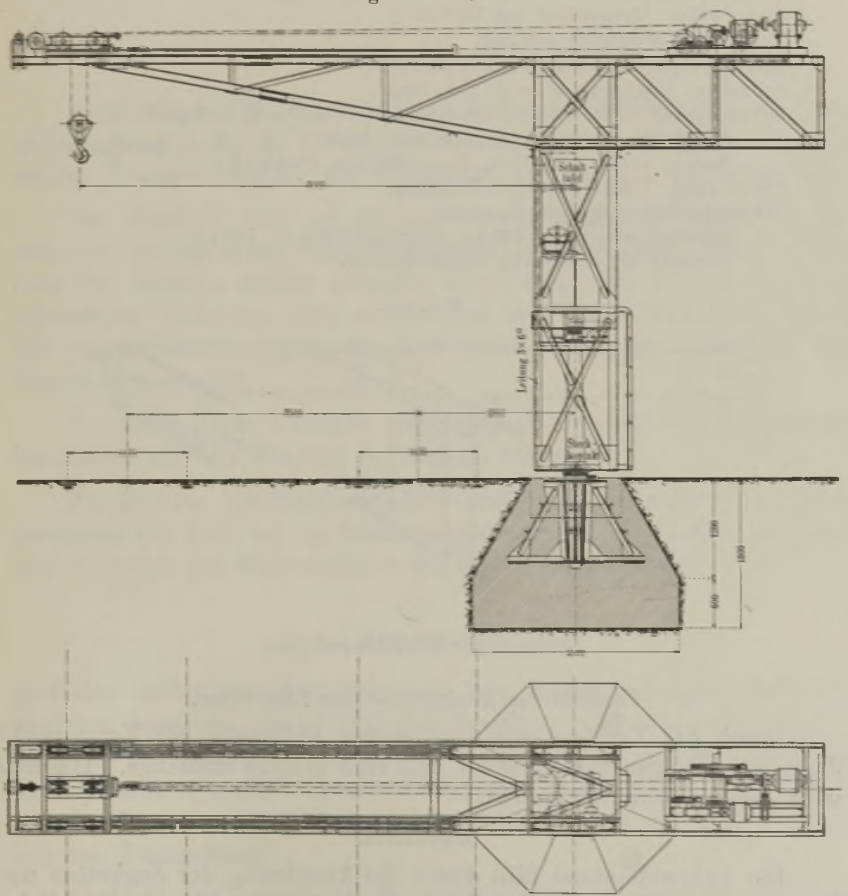
[1]) Bei parabolischem Anlauf ist $b = \frac{2v}{t_1}$ zu setzen.

linksgängigem Gewinde — enthält ihren Antrieb durch ein Schneckengetriebe und ein Stirnradvorgelege. Die Motorkupplung ist als Magnetlüftbremse ausgebildet. Der Motor wird vom Führerstand aus durch Fernsteuerung gesteuert.

Das Fahren der Laufkatze erfolgt durch endloses Seil und Trommel, die ihren Antrieb durch Schneckengetriebe und Zahnradvorgelege vom Fahrmotor aus erhält.

Das Schwenkwerk besteht aus dem auf dem Führerstand stehenden Schwenkmotor und einem Schneckengetriebe, dessen Schneckenrad auf dem Säulenkopf aufgekeilt ist. Örtlicher Verhältnisse wegen kann der Kranhaken nur etwa 300° bestreichen. Die Stromzuführung findet deshalb nicht durch Schleifring, sondern durch das mehrmals um die Säule gewickelte Kabel statt.

Fig. 835 u. 836.

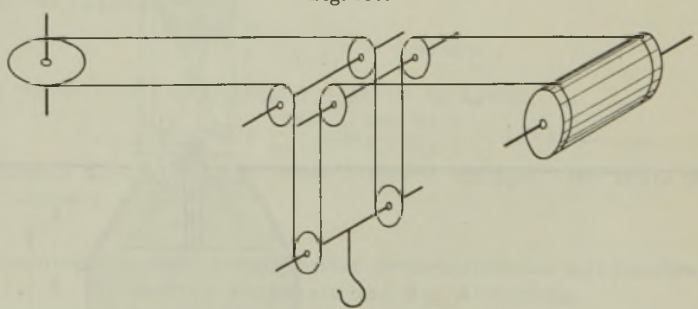


Elektrisch betriebener Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.
Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

Ausführungseinzelheiten.

Stromart: Drehstrom 225 Volt. 50 Per.
Hubwerk: Motor 2,0 PS, $n = 930$.
Bezugsquelle der elektrischen Ausrüstung: Bergmann E. W.
Steuerwalze: Umschalter mit Ölfüllung.
Schnecke: eingängig, $d = 49$ mm, $\alpha = 8^0\,10'$, Werkstoff: Stahl.
Schneckenrad: $z = 33$, $t = 7\,\pi$, $D = 231$ mm, Werkstoff: Bronze.
Stirnrädervorgelege: $z = {}^{12}/_{72}$, $t = 8\,\pi$, $d = {}^{96}/_{576}$, Werkstoff: Stahlguß.
Hubgeschwindigkeit: 3,7 m/min.
Anfahrzeit: 3 bis 4 Sekunden.
Haltebremse: } Bandbremse 160 mm Durchmesser mit Bremsmagnet 18 cmkg.
Regulierbremse: }
Fahrtriebwerk der Katze: Motor 0,65 PS, $n = 925$.
Schnecke: eingängig, $d = 45$ mm, Stahl.
Schneckenrad: $z = 40$, $t = 18{,}45$ mm, $D = 235$ mm, Grauguß.
Stirnradvorgelege: $z = {}^{12}/_{34}$, $t = 8\,\pi$, $d = {}^{96}/_{272}$, Guß.
Steuerwalze: Umschalter mit Ölfüllung.
Fahrgeschwindigkeit: 5 m/min.
Schwenkwerk: Motor 0,65 PS, $n = 925$.
Schnecke: eingängig, $d = 45$ mm, Stahl.
Schneckenrad: $z = 40$, $t = 18{,}45$ mm, $d = 235$ mm, Grauguß.
Schnecke: eingängig, $d = 60$ mm, Stahl } an der Säule.
Rad: $z = 36$, $t = 10\,\pi$, $D = 360$ mm, Stahlguß }
Steuerwalze: Umschalter mit Ölfüllung.
Schwenkgeschwindigkeit: 24 m/min.
Flaschengewicht $\approx$ 100 kg, Katzengewicht $\approx$ 150 kg.
Gewicht des drehbaren Teiles 3850 kg.

Fig. 837.



Schema der Hubseilanordnung.

Vorteile der Drehkrane mit Laufkatze.

Durch das Verlegen des Triebwerkes außerhalb der Katze erhält diese ein geringes Eigengewicht und eine geringe Baulänge. Die Last wird genau horizontal bewegt.

Nachteile.

Der Fahrwiderstand fällt durch die Anordnung der Zugketten und Leitrollen der Lastkette oder des Lastseiles sehr groß aus. Die Fahrbahn wird auf Biegung beansprucht, deshalb wird der Ausleger schwerer wie bei einer Zug- und Druckbeanspruchung des Fachwerkes.

2. Drehkrane mit Laufwinde.

Hubwindwerk und Fahrtriebwerk sind hier in die Katze eingebaut. Ausführungen unter „Laufkrane“. Die Vorteile bestehen neben der genauen Horizontalbewegung der Last in dem geringeren Fahrwiderstand (Berechnung derselben nach S. 207), weil hier die Seil- oder Kettenreibung wegfällt. Als Nachteile machen sich die größere Baulänge und das große Eigengewicht bemerkbar. Der Ausleger wird in seiner Fahrbahn auf Biegung beansprucht und daher schwer.

Da die Beschleunigungskräfte bei hohen Geschwindigkeiten sehr groß ausfallen, so eignet sich diese Anordnung nur für geringere Fahrgeschwindigkeiten der Laufwinde.

3. Drehkrane mit Wippausleger.

Vergleiche S. 383 „Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst“, ferner S. 495 die Neukonstruktion der Demag „Torkrane mit wagerechter Einziehbewegung des Auslegers“ und S. 505 „Schwimmkrane“.

Der Ausleger wird an seinem unteren Ende mit einem Gelenk versehen, so daß seine Neigung verändert werden kann. Die Veränderung der Neigung erfolgt entweder durch einen am Auslegerkopfe angebrachten Rollenzug oder durch eine bzw. zwei Schraubenspindeln. Bei dieser Radialbewegung der Last findet gleichzeitig eine Hub- bzw. Senkbewegung statt.

Vorteile: Der Ausleger wird leichter als bei den Kranen mit Laufkatze, weil die Biegung in Wegfall kommt.

Nachteile: Die überflüssige Hub- und Senkbewegung bei der Radialbewegung der Last ist bei Zusammensetzung von Maschinen hinderlich und vermehrt den Widerstand beim Einziehen wesentlich.

Derrickkrane

gestatten außer der Wippbewegung des Auslegers auch noch eine Drehung desselben. Es ist hier also Drehkran und Wippkran vereinigt. Derrickkrane finden namentlich in England auf Schiffswerften und Hafenplätzen oder als Kaikrane zur Montage und Verladung der Schiffskessel, Maschinen und Masten, ferner auf Bauplätzen und in Steinbrüchen Verwendung.

Nachteil der Derricks ist der geringe Schwenkwinkel des Auslegers (180 bis 250°), welcher durch die Stellung des Dreifußgerüstes gegeben ist.

Bezeichnet:

S und S_1 die Zugkraft für Wippen bei Beginn und zu Ende des Wippens in kg,

s und s_1 deren Hebelarm für den Drehpunkt der Strebe in cm,

Q die Last in kg,

a, a_1 deren Hebelarme,

G das Eigengewicht des drehbaren Teiles,

b, b_1 dessen Hebelarm in bezug auf die Drehachse,

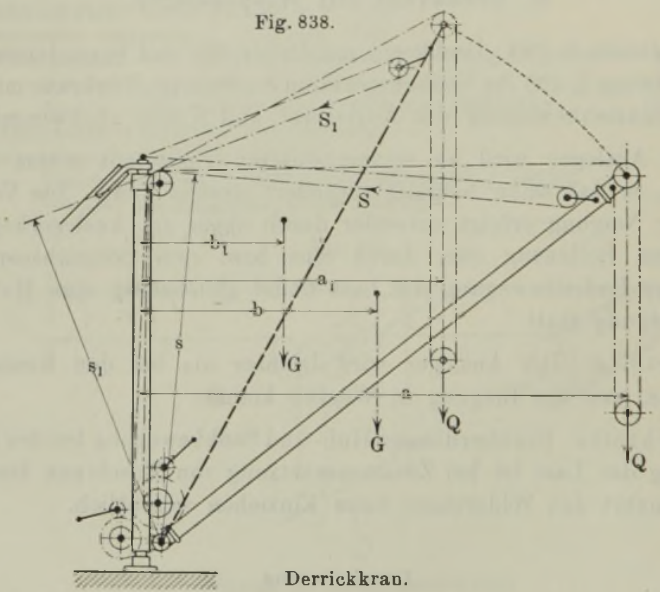
Q_1 den Zug in der Lastkette,

c und c_1 dessen Hebelarme,

so ist

$$S = {}^1/_2\left(Q\frac{a}{s} + G\frac{b}{s} - Q_1\frac{c}{s}\right), \quad S_1 = {}^1/_2\left(Q\frac{a_1}{s_1} + G\frac{b_1}{s_1} - Q_1\frac{c_1}{s_1}\right).$$

Fig. 838.



Derrickkran.

Die Windentrommel für das Wippen des Auslegers muß eine konische Form erhalten, so daß das bedeutend größere Anfangsmoment SR gleich dem kleineren Endmoment $S_1 R_1$ wird, wobei R und R_1 die Trommelhalbmesser in cm.

Bis zu 10 t Tragkraft und 10 m Ausladung können Derricks noch mit Handbetrieb ausgeführt werden. Bei kleineren Derricks wird für Ausleger, Mittelsäule und Streben auch Holz, und zwar Pitch-pine, verwendet.

Derrickkran von 100000 kg Tragfähigkeit.

Der Kran wurde 1898 von der Demag für die Schiffswerft Blohm & Voss in Hamburg zur Montage der Schiffskessel, Maschinen, Masten usw. gebaut. Um den Kran auch für kleinere Lasten wirtschaftlich verwendbar zu machen, besitzt derselbe zwei getrennte Hubwindwerke und Flaschen für 100000 und 30000 kg Tragkraft. Es kann mit folgenden Hubgeschwindigkeiten gearbeitet werden:

Großes Windwerk:	Lasten bis 50000 kg	2,6 m/min
	Lasten von 50000 bis 100000 kg . . .	1,3 „
Kleines Windwerk:	Lasten bis 10000 kg.	12,0 „
	Lasten von 10000 bis 30000 kg . . .	4,0 „

Hierzu dient eine gemeinschaftliche Zwillingsdampfmaschine mit Klugscher Umsteuerung, 240 mm Zylinderdurchmesser und 450 mm Hub mit $n = 180$ in der Minute.

Bei der großen Flasche hängt die Last an acht Drahtseilsträngen, wobei zwei Seilstränge gleichzeitig von zwei Seiltrommeln aufgewickelt werden, um die Seile möglichst gleichmäßig zu beanspruchen. Bei der kleinen Flasche hängt die Last an vier Seilsträngen.

Die Ausladung des Kranes kann innerhalb folgender Grenzen geändert werden:

	Ausladung von der Drehmittelachse des Auslegers in m	
	größte	kleinste
Große Flasche	28,5	17,0
Kleine Flasche	32,5	18,5

Abstand der Drehachse von der Kaikante = 2,5 m, folglich nutzbare Ausladung 32,5 — 2,5 = 30 m.

Zur Veränderung der Ausladung und zum Drehen des Kranes dient eine zweite Zwillingsmaschine von 210 mm Zylinderdurchmesser und 300 mm Hub mit Klugscher Umsteuerung.

Die Ausladung wird durch zwei Schraubenspindeln verändert.

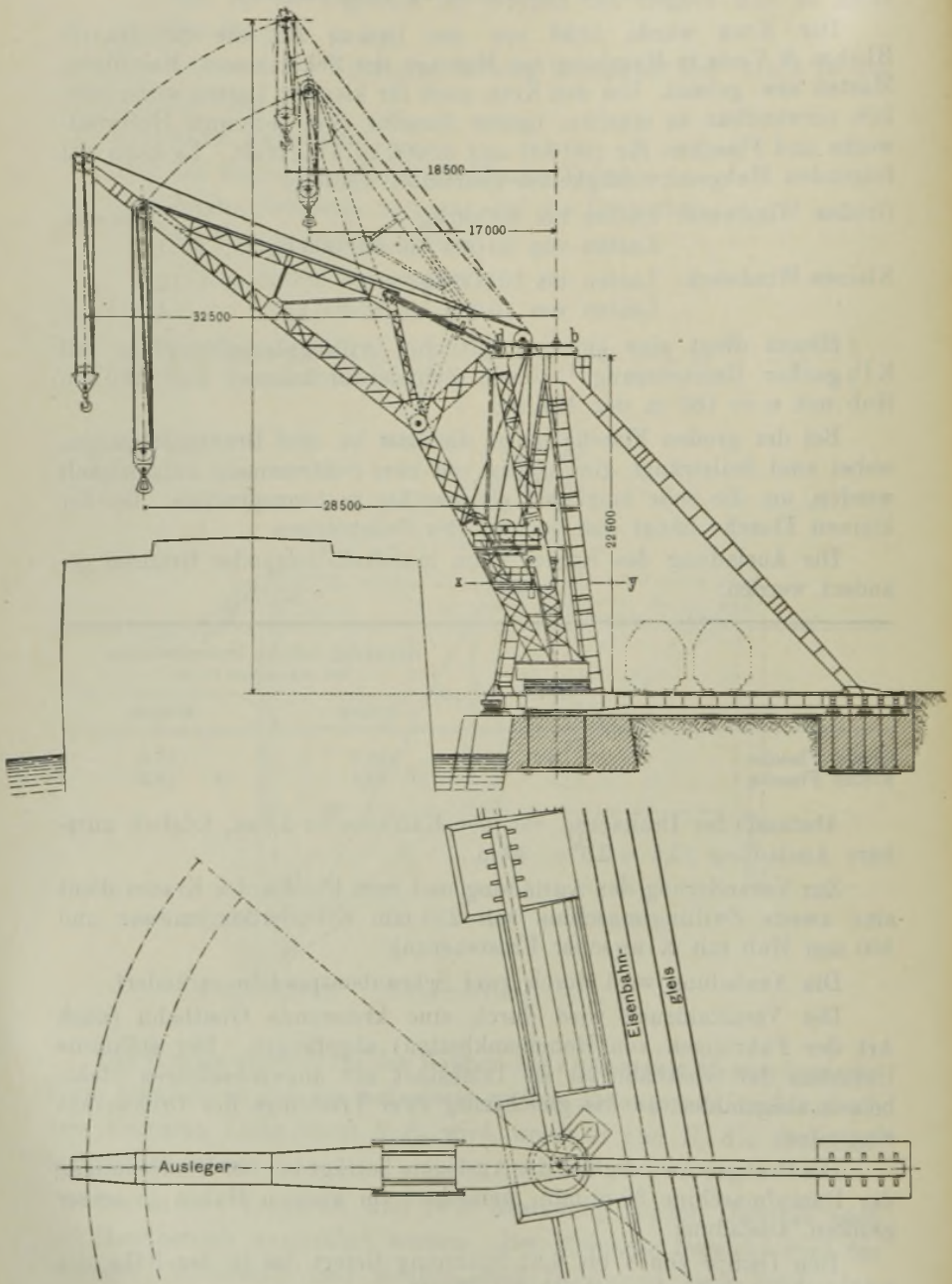
Der Vertikaldruck wird durch eine kreisrunde Gleitbahn (nach Art der Führungen von Hobelbankbetten) abgefangen. Der stählerne Unterbau der Gleitbahn ist als Triebstock mit auswechselbaren Stahlbolzen ausgebildet, in die gleichzeitig zwei Trieblinge des Drehwerkes eingreifen.

Die Drehgeschwindigkeit des Auslegers beträgt bei 180 Umdrehungen der Dampfmaschine 30 m/min, gemessen am kleinen Haken in seiner größten Ausladung.

Den Dampf von 4 bis 6 at Spannung liefert das in der Nähe des Kranes befindliche Kesselhaus der Werft.

Die Konstruktion wird jetzt nicht mehr ausgeführt, ist aber lehrreich.

Fig. 839.



Derrickkran von 100000 kg Tragkraft.
Ausführung der Demag.

Hammerwippkran für 150 t Nutzlast.

Die Eisenkonstruktion der von der Demag 1906 ausgeführten Kranform besteht wie bei den Hammerkranen aus zwei Hauptteilen: dem feststehenden Stützgerüst, welches so ausgebildet ist, daß die Schwenkachse des Auslegers bis auf 2 m an die Uferkante heranrückt, und dem drehbaren Ausleger, dessen Lastarm durch Spindelantrieb verstellt werden kann.

Der größte Schwenkhalbmesser beträgt bei 50 t Belastung 27 m, der kleinste, bei ganz eingezogenem Ausleger, 8,5 m. Die höchste Stellung der 50-t-Unterflasche beträgt bei größter Ausladung 28 m, bei kleinstem Abstand 43,25 m.

Die größte Ausladung für die 150-t-Flasche ist 14 m, bei 29,5 m größter Höhe über Uferkante.

Die Fußpunkte des Stützgerüstes sind nicht fest verankert, sondern ruhen in Kugelpfannen auf den Fundamenten, um bei einseitigen Senkungen schädliche Spannungen fernzuhalten.

Im oberen Teile des Gerüstes befindet sich das Rollenlager mit sechs Druckrollen von 750 mm Durchmesser und 170 mm Randbreite, bei 234 mm Nabenlänge und 160 mm Zapfenstärke. Dicht unterhalb dieser Rollen befindet sich der Triebstockkranz von 5913 mm Durchmesser, mit 108 Bolzen und 172 mm Teilung.

Der doppelte Schwenkantrieb erfolgt durch zwei hintereinander geschaltete Motoren von je 12,5 PS bei 500 Umdrehungen mittels Schnecken- und Zahnrädergetrieben. Die Schneckenräder sind zur Sicherung gegen zu hohe Belastung mit Reibkupplungen (vgl. S. 180) versehen.

Die beiden Lastwinden für 50 und 150 t werden von einem 110-PS-Motor mit 480 Umdrehungen nach Bedarf angetrieben. Der Motor arbeitet auf eine Hauptantriebswelle, von welcher die Bewegung mittels eines verschiebbaren Ritzels auf die eine oder andere Winde geleitet wird.

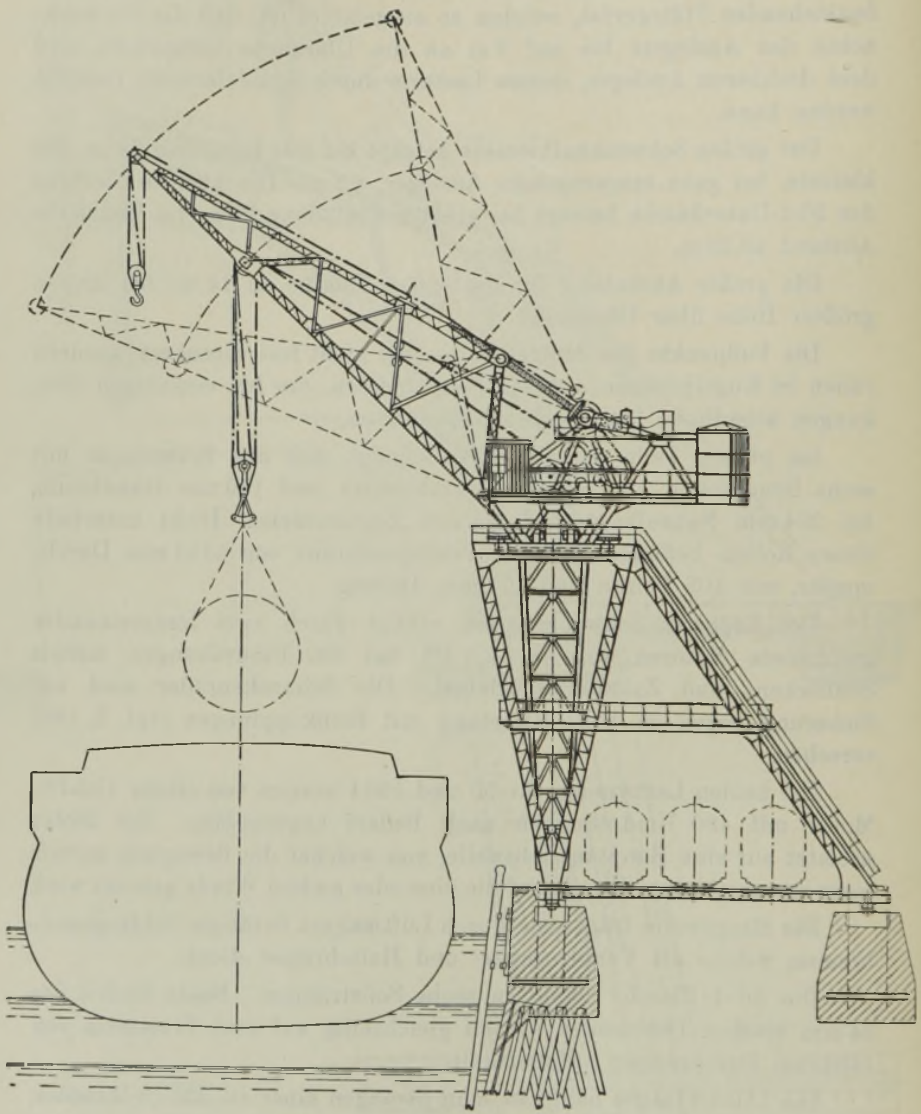
Die Hauptwelle trägt eine durch Lüftmagnet betätigte Schlingbandbremse, welche als Verzögerungs- und Haltebremse dient.

Die 50-t-Flasche hängt in sechs Seilsträngen. Beide Enden des 34 mm starken Drahtseiles werden gleichzeitig auf zwei Trommeln von 1464 mm Durchmesser aufgewickelt.

Die 150-t-Flasche hängt in zehn Strängen eines 46-mm-Drahtseiles, welches dieselbe Seilführung wie bei der 50-t-Winde besitzt.

Das Einziehwerk des Auslegers besteht aus zwei Spindeln von 315 mm äußerem und 245 mm innerem Durchmesser, 82,5 mm Steigung und 1000 mm Länge mit Rechts- und Linksgewinde, die durch einen

Fig. 840.



Hammerwippkran für 150 t Nutzlast der Demag in Duisburg.

57-PS-Motor bei 500 Umdrehungen in der Minute unter Vermittlung von Stirnrädern und als Kegelräder ausgebildeten Muttern ihren Antrieb erhalten.

Diese Kranform wird jetzt nicht mehr ausgeführt. Sie gibt aber ein Bild von der Entwicklung der Werftkrane.

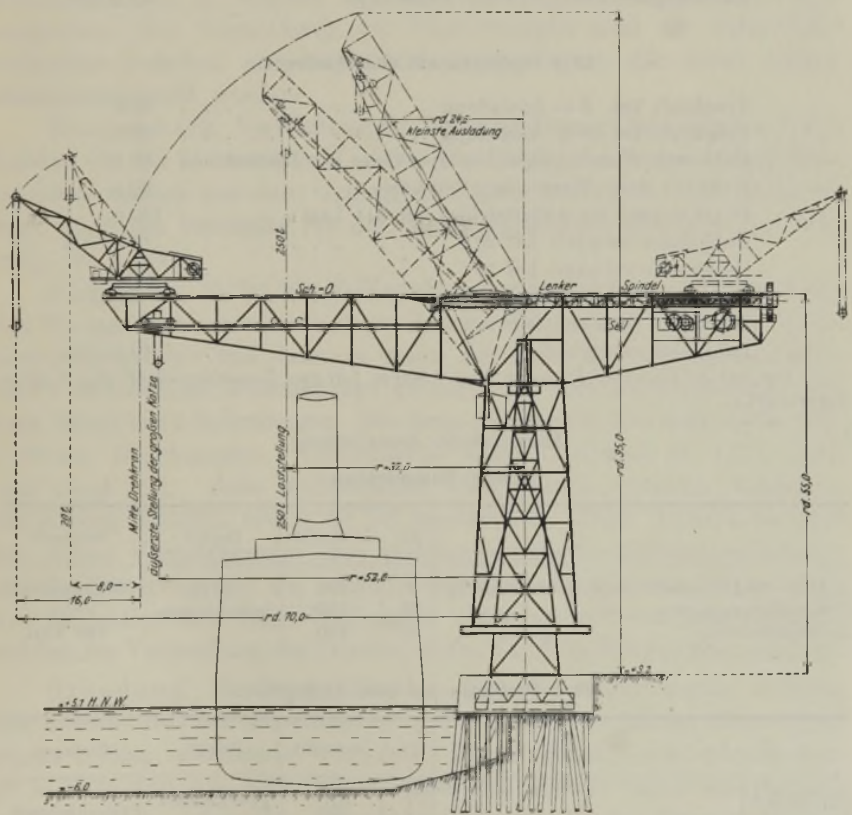
250-t-Hammerwippkran.

Mechanischer Teil gebaut von der Demag in Duisburg für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg.

Elektrische Ausrüstungen von den Siemens-Schuckertwerken.

Der Kran, der für eine Tragkraft von 250 t bestimmt ist, also den zurzeit größten Kran der Welt darstellt, ist gleichzeitig Hammerdrehkran und Wippkran. Bei Benutzung als Hammerdrehkran steht der um eine feststehende Säule drehbare Teil horizontal. Er wird von einer Laufkatze und einem 20-t-Drehkran befahren.

Fig. 841.



250-t-Hammerwippkran.
Ausführung der Demag in Duisburg.

Bei Benutzung als Wippkran wird der 20-t-Drehkran bis zur äußersten Stellung auf dem Gegengewichtsarm ausgefahren, die Katze auf dem vorderen Ende des Auslegers festgestellt, verriegelt und der Ausleger aufgerichtet.

250-t-Hammerkran.

Tragkraft bei 50 m Ausladung	100 t
Tragkraft bei 32 m Ausladung	250 t
Hubhöhe bei wagerechtem Ausleger	49 m
Ausladung bei wagerechtem Ausleger	52 m
Höhe von Wasserspiegel bis Spitze des aufgerichteten Auslegers	100 m
Kleinste Ausladung bei aufgerichtetem Ausleger	24,5 m
Hubgeschwindigkeit bei 250 t	1,6 m/min
Hubgeschwindigkeit bei 100 t	4 „
Zeitdauer für Drehen mit 250 t	12 min
Zeitdauer für Einziehen ohne Belastung	30 bis 35 min
Katzfahrgeschwindigkeit bei Belastung	12 m/min

20-t-Drehkran auf dem Ausleger.

Tragkraft bei 8 m Ausladung	20 t
Tragkraft bei 16 m Ausladung	10 t
Höhe von Wasserspiegel bis Oberkante der Laufschiene	60 m
Hubhöhe über Wasser bei 10 t Last	80 m
Durchmesser des Arbeitsfeldes bei 10 t Last	140 m
Hubgeschwindigkeit bei 20 t	10 m/min
Hubgeschwindigkeit bei 10 t	20 „
Zeitdauer für Drehen mit 20 t	2 min
Zeitdauer für Einziehen mit 10 t	4 „
Fahrgeschwindigkeit	40 m/min

Hubseil 52 mm Durchmesser und 1500 m Länge; Gesamtgewicht des Kranes 2 000 000 kg.

Elektrische Ausrüstung.

250-t-Hammerkran.

	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
2 Hub- und Einziehmotoren in Reihe je	95	400	offen	Gleichstrom
2 Katzfahrmotoren „ „ „	38	700	geschlossen	von
2 Drehmotoren „ „ „	38	400	„	440 Volt

20-t-Drehkran auf dem Ausleger.

	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
Hubmotor	71	610	geschlossen	Gleichstrom
Drehmotor	11,5	590	„	von
Einziehmotor	39	430	„	440 Volt
Fahrmotor	61	470	„	

Die Motoren werden durch zwei Gleichstrom-Steuermaschinen mit Leonardschaltung gesteuert, von denen die eine als Reserve dient. Die Steuermaschinen sind, ebenso wie die Hub- und Einziehmotoren des 250-t-Krans, auf dem rückwärtigen Teil des Hammers aufgestellt. Jede Steuermaschine enthält:

1 Steuermotor von 360 PS, 440 Volt,
1 Steuerdynamo von 160 kW, 440 Volt,
1 „ „ 65 „ 440 „

Stützlager. Über die Säule ist nach Art einer Glocke der drehbare Teil gestülpt. Er ruht auf einem auf dem Säulenkopf angeordneten vereinigten Stütz- und Halslager. Das Stützlager ist ein Kegelrollenlager in einem Ölgehäuse, das Halslager ein gewöhnliches Gleitlager.

Unteres Führungslager. Es enthält 10 Stahlgußrollen, welche paarweise in Schwinghebeln gelagert sind und sich an einem an die Kransäule genieteten Druckring abrollen.

Schwenkwerk. Am unteren Ring der Glocke ist ein Triebstockkranz befestigt, in welchen zwei voneinander unabhängige Drehwerke eingreifen. Zur Vermeidung von Überlastungen sind die Schneckenradkränze zwischen polierte Reibscheiben gelagert, die durch Federn zusammengepreßt werden.

Einziehwerk. Verbindung des hochklappbaren Lastauslegers durch Lenker, die bei horizontalem Lastarm gleichzeitig die Verbindungsbrücke zwischen diesem und dem Gegengewichtsarm herstellen. Auf letzterem liegt auch die Fahrbahn für die beiden Spindelmutterwagen zur Führung der Lenker.

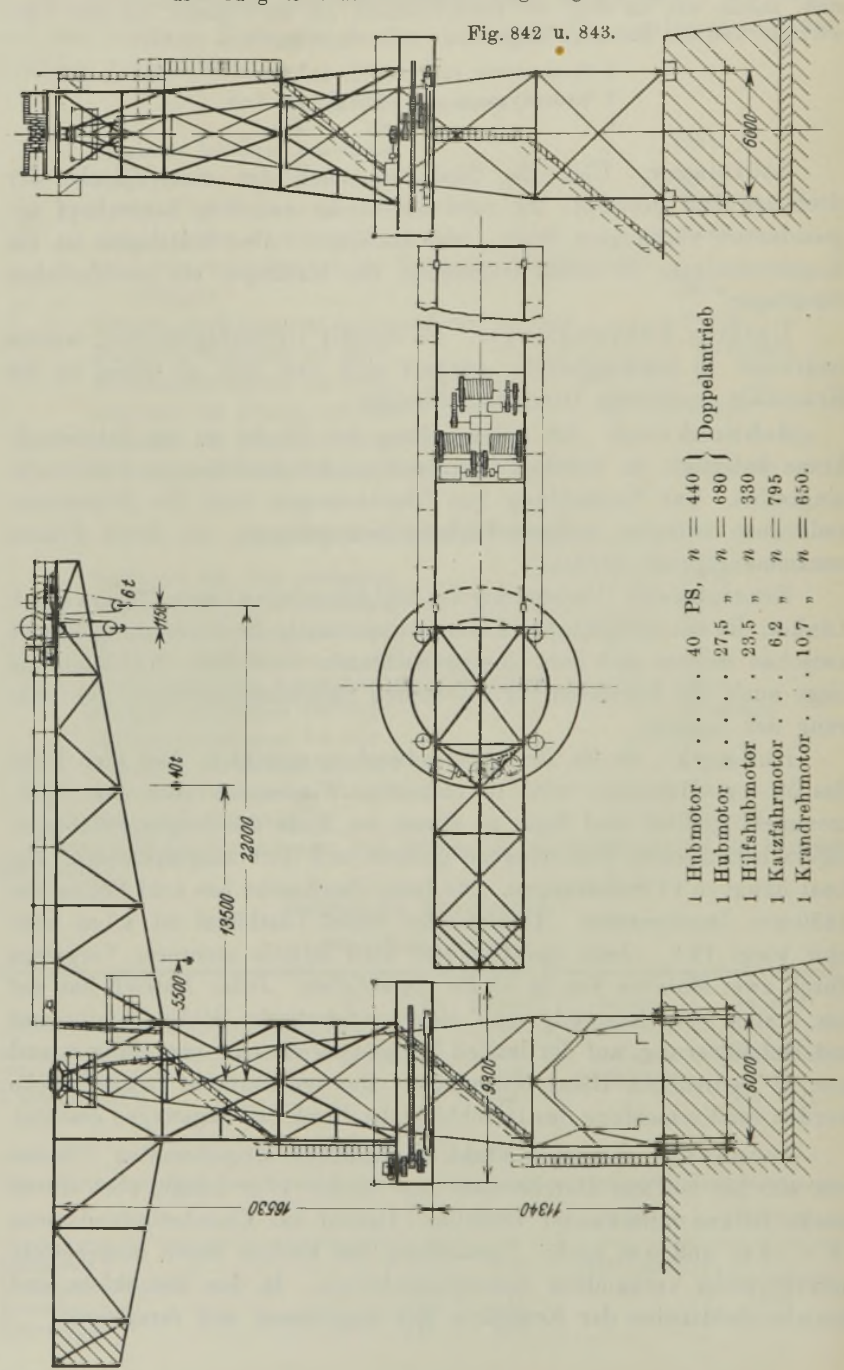
Hubwerk. Es ist als Spillwindwerk ausgebildet. Das eine Ende des 52-mm-Hubseiles wird in mehreren Windungen über zwei Spilltrommeln geführt und dann zu einem am Ende des Gegengewichtauslegers befindlichen Flaschenzuge geleitet und dort aufgespeichert. Die Last hängt in 12 Seilsträngen. Die feste Oberflasche hat acht Rollen von 1830 mm Durchmesser. Unterflasche nebst Lastbügel ist 4,7 m hoch und wiegt 12 t. Jede Spilltrommel wird mittels mehrerer Vorgelege durch zwei Motoren von je 95 PS angetrieben. Jeder Antrieb hat auf der ersten Vorgelegewelle eine elektromagnetische Schlingbandbremse mit Holzfütterung, auf der letzten Vorgelegewelle eine vom Führerstand aus zu bedienende Hand-Notbremse. Die horizontalen Lastseilstücke werden zur Vermeidung des Durchhängens durch Seiltragewagen gestützt.

Gründung. Zunächst Pfahlrost aus 400 eingerammten Pfählen von 400 bis 500 mm Durchmesser und 12 bis 17 m Länge, oben durch starke Balken miteinander verholmt. Darauf das Eisenbetonfundament 18×18 m und 6 m hoch. Versteifung des Klotzes durch eingebettete untereinander verbundene Eisenbahnschienen. In den Betonklotz sind die vier Stützbeine der Kransäule tief eingelassen und verankert.

Hammer-Turmdrehkran für 40 t Tragkraft und 22 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Fig. 842 u. 843.



Scherenkrane.

Scherenkrane alter Konstruktion sind nur Wippkrane. Sie können also nicht im Kreise geschwenkt werden. Zwei nach unten weit auseinandergehende Streben sind mittels Gelenk direkt auf dem Fundament gelagert. Der dritte längere Mast wird wie früher durch Rollenzug oder Schraubenspindel verlängert oder verkürzt. Zum Heben und Senken der Last dient ein am Auslegerkopf angebrachter mehrrolliger Flaschenzug, dessen Seil oder Kette von einer Dampfwinde oder elektrisch betriebener Winde auf- oder abgewickelt wird.

Scherenkrane sind aus den gewöhnlichen Dreibeinkranen, die häufig in Fabrikhöfen als Hebevorrichtung gebraucht werden, entstanden. Der Name Scherenkran rührt von der scherenartigen Bewegung der Vorderstreben und des Hintermastes beim Wippen her.

Sie besitzen den großen Nachteil, daß die nutzbare Ausladung des Kranes nicht zur Geltung kommt.

Ferner müssen alle Lasten am Lande hinter den Füßen der beiden vorderen Streben aufgenommen und zwischen ihnen nach außen durchgeschwenkt werden. Durch die verjüngt nach oben zusammenlaufenden Streben werden aber die Abmessungen der Gegenstände beschränkt und das Einsetzen langer Gegenstände, wie Masten und Kamine, wird erschwert. Diese Bauart kommt deshalb heute nicht mehr in Frage. Als Werftkrane werden vielmehr die auf S. 455 beschriebenen Hammerkrane mit festem oder wippbarem Ausleger verwendet.

Neuerdings bevorzugt man auch für den Umschlag schwerer Stückgüter und für Werftbetriebe feststehende Wippkrane, bei denen die Last und die Schnabelrolle beim Wippen wagerecht geführt werden. Vgl. S. 495 Wippkran für 40 t.

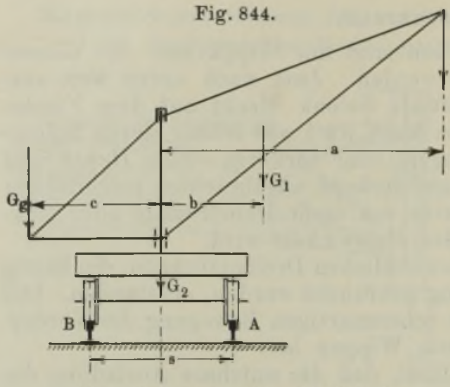
c) Fahrbare Drehkrane.

Verwendung. Im Hafenverkehr ist für die Kaikrane eine Verschiebung des ganzen Kranes erforderlich, um denselben über der Schiffsluke einstellen zu können. Hierbei genügt eine geringe Fahrgeschwindigkeit. Als Stahlwerkskrane erhalten fahrbare Drehkrane eine Geschwindigkeit bis zu 2 m/s. Eisenbahnkrane, welche mit Puffern und Zughaken versehen werden, besitzen keine Eigenbewegung. Die Fahrbarkeit dient nur gelegentlichem Transport.

Gerüstform. Durch Verbindung der Drehkrane mit einem fahrbaren Untergestell wird außer der Vertikal- und Schwenkbewegung noch eine Längsverschiebung der Last möglich. Beachtenswert ist hier wieder der Übergang der vollen Säule bei kleinen Ausführungen zur Fachwerksäule bei größeren Ausführungen. Diese und der Unterbau können, wie aus den nachfolgenden Abbildungen hervorgeht, den jeweiligen örtlichen Verhältnissen entsprechend, verschiedene Formen annehmen; z. B. die Befestigung der Säule auf einem gewöhnlichen Wagen, dann auf einem Volltor oder Halbtor.

Fahrwerk. Bemessung der Laufräder nach S. 200; bei Raddrücken unter 20 t genügen vier Räder, darüber hinaus sind acht Räder mit Balancierlagerung gebräuchlich. Große Fahrgeschwindigkeiten erfordern federnde Lagerung der Laufradachsen. Leichte Krane erhalten Normalspur = 1,493 m, Kaikrane 2,5 m, schwere Krane bis 3 m Spurweite. Berechnung des Fahrwiderstandes nach S. 207.

Fig. 844.



Berechnung der Standfestigkeit.

Standfestigkeit. Mittel zur Verringerung des Gegengewichtes sind Seitenstützen, Stützrollen und Schienenzangen. Letztere können nur als Sicherung betrachtet werden, weil bei Beanspruchung derselben im normalen Betriebe die Schienenbefestigung leidet. Sind Seitenstützen oder Stützrollen für die Standfestigkeit erforderlich, dann kann der Kran nur bei Anwendung derselben geschwenkt werden. Soll die angehobene Last von dem Kran weiter gefahren werden, dann ist dieser erst so zu drehen, daß die Last über Mitte Gleis hängt. Hierauf erst können die Seitenstützen hochgezogen werden. Bei Stützrollen sind an Stellen, wo der Kran gedreht werden soll, außerhalb der Fahrschienen noch besondere Stützschienen für die Stützrollen erforderlich.

Es gelten folgende Beziehungen:

Kran belastet. Kippunkt in *A*.

$$Q\left(a-\frac{s}{2}\right)+G_1\left(b-\frac{s}{2}\right)-G_2\,\frac{s}{2}-G_g\left(c+\frac{s}{2}\right)=0,$$

$$\frac{s}{2}\geqq\frac{Q\cdot a+G_1\cdot b-G_g\cdot c}{Q+G_1+G_2+G_g}.$$

Als Sicherheit ist eine Kipplast = 1,5 bis 2 Q für Q zu setzen.

Kran leer. Kippunkt in *B*.

$$G_1\left(b+\frac{s}{2}\right)+G_2\,\frac{s}{2}-G_g\left(c-\frac{s}{2}\right)=0,$$

$$\frac{s}{2}\geqq\frac{G_g\cdot c-G_1\cdot b}{G_1+G_2+G_g}.$$

Auch hier ist wieder zur Sicherheit 1,5 G_g bis 2 G_g zu setzen.

Beispiel. Gegeben $Q=2\,\mathrm{t}$, $G_1=0{,}5\,\mathrm{t}$, $G_2=1\,\mathrm{t}$, $a=5\,\mathrm{m}$, $b=1{,}6\,\mathrm{m}$, $c=2\,\mathrm{m}$.

Ausbalanciert wird das halbe Kranmoment, also

$$G_g\cdot 2=\frac{2\cdot 5+0{,}5\cdot 1{,}6}{2};\quad G_g=2{,}7\,\mathrm{t}.$$

Kran belastet: Zweifache Sicherheit, also $Q=4\,\mathrm{t}$,

$$\frac{s}{2}=\frac{4\cdot 5+0{,}5\cdot 1{,}6-2{,}7\cdot 2}{4+0{,}5+1+2{,}7}=1{,}88\,\mathrm{m}.$$

Kran leer: Ebenfalls zweifache Sicherheit, also gerechnet mit $G_g=5{,}4\,\mathrm{t}$

$$\frac{s}{2}=\frac{5{,}4\cdot 2-0{,}5\cdot 1{,}6}{0{,}5+1+5{,}4}=1{,}45\,\mathrm{m}.$$

Erforderliche Schienenentfernung demnach $s=3{,}76\,\mathrm{m}$, bzw. bei Normalspur Seitenstützen oder Stützrollen mit Hilfsschienen.

1. Fahrbare elektrisch betriebene Drehkrane.

Elektrisch betriebener fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung
von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

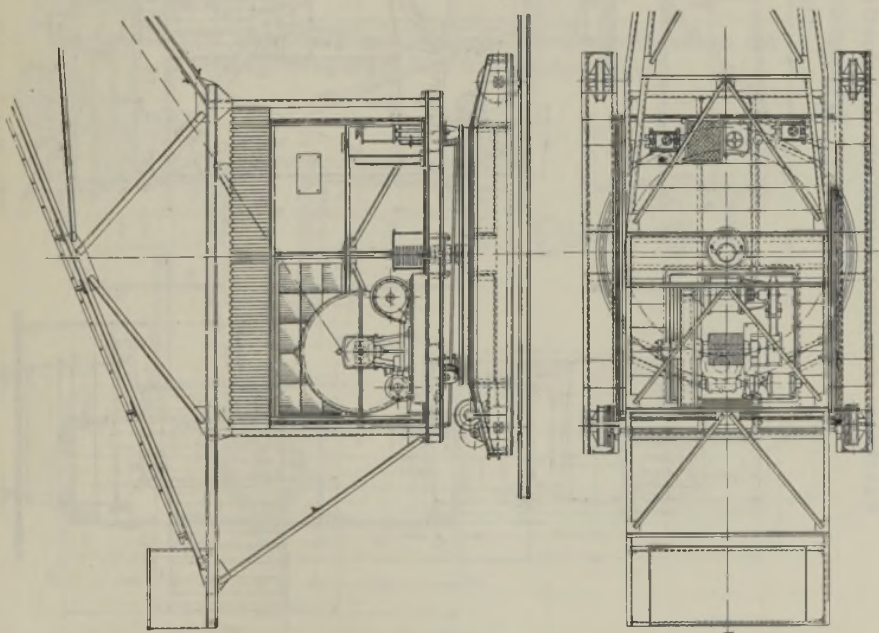


Fig. 845 bis 847.

Zur Verfügung steht Drehstrom von 220 Volt, 50 Perioden.

Hubwerk.

Hubgeschwindigkeit 30 m/min. Hubmotor 22,5 PS, $n = 575$.
Lose Rolle; Stirnradvorgelege $z = 15 : 80$, $t = 8\,\pi$.

Schwenkwerk.

Schwenkgeschwindigkeit 120 m/min. Schwenkmotor 4,5 PS, $n = 940$.
Schneckengetriebe: Schnecke doppelgängig, $t = 6\,\pi$, $d = 57$ mm.
Schneckenrad $z = 73$, $t = 6\,\pi$, $D = 438$ mm.
Triebling und Zahnkranz $z = 12 : 180$, $t = 14{,}5\,\pi$.

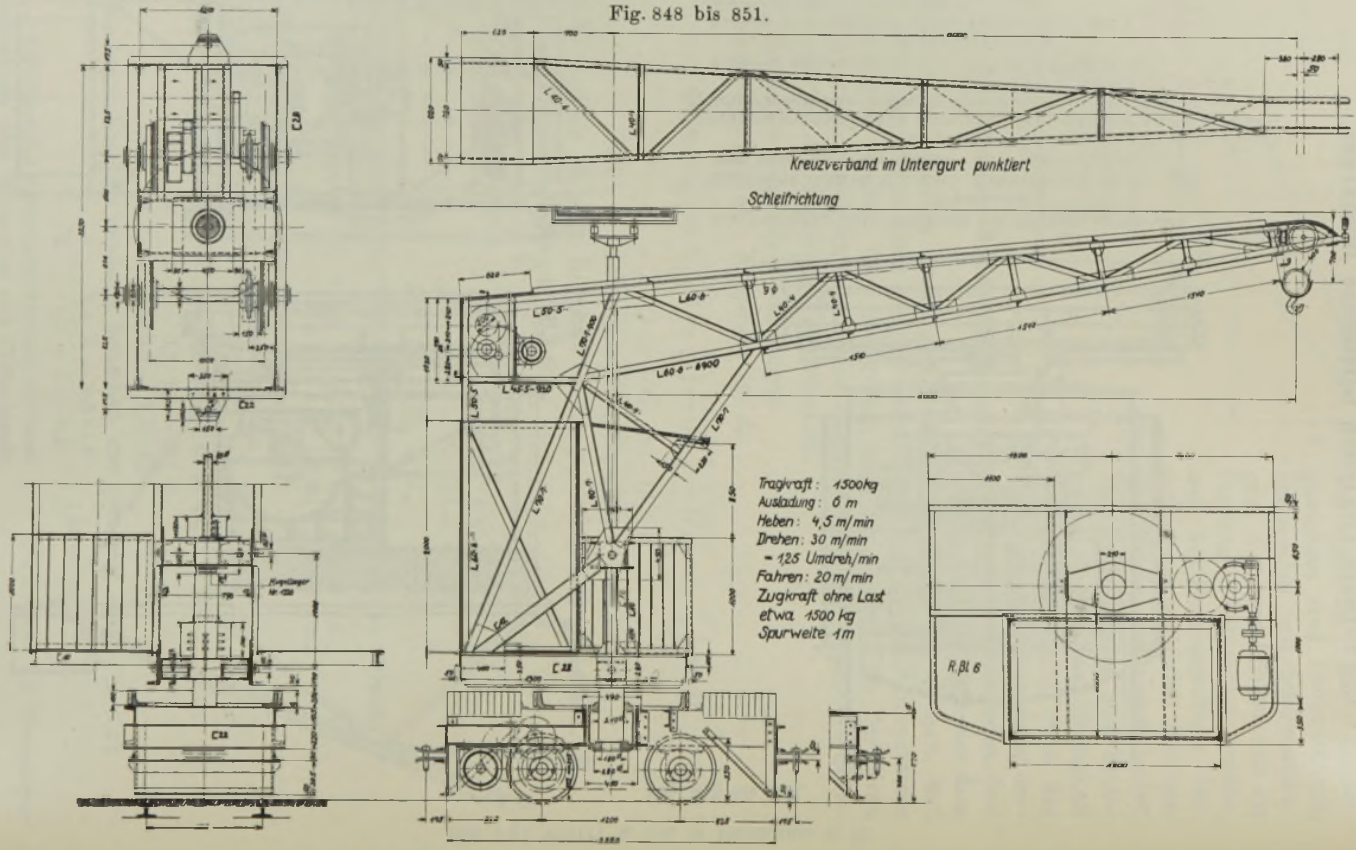
Fahrtriebwerk.

Fahrgeschwindigkeit 45 m/min, Fahrmotor 6,5 PS, $n = 720$.
Motorvorgelege $z = 15 : 88$, $t = 5{,}5\,\pi$.
Laufradvorgelege $z = 12 : 50$, $t = 10\,\pi$.

Fahrbarer elektrisch betriebener Lokomotivdrehkran für 1500 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Ausführung der Hebezeugfabrik Herrmann Findeisen, Chemnitz.

Fig. 848 bis 851.



Übersetzungsverhältnisse zum Lokomotivdrehkran von 1500 kg Tragkraft.

Hubwerk.

Hubmotor 2,7 PS, $n = 1020$; Trommeldurchmesser = 200 mm, 9 mm Drahtseil Zwillingsrollenzug.

Motorvorgelege: $z = 24:170$; $t = 3\pi$; $d = 72:510$; $b = 55:45$; Baumwolle auf Ge.

Zwischenvorgelege: $z = 8:22$; $t = 8\pi$; $d = 64:176$; $b = 60$; St auf Ge.

Trommelvorgelege: $z = 8:30$; $t = 11\pi$; $d = 88:330$; $b = 80$; St auf Ge.

Fahrwerk.

Fahrmotor 10,9 PS, $n = 1020$; Laufraddurchmesser = 550 mm.

Motorvorgelege: $z = 20:130$; $t = 4\pi$; $d = 80:520$; $b = 70:60$; Baumwolle auf Ge.

Zwischenvorgelege: $z = 10:48$; $t = 8\pi$; $d = 80:384$; $b = 80$; St auf Ge

Laufradvorgelege: $z = 12:40$; $t = 11\pi$; $d = 132:440$; $b = 115$; St auf Stg.

Drehwerk.

Schwenkmotor 1 PS, $n = 1600$.

Schneckengetriebe: $z = 1:40$; $t = 18\pi$; $d = 45:229$; $b = 50$; St auf Rg.

Zwischenvorgelege: $z = 15:60$; $t = 8\pi$; $d = 120:480$; $b = 85$; St auf Ge.

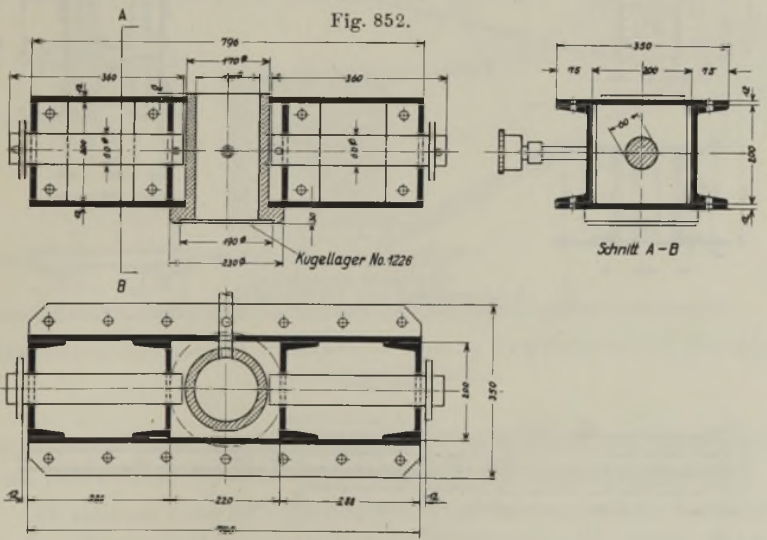
Schwenkvorgelege: $z = 12:95$; $t = 14\pi$; $d = 210:1344$; $b = 150:140$; Ge auf Ge roh.

Gewichte.

Fachwerkausleger 500 kg; Wagen mit Fahrwerk 2750 kg; Hubwerk 400 kg; Gegengewicht 8900 kg.

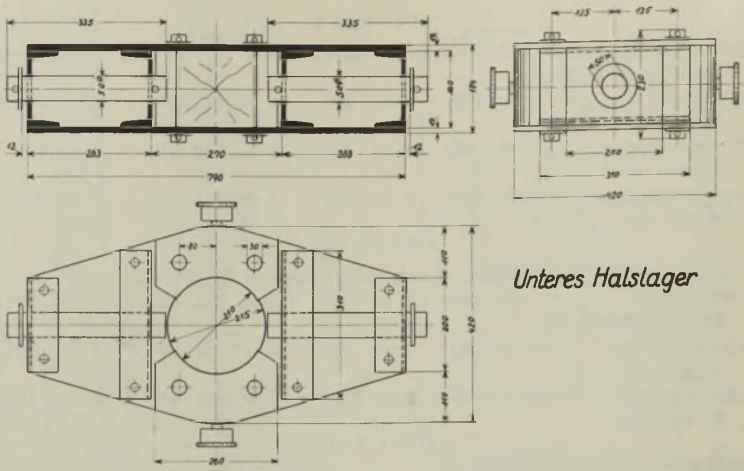
Einzelteile zum elektrisch betriebenen Lokomotivdrehkran für 1500 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Fig. 852.



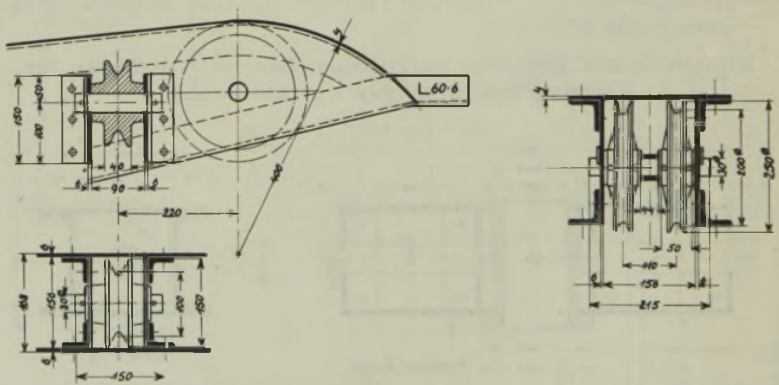
Oberes Halslager.

Fig. 853.



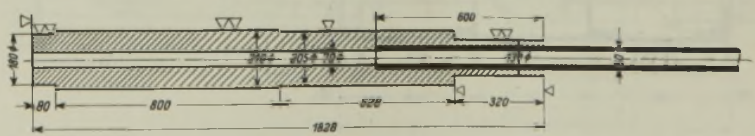
Einzelteile zum elektrisch betriebenen Lokomotivdrehkran von 1500 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Fig. 854.



Auslegerkopf mit Umlenkrolle.

Fig 855.

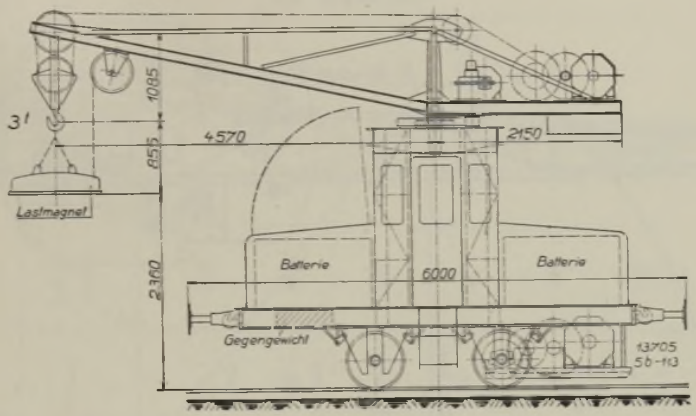


Kransäule mit Kontaktmast.

2. Fahrbare Akkumulator-Drehkrane

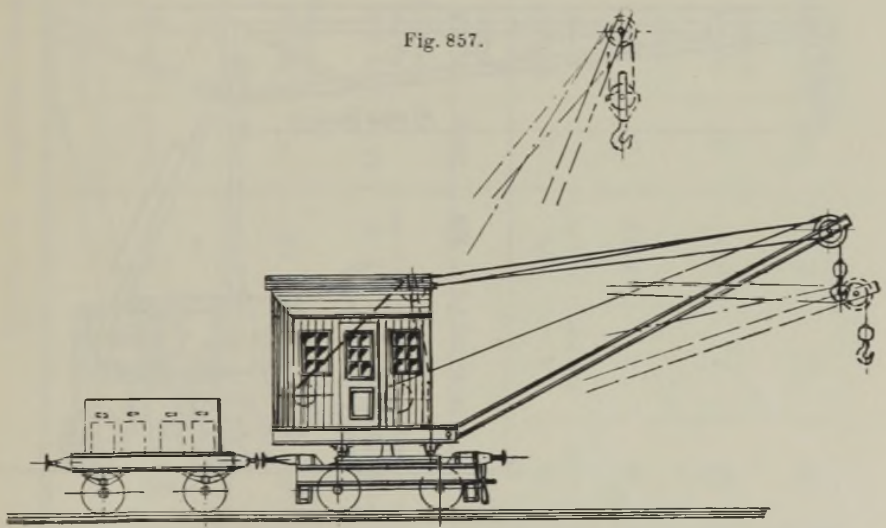
sind von Oberleitungsdrähten oder Steckdosen und Fahrschienen unabhängig. Gegenüber den ebenfalls unabhängigen Dampf- oder Diesel-

Fig. 856.



Akkumulatordrehkran der Demag (auf Schienen, Säulenausführung).

Fig. 857.



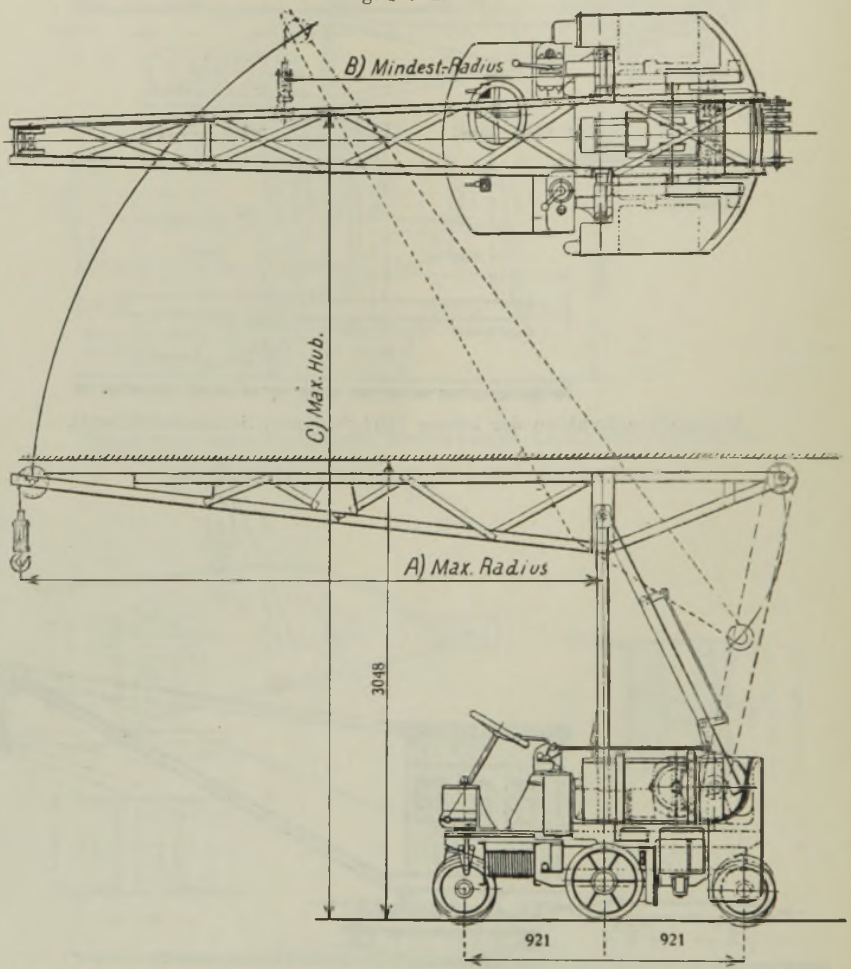
Akkumulatordrehkran der Ardeltwerke. 2000 kg Tragkraft bei 9 m Ausladung. Batterie im Anhänger.

motorkranen besitzen sie den Vorteil der Verwendung von Lastmagneten, deren Betrieb bei ersteren eine besondere Stromquelle erfordert.

Die vielfach federnd eingebaute Akkumulatorenbatterie kann sowohl auf dem Krane selbst angeordnet (Fig. 856) oder in einem Anhänger

(Fig. 857) mitgeführt werden. Ausführung im übrigen wie bei normalen elektrisch betriebenen Lokomotivkranen mit je einem Hauptstrommotor für Heben, Drehen und Fahren. Die Batterie ist in Fig. 856 in den beiden Vorbauten untergebracht. Das Hubwerk dient als Gegen-

Fig. 858 u. 859.



Universal-Drehlaufkran der Lauchhammer-Rheinmetall A.-G. Vollgummiräder.

gewicht. Der Führerstand befindet sich in der Mitte des Kranes. Er trägt oben in einem starken Eisenrahmen die Kransäule.

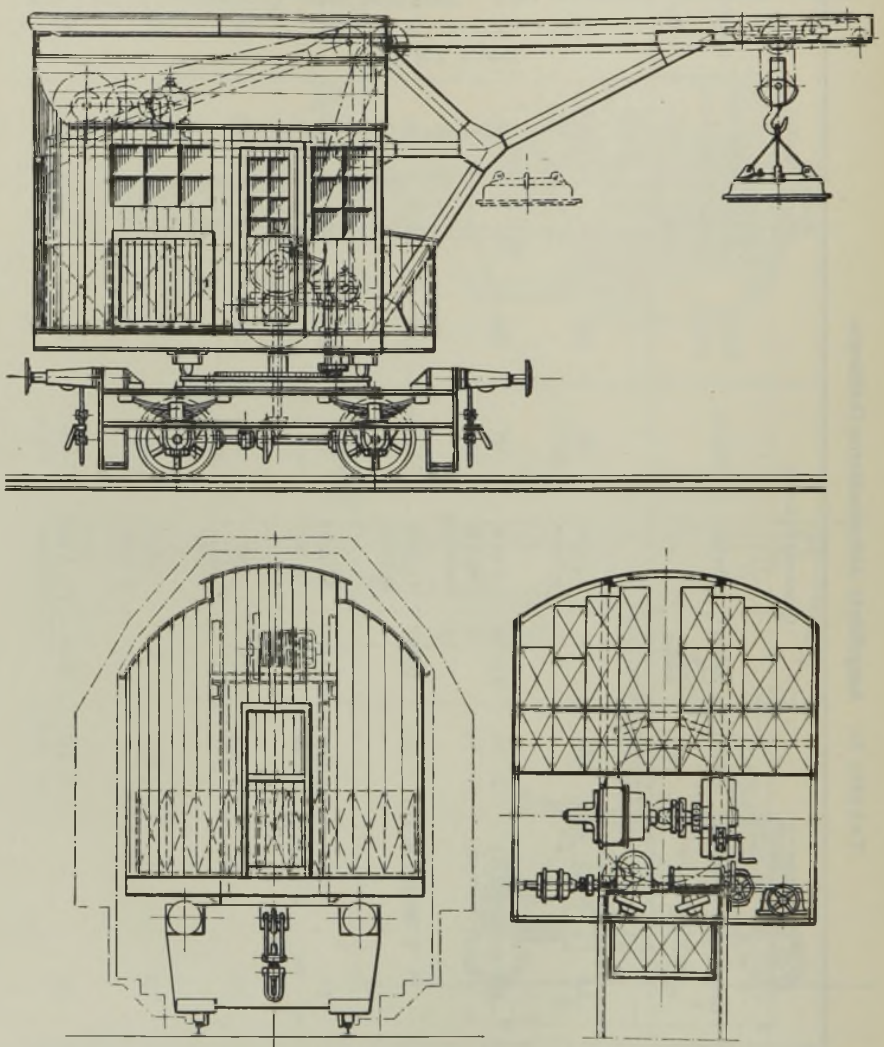
Fig. 858 und 859 zeigen den LRA-Universal-Drehlaufkran (D. R.-P.) der Lauchhammer-Rheinmetall A.-G. auf vier mit Vollgummi bereiften Räderpaaren, der infolge seiner gedrungenen Bauart dem Warentransport

Tabelle 75. **Ausgeführte Akkumulatoren-Drehkrane.**

Tragkraft und Hersteller	Ausladung	Motor			Geschwindigkeiten			Batterie				
		Heben	Drehen	Fahren	Heben	Drehen	Fahren	Zellenanzahl	Entladestromstärke	Betriebsspannung	Kapazität	Entladedauer
	m	PS	PS	PS	m/min				Amp.	Volt	kWh	Stunden
1 t Ardeltwerke	9	2,6	1,9	2,6	7	$^3/_4$ min je Umdr.	20 m/min	120	—	110	14	—
1,3/2,6	9/4,5	6,5 $n = 950$	2,8 $n = 1200$	$2 \cdot 18$ $n = 680$	9,5/7,6	2 m/s bei 9 m Ausladung	80 m/min	168	—	—	51	3
2/6 Ardeltwerke	9/4,75	1 Motor 30 PS			10/20	$^1/_2$ min je Umdr.	3 km/h	140	72	—	57	3
3 Demag	4,5	11 $n = 550$	4 $n = 650$	32 $n = 800$	11	3 Umdr. je min	55 m/min	80	90	150	40	3
3/5 MAN	9/6	15	3	$2 \cdot 8,4$	15	90 m/min	60 m/min	96	—	180	38	3
5 Ardeltwerke	5	7,2	5	25	5	$^1/_2$ min je Umdr.	4,2 km/h	120	—	—	55	3
0,5/1	3/5	3	—	$2 \cdot 1,7$ $n = 1100$	9/18	$2^1/_2$ Umdr. je min	100 m/min	40	—	76	20	—

in Fabriken, Speichern, auf Eisenbahnstationen und Hafenplätzen dient und infolge seiner Beweglichkeit auch in engen Räumen benutzbar ist.

Fig. 860 bis 862[1]).



Akkumulatordrehkran der Ardeltwerke. Ausleger mit Laufkatze. Drehscheibenausführung. Drei Motoren, 5 t Tragkraft.

Das Heben der Last und das Wippen des Auslegers erfolgt durch Seilzug über elektrisch angetriebene Trommelwinden.

[1]) Fördertechnik und Frachtverkehr 1926, S. 269: „Rödiger, Akkumulator-Kranfahrzeuge".

Zum Schwenken der Last können die vorderen und hinteren Räderpaare um 90° gegen die normale Fahrstellung gedreht werden, wobei gleichzeitig die Motoren der Antriebsräder automatisch gegenläufig geschaltet werden.

Die Steuerorgane für Vorwärtsfahren, Schwenken, Heben und Senken, ferner Wippen des Auslegers sind übersichtlich beim Führersitz vereinigt, so daß der Führer bei freiem Ausblick auf die Last die Schalt- und Fußhebel bedienen kann.

Die Tabelle 75 gibt einige Werte ausgeführter Akkumulatorenkrane an.

3. Fahrbare Dampfdrehkrane.

Siehe auch Seite 264 „Dampfantrieb“, Seite 418 „Feststehender Dampfdrehkran“, Seite 422 „Allgemeines über Dampfdrehkrane“.

In den letzten Jahren sind die Hebezeugfabriken bestrebt gewesen, die fahrbaren Dampfdrehkrane zu normalisieren. Die Krane werden in Reihen für eine Tragkraft von 6 t bei einem größten Raddruck von 15 t gebaut, um eine kurze Lieferzeit zu gewährleisten.

Sie eignen sich nicht nur zum Heben und Befördern von Lasten, sondern auch zum Heranholen der von der Staatsbahn auf dem Zustellgleise angerollten Eisenbahnwagen, zum Ent- und Beladen dieser Wagen an beliebiger Stelle des Betriebsgleises, ferner zum Verschiebedienst innerhalb des Betriebes mit einer Zugkraft von 90 t und zum Abstellen der Wagen auf dem Staatsbahngleise. Auf ebener Strecke können 6 bis 10 beladene 10 t Wagen verholt werden.

Die Abmessungen bleiben bei abgelassenem Ausleger innerhalb des Umgrenzungsprofils der Eisenbahnfahrzeuge.

Die Lasten können je nach ihrer Art mit Lasthaken für Säcke, Fässer oder sonstige Stückgüter, mit Greifer für Massengüter wie Kohle, Schlacke, Asche, Kies, Sand, oder mit Lastmagnet zum Verladen von Eisenteilen wie Träger, Schrott u. dgl. gefördert werden. Damit beim Übergang von Stückgüter auf Massengüter der Greifer leicht gegen einen Klappkübel oder Lasthaken ausgewechselt werden kann, werden die Greiferhubseile mit den Hubseilen des Kranes durch Seilschlösser verbunden.

Der **Unterwagen** ist aus Profileisen und Blechen zusammengenietet und ruht auf 4 Stahlgußrädern. Auf dem Unterwagen ist eine kreisrund gebogene Schiene aufgeschraubt, auf der sich der drehbare Oberteil dreht.

Der **drehbare Oberteil,** bestehend aus dem Oberwagen und dem Ausleger, ist durch einen Königszapfen zentriert, der in dem Unterwagen eingesetzt ist. Auf der Plattform sind Dampfkessel, Dampfmaschine, Hauptantriebswelle, sowie das Hub-, Dreh- und Einziehwerk untergebracht.

Der **Dampfkessel** ist ein stehender Querrohrkessel von 7 m² Heizfläche und 0,35 m² Rostfläche für 7 atü. Er wird zur Verhütung der

Wärmeausstrahlung mit einer leicht abnehmbaren Ummantelung versehen. Die Speisebehälter sind unter der Plattform des Oberwagens angebracht. Die Kohlen werden neben dem Kessel gelagert. Injektor und Handpumpe zur Aushilfe dienen zur Speisung.

Der Kohlenverbrauch (Steinkohlenbriketts) beträgt bei Dauerbetrieb etwa 20 kg in der Betriebsstunde.

Die **Dampfmaschine** ist eine liegende umsteuerbare Zwillingsmaschine von 160 mm Zylinderdurchmesser, 180 mm Hub und 180 Uml./min. Die Maschine ist mit den Triebwerkteilen auf einem gemeinsamen Rahmen aufgeschraubt und arbeitet mittels eines Stirnradvorgeleges auf die Hauptwelle *g*, von der alle Bewegungen abgeleitet werden.

Die **Hubtrommel** wird von Welle 20 aus durch ein Stirnradvorgelege 5, 18 angetrieben, dessen Ritzel beim Senken der Last durch einen Handhebel *c* (Fig. 864) ausgerückt wird. Lasten bis 3 t werden umittelbar an einem Seilstrang gehoben. Für Lasten von 3 bis 6 t wird eine zweisträngige Unterflasche eingeschaltet.

Das Festhalten der gehobenen Last wird durch eine Sperradbandbremse 46 mit Fußtritthebel zum Lüften bewirkt.

Bei Verwendung von Selbstgreifern wird durch die Zahnräder 54, 56 und 55 die Drehbewegung auf die vor der Hubtrommel gelagerte Greifertrommel (Entleerungstrommel) übertragen.

Unter normalen Verhältnissen ist die Hubtrommel für einen Hub von 5 m unterhalb bis 7 m oberhalb der Schienenoberkante eingerichtet.

Das **Einziehwerk** arbeitet durch ein selbstsperrendes Schneckengetriebe 11, 12, unter Einschaltung der Kegelräder 7, 10 auf eine hintere kleinere Trommel, welche das Einzugseil aufnimmt.

Der **Fahrantrieb** 6, 9 ist durch den Königszapfen zum Unterwagen geleitet und überträgt die Bewegung durch die Kegelräder 25, 26, 28 und 27 auf alle 4 Laufräder. Einziehwerk und Fahrwerk sind mit der Antriebswelle durch eine gemeinsame Kupplung verbunden.

Das **Drehwerk** 116 wird durch ein Kegelräder-Wendegetriebe 1, 2, 4 und ein Vorgelege 38, 37 von einem Ritzel 110 aus in Bewegung gesetzt.

Die **Steuerung** erfolgt durch 5 nebeneinanderliegende Handhebel *a* bis *e* und einem Fußhebel. Es werden folgende Bewegungen ausgeführt:

1. Öffnen und Schließen des Dampfabsperrschiebers (Hebel *e*).
2. Verstellung der Kulisse zur Umsteuerung der Maschine (Hebel *d*).
3. Aus- und Einrücken des Hubwerkritzels (Hebel *b*).
4. Lüften der Hubwerkbremse (Fußhebel).
5. Umschalten des Wendegetriebes für das Drehwerk (Hebel *a*).
6. Ankupplung des Fahr- und Einziehwerkes an die Hauptwelle (Hebel *c*).

Der Kranführer kann gleichzeitig folgende Bewegungen ausführen: 1. Heben und Drehen, 2. Heben und Einziehen, 3. Fahren und Heben, 4. Fahren und Drehen, 5. Drehen und Einziehen.

Das **Schutzhaus** zum Schutz gegen Witterungseinflüsse besteht aus Eisenkonstruktion mit Holzverschlag. Die Vorderwand ist für freien Ausblick offen. Die Seitenwände besitzen zur Beleuchtung große Fenster.

Der **Ausleger** kann ohne Änderung der maschinellen Ausrüstung den verschiedensten Betriebsbedingungen angepaßt werden, wie die Fig. 870 bis 873 zeigen. Durch eine Knickung des Auslegers wird das Lichtraumprofil größer, so daß Lasten über Hindernisse hinweg abgesetzt und aufgenommen werden können.

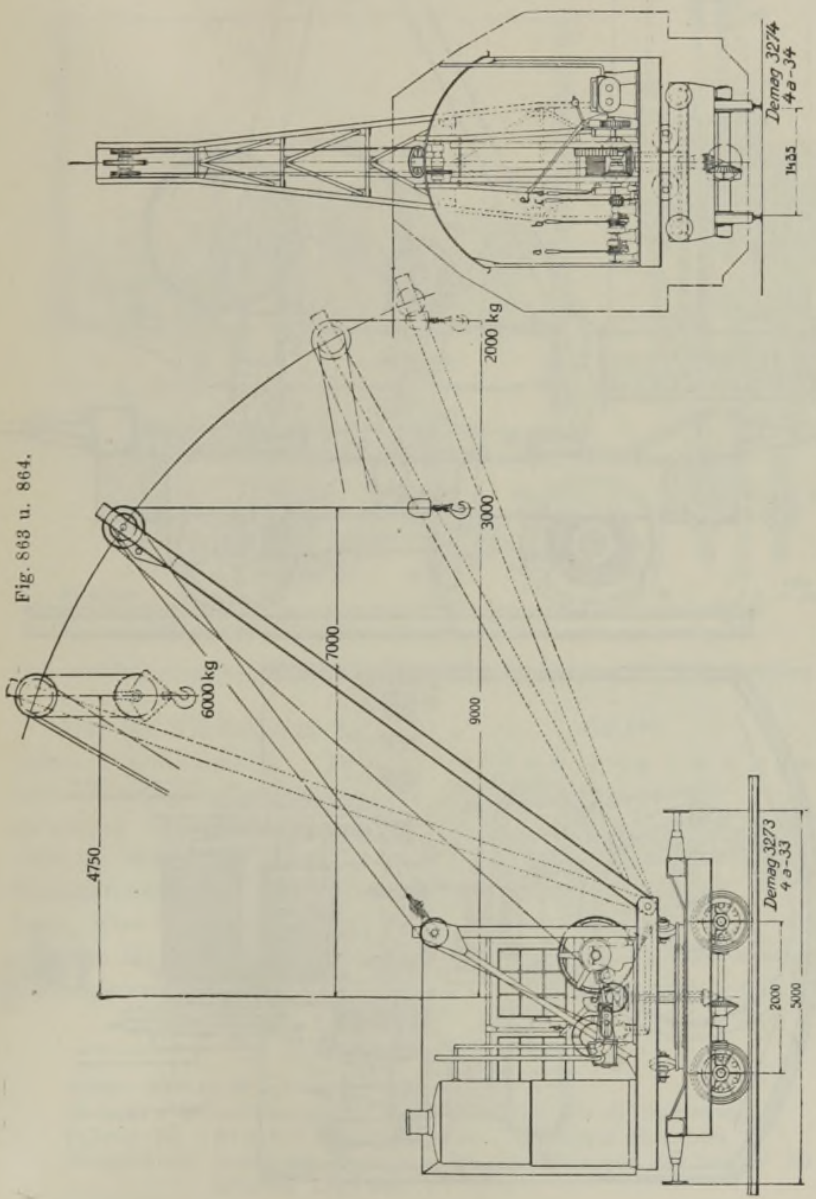
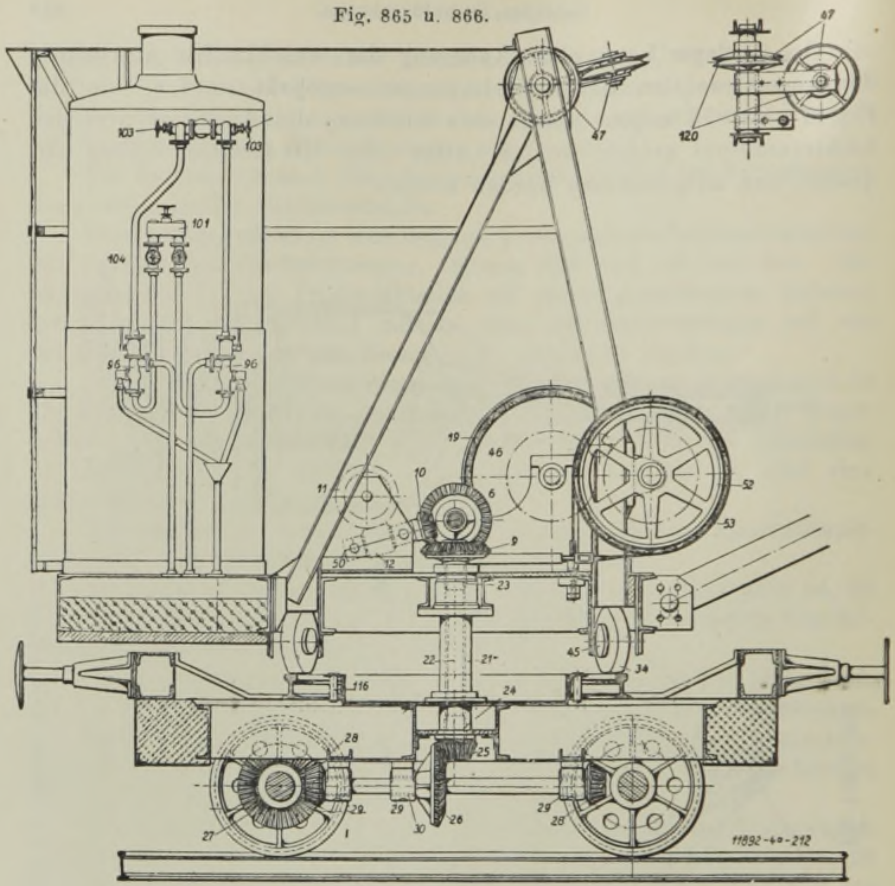
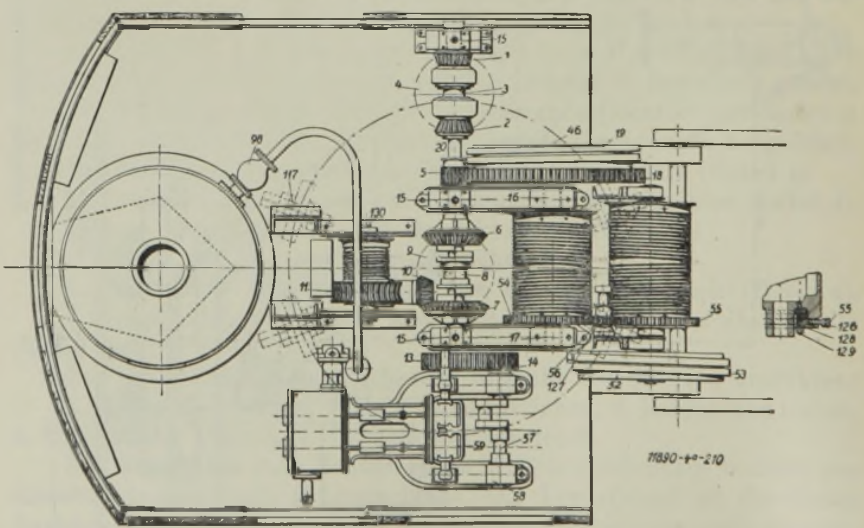


Fig. 863 u. 864. Normaler Dampfdrehkran der Demag A.-G. Duisburg.

Fig. 865 u. 866.

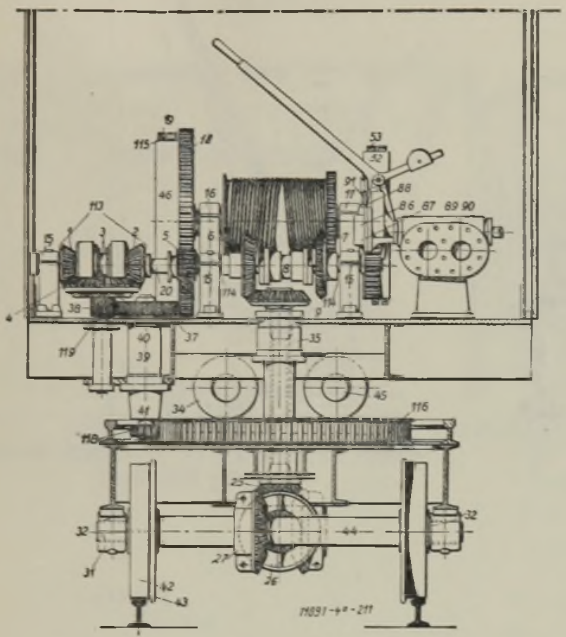




Tragkraft und Ausladung normaler Dampfkrane.

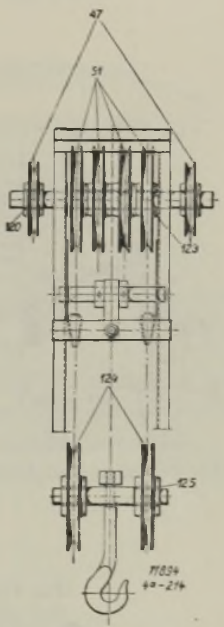
Tragkraft . . . . . t	6	5	3	2,5	2
Ausladung . . . . m	4,75	5,4	7,0	8,0	9,0
Rollenhöhe . . . . . m	9,1	8,8	7,8	6,9	5,0

Fig. 867.



Hub- und Fahrwerk des Normaldampfdrehkranes der Demag.

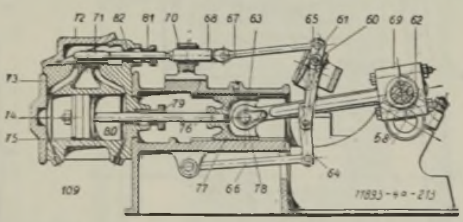
Fig. 868.



Auslegerrollen.

Der für Normalkrane benutzte Kohlengreifer hat 1,5 m³ Fassungsvermögen, entsprechend einem Inhalt von 1200 kg Kohle bei 1800 kg Eigengewicht. Der Greifer für Sand, Kies und Erz hat bei gleichem Eigengewicht nur ein Fassungsvermögen von 0,75 m³.

Fig. 869.



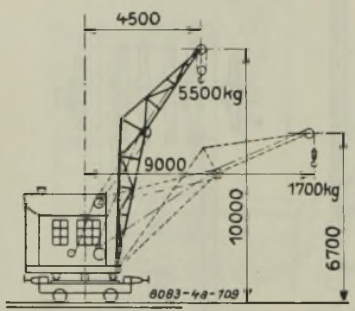
Dampfmaschine.

Arbeitsgeschwindigkeiten.

Heben: 3000 kg 20 m/min, 6000 kg 10 m/min.
Drehen: $2^1/_2$ Umdrehungen in der Minute oder 24 *s* je Umdrehung.
Fahren: 50 · · · 60 m/min bei Vollast, 100 · · · 120 m/min ohne Last.
Einziehwerk: Dauer der Bewegung des Auslegers von der tiefsten bis zur höchsten Lage 50 *s*.

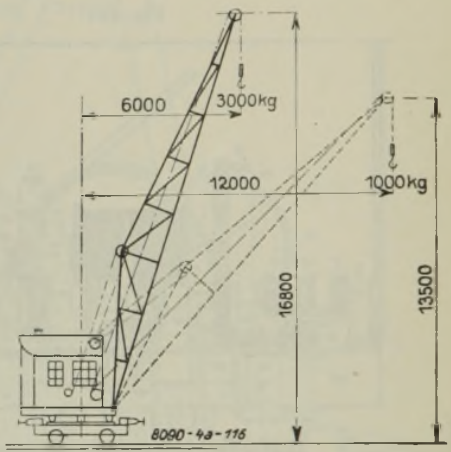
Verschiedene Auslegerformen für normale Dampfdrehkrane der Demag.

Fig. 870.



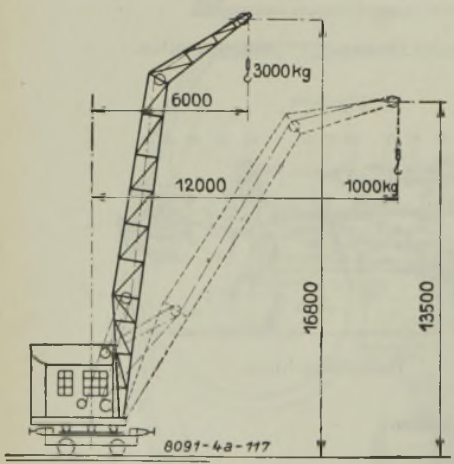
Geknickter Ausleger (für Stückgut und Greifer).

Fig. 871.



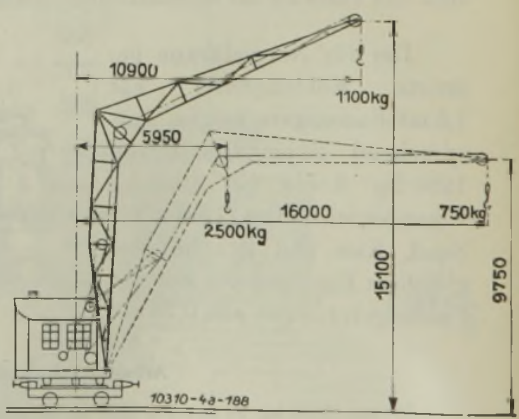
Gerader Fachausleger für sehr große Hubhöhen (nur für Stückgut).

Fig. 872.



Geknickter hoher Ausleger für Schiffbauplätze (nur für Stückgut).

Fig. 873.



Hochgebauter Ausleger mit 2 Flaschen für Schiffbauplätze (nur für Stückgut).

Fahrbarer Dampfdrehkran für 3 t Tragkraft und 15 m Ausladung mit Greiferwindwerk.

Ausführung der Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde.

Fig. 874.

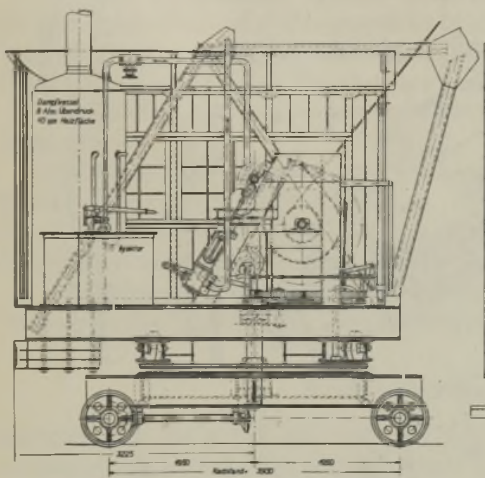


Fig. 875.

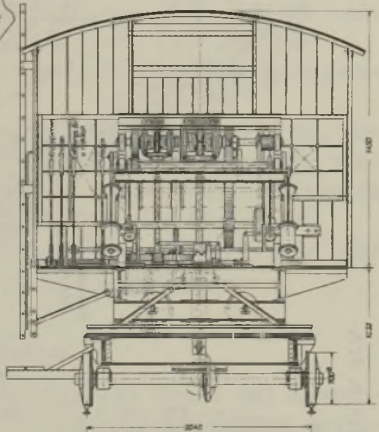


Fig. 876.

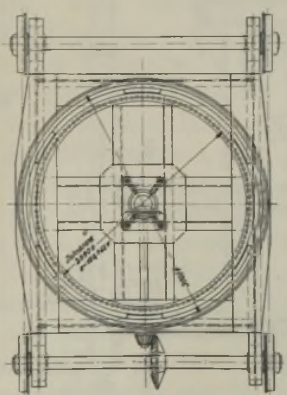
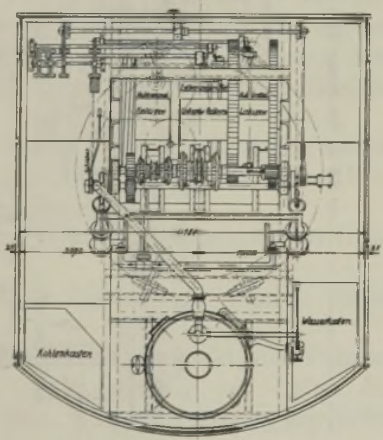
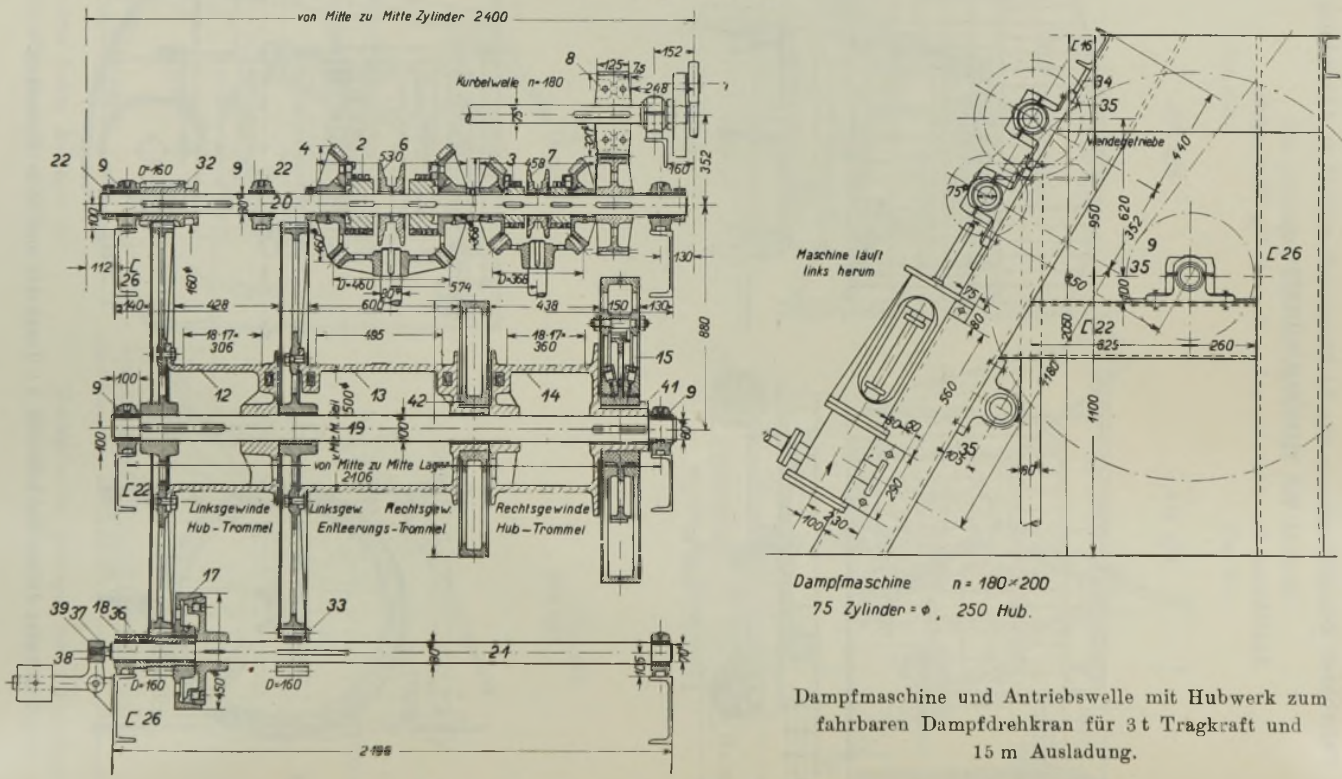


Fig. 877.



Fahrbarer Dampfdrehkran für 3 t Tragkraft und 15 m Ausladung.

Fig. 878 u. 879.



Dampfmaschine und Antriebswelle mit Hubwerk zum fahrbaren Dampfdrehkran für 3 t Tragkraft und 15 m Ausladung.

4. Antrieb der Drehkrane durch Brennkraftmaschinen.

Vgl. S. 266.

Gegenüber Dampfantrieb sind diese Krane schneller betriebsbereit, weil kein Anheizen und kein Ausschlacken notwendig ist. Während der Betriebspausen wird kein Brennstoff verbraucht. Sie werden nicht durch Kesselrevisionen und Kesselreinigen dem Betrieb entzogen.

Infolge Vermeidung offener Feuerung und des Funkenauswurfes ist die Explosions- und Feuersgefahr stark vermindert. Der Brennstoffbedarf verlangt nicht so viel Raum und bedeutet nicht so viel toten Balast als Kohlen- und Wasservorräte.

Vor Akkumulatorenkranen zeichnen sie sich durch ihr geringeres Gewicht aus.

Nachteil: Die ständige Betriebsbereitschaft ist abhängig von der Benzin-, Öl- und Wasserversorgung. Das Auffüllen der Behälter muß mit Vorsicht erfolgen, da Motor und Leitungen gegen Verunreinigungen empfindlich sind. Im Winter besteht die Gefahr des Einfrierens.

Die Motoren laufen nicht mit Belastung an. Sie erfordern also Trennung des Windwerkes durch ausrückbare Kupplungen.

5. Automobilkrane

besitzen, wie die auf S. 465 und 483 beschriebenen Krane mit Raupenkettenantrieb und Akkumulatorenkrane mit Vollgummibereifung, gegenüber den an Gleisanlagen gebundenen fahrbaren Drehkranen den Vorteil der größeren Beweglichkeit und vollkommenen Unabhängigkeit.

In Fig. 880 und 881 ist ein Automobilkran der Ardeltwerke für 2/4 t Tragkraft und 4/2,75 m Ausladung abgebildet.

Der Motor eines normalen Lastkraftwagens dient unter Benutzung eines Nebenantriebes zur Betätigung des Hub-, Dreh- und Einziehwerkes. Vom Nebenantrieb wird die Hauptantriebswelle des Kranes durch Stirnräder angetrieben. Von dieser erfolgt die Übertragung zum Hub- und Einziehwerk durch Zahnräder und einer durch den Königszapfen geführten Welle.

Auf der Kran-Hauptantriebswelle befindet sich das Umkehrgetriebe für das Schwenkwerk und eine Doppelklauenkupplung für das Hub- und Einziehwerk.

Auf dem drehbaren Teil wird durch eine Handkupplung das Hub- oder Drehwerk eingeschaltet.

Die Bewegungsübertragung auf das Einziehwerk erfolgt durch Stirnräder mittels Drahtseil.

Die Steuerung des Wagens und des Kranes geschieht vom Führerstand aus. Ein Hebel betätigt das Umkehrgetriebe, ein Hebel die Doppelklauenkupplung für Dreh- bzw. Hub- und Einziehwerk, ein Hebel dient zum Lüften der Sperradbremse des Hubwerkes.

Das Gestänge hierzu ist durch die durch den Mittelzapfen gehende Hohlwelle gelegt.

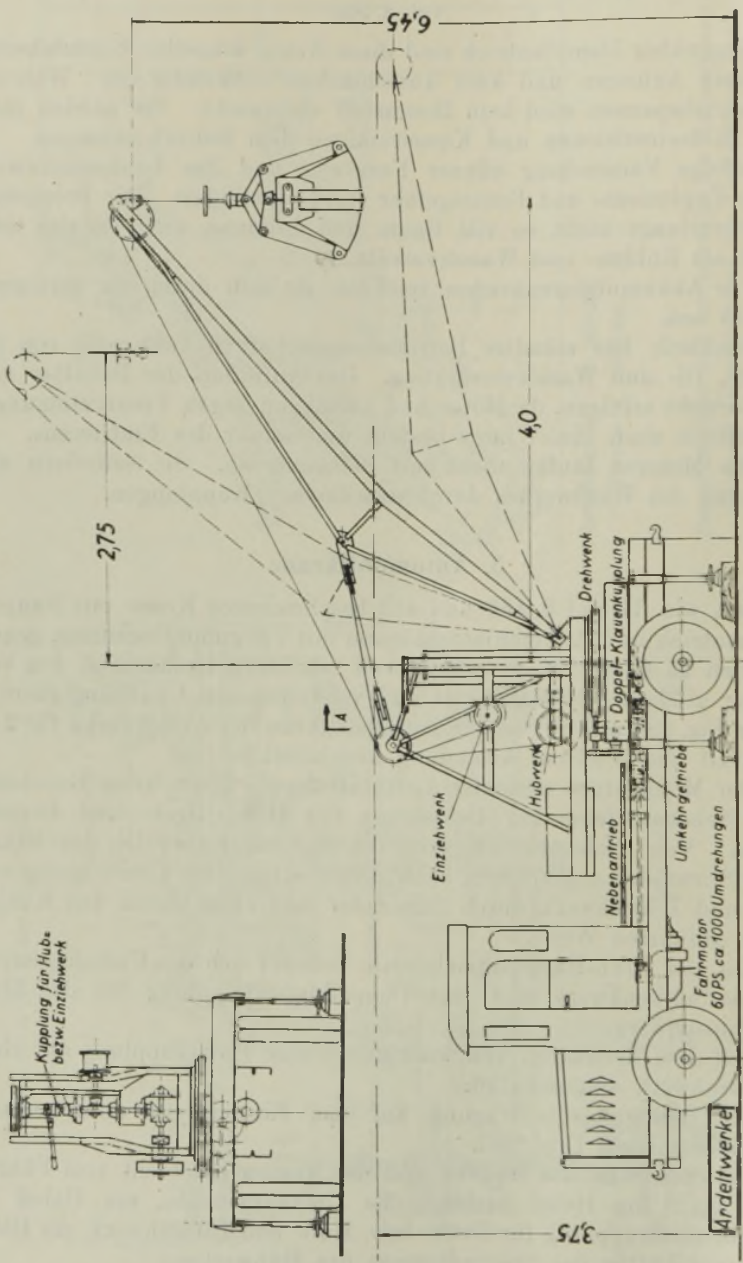


Fig. 880 u. 881. Automobilkran der Ardeltwerke. 2/4 t, 4/2,75 m Ausladung.

Der Motor leistet 60 PS bei etwa 1000 Umdrehungen, hat 125 mm Bohrung, 160 mm Hub. Drehzahl der Nebenwelle 700. Fahrgeschwindigkeit $\approx$ 24 km/h mit einer Steigerungsmöglichkeit um 20 %, Benzol- oder Benzinverbrauch auf Normalstraßen mit Vollast etwa 28 kg/100 km, Ölverbrauch 0,5 kg/100 km.

Hubgeschwindigkeit 20 m/min, Drehen zweimal in der Minute,
Einziehen von Fahrstellung auf 4 m Ausladung . . . . . 2 min,
„ „ „ von 4 m auf 2,75 m Ausladung 1 „ .

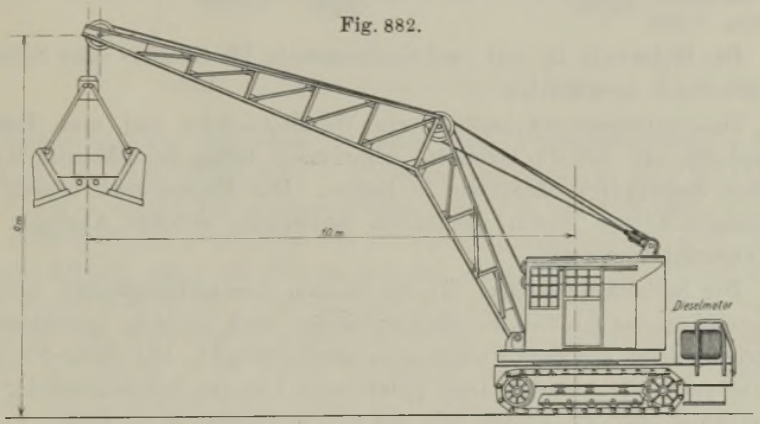
Eine Betriebskostenberechnung ist in der Zeitschrift für Fördertechnik, 1927, S. 120, „Woeste, Automobilkrane“, enthalten.

Das Fahrgerüst trägt an den vier Ecken Stützschrauben. Bereifung vorn 985 · 150, hinten 1000 · 175 · 2.

6. Fahrbare Drehkrane mit Dieselmotor.

Das unter „Antrieb“ durch Verbrennungskraftmaschinen auf S. 266 Gesagte gilt auch für den Antrieb durch Dieselmotoren. Sie arbeiten mit allen billigen Treibölen, wie Rohöl, Braunkohlenteeröl, Gasöl, Paraffinöl, Petroleum u. dgl. bei 3 · · · 4 Pf. Betriebskosten für eine PS-Stunde. Bei Lastmagnetbetrieb sind Dieselmotorkrane unabhängig von jeder fremden Kraftquelle. Die Arbeitsweise des Dieselmotors wird als bekannt vorausgesetzt.

Fig. 882.



Dieselmotordrehkran der Fürst-Stolberg-Hütte.

Fig. 882 zeigt einen Dieselmotordrehkran der Fürst-Stolberg-Hütte in Ilsenburg. Abweichend von anderen Krantypen ist die Aufstellung des Motors auf dem Unterwagen bemerkenswert, wodurch das lästige Motorgeräusch aus dem Führerhaus entfernt und mehr Platz in demselben gewonnen wird. Der drehbare Oberteil kann sowohl auf einen Unterwagen mit Raupenketten als auch auf einen solchen auf Schienen gesetzt werden. Je nach den beigegebenen Vorrichtungen kann der Kran mit Lasthaken, mit Greifer, mit Lastmagnet, mit Schleppkübel, als Ramme, als Löffelbagger, als Rangierkran oder als Kranschlepper (bei Raupenketten) arbeiten.

Der Unterwagen trägt den Motor, den Getriebekasten und den Schwenkring aus Stahlguß mit Triebstockverzahnung. Der Mittelzapfen verbindet den Unterwagen mit dem Oberteil, der das Schwenkwerk, das Hubwerk und die Ausleger-Einziehwinde trägt. Während der Kranführer die Bewegungen des Schwenkens, des Lasthebens und -senkens und des Einziehwerkes unmittelbar durch Handgriffe und Gestänge regelt, vermitteln elektrische Leitungen die Schaltbewegungen auf den Unterwagen, und zwar für das Fahren in beiden Richtungen, für die Geschwindigkeitsabstufung und das Steuern der beiden Raupenketten, indem man in einer Kurve die jeweils auf der Kurveninnenseite liegende Raupe entkuppelt, also leer mitlaufen läßt oder sie in entgegengesetzter Richtung bewegt.

Die Leitungen von den auf dem Unterwagen am Getriebekasten montierten Kupplungsmagneten führen isoliert durch die hohle Mittelwelle in den Oberwagen, wo der Führer nur einige Schalter zu bedienen hat. Die elektrische Energie liefert eine kleine Dynamomaschine, die der Dieselmotor antreibt und die auch den Strom für die Beleuchtung oder für den Lasthebemagneten erzeugt.

Die Triebwerkteile im Oberwagen erhalten ihre Bewegung von der senkrechten Welle, die vom Unterwagen durch den hohlen Mittelzapfen führt.

Die Hubwinde ist mit zwei Seiltrommeln für Greifer- oder Schleppkübelbetrieb ausgerüstet.

Das Schwenkwerk enthält ein Wendegetriebe und eine Rutschkupplung, um bei zu scharfem Abbremsen keine unzulässigen Kräfte in den Zahnrädern auftreten zu lassen. Das Einziehwerk besteht aus Seiltrommel und einem vierfachen Rollenzug, welcher Ausleger und Stützgerüst verbindet.

Die Schaltkupplungen für die beiden Geschwindigkeiten und die Einrückkupplungen für die Raupenbänder sind in dem geschlossenen Getriebekasten auf dem Unterwagen untergebracht. Die Fürst-Stolberg-Hütte verwendet hierfür ihre patentierte Usinger Schraubenfeder-Reibungskupplung, die ebenso wie die Getrieberäder in Öl läuft.

Dieselmotordrehkrane der Fürst-Stolberg-Hütte.

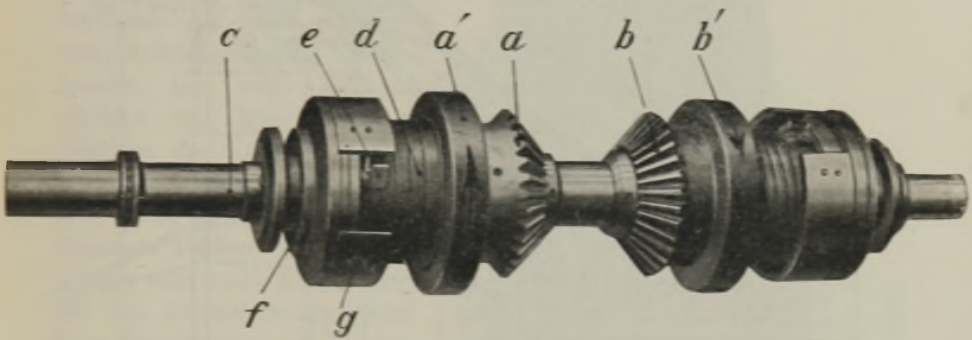
Tragkraft	kg	6000	5000	3000	2500	2000
Ausladung . . .	m	4,7	5,4	7,4	8,0	9,0
Rollenhöhe . . .	m	9,1	8,8	7,8	6,9	5,0

Heben . . . . . 3000 kg 20 m/min; 6000 kg 10 m/min.
Drehen . . . . . $2^1/_2$ Umdrehungen in der Minute.
Fahren . . . . . 50 · · · 60 m/min.
Einziehen . . . . Von höchster bis tiefster Stellung 1 min.

Die Usinger Kupplung vermeidet den Nachteil der gebräuchlichen Schraubenfederkupplungen, daß kein Nachstellen der gedehnten Feder erforderlich ist. Die Wirkungsweise ist folgende:

Nach Fig. 883 werden von der Motor-Kurbelwelle aus die Kegelräder *a* und *b* angetrieben. Je nach der Drehrichtung der von den Kupplungen angetriebenen Welle *c*, die das Krangetriebe antreibt, wird Kupplung *a'* oder *b'* eingeschaltet. Das eine Ende der Kupplungsfeder *d* ist mit Kegelrad *a* verbunden. Am anderen Ende der Feder *d* sitzt ein um einen Zapfen drehbarer Mitnehmer *e*. Sobald die Einrückmuffe *f* in axialer Richtung nach Zahnrad *a* verschoben wird, wird

Fig. 883.



Usinger Kupplung der Fürst-Stolberg-Hütte.

die bisher mit der Kupplung *a'* umlaufende Mitnehmerscheibe *g* festgehalten, so daß Mitnehmer *e* ebenfalls festgehalten wird und sich die Feder *d* allmählich zusammenzieht und Welle *c* mitnimmt.

Sobald Welle *c* schneller läuft als Kupplung *a'* — z. B. beim Rangierbetrieb, wenn ein Wagen auf den Kran hart auftrifft —, läuft auch *f* und hierdurch *g* schneller als *a'* bzw. *e*, wodurch dieser von *g* losgelöst und die Feder *d* angespannt wird. Die Verbindung zwischen Motor und Welle *c* ist daher selbsttätig gelöst. Damit in solchen Fällen ein Aufwickeln der Feder *d* vermieden wird, legt sich *e* um, sobald die Aussparung in der Scheibe *g* den Mitnehmer *e* überholt. Dieser Zustand bleibt so lange, bis die Drehzahl von *c* eine höhere ist als die von *a'* bzw. *a*.

7. Drehkrane mit benzol-elektrischem Antrieb

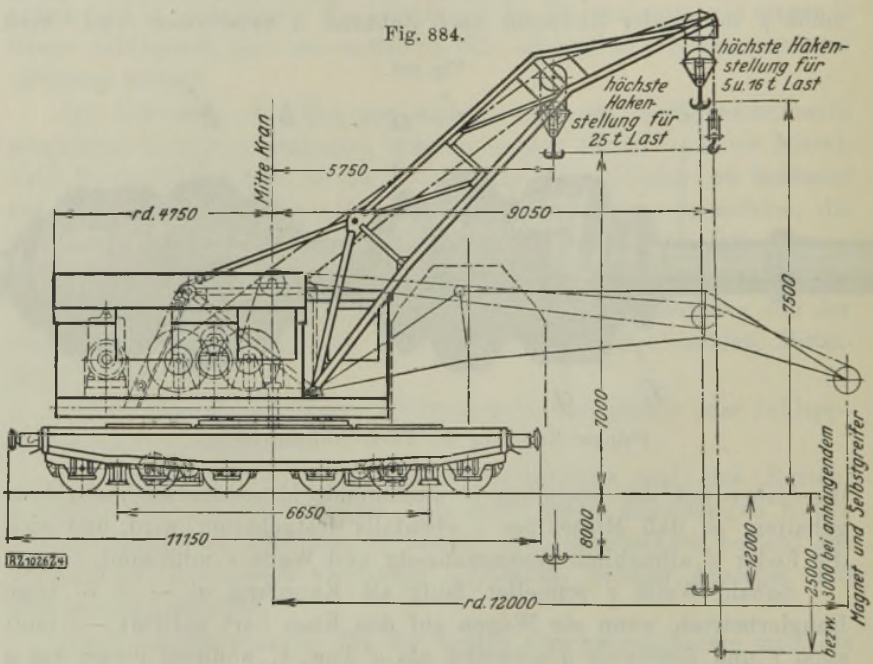
(vgl. S. 267)

werden in vereinzelten Fällen gebaut. Die Umwandlung in elektrische Energie vermeidet zum Teil die Nachteile des Antriebes mit Verbrennungskraftmaschinen, ermöglicht ohne weiteres Magnetbetrieb, erhöht jedoch die Anlagekosten wesentlich.

Ein von Zobel, Neubert & Co. für die deutsche Reichsbahn gebauter Eisenbahnwagendrehkran besitzt eine Tragkraft von 25/16 t bei 6/9 m Ausladung. Er dient zum Auswechseln von Eisenbahnbrücken und kann schnell an Unfallstellen herangefahren werden.

Die Anwendung des benzol-elektrischen Antriebes ergab sich hier aus der Notwendigkeit, das Arbeitsfeld bei Nachtarbeit sofort beleuchten und auch andere Hilfsmaschinen elektrisch antreiben zu können. Er stellt demnach auch da eine elektrische Kraftquelle dar, wo er nicht als Hebezeug gebraucht wird.

Fig. 884.



Eisenbahnwagendrehkran mit benzol-elektrischem Antrieb. Zobel, Neubert & Co.

Der Ausleger ist niederlegbar, um Tunnel und Unterführungen durchfahren zu können. Der Kranwagen ruht auf zwei Drehschemeln mit je sechs Laufrädern, um den zulässigen Raddruck von 8000 kg nicht zu überschreiten.

Als Kraftquelle dient ein Benzolmotor von 110 PS, der eine Dynamo antreibt. Diese speist die Elektromotoren für das Hub-, Schwenk- und Fahrwerk, sowie des Greiferwindwerkes. Es sind zwei getrennte Hubwerke für 25 bzw. 16 t vorhanden. 25 t werden mit 4 m/min, 16 t mit 7 m/min gehoben. Mit 25 t dreht sich der Kran $1^1/_2$ mal in der Minute. Fahrgeschwindigkeit mit eigener Kraft 60 m/min.

Um den Kran auch für andere Arbeiten nutzbar zu machen, ist ihm ein kleines Hakengeschirr für 5 t, ein Selbstgreifer für $1^1/_2$ m³

Fassung und ein Lastmagnet beigegeben. Eine Last von 5 t an dem 16-t-Hubwerk wird mit 21 m/min gehoben. Reservehandantrieb ist vorgesehen.

8. Fahrbare Drehkrane mit Raupenbandfahrwerk.

Das durch die im Weltkriege verwendeten Panzerkampfwagen bekannt gewordene Raupenbandfahrwerk hat seitdem vielseitige Anwendung im Bagger- und Kranbetrieb gefunden.

Der Unterwagen des Kranes besteht aus Profileisen und Blechen. Er ruht auf dem Raupenbandfahrwerk. Dieses besteht aus zwei Raupenbändern mit kastenförmigen Gliedern aus Stahlguß, die so ausgebildet sein müssen, daß sich keine Steine dazwischenklemmen können. Die Bänder müssen sehr stark gebaut sein, um die großen Seitendrücke beim Durchfahren von kleinen Kurven oder beim Drehen auf der Stelle aushalten zu können. Maßgebend ist auch der Flächendruck auf den Erdboden, welcher 0,7 ··· 2,5 kg/cm² nicht überschreiten soll. Lange und schmale Raupenbänder sinken leichter ein als Bänder mit gleich großer Fläche, welche aber kürzer und dafür breiter gehalten sind. Die Ketten der Raupen sollen nachstellbar sein. Eine Abnutzung der Kettenglieder oder Bolzen ist für das richtige Eingreifen untereinander ohne Einfluß.

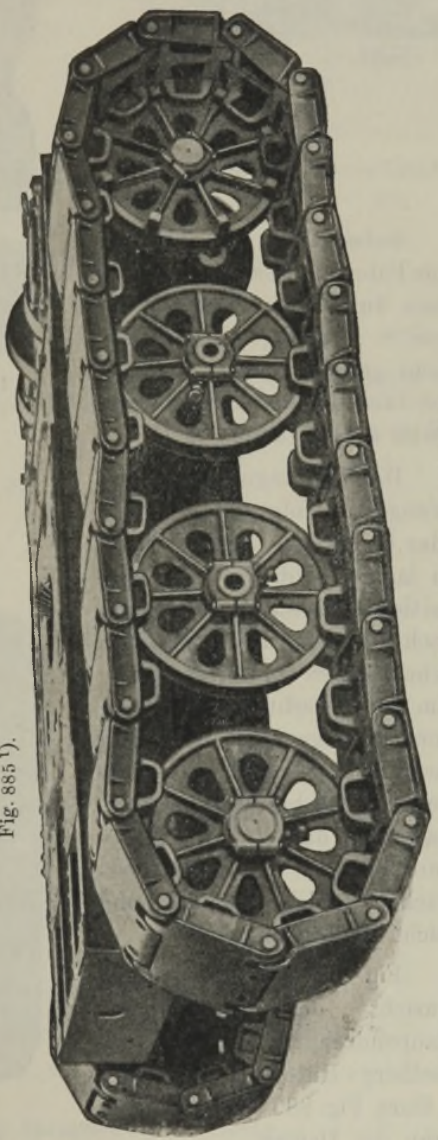


Fig. 885 [1]). Ansicht eines Raupenbandes.

[1]) Die Fig. 885 bis 888 sind dem Katalog von Menck & Hambrock G. m. b. H. in Altona-Hamburg, „Dampflöffelbagger auf Raupenbändern“, entnommen.

Fig. 886.

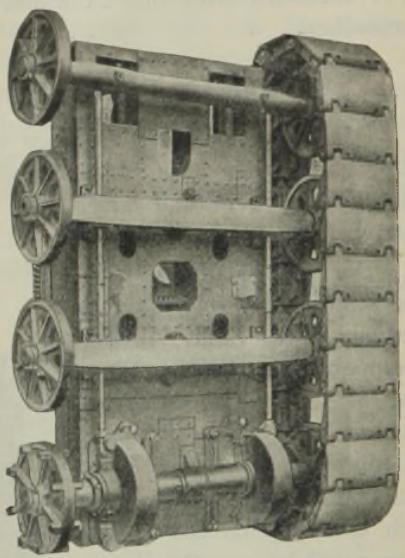
Ansichten eines Raupengliedes.

Jedes Band ist beliebig vom Fahrwerk abkuppelbar und kann durch eine Bremse festgesetzt werden, so daß der Kran geradeaus oder in Kurven fahren, oder sich auf der Stelle drehen kann.

Die Übertragung der Fahrbewegung erfolgt durch Kegel- oder Stirnräder, die so hoch zu lagern sind, daß sie auch bei tiefem Einsinken der Raupen noch über dem Boden bleiben. Schutzkästen sind erforderlich. Um der Verschmutzung Rechnung zu tragen, legt die Demag die Triebwerkteile des Fahrwerkes hoch hinter den Unterwagen, so daß sie vom Bedienungspersonal jederzeit überwacht werden können und leicht zugänglich sind.

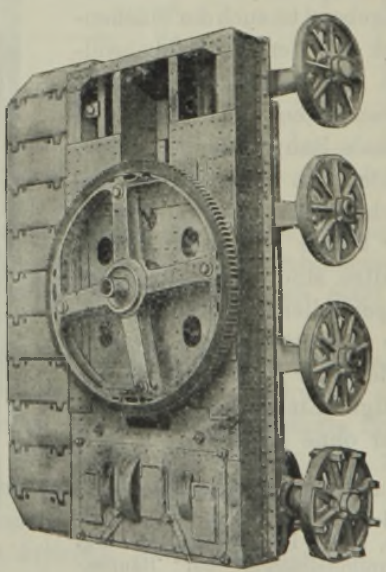
Fig. 882, S. 479, zeigt eine Ansicht des Dieselmotor-Raupendrehkranes der Fürst-Stolberg-Hütte in Ilsenburg a. Harz, Fig. 889 einen Raupenkran der Demag.

Fig. 887.



Unteransicht des Unterwagens.

Fig. 888.



Oberansicht des Unterwagens.

Raupendrehkrane mit Dampfantrieb der Demag, Duisburg.

Stückgutbetrieb					
Tragkraft . . . . . kg	6000	5000	4000	3000	2500
Ausladung . . . . . m	5,5	6,5	7,5	9,5	10,5
Rollenhöhe . . . . . m	10,48	9.95	9,28	7,2	5,35

Greiferbetrieb					
Tragkraft . . . . . kg	—	—	—	3500	—
Ausladung . . . . . m	—	—	—	8.0	—
Rollenhöhe . . . . . m	—	—	—	9,0	—

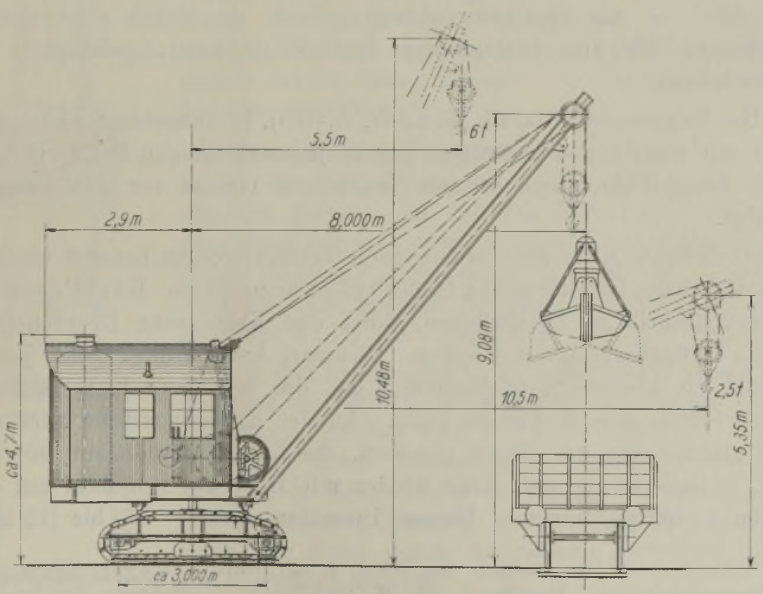
Dampfkessel . . . . . 8 m² Heizfläche; 8 at.
Dampfmaschine . . . . . 175 Zylinder-Ø; 210 Hub; $n = 200$.

Arbeitsgeschwindigkeiten.

Stückgut oder Greiferbetrieb

Heben { 3000 kg; 20 m/min; 3500 kg; 18 m/min; 6000 kg; 10 m/min
Drehen 2 ··· 2,5 Umdr./min
Fahren . . . etwa 15 m/min
Einziehen { Dauer der Einziehbewegung des Auslegers von der größten bis zur kleinsten Laststellung etwa 60 s.

Fig. 889.



Raupendrehkane mit Dampfantrieb der Demag.

9. Fahrbare Turmdrehkrane.

Sie finden zunächst als Baukrane Verwendung, die an den Außenfronten entlang fahrbar sind. Das fahrbare Untergestell wird torartig ausgebildet, so daß der Raum zwischen den Schienen für die Lagerung von Baumaterialien oder als Durchgang freibleibt. Der Ausleger wird entweder mit drehbarer oder mit feststehender Säule ausgeführt. Um leichte Lasten mit großer Ausladung, große Lasten mit geringerer Ausladung heben zu können, wird er als Wippausleger eingerichtet. Zu dem Zweck wird das Hubseil so weit angezogen, bis sich ein daran befindlicher Anschlagnocken an den Auslegerkopf legt. Durch weiteres Anziehen des Hubseiles wird der Ausleger in die gewünschte Lage gebracht, worauf das den Ausleger tragende Zugseil durch Einhängen in Ösen verkürzt wird.

Die Standfestigkeit wird bei hohen Kranen hauptsächlich durch den Winddruck beeinflußt. Die Windflächen sind deshalb namentlich oben klein zu halten und die großen durch den Führerstand bedingten Flächen möglichst tief zu legen.

Bei diesen Kranen wurde früher das Einmotorsystem bevorzugt, wobei Heben, Schwenken und Fahren durch Kupplungen vom Motor abgeleitet werden. Grund: Häufiger Wechsel des Standortes und damit der Stromart; Leichterer Ersatz des Elektromotors durch einen Brennstoffmotor. Die neueren Krane werden — wie im neuzeitlichen Kranbau üblich — als Dreimotorenkrane gebaut, um durch gleichzeitige Ausführung der drei Bewegungen die höchste Leistungsfähigkeit zu gewährleisten.

Die Baumaschinenfabrik Bünger, A.-G.[1]), in Düsseldorf rüstet den Turm mit einer vom Führerstand aus in jeder beliebigen Höhe einstellbaren Arbeitsbühne aus, die ein besonderes Gerüst vor der Fassade erübrigt.

Soll derselbe Kran an verschiedenen Gebäudefronten benutzt werden, dann sind an den Gebäudeecken Drehscheiben anzuordnen. Karl Peschke, Maschinenfabrik in Zweibrücken, führt den Kran ohne Drehscheiben mittels Hilfsschiene um die Ecken. Bünger, A.-G., ordnet neben jedem Laufrad ein kleines Spindelhebezeug an, das mit einer Klaue auf die Schienenköpfe gesetzt werden kann. An der Kreuzungsstelle wird der Kran gleichmäßig um 30 mm gehoben, die Rollen werden um 90° gedreht, gesichert, und der Kran wieder mit Hilfe der Spindeln auf die Fahrbahn herabgelassen. Dieses Umsetzen dauert 10 bis 15 min.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 211, Wintermeyer, Turmkrane für Bauausführungen. Daselbst S. 585, W. Dahlheim, Turmkrane für Bauausführungen.

Fig. 890.

Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Tragkraft und 4 bzw. 9 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

Nachteile der Drehscheiben Besondere Aufnahmegruben und Gründungen, etwas größerer Abstand der Kranbahn vom Gebäude.

Für das Gegengewicht sind vollständig geschlossene Kasten mit Sandfüllung oder gußeiserne Platten zu wählen. Lose Bausteine können leicht zu Entlastungen des Kranes führen.

Eine weitere ausgedehnte Verwendung finden Turmkrane auf Hellingen (s. Abschnitt „Laufkrane").

Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1000 kg Tragkraft und 4 bzw. 12 m Ausladung

der Maschinenfabrik Jul. Wolff & Co. in Heilbronn[1]).

(Fig. 890 bis 896.)

Der Ausleger schwenkt am obersten Teile des Gerüstes um ein Rollenlager und ein Stützlager. Von einem Mitdrehen des Führerhauses ist abgesehen worden, da dies nur mittels eines drehbaren Mastes erzielt werden kann, welcher aber einer großen Durchbiegung unterliegt.

Hubwerk. Der Trommelantrieb erfolgt vom Motor durch drei Stirnräderpaare *KH*, *ED*, *CB*, welche sämtlich gefräst sind. Da die Vollast sehr selten mit dem Kran gehoben wird, so sind in das Hubwerk Satzräder eingebaut, um Lasten bis 2000 kg doppelt so schnell wie die Maximallast heben zu können. Es werden also die Räder *GF* eingerückt und *ED* ausgerückt.

Um den leeren oder leicht belasteten Haken schnell ablassen zu können, ist eine Schnellablaßvorrichtung eingebaut. Hierbei wird Rad *C* ausgerückt, so daß die Trommel unter Abschaltung sämtlicher Vorgelege läuft. Der Motor bleibt in Ruhe. Um bei Versagen des elektrischen Stromes weiter arbeiten zu können, kann der Kran durch Aufstecken von Kurbeln von Hand bedient werden.

[1]) Siehe auch im Abschnitt „Aufstellung der Krane": „Montage des Wolffkranes".

Fig. 891 u. 892.

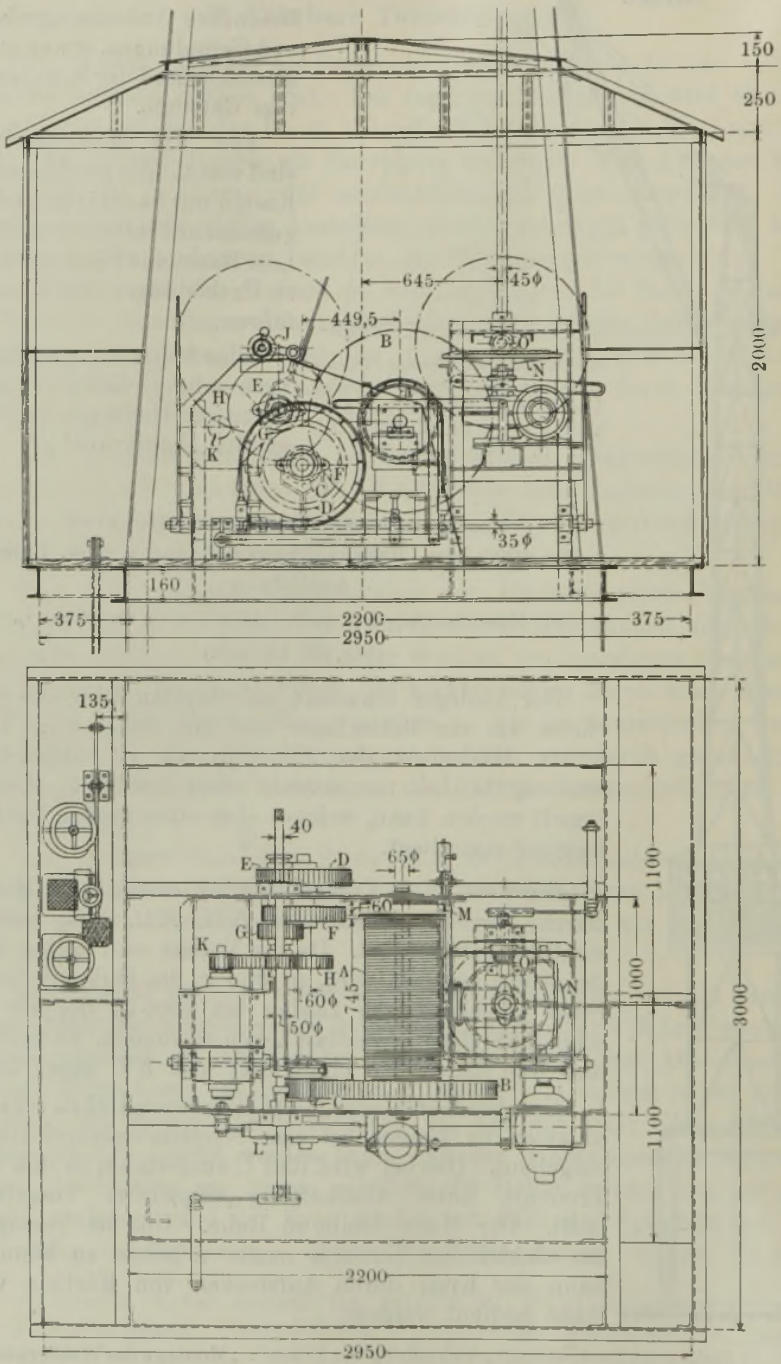
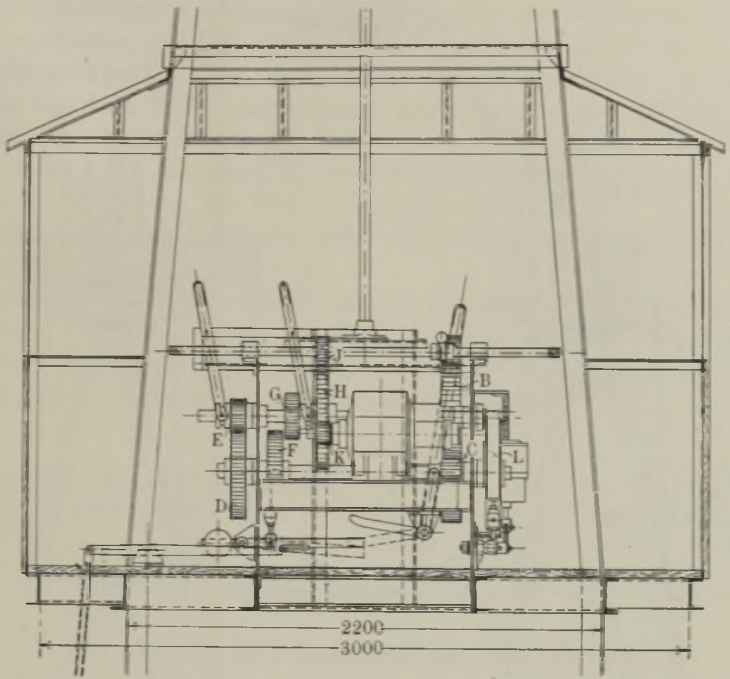

150
250
2000
645
45ϕ
449,5
J
B
N
E
H
K
F
C
D
35ϕ
160
375
2200
2950
375
135
40
E
D
65ϕ
60
M
G
F
K
H
A
60ϕ
50ϕ
745
1100
1000
1100
3000
B
L
2200
2950

Fig. 893.

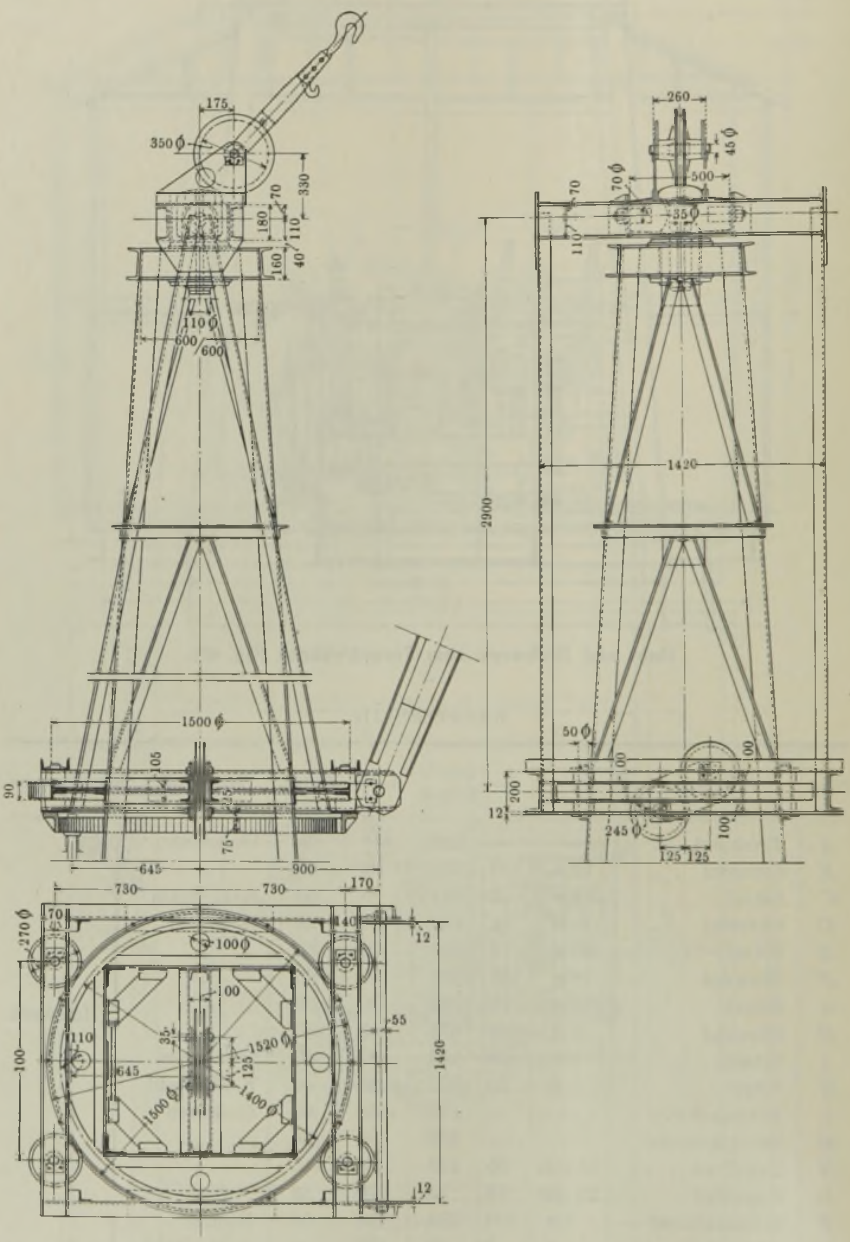


Hub- und Drehwerk zum Turmdrehkran Fig. 890.

Rädertabelle

Pos.	Gegenstand	t	Z	Durchmesser	Breite	Bohrg.	Werkstoff	Bemerkungen
A	Trommel . . .	—	—	350	745	65	Gußeisen	
B	Stirnrad . . .	12 π	70	840	90	65	„	
C	Ritzel	12 π	12	144	95	60	S.-M.-Stahl	
D	Stirnrad . . .	10 π	42	420	70	60	Gußeisen	
E	Ritzel	10 π	13	130	70	55	„	
F	Stirnrad . . .	10 π	36	360	70	60	„	
G	Ritzel	10 π	19	190	70	55	„	Hubwerk
H	Stirnrad . . .	5 π	95	475	60	55	„	
I	Ritzel	5 π	26	130	60	40	„	
K	Ritzel	5 π	20	100	65	40	S.-M.-Stahl	
L	Bremsscheibe .	—	—	510	68	60	Gußeisen	
M	Bremsscheibe .	—	—	330	60	65	„	
N	Kegelrad . . .	23 mm	65	475	70	45	„	
O	Kegelrad . . .	23 mm	13	95	70	35	„	
P	Schneckenrad .	3 π	104	312	50	50	Bronze	
Q	Schnecke . . .	3 π	2	40	100	—	S.-M.-Stahl	Drehwerk
R	Zahnkranz . .	10 π	140	1400	75	—	Gußeisen	
S	Ritzel	10 π	11	110	75	45	S.-M.-Stahl	

Fig. 894 bis 896.



Drehbarer Oberteil nebst Turmspitze zum Turmdrehkran Fig. 890.

Als Bremse dient eine holzarmierte Bandbremse mit Lüftmagnet. Zur Regulierung der Senkgeschwindigkeit wird bei Drehstrom eine besondere Bremse, bei Gleichstrom Senkbremsschaltung benutzt.

Schwenkwerk. Der Motor arbeitet auf ein Schneckengetriebe, dessen vertikale Welle ein Stirnrad trägt, welches an der Kranspitze in den Zahnkranz des Auslegers eingreift. Das auf derselben Welle befindliche große Kegelrad *N* für den Handkurbelantrieb kann durch Klauenkupplung mit der Welle verbunden werden.

Fahrwerk. Der Fahrmotor steht auf dem Tor und treibt in üblicher Weise zwei Laufräder an.

Auslegerverstellung erfolgt mittels des Hubwerkes. Um zu verhindern, daß der Kran bei Sturm von selbst anläuft, wird derselbe mit einer Feststellvorrichtung ausgerüstet. Der Kran ist bis zur Kranspitze und Auslegerkopf durch Leitern zu besteigen.

Normal-Ausführung.

4000 kg	Tragkraft	bei 4,5 m	Ausladg.[1]).	Heben	$v = 9 \cdots 35$ m/min,	11 PS
3000 „	„	„ 5,5 „	„	Schwenken . .	1,1 Umdr. i. d. min,	2 PS
2000 „	„	„ 7,0 „	„	Fahren	30 m/min,	11 PS
1000 „	„	„ 12,0 „	„	Spurweite . .	3,0 m	

Höchste Hubhöhe = 26 m.

10. Volltor- und Halbtorkrane (Portalkrane).

Bei dieser Konstruktion steht ein Drehkran auf einem fahrbaren Gerüst, durch das Eisenbahnwagen hindurchfahren können. Sie dienen zur Umladung von Gütern aus den Schiffen in die Eisenbahnwagen und in die Warenschuppen, welche an der am Kai entlang gehenden Fahrstraße bzw. an den Eisenbahngleisen stehen.

Torkrane stellen heute die in Häfen vorherrschende Kranform dar. Ihre Verbreitung verdanken sie dem geringen Raumbedarf. Das Verfahren dieser Krane wird in vollkommener Weise statt durch Handfahrwerk durch ein elektrisch betriebenes Fahrwerk erreicht, wobei in den meisten Fällen eine kleine Geschwindigkeit genügt. Durch gleichzeitiges Drehen und Fahren kann man jedem Mast oder Schornstein ausweichen, und Wagen lassen sich be- und entladen, ohne dieselben zu verschieben.

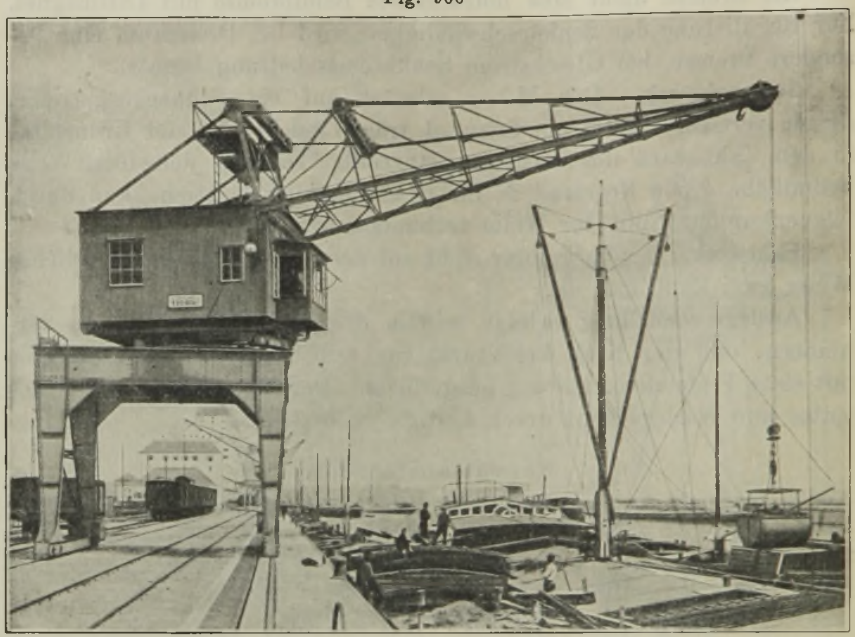
Voll- und Halbtorkrane werden jetzt — besonders, wenn sie für Güterumschlag in Seehäfen bestimmt sind — meistens mit Wippauslegern[2]) versehen. Sie können dann ihre Ausladung unter Last verändern, wobei die Last sich wagerecht bewegt.

Handfahrwerk ist nur da angebracht, wo viele Krane dicht nebeneinander stehen.

[1]) Mit Gegengewichtsausleger ist die Ausladung größer.

[2]) Demag-Nachrichten vom April und Oktober 1928 und Flugblatt 4130.

Fig. 906



Fahrbarer, elektrisch betriebener Volltordrehkran
von 5 t Tragfähigkeit und 17 m Ausladung für Selbstgreiferbetrieb.
Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg.

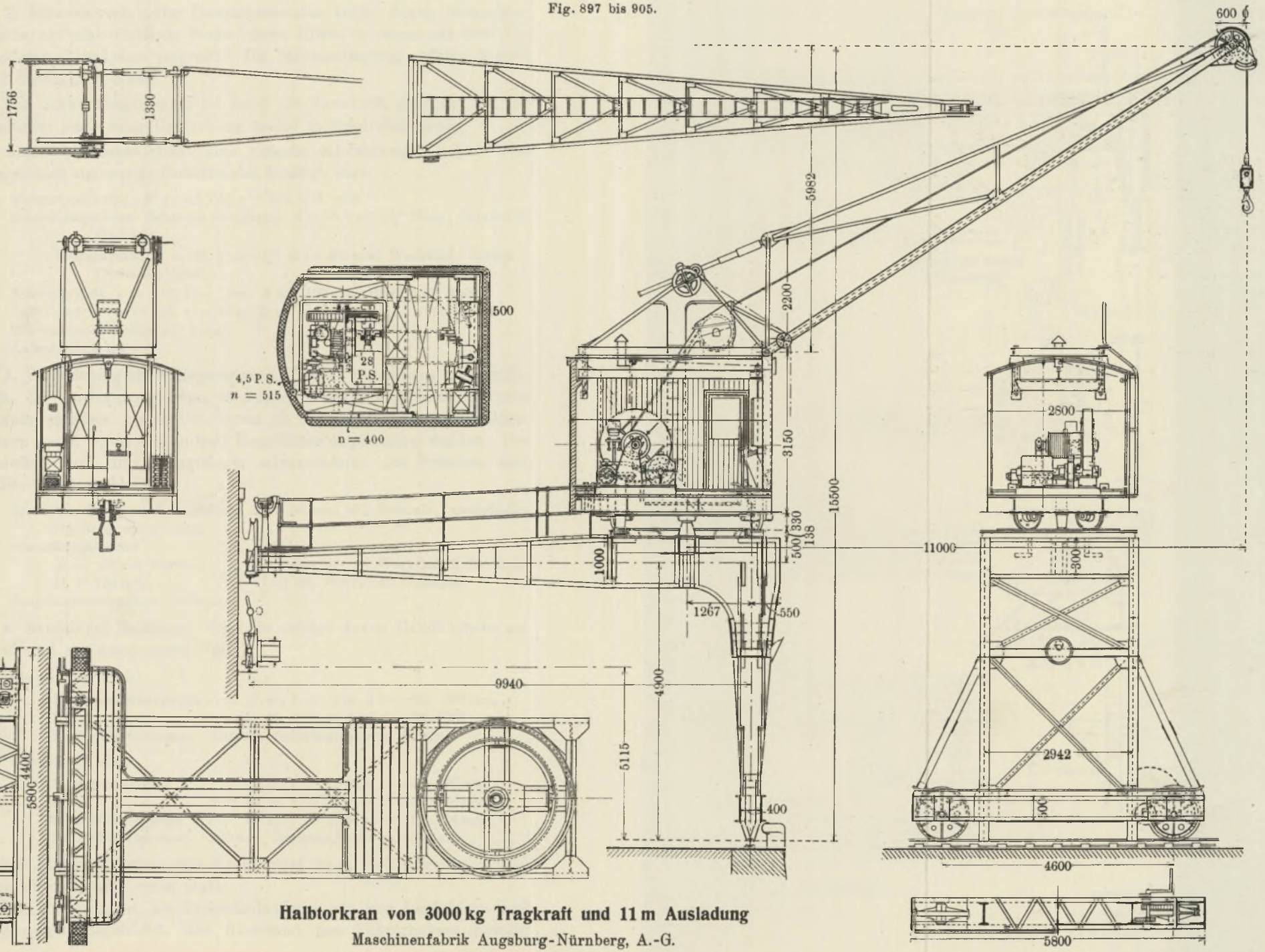
Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung.
Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.
(Fig. 897 bis 905.)

1. Hubwerk. Der Hauptstrommotor treibt direkt mittels angekuppelten Ritzels ein mit der Drahtseiltrommel zusammengegossenes Stirnrad, dessen Gußkörper mit einem gefrästen Spezialstahlkranz versehen ist, welcher in einem gußeisernen Gehäuse im Ölbade läuft. Die Kupplung ist als einfache, mit Holz gefütterte Bandbremse ausgebildet, deren Gewichtshebel das Halten der Last in jeder Stellung bewirkt.

Das Lastsenken erfolgt durch entsprechendes Lüften der Bremse mittels Handhebels, welcher neben der Hubsteuerwalze angeordnet ist. Die Bremse ist demnach zu gleicher Zeit Haltebremse und Regulierbremse. Die Hubbegrenzung ist in der Weise ausgebildet, daß von einer kleinen, an die Windentrommel angegossenen Trommel mittels Drahtseilübertragung eine vertikale Stange bewegt wird, welche den Endausschalter betätigt.

Hauptstrom-Gleichstrommotor für 550 Volt, 28 PS und 400 Umdr./min.
Verbundsteuerwalze für Heben und Drehen.
Bezugsquelle der elektrischen Ausrüstung: Allgem. Elektrizitäts-Gesellschaft.
Stirnradübersetzung: $z = 336 : 19$, $t = 4\,\pi$, $d = 1344 : 76$ mm, Werkstoff des kleinen Rades: Chromnickelstahl.
Trommel 550 mm Durchmesser, Drahtseil: 20 mm (doppelflachlitzig).
Fördergeschwindigkeit: 0,6 m/s. Anlaufzeit: 3 bis 4 s.

Fig. 897 bis 905.



Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

2. Schwenkwerk. Der Hauptstrommotor treibt durch Schneckengetriebe auf eine vertikale Welle, deren Ritzel in einen auf dem Tor befestigten Zahnkranz eingreift. Die Stromzuführung erfolgt hierbei durch bewegliche Kabel.

Die Schwenkbegrenzung ist durch die Vorschrift gegeben, daß der Kranführer nach einer Umdrehung wieder zurückdrehen muß.

Als Stoppbremse dient eine einfache Klotzbremse, welche vom Führerstand aus durch Fußtritthebel betätigt wird.

Hauptstrommotor: $N = 4{,}5$ PS, $n = 515$ i. d. min.
Schneckengetriebe: Schnecke zweigängig, $d = 55$, $t = 1^1/_4''$ Steig., Werkstoff: Gußstahl.
Schneckenrad: $z = 48$, $t = 1^1/_4''$, $d = 485$ mm, Werkstoff: Bronze (Nabe Stahlguß).
Schwenkritzel: $z = 10$, $t = 19\,\pi$, $d = 190$ mm, Werkstoff: Stahl.
Zahnkranz: $z = 128$, $t = 19\,\pi$, $D = 2432$ mm, „ Gußeisen.
Schwenkgeschwindigkeit: 2 m/s.
Anlaufzeit: 3 bis 4 s.

3. Veränderung der Auslegerneigung. Zweck: Einstellung auf Schiffsluken. Die Auslegerzugstangen sind durch einen Gelenkbolzen mit zwei Schraubenspindeln verbunden, deren als Schneckenräder ausgebildete Muttern durch Schnecken mittels Haspelkette angetrieben werden. Der Spindelzug wird durch Kugellager aufgenommen. Die Spindeln sind in Röhren eingeschlossen.

Spindeldurchmesser: $d_a = 63$ mm, $d_i = 55$ mm, Fl. Gewinde, zweigängig, $1^1/_2$ Gang auf $1''$ engl.
Schneckengetriebe:
$d = 58$ mm Durchm. $t = 8\,\pi$, dreigängig, r. u. l., Werkstoff: S.-M.-Stahl.
$D = 224$ mm „ $z = 28$, Werkstoff: Gußstahl.
Haspelraddurchmesser: 430 mm.

4. Antrieb des Halbtores. Derselbe erfolgt durch Handkurbeln am Torfuß und am wagerechten Teil.

Übersetzung unten:

1. Stirnrädervorgelege $z = 11 : 44$, $t = 9\,\pi$, $d = 99 : 396$ mm.
2. „ $z = 11 : 84$, $t = 12\,\pi$, $d = 132 : 1008$ mm.
Laufraddurchmesser: 1000 mm, Schienenbreite = 58 mm.

Übersetzung oben:

1. Kegelräderpaar $z = 14 : 28$, $t = 10\,\pi$, $d = 140 : 280$ mm.
2. „ $z = 14 : 28$, $t = 12\,\pi$, $d = 168 : 336$ mm.
Stirnrädervorgelege $z = 11 : 42$, $t = 12\,\pi$, $d = 132 : 504$ mm.
Laufraddurchmesser: 500 mm, Schienenbreite = 58 mm.

Die Stromzuführung zum Kran findet nach dem jeweiligen Verfahren durch Steckkontakt statt.

Der Drehkran ist als Drehscheibenkran mit vier Laufrädern und Königszapfen ausgebildet. Die Rückwand des Führerhauses besteht

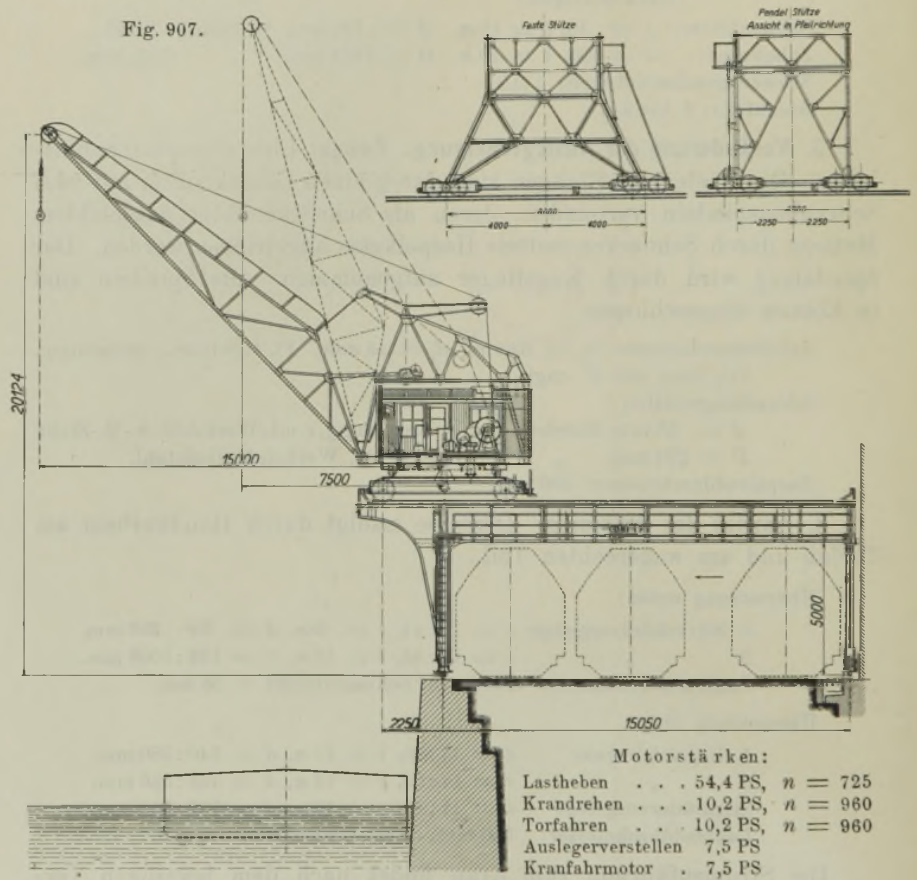
aus einem großen Gußstück, welches als Gegengewicht dient. Die übrige Verkleidung ist aus Holz hergestellt. Das Halbtor wird gegen Abheben durch Schienenzangen geschützt.

Häufig läßt man Drehkrane, um den Platz möglichst auszunutzen, über der schrägen Böschung eines Hafenbeckens laufen. In Fig. 910 wird die Fahrbahn der Parterre-Drehkrane von einem hölzernen Gerüst getragen. Um das kostspielige Gerüst zu sparen, paßt man vielfach den Unterbau des Kranes der schrägen Böschung an (vgl. Fig. 911) und legt eine Fahrschiene auf die Berme, und die andere auf die obere Abdeckplatte des Böschungspflasters.

Schwinghebel-Wippkran mit wagerechter Lastbewegung für 4 t Tragkraft, 15 m Ausladung und 15 m Stützweite.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg.

Fig. 907.

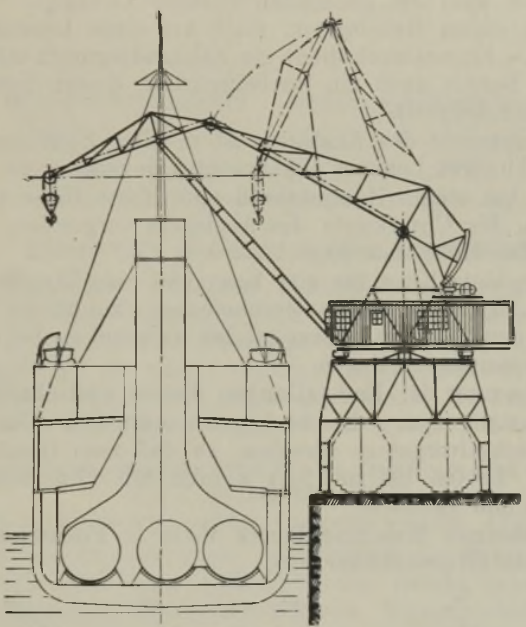


Ein Schwinghebel wird durch einen Lenker des Auslegers zwangläufig gesteuert. Durch eine Seilrolle des Schwinghebels erfolgt der Ausgleich des Hubseiles, derart, daß sich die Last beim Einziehen wagerecht bewegt, trotzdem die Auslegerspitze einen Kreisbogen beschreibt.

Wippkrane mit wagerechter Einziehbewegung[1])
Fig. 907 u. 908.

Der große Drehkreis des Auslegers eines gebräuchlichen Hafenkranes, der einerseits bis über Schiffsmitte reichen, andererseits möglichst viele Gleise bestreichen soll, bildet ein Hindernis für das gleichzeitige Arbeiten mehrerer Krane dicht nebeneinander, wenn sie aus Schiffsluken arbeiten sollen. Außerdem bestehen meistens große Schwierigkeiten, mit den langen Auslegern Drehbewegungen über Seeschiffen auszuführen, weil die Deckbauten und Masten hinderlich sind.

Fig. 908.



Tor-Wippkran mit wagerechter Einziehbewegung für 40 t Tragkraft und 25 auf 10,2 m Ausladung. Größter Hakenhub 20 m über, 10 m unter Kaikante. Torhöhe 10 m. Ausführung der Demag.

Diese Nachteile vermeidet die Einziehbewegung des Auslegers, weil der Arbeitsgang derart verläuft, daß die Last nach dem Heben aus der Luke sofort durch Einziehen des Auslegers radial bewegt wird. Hierauf erfolgt das Drehen mit einem sehr kleinen Drehradius und weiterhin ein mehr oder minder weites Wiederauslegen des Auslegers.

Auf diese Weise können mehr Krane als sonst gleichzeitig an ein Schiff herangebracht werden, ohne sich gegenseitig zu hindern.

Bei den Wippkranen kann man zwei Arten unterscheiden, je nachdem der Ausleger durch Hebel und Lenker fest mit dem Einziehwerk

[1]) Literatur: Fördertechnik 1929, S. 244: Friedrich, „Uferkrane mit wagerechtem Lastwege". S. 251: Frenzen, „Bedeutung neuzeitlicher Verladeeinrichtungen". S. 220: Dr.-Ing. Rüdiger, „Zur Berechnung der Wippkrane". Demagnachrichten.

ist, und solche, bei denen der Ausleger durch Seile eingezogen wird. Erstere Art ist vorzuziehen, weil sie dem Winddruck besser standhält.

Ferner kann die Auslegerspitze entweder auf einem Kreisbogen oder wagerecht bewegt werden. Die wagerechte Bewegung hat den Vorteil, daß zur Einziehbewegung lediglich Beschleunigungskräfte und Reibungswiderstände zu überwinden sind. Bei den Wippkranen mit wagerechtem Weg bleibt die pendelnde Seillänge stets gleichmäßig kurz und das Lastseil wird überhaupt nicht über Rollen bewegt (kein Seilverschleiß), während bei Wippkranen mit hochsteigender Auslegerspitze das Seil je nach der Tragkraft über 12 und mehr Rollen für den Seilausgleich laufen muß.

In Fig. 908 sind die genannten Vorteile vereinigt. Der Ausleger setzt sich aus einem Hebelsystem nach Art eines Lemniskatenlenkers zusammen. Als Einziehwerk dient ein Zahnradsegment mit Ritzel, oder nach anderer Bauart auch ein Kurbelgetriebe, dessen Schubstange am hinteren Lenker angreift.

Das Eigengewicht des Auslegers ist in allen Stellungen durch ein am Ende des hinteren Lenkers angebrachtes Gegengewicht ausgeglichen.

Während bei einem Hammerkran eine lichte Höhe von 32 m und mehr vom Kai bis Unterkante des Auslegers vorgesehen werden muß genügt hier eine Höhe von 20 m.

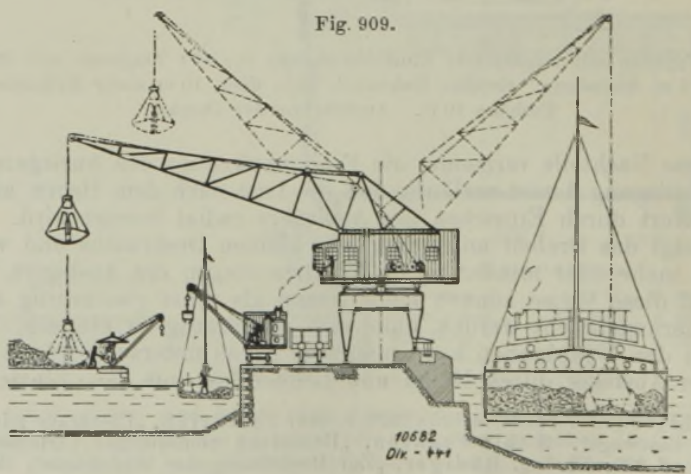
Der abgebildete Kran für 40 t bestreicht eine Ringfläche von 50 m größtem und 20,4 m kleinstem Durchmesser. Sämtliche Getriebe befinden sich in der Nähe des Führerstandes, während sie bei den Hammerkranen weit auseinander liegen.

Zur Begrenzung der Endstellungen dienen Endschalter.

Eine Gesamtbewegung des Auslegers dauert 40 s. Das Hubwerk ist mit einem Wechselvorgelege versehen, so daß zwei Geschwindigkeiten möglich sind. Lasten bis zu 12,5 t werden mit 17 m min, größere bis 40 t mit 5,5 m min gehoben.

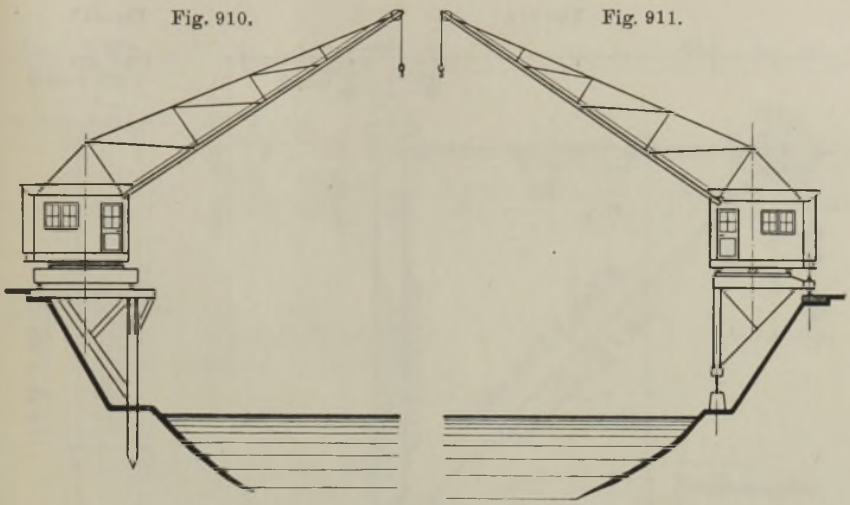
Die Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff führt das Einziehwerk als Ellipsenlenker aus.

Fig. 909.



Entwicklung der Hafenkrane.

Fig. 910. Fig. 911.



Anordnung von fahrbaren Drehkranen an Böschungen.

11. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane.

Der Wagen besitzt nur zwei hintereinander liegende Laufräder, die sich auf einem einschienigen Gleise bewegen, während am oberen Teile des Krangestelles eine Führungsrolle für zwei Leitschienen, oder zwei Führungsrollen für eine Leitschiene angebracht sind.

Zweiradkrane eignen sich für lange schmale Werkstätten oder für den Transport in schmalen Gängen zwischen den Werkzeugmaschinen.

Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung
von C. Herrm. Findeisen,
Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, Chemnitz-Gablenz. (Fig. 912 bis 914.)

Betriebsstrom ist Drehstrom. Ausgebildet als Säulendrehkran mit feststehender geschmiedeter Stahlsäule, die zwecks Durchführung der Fahr- und Drehmotorenleitung durchbohrt ist. Eine schmiedeeiserne Rohrverlängerung dient einesteils zur Aufnahme der Schleifringe, andernteils für das Querhaupt mit den oberen Führungsrollen. Das Krangerüst wird oben am Querhaupt und unten durch ein Halslager geführt; außerdem in der Mitte durch eine Traverse, welche zugleich die Vertikalkräfte aufnimmt. Da infolge der durch örtliche Verhältnisse bedingte ganz kurze Rollenabstand eine Standsicherheit nicht gewährt, ist ein Gegengewicht angeordnet, welches das halbe Lastmoment ausgleicht.

Das Hubwerk arbeitet direkt ohne Zwischenschaltung einer Flaschenzugübersetzung mit doppeltem Seil, und ist zum Ausgleich der beiden Seilstränge eine Ausgleichrolle am Haken angeordnet. Bemerkenswert ist die automatische Endausrückung durch rotierenden Walzenschalter, der für den höchsten und tiefsten Hakenstand in Wirkung tritt.

Als Haltebremse dient eine doppeltwirkende Klotzbremse, deren Gewichtshebel durch einen Elektromagnet gelüftet wird. Eine Senkregulierung ist nicht vorhanden, da durch den Betrieb mit Drehstrom eine konstante Senkgeschwindigkeit vorhanden ist und eine feinere Regulierung für den vorliegenden Betrieb nicht nötig war.

Fig. 912.

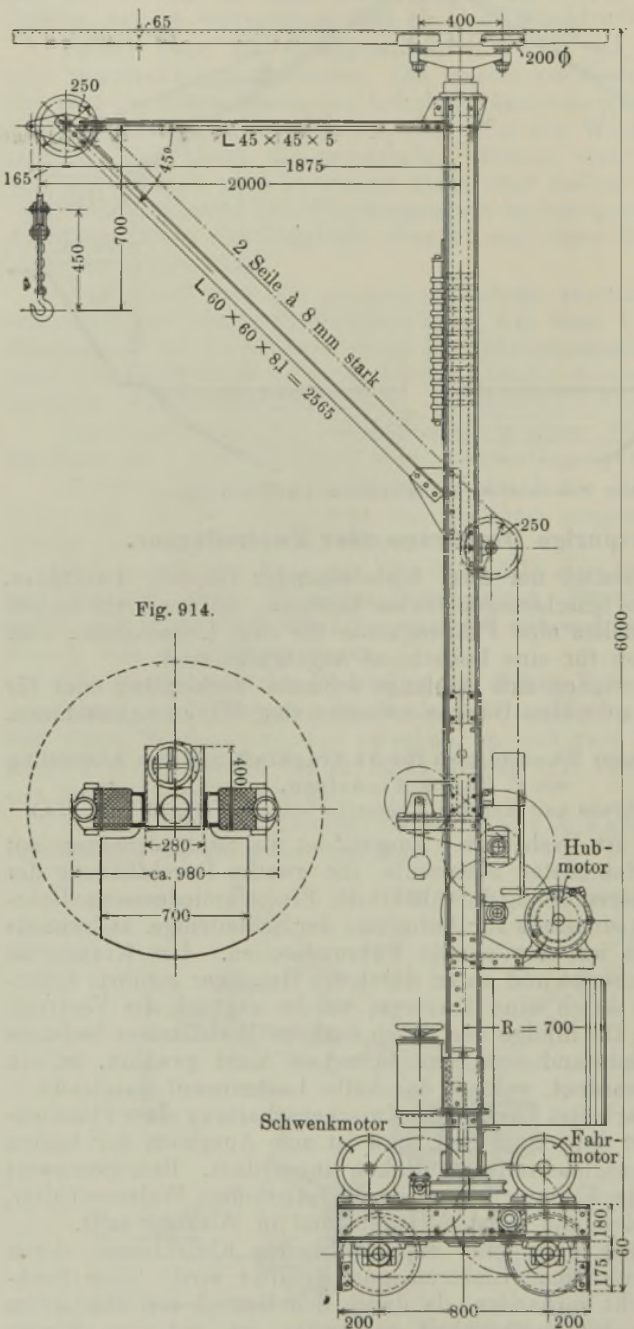


Fig. 913.

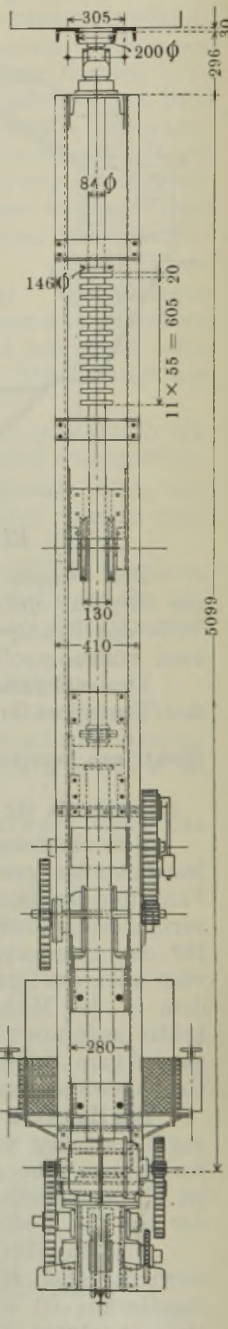


Fig. 914.

Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Fig. 915. Fig. 916. Fig. 917.

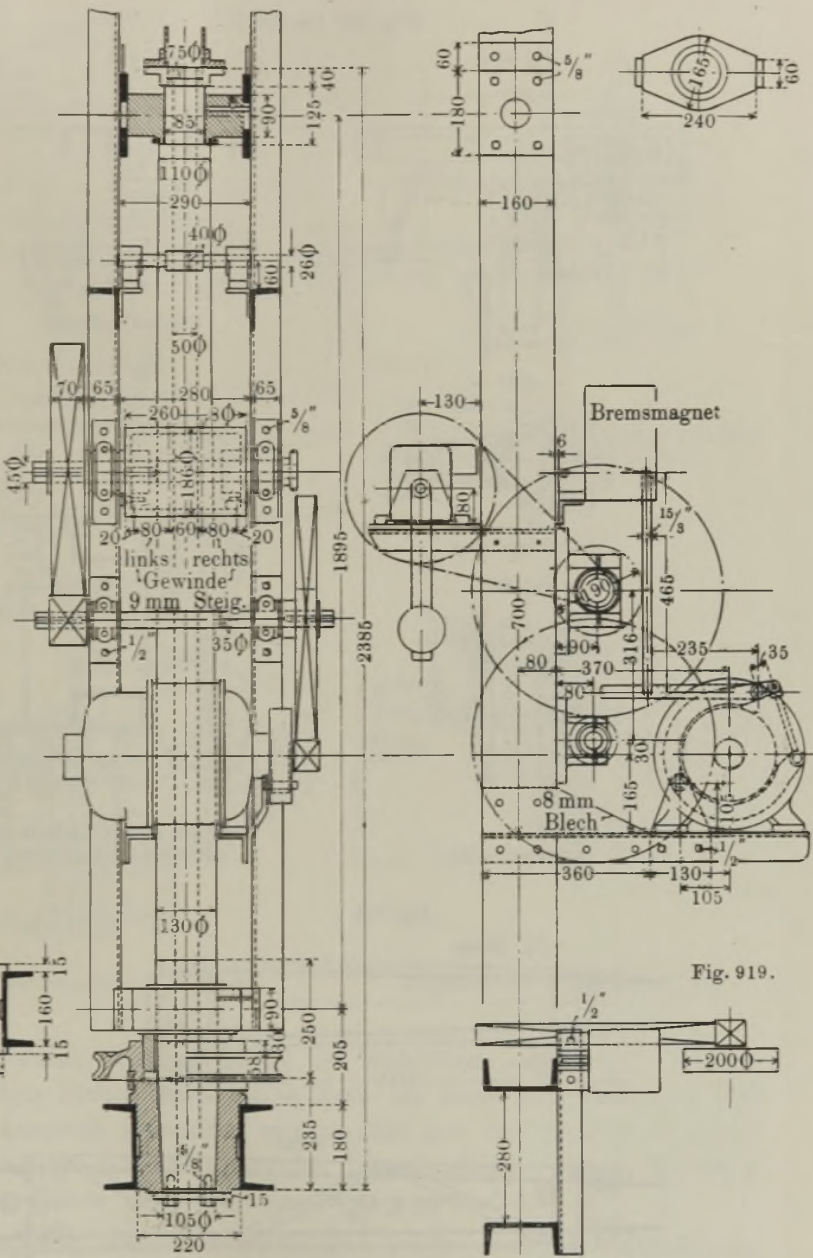
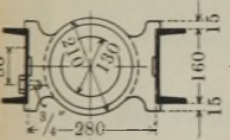


Fig 918.



Halslager.

Fig. 919.

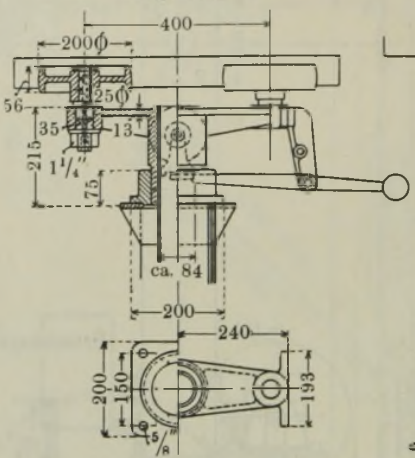
Lagerung der Kransäule und des Hubwerkes zum Zweiradkran für 5 t Tragkraft.

Einzelheiten zum Zweiradkran von 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

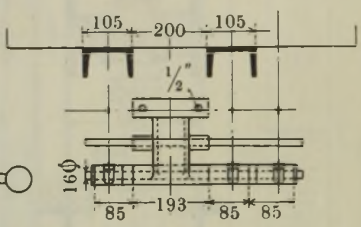
(Fig. 920 bis 928.)

Fig. 920.



Stromabnehmer.

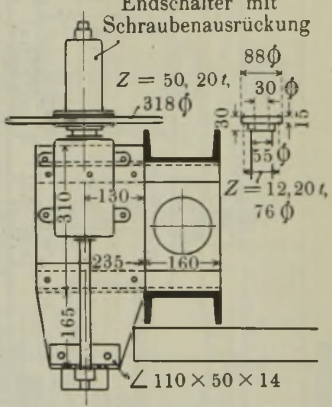
Fig. 921.



Stromabnehmer.

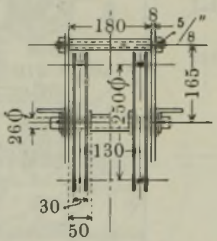
Fig. 922.

Endschalter mit Schraubenausrückung



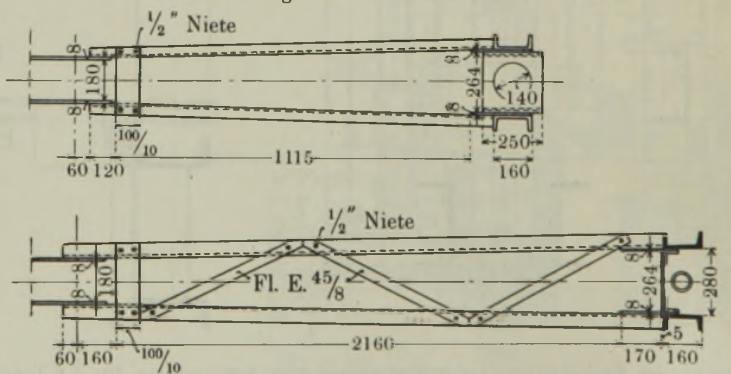
Anordnung des Endschalters mit Spindelausrückung.

Fig. 923.



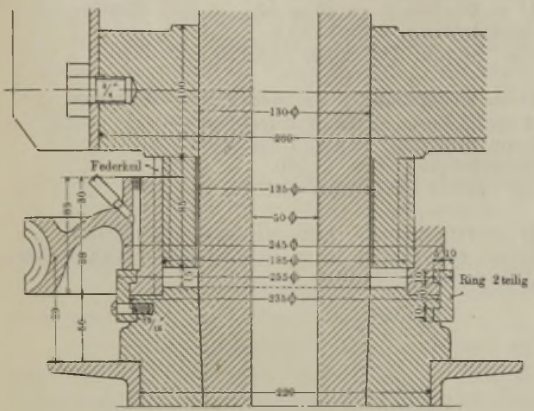
Auslegerrollen.

Fig. 924.



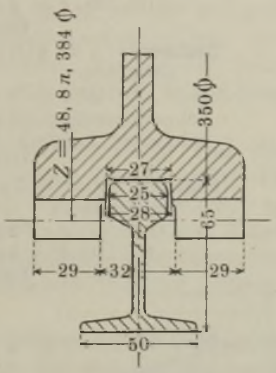
Grundriß des Auslegers.

Fig. 925.



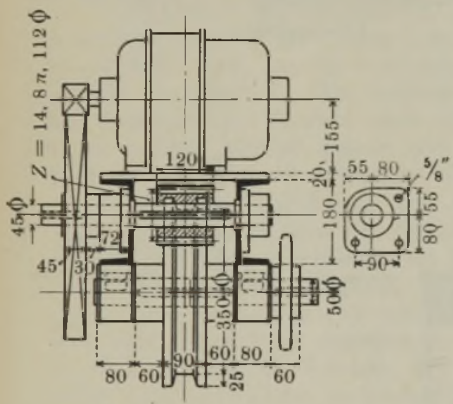
Anordnung des Schneckenrades für das Schwenkwerk.

Fig. 926.



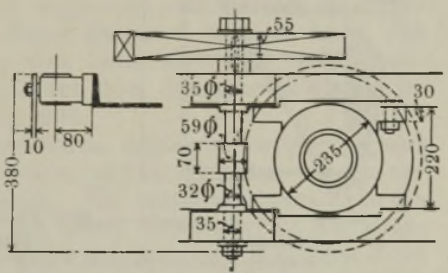
Laufrad mit angegossenen Zahnkränzen.

Fig. 927.



Fahrtriebwerk.

Fig. 928.



Grundriß des Schwenktriebwerkes.

Drehwerk: Drehung infolge der Schleifringe unbegrenzt. Da der Motor stets sowohl beim leeren Kran als auch beim belasteten fast voll in Anspruch genommen wird, so läßt sich eine Regulierung durch eine einfache Umkehrsteuerwalze bewerkstelligen. Zum besonders schnellen Halten kann Gegenstrom gegeben werden.

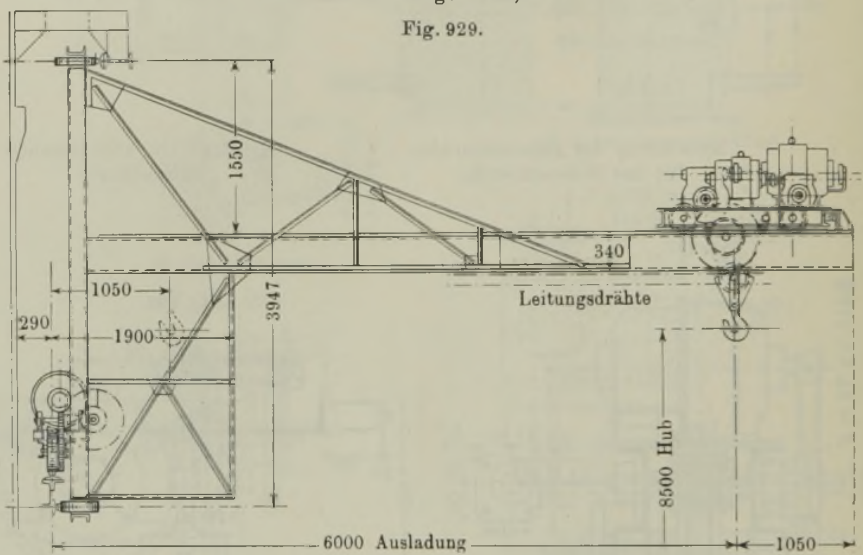
Fahrwerk: Beide Laufräder sind infolge sicherer Fortbewegung mit Gallscher Treibkette verbunden. Für die Bremsung und Regulierung gilt dasselbe, was unter Drehwerk gesagt wurde.

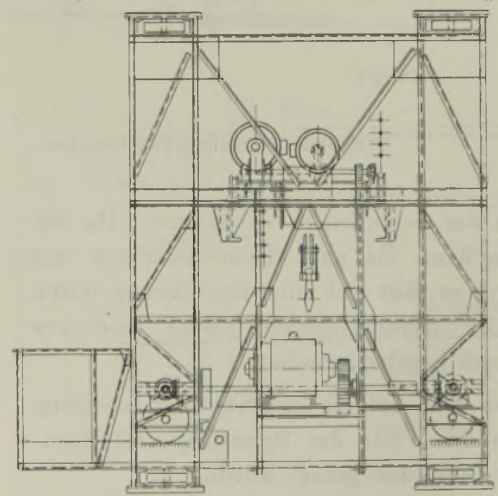
Hubwerk: $v = 11{,}7$ m/min. Motor: DK 30/6, 2,4 PS, $n = 940$.
Zahnräder:
$z = 12:67$, $t = 8\pi$, $D = 96:536$, $b = 70$ u. 80 Grauguß/Stahl.
$z = 15:130$, $t = 4\pi$, $D = 60:520$, $b = 45$ u. 55 „ Bronze.
Gesamtübersetzung: $i = 1:48{,}5$.

Drehwerk: $v = 41{,}5$ m/min. Motor: DK 20/6, 1,55 PS, $n = 930$.
Zahnräder:
$z = 13:158$, $t = 3\pi$, $D = 39:474$ mm, $b = 56/65$ Grauguß/Bronze.
Schneckenrad: $z = 46$, $t = 25{,}4$ mm, 370 mm Durchmesser.
Schnecke: 2 gängig, 50,5 mm Steigung, 48 mm Durchmesser.
Gesamtübersetzung: $i = 1:280$.

Fahrwerk: $v = 34{,}5$ m/min. Motor: DK 20/6, 1,55 PS, $n = 930$.
Zahnräder:
$z = 14:48$, $t = 8\pi$, $D = 112:384$ mm, $b = 90/120$ Stahlguß/Stahl.
$z = 15:130$, $t = 4\pi$, $D = 60:520$ mm, $b = 45/55$ mm Grauguß/Bronze.
Gesamtübersetzung: $1:29{,}7$.

Fig. 929.





Elektrisch betriebener Konsolkran für 3 t Tragkraft und 6 m Ausladung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

12. Schwimmkrane

dienen im Werft- und Hafenverkehr außer zu Ausrüstungszwecken großer Schiffe zum Überschlagen von Gütern aus einem Schiff in ein anderes, zum Leichtern, Bekohlen, Aus- und Einladen reparaturbedürftiger Maschinen, zum Heben und Bergen gesunkener Schiffe. Sie werden beim Bau der Hafenbecken, der Kaimauern, Molen und bei der Errichtung größerer Bauwerke in der Nähe der Ufer herangezogen.

Ein Hauptvorteil der Schwimmkrane liegt jedoch darin, daß das betreffende Schiff für kurze Reparaturarbeiten nicht zum Standort des Werftkranes verholt werden muß, sondern daß der Schwimmkran an den Liegeplatz des Schiffes kommt. Der Kran kann auf diese Weise viel besser ausgenutzt werden als ein feststehender Kran, und besonders dann stets voll beschäftigt werden, wenn sich mehrere Werften gemeinsam einen Schwimmkran beschaffen.

Die Entwicklung der Schwimmkrane ist ungefähr dieselbe gewesen, wie die der ortsfesten Riesenkrane. Die älteren Schwimmkrane waren Scherenkrane, deren Hubwerk durch eine Dampfmaschine betätigt wurde und die stets mit angehängter Last verfahren werden mußten. Das Bestreben, die Deckfläche des Kranpontons zur Lagerung der ein- und auszubauenden Kessel und Maschinenteile ausnutzen zu können, führte zu Bauarten mit geknicktem oder wagerechtem Ausleger, der auch hochklappbar gemacht wurde.

Bei diesen Schwimmkranen sind im Ponton Ballasträume angeordnet, in welche bei großen Lasten und wachsender Ausladung Wasser eingepumpt wird, um das Pontondeck wagerecht oder nur bis zu 4 ··· 6° geneigt zu erhalten. Der Nachteil dieser Bauarten bestand darin, daß bei festliegendem Ponton stets nur eine Linie senkrecht zur Pontonkante bedient werden konnte und daß bei jeder Seitenverschiebung der Last ein Verholen des Pontons nötig war.

Durch die Einführung von drehbaren Auslegern wurde es erst möglich, Schwimmkrane von Abmessungen und Tragkräften wie die der großen ortsfesten Werftkrane zu bauen. Ein betriebssicheres Arbeiten wurde erst dadurch möglich, daß ein festes Gegengewicht am drehbaren Teil des Kranes und mit Rücksicht auf Stabilität möglichst dicht über dem Pontondeck angebracht wurde, so daß der Kranführer nicht, wie bei den älteren Kranen, ein bewegliches Gegengewicht am Kran selbst oder im Ponton zu beobachten oder zu steuern braucht.

Das wesentliche Merkmal der neuen Bauart besteht darin, daß auf dem Ponton eine vierseitige Fachwerkpyramide aufgebaut ist, über welcher eine aus Fachwerk gebildete Glocke hängt, die am Kopf der Innenstütze gelagert, sich unten mit Druckrollen gegen einen Druckring der Innenstütze abstützt. Oben trägt die Glocke den gelenkig befestigten Ausleger und an der Gegenseite ein festes Gegengewicht mit dem Windwerk.

Die Drehachse des Kranes wird soweit aus der Pontonmitte gerückt, daß die Ausladung nach drei Seiten gleich groß ist. Dafür wird am entgegengesetzten Ende des Pontons ein Gegengewicht von Beton eingebaut, das die nötige Stabilität in der Längsrichtung sichert. Durch Höherlegen des Druckringes auf 2 m über Deck wurde ferner eine große freie Deckfläche geschaffen.

Bei dem verwickelten Triebwerk der großen Krane, die bis zu sechs Lasthaken haben und außerdem mit fahrbarer Katze, Auslegereinziehwerk und Drehwerk eingerichtet sind, war es notwendig, den bis dahin vorherrschenden Dampfantrieb durch elektrischen Antrieb mit eigener Zentrale abzulösen. Für die Stromerzeuger können im Ponton Dampfmaschinen, Rohöl- oder Benzinmotoren verwendet werden.

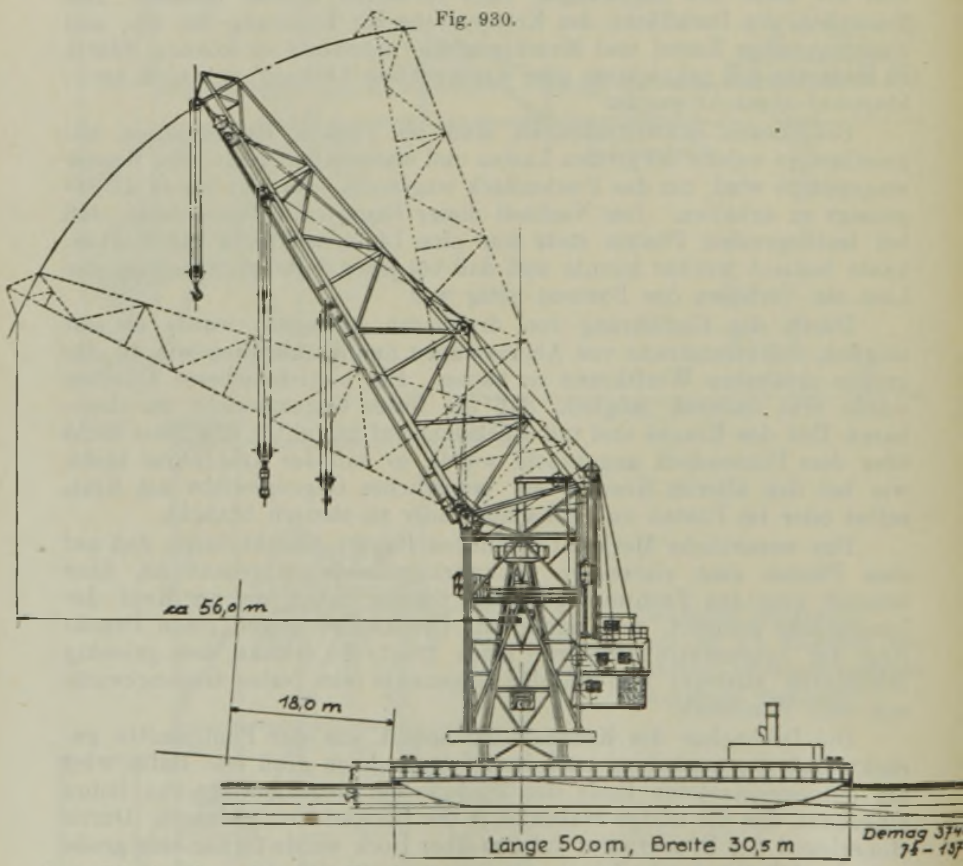
Da die Kosten der Brennkraftmaschinen höher als die der Dampfmaschinen sind, so wird im allgemeinen zum Antrieb der Stromerzeuger Dampfkraft benutzt und Brennkraftmaschinen nur bei Kranen vorgezogen, die seltener oder mit häufigen Unterbrechungen arbeiten.

250 t-Schwimmkran, Deutsche Werke A.-G.

Abteilung Reichswerft Wilhelmshaven. Ausführung der Demag, Duisburg.

Als Haupthebezeug kommen zwei Flaschen von je 125 t in Frage, die durch einen Verbindungsträger mit Gehänge von 250 t Tragkraft vereinigt werden können. Die größte Höhe des Haupthakens bei 18 m nutzbarer Ausladung für die Höchstlast beträgt 55 m über Wasser. Der

Fig. 930.

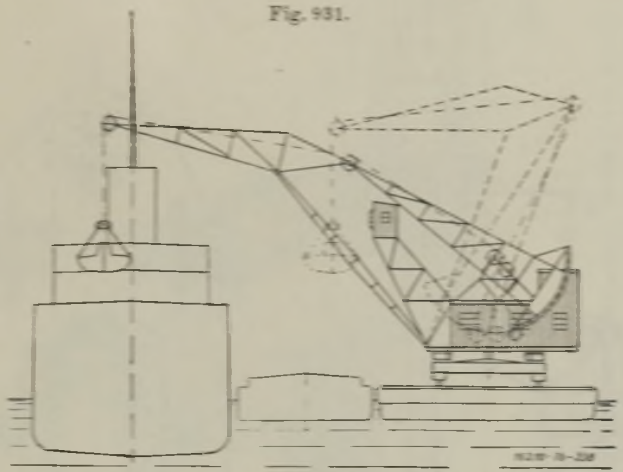


250 t Schwimmkran für 250 t Tragkraft und 56 m Ausladung. Ausführung der Demag.

Hilfshaken von 50 t an der Auslegerspitze gestattet bei der größten Ausladung noch eine Hubhöhe von 45 m über Wasser. Die größte Ausladung für diesen Haken beträgt 42 m von Bordkante. Außerdem ist eine Kletterkatze von 20 t, die über den ganzen Ausleger fahren kann, eingebaut. Für kleine Lasten sind an beiden Seiten der großen Oberflasche noch 2 kleinere Haken von 10 t angebracht.

Alle Bewegungen des Kranes erfolgen durch elektrischen Antrieb, für welchen im Ponton eine Kraftzentrale eingebaut ist. Heben und Senken des Auslegers erfolgt durch 2 Motoren von je 95 PS, die gleichzeitig auch zum Bewegen der beiden Hauptthaken von je 125 t bestimmt

Fig. 931.



Schwimmdrehkran mit drehbarem Ausleger und wagerechter Einziehbewegung. Ausführung der Demag.

sind. Für das Drehen des Kranes sind 2 Motoren von je 45 PS angeordnet. Das Einziehen des Auslegers mit 250 t Nutzlast erfordert bei größter Ausladung 12 min, während das Heben der Höchstlast von 250 t an der großen Schlaufe sich mit einer Geschwindigkeit von 1 m/min vollzieht.

Der Schwimmkran ist selbstfahrend. Zum Antrieb der beiden Schiffsschrauben dienen 2 Dreifach-Expansionsmaschinen von je 1000 PS.

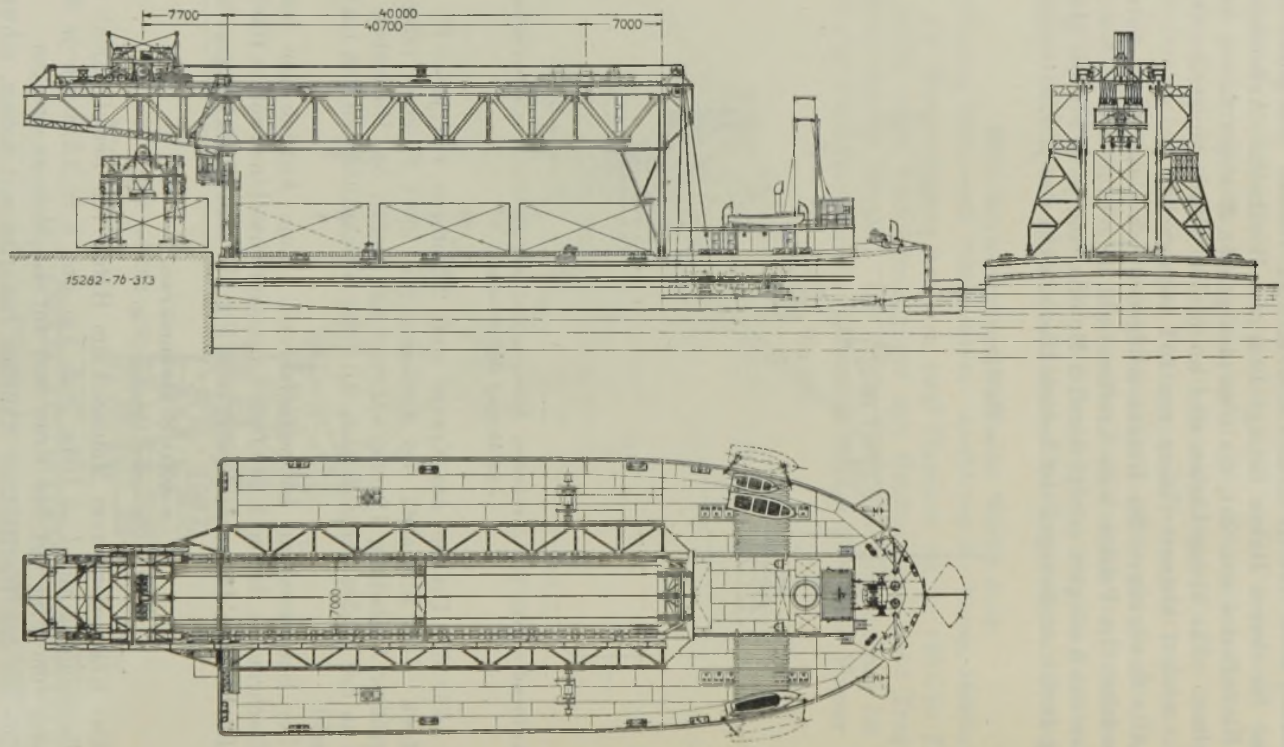
Die Vorteile der neuen Bauart nach Fig. 931 sind auf S. 495 angeführt.

400 t Schwimmkran,
erbaut von der Demag, (Fig. 932 bis 934).

Der Kran dient zum Molenbau im Hafen von Bari (Italien) und hat Betonblöcke von $l = 10$ m, $b = 5$ m und $h = 3{,}6$ m von je 380 t Gewicht vom Ufer auf den Kran und auf die Mole zu bringen.

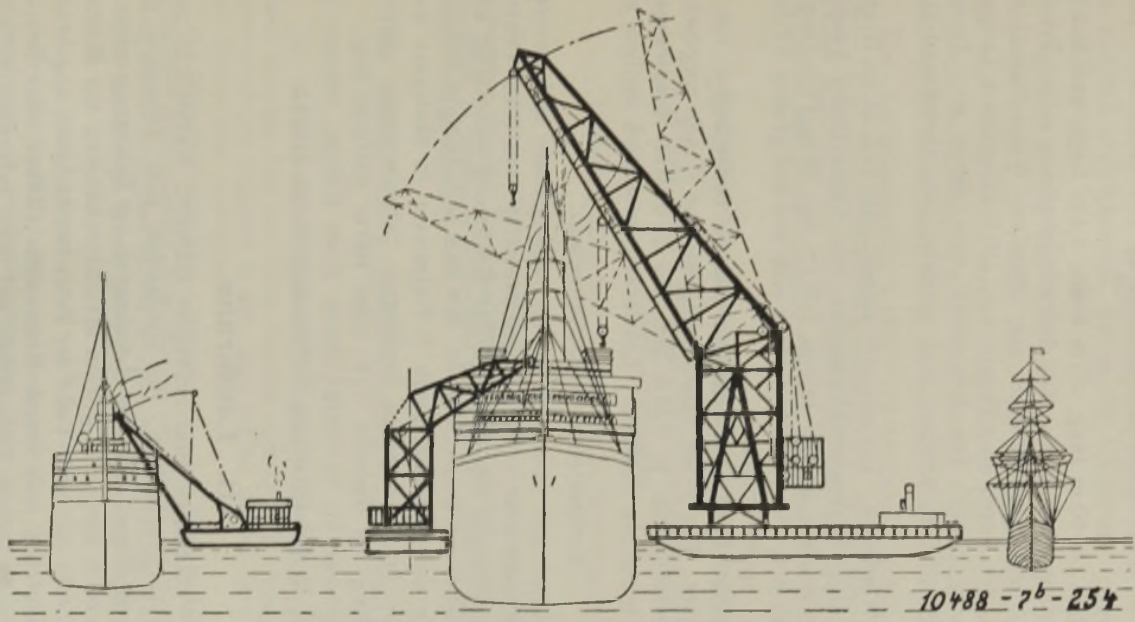
Die für den Werftbetrieb üblichen Bauarten mit hohem, schwenk- und wippbarem Ausleger sind für diesen Zweck nicht geeignet, weil sie jeden Block einzeln zur Baustelle bringen müssen.

Fig. 932 bis 934.



400 t Schwimmkran für Molenbau. Ausführung der Demag.

Fig. 935.



Entwicklung der Schwimmkrane.

1880: 50 t-Scherenkran von 12 m größter Ausladung, die aber bei hochbordigen Schiffen nur zum Teil ausgenutzt werden kann.

1910: 150 t-Schwimmkran der Hapag, Hamburg. Das Fußlager des Auslegers liegt 16 m oberhalb des Pontons. Der Kran kann daher dicht an das Schiff anlegen. Bei 14 m Ausladung kann der Lasthaken 25 m über Wasser gehoben werden.

1920: 250 t-Schwimmkran der Deutschen Werke A.-G. in Wilhelmshaven. Bei einer nutzbaren Ausladung von 18 m kann die Höchstlast 55 m über Wasser gehoben werden. Die Hubhöhe des 50 t-Hilfshakens ist 80 m, die größte Ausladung 56 m.

(Die skizzierten Konstruktionen sind von der Demag-Duisburg ausgeführt worden.)

Zur Erreichung der größeren wagerechten Bewegung ist auf dem Kranschiff ein schwerer Gitterträger von 40 m Spannweite auf Stützen so angeordnet, daß 3 Blöcke hintereinander gelagert werden können. Die Brücke ragt 7,7 m über die vordere Pendelstütze, um die Blöcke von der Kaimauer aufnehmen und sie hart an der Bordwand vorbei senken zu können.

Das Kranschiff ist 60 m lang, 30 m breit, 4,4 m hoch und hat bei Vollast einen Tiefgang von 2,8 m. Zur Aufrechterhaltung seiner Trimmlage ist neben einem festen Ballast von 260 t ein Wasserballast von 440 t vorgesehen, der durch eine Pumpe von 150 t stündlicher Leistung umgepumpt werden kann. Das Kranschiff wird durch eine Dampfmaschine von 480 PS angetrieben und erreicht eine Geschwindigkeit von 7,4 km/h.

Antrieb und Windwerk. Der gesamte maschinelle Teil ist im Hinterschiff vereinigt. Die Windendampfmaschine, eine Zweizylinder-Auspuffmaschine mit Kulissensteuerung, leistet 105 PS bei 20 kg/PSh Dampfverbrauch. Dieser hohe Verbrauch erklärt sich aus der großen Füllung für das Anfahren unter Vollast.

Die Last hängt in 2 Flaschenzügen an 24 Seilsträngen von je 51 mm Durchmesser. Für jeden Flaschenzug ist eine Winde vorgesehen, deren beide Spieltrommeln je 328 m Seil bei 24 m Hub spannungslos an 2 Aufspeichertrommeln abgeben. Letztere müssen sich seitlich verschieben.

Automatische Fettschmierung.

Für Krananlagen mit vielen oft schwer zugänglichen und zerstreut liegenden Schmierstellen ist es wesentlich, wenn sie von einer Zentralstelle aus und unabhängig von menschlicher Bedienung selbsttätig auch während des Betriebes geschmiert werden. Mit dem selbsttätigen Schmierapparat Balmung der Apparatefabrik F. Balmung in Stuttgart kann jede Schmierstelle mit der genau benötigten Schmiermenge gespeist werden, gleichgültig, ob dieselbe $^1/_2$ m oder 100 m entfernt liegt. Er bewältigt Gegendrucke bis zu 100 at durch einen Kolben, welcher das Fett ansaugt und in die einzelnen Zuführungsröhren drückt.

B. Laufkrane

eignen sich für Werkstätten zum Transport schwerer Werkstücke nach den einzelnen Arbeitsmaschinen, für Gießereien zum Anhängen und Dirigieren der Gießpfannen, und bei Hochbauten zur Bewegung schwerer Bauteile. Sie werden ferner in großen Maschinenhäusern zur Montage und zum Auswechseln einzelner Teile der Betriebsmaschinen angebracht.

Laufkrane bestehen aus einem Kranwagen (Bühne oder Brücke), welcher senkrecht zu seiner Längsachse auf hoch gelegenen Schienen läuft, während die Last an einer auf diesem Kranwagen fahrenden Laufkatze hängt. Auf diese Weise ist es möglich, die Last an jedem Punkte der vom Kranwagen überspannten Werkstätte abzusetzen. Der Arbeitsbereich ist ein Rechteck.

Die Laufkrane haben drei Bewegungen auszuführen: Längsfahren, Querfahren (d. i. die Bewegung der Laufkatze) und Lastheben bzw. Lastsenken. Sie können ganz nach Bedarf für Betrieb mittels Hand, Elektrizität, Dampf, Rohöl oder Benzin eingerichtet werden. In Betracht kommt jedoch nur in der Hauptsache Hand- und elektrischer Antrieb. Die anderen Antriebsarten haben für Laufkrane nur eine untergeordnete Bedeutung.

Bestimmend für die Wahl der geeigneten Betriebsart ist in erster Linie die Leistung, welche man von der Krananlage fordert. Wird diese nur wenig benutzt und handelt es sich um geringe Lasten und um kleine Hubhöhen, so wird Handbetrieb vollständig genügen, während eine schnelle Bewegung großer Lasten nur mit Kraftbetrieb zu erzielen ist.

Die nachstehenden Unfallverhütungsvorschriften der deutschen Eisen- und Stahl-Berufsgenossenschaften enthalten wichtige Bestimmungen konstruktiver und betriebstechnischer Natur, deren Kenntnis sowohl für den Konstrukteur, wie für den Betriebsleiter erforderlich ist.

Unfallverhütungsvorschriften für Laufkrane[1]).

I. Vorschriften für Betriebsunternehmer und ihre Stellvertreter.

1. Bauvorschriften für Gebäude, Kranbahnen usw.

§ 1.

Kranaufstiege müssen in solcher Zahl und derart angeordnet werden, daß in regelrechtem Betriebe die Kranfahrbahn nicht begangen und andere Krane nicht überstiegen zu werden brauchen und die Arbeiter beim Besteigen nicht vom Kran verletzt werden können.

§ 2.

Für Aufstiege sind Treppen grundsätzlich zu bevorzugen.

§ 3.

Alle Kranbahnen mit Ausnahme solcher von Einschienenkranen müssen mindestens auf einer Seite mit einem Laufsteg versehen sein. Zur Vornahme von Ausbesserungsarbeiten empfiehlt es sich, auch auf der zweiten Seite der Kranbahn eine kurze Arbeitsbühne anzubringen.

Der kleinste Zwischenraum zwischen bewegten Kranteilen und Gebäudesäulen, Dachbindern und sonstigen Gebäudeteilen soll, sofern die Krananlage regelmäßig betreten werden muß, etwa 400 mm betragen, so daß Quetschungen ausgeschlossen sind.

Für handbewegte Krane gelten diese Bestimmungen nicht.

§ 4.

Aufstiege, Laufstege usw. sind mit Geländern, Rückenlehnen, Haltebügeln oder dergleichen in zweckentsprechender Weise zu versehen. An Stelle von Geländern aus festen Stangen empfehlen sich an engen Stellen, um ein Ausweichen vor dem Kran zu ermöglichen, solche aus leicht durchhängenden Ketten oder Seilen.

---

[1]) Diese Vorschriften sind gleichlautend für alle Eisen- und Stahl-Berufsgenossenschaften erlassen.

§ 5.

Zum Schutze gegen das Herabfallen von Gegenständen müssen an allen Bühnen, Laufstegen usw. Bordleisten angebracht werden.

§ 6.

An den Enden der Schienen der Laufkrane sind kräftige Anschläge anzubringen, die gleichzeitig zur Wirkung kommen.

§ 7.

Sämtliche Schleifleitungen müssen so liegen oder verkleidet sein, daß sie beim Besteigen oder Begehen des Kranes und der Kranlaufbahn unbeabsichtigt nicht berührt werden können.

Die Spannvorrichtungen der Schleifleitungen sind so zugänglich zu machen, daß Arbeiten an ihnen nach Abschaltung vom Netz gefahrlos ausgeführt werden können.

2. Bauvorschriften für Krane.

§ 8.

Die Tragfähigkeit ist am Kran deutlich lesbar zu bezeichnen.

§ 9.

Motorisch bewegte Krane müssen eine zweckentsprechende Warnvorrichtung besitzen, sofern nicht die Betriebsverhältnisse eine solche Vorrichtung untunlich erscheinen lassen.

§ 10.

Bühnen, Laufstege usw. sind mit Bordleisten zu versehen. Bei Kranen, die im Freien laufen, müssen die Fuß- und Laufböden mit Regenablauf versehen sein.

§ 11.

Der Raum zwischen Katzen und festen Teilen auf dem Kran ist möglichst so zu bemessen, daß Quetschungen ausgeschlossen sind. Wo die Katzen auf dem Untergurt so dicht an den Kranträgern vorbeilaufen, daß Quetschungen eintreten könnten, sind die Öffnungen in den Krangitterträgern zweckentsprechend auszukleiden.

§ 12.

Auf beiden Seiten der Katzen, ausgenommen bei Handkranen und Sonderkranen, sind auf den Kranträgern Laufbühnen anzuordnen. Diese sind an der Außenseite und, soweit mit der Bauart vereinbar, auch an der Innenseite mit Geländern bzw. Seilen oder Ketten zu versehen. Die Kopfträger sind abzudecken und ebenfalls mit Geländer zu versehen. Auch die Katzenrahmen sind, soweit es die Bauart zuläßt, abzudecken und an der freien Stelle mit Geländern zu versehen.

§ 13.

An den Enden der Schienen der Katzen sind kräftige Anschläge anzubringen, die gleichzeitig zur Wirkung kommen.

Dem Winde ausgesetzte Krane und Katzen müssen eine Feststellvorrichtung haben.

§ 14.

Hubbewegungen sind durch Endausschalter oder Brechhölzer zu begrenzen, oder es sind zuverlässige Fangvorrichtungen anzubringen.

§ 15.

Alle Krane und Katzen müssen so gebaut oder derart mit über die Gleise hinausragenden Radbruchstützen ausgerüstet sein, daß sie beim Bruch eines Laufrades oder beim Entgleisen ohne große Fallhöhe auf die Gleise aufsetzen.

§ 16.

Die Katzenschleifleitungen müssen so liegen oder geschützt sein, daß sie durch Tragorgane auch bei schräger Lage nicht berührt werden können. *Spannvorrichtungen der Schleifleitungen sind so zugänglich zu machen, daß nach Abschaltung Arbeiten an diesen gefahrlos ausgeführt werden können.* Es müssen Einrichtungen getroffen werden, daß eine zufällige Berührung der Hauptschleifleitungen vom Kran oder der Katze aus nicht stattfinden kann.

§ 17.

Geschlossene Führerstände an Kranen, die dauernd im Freien fahren, müssen eine besondere Heizvorrichtung erhalten.

§ 18.

Der Führerstand ist zu umwehren und so anzuordnen, daß von ihm aus die Last in jeder Stellung beobachtet werden kann. *Bei Gießkranen und ähnlichen mit Feuer hantierenden Kranen ist die Umwehrung aus feuersicherem Material herzustellen*

§ 19.

Bewegliche Führerkörbe müssen so gebaut sein, daß der Maschinist den Korb möglichst in jeder Stellung ohne Gefahr verlassen kann. In Ausnahmefällen genügen als Notbehelf Strickleitern.

§ 20.

Führerkörbe aus Eisen sind bei elektrisch betriebenen Kranen mit einem Fußbodenbelag aus Holz oder aus anderen in bezug auf die elektrische Leitfähigkeit gleichwertigen Stoffen auszurüsten. In Feuerbetrieben sind diese Fußböden gegen Brandwirkung zu schützen.

§ 21.

Zur Aufbewahrung von Putzwolle sind feuersichere Behälter mit dicht schließendem Deckel außerhalb des Führerkorbes vorzusehen.

§ 22.

Im Verkehrsbereich liegende Triebwerke sind mit Schutzverkleidungen zu versehen.

§ 23.

Auf den Kranen dürfen sich keine losen Teile (z. B. Schmierdeckel, Werkzeuge, Maschinenteile) befinden. Brems- und Gegengewichte, sowie sonstige leicht lösbare Teile sind so zu sichern, daß sie auch bei Lockerwerden nicht herabfallen können. Für die Aufbewahrung von Werkzeugen sind geschlossene Kästen zur Verfügung zu stellen.

§ 24.

Alle Einrichtungen, die regelmäßig zu warten oder zu bedienen sind (z. B. Schmiervorrichtungen, Beleuchtungseinrichtungen), müssen gefahrlos erreichbar liegen. Staufferbüchsen für die Laufräder sind so anzuordnen, daß sie von der Kranträger-Laufbahn aus ohne erhebliches Vorbeugen über den Kranträger hinaus in die Fahrbahn bedient werden können.

§ 25.

Kranfahrwerke mit Geschwindigkeit über 40 m/min und sämtliche Hubwerke müssen sicherwirkende Bremsen haben, ausgenommen Handlaufkrane mit selbsthemmenden Schneckengetrieben. Alle Bremsen müssen vom Führerstand aus betätigt werden können.

§ 26.

Die Trommel und Seile müssen so bemessen sein, daß auch beim tiefsten vorgesehenen Senken des Hakens noch mindestens $1^1/_2$ Windungen auf der Trommel liegen.

§ 27.

Bei der Verwendung von Drahtseilen müssen Umlenkrollen (möglichst auch Ausgleichrollen) mit einem Umschlingungswinkel von mehr als 90° mindestens den gleichen Durchmesser haben, wie die nach der Seilkonstruktion kleinste Flaschenrolle.

§ 28.

Grundsätzlich müssen alle Seiltrommeln beiderseits mit Bordscheiben versehen sein, deren Höhe mindestens gleich dem $2^1/_2$ fachen Durchmesser des Seiles ist.

Wenn durch andere Maßnahmen vollkommen sicher verhindert wird, daß das Seil auch bei außergewöhnlichen Vorfällen zwischen die Zahnradgetriebe gelangen kann, kann die Bordscheibe auf der nicht gefährdeten Trommelseite fortbleiben. Bei Sonderkranen können die Bordscheiben in Ausnahmefällen auf beiden Seiten fortbleiben, wenn der Forderung in vorstehendem Satz sicher Rechnung getragen ist.

§ 29.

Bei Kranen zur Beförderung feuerflüssiger Massen sind Gehänge, sowie Seilflaschen und Seile gegen die strahlende Wärme zu schützen.

§ 30.

An Kranen, deren Tragorgane stoßweise belastet werden, z. B. Schmiedekranen, ist ein geeigneter Teil des Hubwerks zu federn.

§ 31.

Die Seile und Ketten müssen bei ruhender Last, je nach den Betriebsverhältnissen, mindestens 4- bis 6fache Sicherheit gegen Zug, bei Seilen auch gegen Biegung haben. Hierbei ist die von der Lieferfirma gewährleistete Gesamtbruchlast zugrunde zu legen.

§ 32.

Für die gesamte elektrische Einrichtung und den elektrischen Betrieb sind die Vorschriften, Normen und Leitsätze des Verbandes Deutscher Elektrotechniker zu beachten, wobei Krane und Führerstände im Hinblick auf die in § 37 geforderte elektrotechnische Schulung der Bedienungsmannschaften als „elektrische Betriebsräume" nach den genannten Vorschriften behandelt werden dürfen.

§ 33.

Sämtliche metallischen Teile des Kranes und des Führerkorbes, insbesondere auch die Kranbahnschienen sind zuverlässig zu erden.

§ 34.

An jedem Schalter muß die Stellung „aus" und „ein" von außen erkennbar und an den Steuerschaltern die Nullstellung außerdem deutlich fühlbar sein.

§ 35.

Auf Kranen mit mehreren Motoren ist die Verteilungsschaltung für deren Anschluß im Führerstand so einzurichten, daß die ankommende Leitung, mit Ausnahme derjenigen für die Beleuchtung, Lastmagnete und für etwa vorhandene Voltmeter, zunächst an einen Hauptschalter und erst von dort an die einzelnen Verteilungssicherungen geht. Wo die Schleifleitungen am Kran vom Führerstand aus nicht ganz stromlos gemacht werden können, ist ein besonderer Schalter unmittelbar hinter dem Hauptstromabnehmer vorzusehen.

3. Betriebsvorschriften.

§ 36.

Das Betreten der Krananlage durch andere als die Kranführer im Dienst und besonders beauftragte Leute, die über die Unfallgefahr unterrichtet sind, ist zu verbieten. Das gilt insbesondere auch für alle Ausbesserungsarbeiten. Vor dem

Besteigen der Kranbahn sind alle beteiligten Kranführer in unzweideutiger Weise zu benachrichtigen. An allen Aufstiegen sind Tafeln anzubringen, die vor dem unbefugten Betreten der Krananlage warnen.

§ 37.

Mit der Bedienung von Kranen sind nur zuverlässige, mit der Bedienung vertraute, bei elektrisch angetriebenen Kranen auch elektrotechnisch genügend geschulte (vgl. § 32) und über die Unfallgefahr aufgeklärte Leute zu betrauen.

§ 38.

Zu Instandsetzungsarbeiten sind die Krane, soweit sie noch verfahrbar sind, an einen Aufstieg zu fahren. Im anderen Falle ist dafür zu sorgen, daß der Auf- und Abstieg der Reparaturarbeiter in sicherer Weise erfolgen kann.

§ 39.

Auf ausreichende Festigkeit und möglichste Unfallsicherheit von Notgerüsten ist zu achten.

§ 40.

Bei größeren Ausbesserungen sind die Krane durch Schilder: „Achtung! Kranausbesserung" zu bezeichnen, oder es ist der Raum unter solchen Kranen in geeigneter Weise abzusperren, oder es sind Sicherungsposten auszustellen. Laufen noch andere Krane auf der gleichen Fahrbahn, so müssen Sicherungen getroffen werden, daß der in Arbeit befindliche Kran nicht unvermutet gestoßen werden kann.

§ 41.

Sind mehrere Arbeiter bei Kranausbesserung beschäftigt, so ist unter ihnen einer ausdrücklich zu benennen, dem allein die Befehlsgewalt über alle etwa notwendig werdenden Einschaltungen und Bewegungen des Kranes zusteht.

§ 42.

Bei der Abnahme neuer Krane muß eine Probebelastung mit dem $1^1/_4$fachen der auf dem Kran angegebenen Tragfähigkeit in Ruhe und Bewegung vorgenommen werden. Der Kran ist in allen Teilen genau zu untersuchen, und es ist ein Prüfbuch anzulegen, in dem das Ergebnis der Abnahme und regelmäßigen Prüfung (§ 43) einzutragen ist.

§ 43.

Jeder Kran und seine Tragteile sind je nach Bedarf, jedoch jährlich mindestens einmal, in allen Teilen genau zu untersuchen und, wenn nötig, auszubessern. Der Tag der Untersuchung und das Ergebnis muß in das Prüfbuch eingetragen werden. Die Untersuchung muß sich auch auf die Bindeseile und Ketten erstrecken.

Beschädigte Seile dürfen nicht weiter benutzt werden. Seile, die von der Trommel abgefallen, oder in das Getriebe gekommen, oder in Knoten- oder Schlingenbildung geraten sind (§ 49), müssen vor der weiteren Benutzung einer eingehenden Prüfung unterzogen werden.

§ 44.

In jedem Führerkorb sind sämtliche Vorschriften für Kranführer auszuhängen.

§ 45.

Die in Schrägschrift gedruckten §§ 2, 3, 7 Abs. 2, 11, 12, 16 Satz 2, 18 Satz 2, 19, 25 Satz 1, 26, 27, 28 Abs. 1, 30 und 31 gelten nur für solche Neuanlagen, deren Bau ein halbes Jahr nach Inkrafttreten dieser Vorschriften oder später begonnen ist. Für früher errichtete Krananlagen wird empfohlen, sie nach Möglichkeit zu berücksichtigen. Für Änderungen, die auf Grund der vorstehenden Vorschriften an Einrichtungen zu treffen sind, wird den Betriebsunternehmern eine Frist von 2 Jahren vom Tage des Inkrafttretens der Vorschriften gewährt.

II. Vorschriften für Versicherte.

1. Für Kranführer und Anbinder.

§ 46.

Die Krane dürfen nur über die vorhandenen Aufstiege betreten und verlassen werden. Das Übersteigen von einem Kran auf den anderen ist verboten.

§ 47.

Das Betreten der Kranfahrbahnen ist grundsätzlich verboten. Ist es bei Fehlen unfallsicherer Laufstege in dringenden Fällen nicht zu vermeiden (z. B. wenn der Kran nicht fahren kann), so sind die Führer der Nachbarkrane zu benachrichtigen.

§ 48.

Bei der Ablösung hat der Kranführer den Kran von dem abzulösenden Kranführer zu übernehmen, der seine Beobachtungen über etwaige Anstände seinem Nachfolger mitzuteilen hat. Mängel sind unverzüglich von dem abgelösten Führer zu melden.

§ 49.

Der Kranführer ist für die laufende Instandhaltung des Kranes in dem Umfang der ihm gegebenen Betriebsvorschriften verantwortlich. Alle dem Verschleiß unterworfenen Teile hat er zu untersuchen und bei unzulässiger Abnutzung sofort Meldung zu machen. Insbesondere hat er jede Seilbeschädigung, das Abfallen der Seile von der Trommel oder das Hineingeraten der Seile in das Getriebe, sowie Knoten- und Schlingenbildung sofort zu melden. Er hat für ausreichende und sorgfältige Schmierung der Triebwerke und Laufräder Sorge zu tragen und den elektrischen Teil des Kranes unter Aufsicht zu halten.

§ 50.

Der Kranführer hat alle Sicherheitsvorrichtungen und Bremsen mindestens täglich (bei selten benutzten Kranen vor jedesmaligem Gebrauch) auf richtiges Arbeiten zu prüfen. Den Ersatz verschlissener Bremsbacken hat er rechtzeitig zu beantragen. Versagt die Bremse, so hat er den Betrieb des Kranes sofort einzustellen.

§ 51.

Bei jeder Störung und bei Arbeiten an der elektrischen Einrichtung ist stets der Hauptschalter der Krananlage auszurücken. Vor dem Ein- und Ausschalten des Hauptschalters sowie beim Durchschmelzen von Sicherungen und bei Stromunterbrechungen müssen alle Steuerschalter in Ruhelage gebracht werden. Bei Kranen mit beweglichem Führerkorb ist zu beachten, daß nach dem Auslösen des Schalters im Führerkorb die Schleifleitungen für die Katzenfahrt noch unter Spannung stehen; es muß daher auch der Schalter hinter dem Hauptstromabnehmer (siehe § 35) ausgeschaltet werden.

§ 52.

Werkzeuge dürfen auf dem Kran nur in den dazu bestimmten Werkzeugkästen aufbewahrt werden und keinesfalls auf dem Kran herumliegen. Auch beim Gebrauch der Werkzeuge ist darauf zu achten, daß sie nicht herabfallen.

§ 53.

Auf dem Kran darf nur ein geringer Vorrat von brennbaren Stoffen (Putzwolle, Öl) vorhanden sein; er muß außerhalb des Führerkorbes in den dafür vorgesehenen feuersicheren Behältern aufbewahrt werden.

§ 54.

Der Kranführer hat dafür zu sorgen, daß die Aufschrift über die Tragfähigkeit des Kranes sichtbar und in Ordnung ist. Jede Überschreitung der angegebenen zulässigen Höchstbelastung ist verboten. Im Zweifelsfalle hat der Kranführer auf Nachprüfung des Gewichtes zu dringen.

§ 55.

Wenn ein Mann zum Anhängen der Lasten vorhanden ist, darf der Kranführer nur auf Weisung des Anbinders Kranbewegungen ausführen.

§ 56.

Beim Fahren hat der Führer die Last im Auge zu behalten. Ist er benachrichtigt, daß Menschen die Kranbahn betreten, so hat er besonders vorsichtig zu arbeiten und vor jeder Fahrbewegung die vorgeschriebenen Warnungszeichen zu geben.

§ 57.

Der Fahrer soll nach Möglichkeit vermeiden, mit Last über die Köpfe von Menschen hinwegzufahren. Das unnötige Verweilen auf oder unter schwebenden Lasten ist verboten; dies gilt insbesondere für freihängende Lasten bei Tragmagneten.

§ 58.

Der Haken darf nur so tief gesenkt werden, daß mindestens noch $1^1/_2$ Windungen auf der Trommel liegen bleiben.

§ 59.

Schrägziehen der Last ist grundsätzlich verboten und nur im Ausnahmefalle zulässig unter Zustimmung und in Gegenwart des zuständigen Meisters. Für einzelne Krane kann die verantwortliche Betriebsleitung dauernde Ausnahme zulassen. Das Rangieren und Fortbewegen von Eisenbahnwagen mittels des Krangehänges ist verboten.

§ 60.

Das Losreißen festsitzender Lasten mit dem Kran ist streng verboten. Als einzige Ausnahme ist es nur bei den nach Angabe der Betriebsleitung für diese Zwecke besonders stark gebauten Kranen in Stahl- und Walzwerken erlaubt.

§ 61.

Für etwaige Heizungen sind lediglich die hierfür vorhandenen Heizeinrichtungen zu benutzen. Jeder Mißbrauch der elektrischen Einrichtung ist strengstens verboten.

§ 62.

Anbindeseile und Ketten sind nach den bezeichneten Tragfähigkeiten genügend stark zu wählen. Der Anbinder hat sich von dem guten Zustand der gewählten Haken, Seilklemmen, Anbindeseile und Ketten zu überzeugen, fehlerhafte von der Benutzung auszuschließen und zur Ausbesserung oder zum Ersatz der Betriebsleitung zu melden.

§ 63.

Die Last soll senkrecht unter der Katze angebunden werden, und zwar derart, daß das Gleichgewicht der Last erhalten bleibt und die Bindeketten oder Seile sich nicht verschieben oder aus dem Lasthaken herausspringen können. Zur Schonung der Seile und Ketten sind an scharfen Kanten, Ecken usw. Holzstücke oder dergleichen unterzulegen. Das Herstellen des Gleichgewichts der Lasten durch Aufsteigen oder Anhängen und das Mitfahren sind verboten.

§ 64.

Bei Ausbesserungen an den eigenen oder anderen Kranen auf der gleichen Bahn hat der Kranführer besondere Vorsicht anzuwenden und unbedingt dem Befehl des für die Ausbesserung Verantwortlichen Folge zu leisten.

§ 65.

Der Kranführer darf den Führerkorb nicht verlassen, solange eine Last im Haken hängt. Der Kranführer hat vor Verlassen des Kranes den leeren Haken hochzuziehen, die Steuerschalter auf Nullstellung zu bringen und den Hauptschalter auszulösen. Bei im Freien befindlichen Kranen sind sämtliche vorhandenen Windsicherungen anzulegen

2. Für Reparaturarbeiter.

§ 66.

Ausbesserungen vorzunehmen und Krananlagen zu betreten ist nur den besonders Beauftragten gestattet. Die beteiligten Kranführer müssen vor dem Betreten der Krananlagen von der Vornahme der Ausbesserung unzweideutig benachrichtigt sein.

§ 67.

Bezüglich des Aufenthaltes auf der Krananlage und der Einleitung von Kranbewegungen haben sich alle Reparaturarbeiter nach den Angaben des Verantwortlichen zu richten.

§ 68.

Nach Möglichkeit sind bei Ausbesserungen nur die vorgesehenen und geschützten Laufstege, Arbeits- und Notgerüste usw. zu benutzen.

§ 69.

Für die Arbeiten an elektrischen Teilen gelten die Sicherheitsvorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker in vollem Umfange. Ausbesserungen an elektrischen Teilen sind dementsprechend nur von ausgebildeten Leuten oder unter ihrer Aufsicht vorzunehmen.

§ 70.

Probefahrten nach beendeter Ausbesserung dürfen nur durch den Kranführer gemacht werden.

Die vorstehenden Unfallverhütungsvorschriften — gültig vom 1. Januar 1923 — sind durch Beschluß vom 6. November 1922 genehmigt worden.

Berlin, den 16. November 1922.

Das Reichsversicherungsamt
Abteilung für Unfallversicherung.

Einteilung der Laufkrane.

1. Kraftwerkslaufkrane, die nur selten im Betrieb sind und deren Antriebselemente sehr einfach gehalten werden können.

2. Krane für Maschinenbauwerkstätten und Gießereien, die wohl dauernd im Betrieb sind, aber nur ausnahmsweise mit voller Traglast arbeiten.

3. Krananlagen für Stahlwerke, die voll belastet und ununterbrochen tätig sind, daher besonders stark durchgebildet sein müssen.

1. Kranträger und Kraneinzelheiten.

A. Vollwandige Träger.

Die **Spannweite** des Kranes, das ist das Maß von Mitte bis Mitte Laufschiene der Fahrbahn, richtet sich nach der Breite der Werkstätte, für die der Kran bestimmt ist, und beträgt in der Regel 6 bis 20 m, unter Umständen auch 20 bis 30 m.

Die **Tragkraft** ist durch die Gewichte der größten zu hebenden Werkstücke von vornherein bestimmt und beträgt meist bis zu 25 t. Doch kommen auch Lasten vor, die 50, 75, 150 und mehr t schwer sind.

Der **Kranwagen** besteht aus den beiden Längsträgern, aus den an den Enden der Längsträger angebrachten Kopfträgern, aus den Laufrädern und dem Triebwerke.

Der **Radstand** ist die Entfernung der hintereinander liegenden Bühnenlaufräder. Er ist mit Rücksicht auf das während der Fahrbewegung auftretende Bestreben zum Ecken zu wählen. Je größer die Spannweite und die Fahrgeschwindigkeit, desto größer ist die Neigung zum Ecken und desto größer muß der Radstand gewählt werden.

Außerdem wird das Ecken des Kranes noch durch das Bremsen, durch einseitige Laststellung und verschiedene Glätte der Laufschienen beeinflußt.

Das Verhältnis von Radstand zur Spannweite kann gewählt werden:

bis 10 m Spannweite:

Radstand = $^1/_4$ bis $^1/_5$ der Spannweite,

über 10 m Spannweite:

Radstand = $^1/_5$ bis $^1/_6$ der Spannweite.

Für Kranträger bis zu einer Höhe von 450 mm werden im allgemeinen gewalzte Träger[1]) verwendet. Außer den Normalprofilen kommen noch die breitflanschigen Differdinger (Grey-) Träger in Betracht, die namentlich bei Spannweiten über 8 m und bei Motorantrieb zweckmäßige Verwendung finden.

Gewöhnliche I-Träger werden bei Motorantrieb durch aufgenietete ⊓-Eisen versteift (Fig. 936). Ob sich noch gewalzte Träger von 450 bis 500 mm verwenden lassen, ist Sache der Kalkulation. Unter Umständen stellen sich bei dieser Höhe schon genietete Träger billiger.

Fig. 936.

Versteifter I-Träger.

Querschnittsberechnung. Die Beanspruchung der Kranträger erfolgt:

a) durch Vertikalkräfte: Last und Eigengewicht,

b) durch Horizontalkräfte: Schräger Lastzug, horizontale Trägheitswiderstände beim Anfahren und Bremsen.

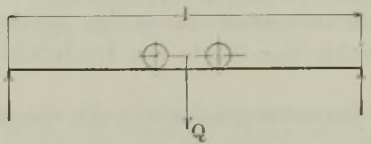
[1]) Bei Walzprofilen wähle man die Trägerhöhe mit Rücksicht auf die Durchbiegung mindestens $^1/_{25}$ der Spannweite.

Die Rechnung erfolgt zunächst nur unter Berücksichtigung der Vertikalkräfte. Die Zusatzspannungen durch die Horizontalkräfte werden durch Einsetzung eines geringeren Wertes für k_b berücksichtigt. Je größer die Spannweite, Fahrgeschwindigkeit und Häufigkeit der Grenzlast Q_{max}, um so niedriger ist k_b zu wählen.

Bei **Motorantrieb** wird daher $k_b \leqq$ **600 bis 750 kg/cm²**,
bei **Handbetrieb** $k_b =$ **800 kg/cm² und darüber** gesetzt.

Mit der **Gesamtbeanspruchung** kann man — da die Festigkeit des Baustoffes voll ausgenutzt werden soll — unbedenklich bis auf 1000 bis 1200 kg/cm² gehen, sofern sämtliche Kräfte (Last, Eigengewicht, Trägheitskräfte) mit ihren tatsächlichen Angriffspunkten berücksichtigt werden, und wenn die Trägerhöhe die Durchbiegung auf ein geringes Maß beschränkt. Letztere Bedingung ist namentlich bei Fachwerkträgern ohne weiteres erfüllt. Bei Hüttenwerkskranen darf der Einfluß der strahlenden Wärme nicht vergessen werden. Bezeichnet

Fig. 937.



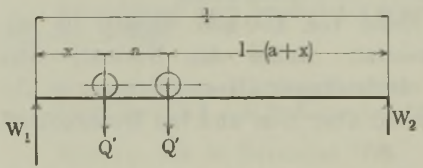
Annähernde Berechnung der Fahrbahn.

Q die halbe auf einen Träger entfallende Nutzlast einschl. halbes Katzen-, Ketten- und Hakengewicht,
Q' den Raddruck,
G das zu schätzende Eigengewicht des ganzen Trägers,
l die Spannweite in cm,

so ist bei mittlerer Stellung der Last für Überschlagsrechnungen genügend genau

$$\frac{Ql}{4} + \frac{Gl}{8} = Wk_b.$$

Fig. 938.



Ermittlung der Katzenstellung für M_{max}.

Bei genauer Rechnung für die Ausführung ist jedoch der Radstand a der Laufkatze zu berücksichtigen.

Ist x die Entfernung des linken Rades vom linken Auflager mit der Beschränkung, daß $x \leqq \frac{l}{2}$, so ist zunächst der Auflagerdruck

$$W_1 = \frac{Q'}{l}[(l-x) + (l-a-x)],$$

und daher das im Abstande x vorhandene größte Biegungsmoment

$$M_x = \frac{Q'}{l}[l - x + l - a - x]x,$$

$$= \frac{Q}{l}[2l - 2x - a]x$$

oder

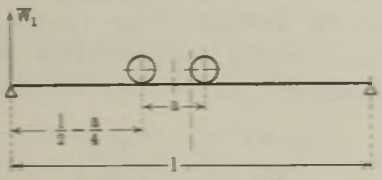
$$M_x = \frac{Q}{l}(2lx - 2x^2 - ax) = f(x).$$

M_x erreicht ein Maximum für

$$\frac{dM}{dx} = 2l - 4x - a = 0,$$

woraus $$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

Fig. 939.



Katzenstellung für $M_{max.}$

Bei genauer Rechnung ist also das größte Biegungsmoment der beweglichen Last

$$M_b = W_{1\left(\text{für } x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right)} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right).$$

Die **Durchbiegung** soll bei größter Belastung nicht mehr als $^1/_{600} \cdots ^1/_{800}$ der Spannweite bei Handbetrieb, $^1/_{800} \cdots ^1/_{1000}$ der Spannweite bei elektrischem Betrieb betragen. Bezeichnet

δ die größte Durchbiegung des Kranträgers in cm,
Q die halbe Nutzlast in der Trägermitte in kg,
G das Eigengewicht in kg,
J das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnittes in cm⁴,
E den Elastizitätsmodul,

so bestimmt sich die Durchbiegung mit genügender Genauigkeit nach der Formel

$$\delta \approx \left[\frac{Q + {}^5/_8 G}{E \cdot J}\right] \frac{l^3}{48}.$$

Bei schweren Konstruktionen und großen Spannweiten ist es unerläßlich, neben der Festigkeit auch die Durchbiegung zu untersuchen, weil sonst bei Überschreitung der zulässigen Durchbiegungsgröße die Widerstände für die Bewegung der Katze sehr groß ausfallen und der Kran starken Schwankungen ausgesetzt ist.

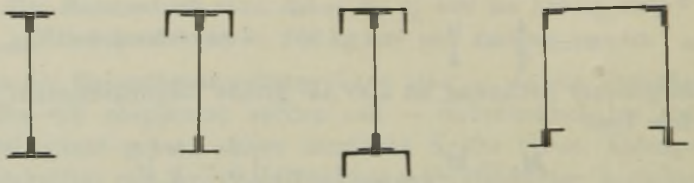
Trägerstöße sind möglichst an den Unterstützungsstellen anzubringen, weil hier die Momente am kleinsten sind. Die Stoßlaschen sind auf beiden Seiten des Trägers, ferner am oberen und unteren Trägerflansch anzuordnen. Laschenquerschnitt = Trägerquerschnitt. Berechnung wie bei den genieteten Trägern S. 525.

Genietete Kranträger

bestehen aus dem Stehblech (Steg), den vier Gurtungswinkeleisen und den Gurtplatten (Kopfplatten). Mit Rücksicht auf Materialersparnis macht man meistens die Trägerhöhe den kleiner werdenden Biegungsmomenten entsprechend nach beiden Enden zu kleiner. Die üblichen Formen der genieteten Träger sind durch die Fig. 940 bis 947 im

Querschnitt und in der Längsansicht dargestellt. Für die Wahl der Form ist die Anordnung der Laufkatze auf Ober- oder Untergurt, ferner die Sicherung des gedrückten Obergurtes gegen seitliches Ausknicken, namentlich bei Motorantrieb, maßgebend.

Fig. 940. Fig. 941. Fig. 942. Fig. 943.



Querschnittformen genieteter Träger.

Fig. 944. Fig. 945.

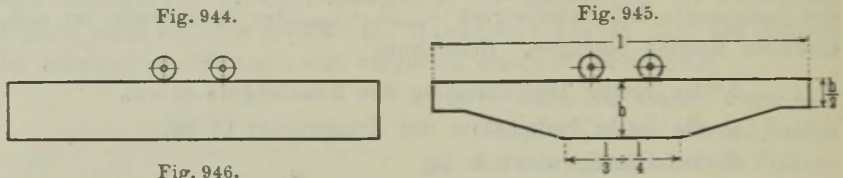
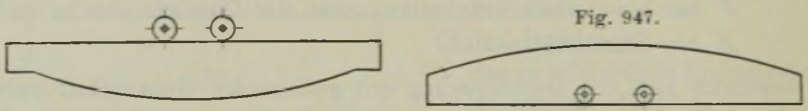


Fig. 946. Fig. 947.



Längsansichten genieteter Kranträger.

Man wählt je nach der Spannweite

Trägerhöhe in der Mitte bis 10 m Spannweite $h = \frac{1}{7} l$,

Trägerhöhe in der Mitte über 10 m Spannweite $h = \frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{15} l$,

Trägerhöhe an den Enden . . . . . $= \frac{h}{2}$

a) Ermittlung des Trägheits- und Widerstandsmomentes.

Nach entsprechender Annahme der Trägerhöhe und der übrigen Querschnittsabmessungen nach den unter b) bis d) gemachten Angaben handelt es sich darum, das Widerstandsmoment des gewählten Querschnittes mit dem erforderlichen Widerstandsmoment in Übereinstimmung zu bringen. Bezeichnet

J das erforderliche Trägheitsmoment des Trägerquerschnittes,

J' das Trägheitsmoment des vorläufig angenommenen Quer-[schnittes,

J_0 das Trägheitsmoment des Querschnittes ohne Gurtplatten,

W, W' und W_0 die diesen Trägheitsmomenten entsprechenden [Widerstandsmomente,

h, h_1, h_2, h_3 die in Fig. 948 eingetragenen Höhenmaße,

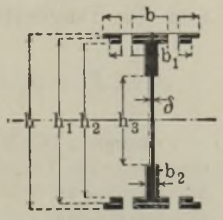
b, b_1, b_2 die in die Figur eingetragenen Breiten nach Abzug

δ die Stegdicke, [der Nietlöcher,

s die Gesamtdicke der Gurtplatten einer Gurtung,

so können wir entweder gleich den ganzen Querschnitt unter Zuhilfenahme nachstehender Tabellen annehmen und unter Vorbehalt etwaiger Korrektion der Querschnittsabmessungen das Widerstandsmoment bestimmen, oder wir legen zunächst nur den Querschnitt ohne Gurtplatten fest und bestimmen durch Rechnung die Gurtplattendicke.

Fig. 948.



Berechnungsquerschnitt.

Im **ersten Falle** wird die Rechnung immer mehrere Male durchgeführt werden müssen, bis durch entsprechende Änderung der Querschnittsabmessungen das Widerstandsmoment des Querschnittes dem verlangten Widerstandsmoment gleich wird. Mit Rücksicht auf Fig. 948 können wir dazu die Formel[1])

$$(1) \cdots J' = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3) + b_2(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12}$$

benutzen. Das Widerstandsmoment W' ist dann $W' = \frac{J'}{h:2}$.

Es muß nun so lange am Querschnitt geändert und gerechnet werden, bis $J' \approx J$ ist.

Im **zweiten Falle** bestimmen wir das Trägheitsmoment des Querschnittes ohne Gurtplatten J_0 nach der Gleichung

$$(2) \cdots J_0 = \frac{b_1(h_1^3 - h_2^3) + b_2(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12}$$

und die dann noch erforderliche Gesamtdicke s der Gurtungsplatten einer Gurtung annähernd aus

$$J = J_0 + 2bs\left(\frac{h_1}{2}\right)^2, \quad \text{woraus} \quad s = \frac{2}{bh_1^2}(J - J_0),$$

oder, da $W_0 = \frac{J_0}{h_1:2}$ und annähernd auch $W = \frac{J}{h_1:2}$,

$$(3) \cdots s = \frac{W - W_0}{bh_1},$$

wenn wir statt der Trägheitsmomente die Widerstandsmomente einsetzen.

Ergibt sich ein ganz ungeeigneter Wert für s, so ist am besten durch Veränderung der Trägerhöhe Abhilfe zu schaffen.

Für **Überschlagsrechnungen** sind nachstehende Ausdrücke recht brauchbar. Bedeutet q den Gurtungsquerschnitt einer Gurtung (Lamellen und Winkeleisen), so ist annähernd

$$J = q\frac{h^2}{2} \quad \text{und} \quad W = q \cdot h.$$

[1]) Vgl. auch die Berechnungsweise S. 395, 535 und 584.

Näherungsrechnung für genietete Träger[1]).

Bezeichnet F die Querschnittsfläche der Gurtung in cm²,
F_1 die Querschnittsfläche des Steges „ „
δ dessen Dicke in cm,
h_0 den Abstand der Gurtungsschwerpunkte in cm,

so ist das Trägheitsmoment der Gurtungen $J_1 \approx 2F\left(\frac{h_0}{2}\right)^2 = \frac{F \cdot h_0^2}{2}$

und das Trägheitsmoment des Steges $J_2 = \frac{\delta h_0^3}{12} = \frac{F_1 h_0^2}{12}$, folglich

$$J = J_1 + J_2 = \frac{h_0^2}{2}\left(F + \frac{1}{6}F_1\right) \quad \text{und} \quad W = h_0\left(F + \frac{1}{6}F_1\right).$$

Beispiel: Das Widerstandsmoment eines genieteten Trägers soll $W = 2900$ cm³ betragen. Die Trägerhöhe sei $h = 72$ cm und danach schätzungsweise $h_0 = 66$ cm; Stehblechstärke $\delta = 1$ cm. Es sollen die erforderlichen Gurtungswinkeleisen berechnet werden.

Die Querschnittsfläche des Stehbleches ist angenähert

$$F_1 = \delta \cdot h_0 = 1 \cdot 66 = 66 \text{ cm}^2.$$

Daher nach der entwickelten Gleichung

$$2900 = 66\left(F + \frac{1}{6} \cdot 66\right), \quad \text{woraus} \quad F = \frac{2900}{66} - 11 = 33 \text{ cm}^2.$$

Jedes Gurtungswinkeleisen erfordert demnach einen Querschnitt $\frac{1}{2}F = 16{,}5$ cm² und bei Nieten von 2 cm Durchmesser den Gesamtquerschnitt $f = 16{,}5 + 2 \cdot 1 = 18{,}5$ cm². Dem entspricht Winkeleisen $100 \times 100 \times 10$ mit $f = 19$ cm². Für diesen Querschnitt würde bei genauer Berechnung mit Hilfe der Winkeleisentabellen

$$J = 4(177 + 19{,}2 \cdot 33{,}18^2) + \frac{1 \cdot 72^3}{12} - 2\underbrace{\left(\frac{3 \cdot 2^3}{12} + 3 \cdot 2 \cdot 30{,}5^2\right)}_{\text{Nietabzug}} = 105\,226 \text{ cm}^4$$

und

$$W = \frac{105\,226}{36} = 2922 \text{ cm}^3.$$

b) Stehblech.

Mit Rücksicht auf die erforderliche Steifigkeit der Träger und mit Rücksicht auf das Durchrosten des Bleches wählt man

die Stehblechdicke δ mindestens $= 5$ mm, meist 7 und 8 mm,
bei besonders schweren Konstruktionen $\delta = 12$ bis 15 mm.

Als Stehblech verwendet man meist Blechtafeln von 4 bis 5 m Länge. Ist hingegen die Trägerhöhe kleiner als 80 cm, dann benutzt man zweckmäßig Universaleisen, welche in Normallängen von 8 m und mit Preisaufschlag bis 14 m zu haben sind.

Um die Träger gegen zufällige einseitige Belastungen zu sichern und um die Seitenschwankungen zu verringern, müssen die Stehbleche auf beiden Seiten in Abständen von 1 bis 1,5 m mit vertikalen Winkelversteifungen versehen werden (vgl. Fig. 949 und 950).

---

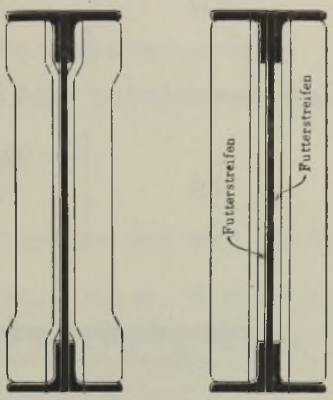
[1]) Lauenstein, Technische Mechanik.

Die Profile dieser Winkeleisen, welche sich einer Berechnung entziehen, nimmt man in der Dicke um 1 bis 2 mm und in der Schenkelbreite um 10 bis 15 mm schwächer als die Gurtungswinkel. Die Schenkelkante soll entweder mit den Gurtungswinkeln abschneiden oder um 5 bis 10 mm zurückliegen.

Für starke Träger nehme man für jede Seite zwei Winkeleisen:

Nietstärke etwa $= 2\,\delta$,
Nietteilung $=$ 6- bis 8fache Nietstärke.

Fig. 949. Fig. 950.



Mit gekröpften Winkeleisen.

Mit Futterstreifen (besser der einfachen Ausführung wegen).

c) Gurtungswinkeleisen.

Man wählt hierzu Winkeleisen Nr. 6 bis Nr. 12, je nach der Trägergröße. Als Anhaltswert kann benutzt werden

Winkeleisendicke . . $= \delta$,
Schenkellänge . . . $\leqq 8\,\delta$.

Bei Verwendung ungleichschenkliger Winkeleisen ist stets der kürzere Schenkel senkrecht, der längere wagerecht zu legen.

Das Stoßen der Winkeleisen kann meist vermieden werden, da die normale Länge der Winkeleisen 8 m beträgt und dieselben gegen Preisaufschlag bis 14 m zu erhalten sind.

Die Stoßlaschen auf einer Stoßseite müssen denselben Querschnitt haben wie das betreffende Winkeleisen, die Niete einen $^4/_3$ mal so großen.

d) Gurtplatten oder Lamellen.

Man macht dieselben nicht stärker als 10 bis 14 mm. Erhält man durch die Rechnung größere Werte, so legt man mehrere Lamellen übereinander. Die Breite der Gurtplatten ist so zu wählen, daß sie auf jeder Seite etwa 1 cm, höchstens 3 cm über die Winkeleisen vorstehen.

e) Nietdurchmesser und Nietteilung.

Den Nietdurchmesser wähle man im allgemeinen

$$d = 2\,\delta,$$

worin δ die größte Eisenstärke bedeutet. Gebräuchlich ist auch

$$d = \delta + 6\text{ mm},$$

worin $\delta =$ Mittelwert der Eisenstärken. Die Werte sind auf 14, 17, 20 und 23 mm abzurunden. (Siehe S. 354.)

Bestimmung der Nietteilung t.

a) Nieten zwischen Stehblech und Winkeln. Ist J das Trägheitsmoment des Blechbalkens, M_1 und M_2 die Biegungsmomente in den Querschnitten I und II, y der Schwerpunktsabstand des

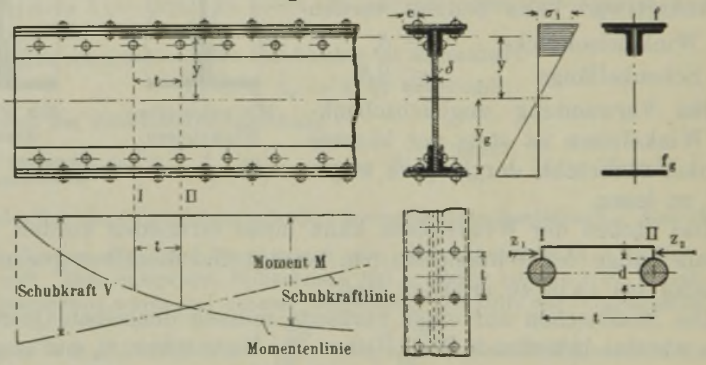
anzunietenden Gurtquerschnittes f von der neutralen Achse, dann ist die durchschnittliche Beanspruchung im angeschlossenen Gurtquerschnitt f:

$$(1) \quad \left| \begin{array}{l} \text{im Querschnitt I: } \sigma_1 = \dfrac{M_1}{J/y} = \dfrac{M_1 y}{J} \\ \text{„ \quad „ \quad II: } \sigma_2 = \dfrac{M_2}{J/y} = \dfrac{M_2 y}{J} \end{array} \right.$$

Im Gurtquerschnitt f wirkt also eine Kraft:

$$(2) \quad \left| \begin{array}{l} \text{im Querschnitt I: } Z_1 = f \cdot \sigma_1 = f \dfrac{M_1 y}{J} \\ \text{„ \quad „ \quad II: } Z_2 = f \cdot \sigma_2 = f \dfrac{M_2 y}{J} \end{array} \right.$$

Fig. 951 bis 957.



Berechnung der Nietteilung.

Beide Kräfte sind verschieden groß, der Niet muß, damit Gleichgewicht besteht, die Kraft $P = Z_2 - Z_1$ aufnehmen:

$$(3) \quad \ldots \quad P = Z_2 - Z_1 = \frac{f \cdot y}{J} (M_2 - M_1).$$

Nun ist allgemein der Differentialquotient $\frac{dM}{dx}$ des Biegungsmoments gleich der Schubkraft V, oder hier:

$$\frac{M_2 - M_1}{t} = V, \text{ also } M_2 - M_1 = V \cdot t.$$

Eingesetzt in Gleichung (3)

$$(4) \quad \ldots \quad P = Z_2 - Z_1 = \frac{f y}{J} (M_2 - M_1) = \frac{f \cdot y}{J} \cdot V \cdot t.$$

Im allgemeinen ist bei der vorliegenden zweischnittigen Nietung der Lochleibungsdruck maßgebend, da meist $d > 1{,}25\,\delta$. Dann ist

$$P = d\,\delta\,k_l = 2\,d\,\delta\,k_s,$$

also folgt aus Gleichung (4)

$$2\,d\,\delta\,k_s = \frac{f\,y}{J}\,V \cdot t,$$

oder Nietteilung $$t = \frac{2\,d\,\delta\,k_s \cdot J}{f \cdot y \cdot V}.$$

Anmerkung: Ist die Abscherfestigkeit maßgebend, so ist

$$P = 2\,\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s, \text{ also } 2\,\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{f\,y}{J} \cdot V \cdot t,$$

oder Nietteilung $$t = \frac{2\,d^2\pi \cdot k_s \cdot J}{4 \cdot f \cdot y \cdot V}.$$

Die Schubkraft V ist am Auflager am größten, dort wird also die Nietteilung t am kleinsten.

Meist werden zwei Nietteilungen ausgeführt, eine für die Mitte, eine für die Seiten. Damit die Bleche gut aufeinanderliegen, wird $t \leqq 6\,d$ gemacht, wenn auch die Rechnung größere Werte erlaubt. Kleinster Nietabstand mit Rücksicht auf die Kopfbildung $t \geqq 2{,}5\,d$.

b) Nieten zwischen Gurtblechen und Winkeln (Fig. 951 bis 957). Im gleichen Querschnitt sitzen zwei einschnittige Nieten, für die die Abscherfestigkeit maßgebend ist. Rechnung genau wie vorher, es wird:

$$P = 2\,(d^2\pi/4 \cdot k_s) = \frac{f_g \cdot y_g}{J} \cdot V \cdot t,$$

also $$t = \frac{2\,d^2\pi \cdot k_s \cdot J}{4 \cdot f_g \cdot y_g \cdot V}.$$

Es wird dieselbe Teilung t wie bei den Stehblechnieten ausgeführt, beide Teilungen werden gegeneinander versetzt.

Abstand der Nieten vom Blechrand $e = 3\,d$.

f) Stoßfugenüberlaschung im Stehblech.

Der Stoß im Stehblech wird durch Laschen bewirkt, die auf beiden Seiten aufgenietet werden. Der Querschnitt beider Laschen muß mindestens gleich dem Stehblechquerschnitt sein, deshalb wird die Laschendicke gleich $^2/_3\,\delta$ bis δ gemacht. Ferner muß das gesamte Widerstandsmoment der Laschen mindestens gleich dem Widerstandsmoment des Stehblechs sein. Die auf einer Seite des Stoßes gelegenen Nietquerschnitte sind mindestens gleich $^4/_3$ des Stehblechquerschnittes zu machen.

Die Nietverbindung an der Stoßstelle wird auf Biegung beansprucht (s. S. 356), die Nieten dürfen keine unzulässigen Beanspruchungen dadurch erleiden.

Beispiel: Der skizzierte Kran (Fig. 960) erleidet in der Mitte ein Biegungsmoment $M = 1\,800\,000$ kgcm bei einem Widerstandsmoment $W = 2690$ cm³ (s. Tab. 76 bis 78, S. 530). Das Stehblech ist in der Mitte gestoßen, Winkel und Gurtbleche sind einteilig. Die Vernietung ist zu berechnen. Nietdurchmesser $d = 2$ cm.

Größte Beanspruchung: $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1\,800\,000}{2690} = \mathbf{670\ kg/cm^2}$.

Widerstandsmoment des Stehbleches: $W_0 = \frac{1 \cdot 60^2}{6} = \mathbf{600\ cm^3}$.

Also wird durchs Stehblech das Moment übertragen:

$$M_0 = W_0 \cdot \sigma = 600 \cdot 670 = \mathbf{402\,000\ kgcm}.$$

Der Abstand der äußersten Nieten ist nach Fig. 958 u. 959: $h_1 = 51$ cm; bei einer Teilung $a_2 \approx 4\,d \approx 85$ mm lassen sich sieben Niete in eine Reihe setzen. Dann folgt aus Gleichung (3) (S. 356) bei Nietanordnung b) und zwei Nietreihen die Nietbeanspruchung:

$$\sigma = \frac{M_0}{2\,d\,\delta \cdot h_1 \cdot c} = \frac{402\,000}{2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 51 \cdot 3{,}12} = \mathbf{634\ kg/cm^2},$$

was noch zulässig ist.

Die Summe der Nietquerschnitte soll $= \frac{4}{3} \cdot$ Stehblechquerschnitt $= \frac{4}{3} \cdot 60 \cdot 1$ $= 80\ \text{cm}^2$ sein; sie ist bei den verwendeten 14 Nieten gleich $2 \cdot 14\,\frac{2^2\,\pi}{4} = 88\ \text{cm}^2$, also genügend.

Fig. 958 u. 959.

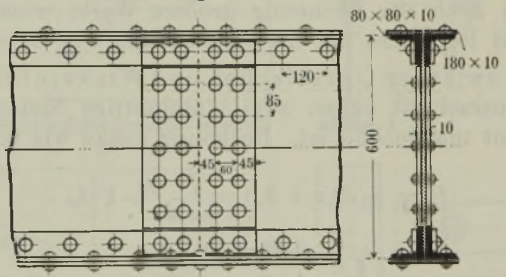
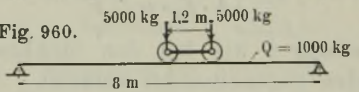


Fig. 960.



Skizze zum Beispiel.

Der Querschnitt der aufgenieteten Laschen (2 auf das Stehblech von $430 \cdot 8$ mm, 4 auf die Winkeleisen von $70 \cdot 8$ mm) ist

$$F_l = 2 \cdot 43 \cdot 0{,}8 + 4 \cdot 7 \cdot 0{,}8 = 91{,}2\ \text{cm}^2,$$

also größer als der Stehblechquerschnitt.

Das Widerstandsmoment der Laschen ist:

$$W_l \approx \frac{57^2 \cdot (2 \cdot 08)}{6} = 867\ \text{cm}^3,$$

also größer als das des Stehblechs.

Steht die Katze unmittelbar rechts von der Mitte, so entsteht im Schnitt eine Schubkraft von 4250 kg. Diese ist durch 14 doppelschnittige Nieten und durch die Winkeleisen und Gurtblechquerschnitte aufzunehmen: die dadurch entstehende zusätzliche Beanspruchung ist so gering, daß sie vernachlässigt werden kann.

g) Stoßfugenüberlaschung im Gurt.

Der Stoß der Winkel und Gurtbleche ist möglichst zu vermeiden. Bis 14 m Länge ist dies möglich, da so lange Eisen geliefert werden. Winkeleisen werden durch eingelegte Winkeleisenstücke oder durch auf

beide Flanschen gelegte Flacheisen gelascht, die Gurtbleche durch aufgelegte Flacheisen von Gurtblechbreite. Querschnitt und Widerstandsmoment der Laschen soll mindestens gleich dem des zu laschenden Stückes sein. Die Nietzahl n auf einer Stoßseite ist so zu wählen, daß der Gesamtquerschnitt der Nieten $= {}^4/_3$ des zu stoßenden Querschnittes f ist:

$$n \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{4}{3} f, \quad \text{also} \quad n = \frac{4}{3} \frac{f}{d^2 \pi \, 4}.$$

Die Gurtlasche ist häufig zweiteilig, je eine Hälfte auf beiden Seiten der Laufschiene, auszuführen.

Beispiel: Bei einem 20-t-Laufkran von 14 m Spannweite entfällt bei einem Gewicht der Laufkatze von 4000 kg auf einen Träger eine bewegliche Last von 12 000 kg. Schätzen wir das Eigengewicht des Trägers vorläufig auf 170 kg je laufenden Meter, so ist nach S. 518 das Biegungsmoment annähernd

$$M_b = \frac{12\,000 \cdot 1400}{4} + \frac{14 \cdot 170 \cdot 1400}{8} = 4\,200\,000 + 416\,500 = 4\,616\,500 \text{ kgcm},$$

und das erforderliche Widerstandsmoment bei 750 kg/cm² zulässiger Beanspruchung

$$W = \frac{4\,616\,500}{750} = 6155 \text{ cm}^3.$$

Nach S. 520 kann die Trägerhöhe $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ der Spannweite betragen. Wir wählen

eine Trägerhöhe (ohne Gurtplatten) $h_1 = \frac{1}{12} l = \frac{14\,000}{12} = 1166 \approx 1200$ mm,

an jeder Gurtung zwei Winkeleisen 80 · 80 · 10,
Stehblech von 10 mm Dicke,
Nieten von 20 mm Durchmesser

und erzielen damit ohne Gurtplatten nach Gleichung (2) (S. 521) ein Trägheitsmoment

$$J_0 = \frac{13(120^3 - 118^3) + 3(118^3 - 104^3) + 1 \cdot 104^3}{12} = 281\,996 \text{ cm}^4,$$

bzw. ein Widerstandsmoment

$$W_0 = \frac{J_0}{h/2} = \frac{281\,996}{60} = 4700 \text{ cm}^3.$$

Nach Gleichung (3) (S. 521) wird dann die erforderliche Dicke der Gurtplatten, deren Breite wir zu 180 mm annehmen,

$$s = \frac{W - W_0}{b \cdot h_1} = \frac{6155 - 4700}{14 \cdot 120} = 0{,}86 \approx 1 \text{ cm},$$

womit sämtliche Querschnittsdimensionen bestimmt sind.

Zur Prüfung rechnen wir das nun vorhandene Widerstandsmoment nochmals nach.

Es ist nach Gleichung (1) (S. 521)

$$J' = \frac{14(122^3 - 120^3) + 13(120^3 - 118^3) + 3(118^3 - 104^3) + 1 \cdot 104^3}{12} = 384\,652 \text{ cm}^4$$

und

$$W' = \frac{384\,652}{61} = 6300 \text{ cm}^3.$$

Das vorhandene Widerstandsmoment W' ist also annähernd gleich dem geforderten Widerstandsmoment W.

Das Gewicht des Trägers je laufenden Meter setzt sich nun wie folgt zusammen:

Gurtungsplatten $180 \cdot 10$	2×14	$= 28{,}00$ kg
Gurtungswinkeleisen $80 \cdot 80 \cdot 10$	$4 \cdot 11{,}78$	$\approx 47{,}12$ „
Stehblech 10 mm dick		93,36 „
	Zusammen	168,48 kg,

also ziemlich übereinstimmend mit unserer Schätzung von 170 kg je m.

Auf S. 519 wurde außer der angenäherten Biegungsgleichung $\frac{Ql}{4} + \frac{Gl}{8} = Wk$ noch die genauere Gleichung mit Berücksichtigung des Radstandes der Laufkatze entwickelt. Dieselbe lautete für die bewegliche Last

$$W_1 \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) = W k_b.$$

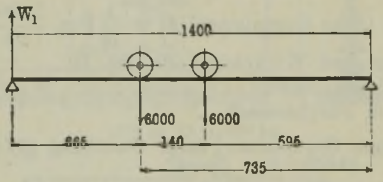
Nehmen wir nun an, daß

der Raddruck $Q' = \frac{20\,000 + 4000}{4} = 6000$ kg,
das Eigengewicht je m . . . . . $= 170$ kg,
der Laufkatzenradstand . . . . $a = 1400$ mm,

so erhalten wir zunächst

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = \frac{1400}{2} - \frac{140}{4} = 665 \text{ cm}.$$

Fig. 961.



Katzenstellung für genaue Laststellung.

Damit wird nach Fig. 961

$$W_1 = \frac{6000 \cdot 735 + 6000 \cdot 595}{1400} = 5700 \text{ kg},$$

also $M_b = 5700 \cdot 665 = 3\,790\,500$ kgcm

und $W' = \frac{3\,790\,500}{750} = 5054$ cm³.

Der vorher berechnete Annäherungswert $W' = 6155$ cm³ ist also um 1101 cm³ zu hoch, k_b wird also kleiner als 750 kg/cm².

Die Durchbiegung unseres Trägers beträgt nach S. 519

$$\delta = \left[\frac{Q + \frac{5}{8} G}{E \cdot J} \right] \frac{l^3}{48} = \left[\frac{12\,000 + \frac{5}{8} \cdot 14 \cdot 170}{2\,000\,000 \cdot 384\,652} \right] \frac{1400^3}{48} = 1{,}0 \text{ cm}.$$

Der zulässige Wert der Durchbiegung ist hingegen bei $^1/_{600}$ der Spannweite

$$\delta = \frac{1400}{600} = 2{,}33 \text{ cm};$$

folglich genügt der Träger auch in dieser Hinsicht den Anforderungen.

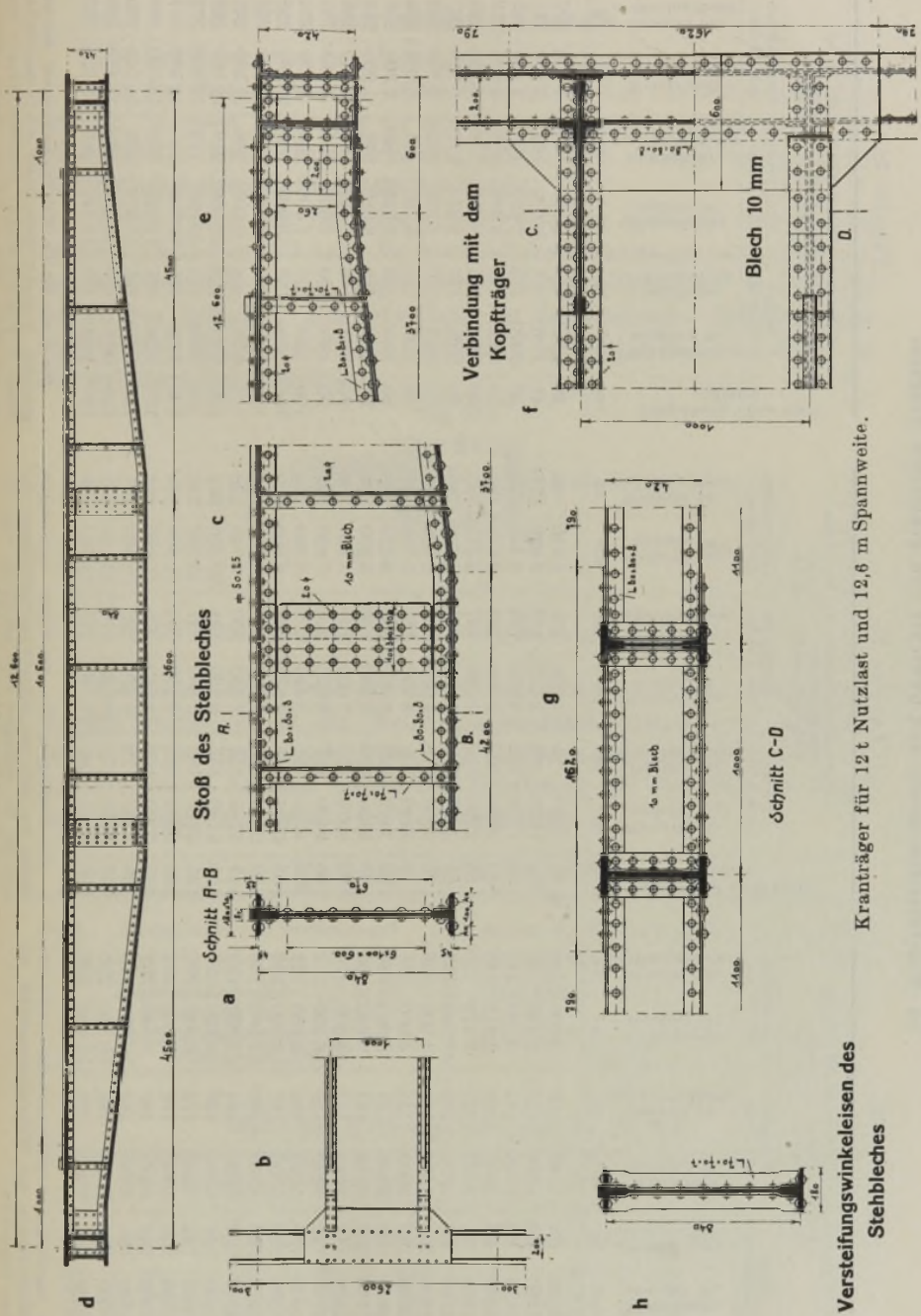


Fig. 962 bis 969.

Kranträger für 12 t Nutzlast und 12,6 m Spannweite.

h) Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern.

Tabelle 76.

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	2 Gurtungswinkeleisen 80 · 80 · 10 mm Stehblechdicke = 10 mm Nietdurchmesser = 20 mm					
	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 180 · 10 mm		2 Gurtplatten 180 · 10 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1060	78	1580	106	2 100	134
45	1260	82	1840	110	2 420	138
50	1470	86	2100	114	2 760	142
55	1680	90	2400	118	3 110	146
60	1900	94	2690	122	3 470	150
65	2140	98	2990	126	3 840	154
70	2380	102	3300	130	4 200	158
75	2630	105	3600	133	4 600	161
80	2890	109	3940	137	5 000	165
85	3150	113	4270	141	5 400	169
90	3430	117	4610	145	5 800	173
95	3710	121	4970	149	6 220	177
100	4000	125	5320	153	6 650	181
105	4300	129	5700	157	7 090	185
110	4610	132	6070	160	7 530	188
115	4930	136	6460	164	7 980	192
120	5250	140	6850	168	8 450	196
125	5590	144	7250	172	8 920	200
130	5930	148	7660	176	9 400	204
135	6280	152	8080	180	9 880	208
140	6640	156	8500	184	10 370	212
145	7000	160	8040	188	10 880	216
150	7380	164	9380	192	11 400	220

Die zugehörigen Trägheitsmomente erhält man durch Multiplikation der Widerstandsmomente mit der halben Trägerhöhe.

Tabelle 77

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	2 Gurtungswinkeleisen 90 · 90 · 12 mm Stehblechdicke = 10 mm Nietdurchmesser = 24 mm					
	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 200 · 12 mm		2 Gurtplatten 200 · 12 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1290	94	1 950	131	2 610	169
45	1520	98	2 270	135	3 020	173
50	1770	102	2 600	139	3 440	177
55	2030	106	2 950	143	3 870	181
60	2300	110	3 300	147	4 310	185
65	2560	114	3 660	151	4 760	189
70	2850	118	4 030	155	5 220	193
75	3140	121	4 410	158	5 700	196
80	3440	125	4 800	162	6 170	200
85	3750	129	5 200	166	6 650	204
90	4070	133	5 600	170	7 150	208
95	4400	137	6 020	174	7 650	212
100	4720	141	6 440	178	8 160	216
105	5007	145	6 870	182	8 680	220
110	5420	149	7 310	186	9 200	224
115	5780	153	7 760	190	9 740	228
120	6140	157	8 220	194	10 300	232
125	6520	160	8 680	197	10 840	235
130	6900	164	9 150	201	11 400	239
135	7300	168	9 640	205	11 980	243
140	7700	172	10 120	209	12 560	247
145	8110	176	10 620	213	13 140	251
150	8530	180	13 740	217	13 740	255

Die Verjüngung der Kranträger nach beiden Enden hin kann man dadurch berücksichtigen, daß man für die verjüngten Teile nur $^2/_3$ der oben angegebenen Gewichte in Rechnung setzt.

Tabelle 78.

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	2 Gurtungswinkeleisen 100 · 100 · 13 mm Stehblechdicke = 10 mm Nietdurchmesser = 26 mm					
	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 230 · 13 mm		2 Gurtplatten 230 · 13 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1460	107	2 300	157	3 160	207
45	1740	111	2 680	161	3 650	211
50	2020	115	3 070	165	4 150	215
55	2300	119	3 480	169	4 660	219
60	2600	123	3 890	173	5 180	223
65	2920	127	4 310	177	5 716	227
70	3230	130	4 740	180	6 260	230
75	3560	134	5 180	184	6 800	234
80	3900	138	5 620	188	7 360	238
85	4240	142	6 080	192	7 930	242
90	4600	146	6 550	196	8 510	246
95	4960	150	7 020	200	9 100	250
100	5320	154	7 500	204	9 700	254
105	5700	158	8 000	208	10 300	258
110	6090	162	8 500	212	10 900	262
115	6480	166	9 000	216	11 530	266
120	6890	169	9 500	219	12 160	269
125	7300	173	10 040	223	12 800	273
130	7720	177	10 580	227	13 440	277
135	8150	181	11 120	231	14 100	282
140	8600	185	11 670	235	14 760	285
145	9030	189	12 230	239	15 430	289
150	9480	193	12 790	243	16 120	293

Die Werte für die Widerstandsmomente sind abgerundet. Genauere Werte finden sich in dem kleinen Werke H. Zimmermann, „Genietete Träger". Verlag von Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin, und im Taschenbuch der Hütte.

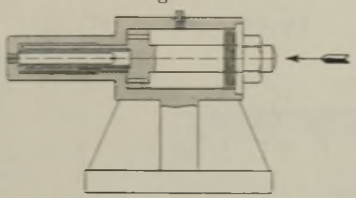
i) Begrenzung der Fahrbahn.

Die Laufkranschienen erhalten an den Fahrgrenzen einen Anschlag.

Bei den Beschickkranen ist die Begrenzung der Laufkatze besonders wichtig, da sonst leicht das an der Katze hängende Gestell gegen den Ofen fährt. Außer Hemmschuhen, Holzklötzen werden bei größeren Geschwindigkeiten Pufferfedern verwendet.

Einen Puffer mit Öl- oder Glyzerinfüllung nach Art der Bremszylinder stellt Fig. 970 dar. Er wird auf den Kranträger aufgeschraubt; das Katzengestell drückt gegen den vorstehenden Kolben und schiebt ihn in den Zylinder. Die Spiralfeder in dem kleineren Zylinderansatz schiebt den Kolben, nachdem die Katze zurückgezogen ist, wieder in die Arbeitsstellung zurück.

Fig. 970.



Fahrbegrenzung durch Bremszylinder mit Ölfüllung.

Vielfach werden auch zur allmählichen Aufnahme der Bewegungsenergie Holzbohlen in der Weise hintereinander angeordnet, daß dieselben bei unvorsichtiger Steuerung nacheinander zerbrechen. Auch schiefe Ebenen an den Enden der Fahrbahn, auf die sich die Katze mit Gleitstücken aufsetzt, finden Anwendung.

Stückliste zu Fig. 971 bis 974.

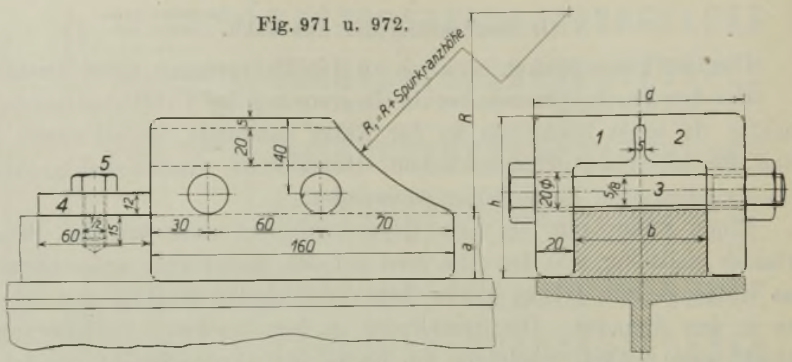
Stück	Benennungen und Bemerkungen	Teil	Zeichn.-Nr.	Werkstoff	Modell-Nr.	Gewichte
1	Sechskantschraube $\frac{1}{2}'' \times 25$	5	DIN 558	St.	—	—
1	Flacheisen $60 \times 12 \times d$	4	—	„	—	—
1	Sechskantschraube $\frac{5}{8}'' \times l$	3	DIN 418	„	—	—
1	Hemmschuhhälfte	2	—	G.-E.	—	—
1	„	1	—	„	—	—

Maße der Hemmschuhe (Fig. 971 bis 974).

Für Flacheisenlaufschienen					Für Profileisenschienen				
a	b	d	h	l	NP	b_1	d_1	h_1	l
20	40	80	70	100	1	45	80	85	100
25	50	90	75	110	2	55	90	95	110
30	60	100	80	120	3	65	100	100	120
35	70	110	85	130	4	75	110	110	130

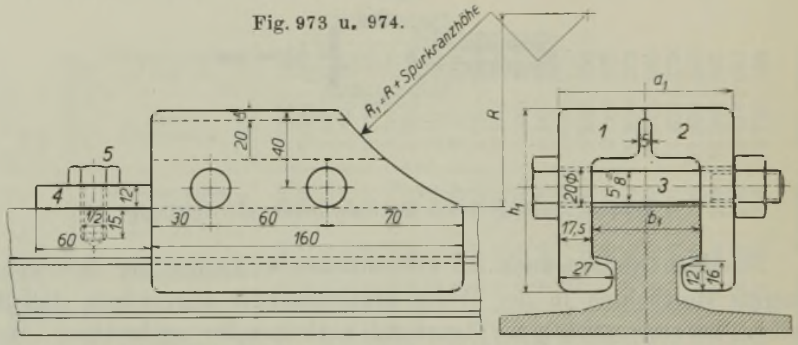
l = Länge der Schraube 3.

Fig. 971 u. 972.



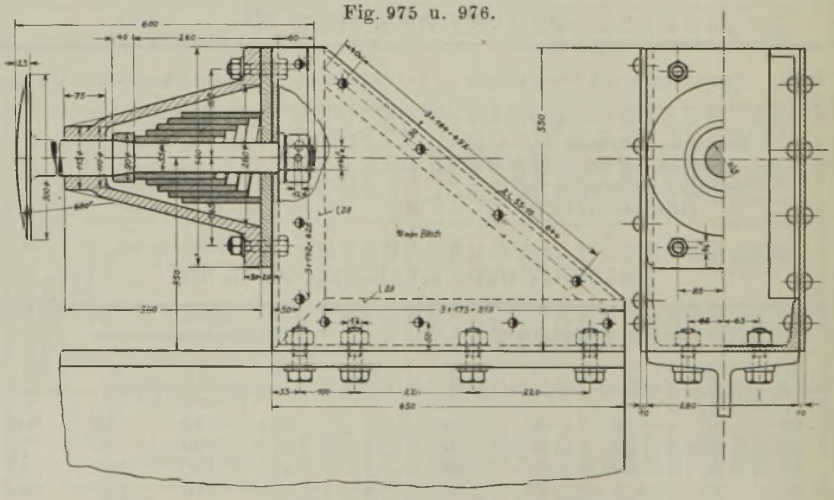
Normaler Hemmschuh auf Flacheisenschienen für Laufkatzen. Ausführung von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Fig. 973 u. 974.



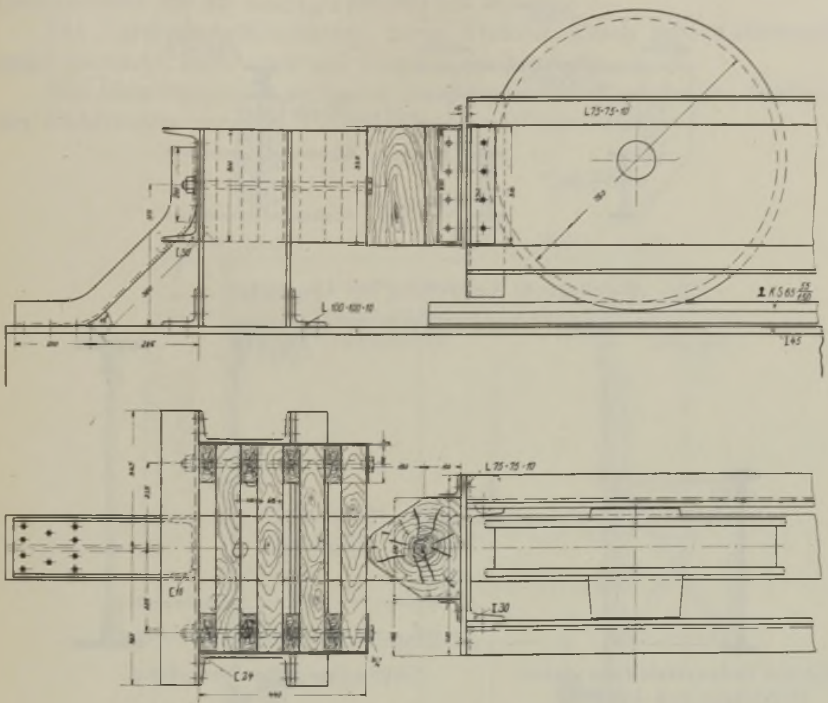
Normaler Hemmschuh auf Kranschiene für Laufkatzen. Ausführung von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden

Fig. 975 u. 976.



Fahrbegrenzung durch abgefederten Puffer.

Fig. 977 u. 978.



Fahrbegrenzung durch Brechhölzer.

k) Quersteifung der Längsträger.

Laufkrane von großer Spannweite bedürfen bei obenliegender Katzenfahrbahn gegen seitliches Ausbiegen eine Versteifung der Längsträger. Die Versteifungen müssen, soweit nicht jeder Gurt für sich entsprechend versteift ist (Fig. 941 und 942), bei genügender Festigkeit ein Durchfahren der Katze gestatten und werden nach Fig. 979 unter Verwendung von Profileisen und Blechen hergestellt.

Die zweckmäßigste Seitenversteifung bilden Laufstege am gedrückten Obergurt. Dieselben werden bei elektrischem Antrieb fast ausnahmslos angewandt und etwas unterhalb der Gurtung gelegt, um gegen Absturz nach innen zu schützen (Fig. 981). Die Abdeckung der Laufstege erfolgt durch Holz, Riffelbleche oder gelochte Bleche mit möglichst großen Lochöffnungen, welche das Licht gut hindurchlassen, und so die Schattenbildung verhindern.

Die Fig. 982 stellt eine unvollkommene Versteifung dar, weil der gefährdete Obergurt und damit die Spurweite ungesichert bleibt.

Fig. 979.

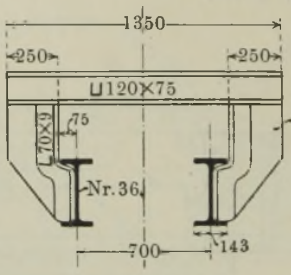
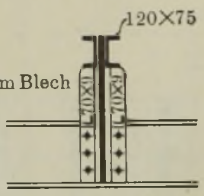
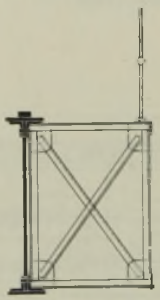


Fig. 980.



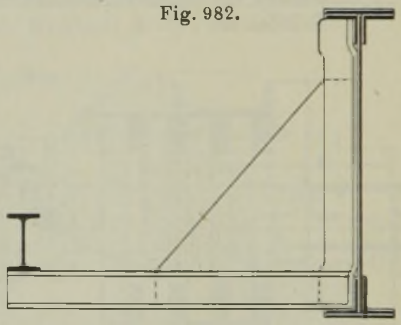
Obenliegende Versteifung der Längsträger.

Fig. 981.



Richtige Seitenversteifung durch Hilfsträger und Laufsteg.

Fig. 982.



Ungünstige Seitenversteifung.

1) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn.

Bei denselben sind die Laufschienen auf die umgekehrten unteren Gurtwinkel an der inneren Seite der Stehbleche genietet. Kastenträger haben den Vorteil vor den I-Trägern, daß sie durch die obere Decke in einfacher Weise wirksam gegenseitig versteift sind und keines besonderen Laufsteges zur Versteifung bedürfen.

Die Querschnittsberechnung hat in derselben Weise zu erfolgen, wie bei den einfachen genieteten Trägern, wenn unter δ die Gesamtstärke beider Stege verstanden wird. Hierbei wird der Raddruck in der Mittelebene der Stehbleche wirkend angenommen, da das Biegungsmoment, welches durch den Abstand des Raddruckes von dem Stehblech auftritt, durch besondere Versteifungsklammern aufgefangen wird. Ferner zieht man bei der Berechnung des Widerstandsmomentes nur die senkrechten Schenkel der unteren inneren Gurtungswinkel in Rechnung. Die Beanspruchung der wagerechten Schenkel dieser Gurtungswinkel läßt sich nicht berechnen, so daß man auf die schätzungsweise Wahl dieser Winkeleisen auf Grund ausgeführter Kastenträger angewiesen ist.

Die Winkeleisenschenkellänge beträgt bei Laufschienen 50 · 30 etwa 90 bis 100 mm.

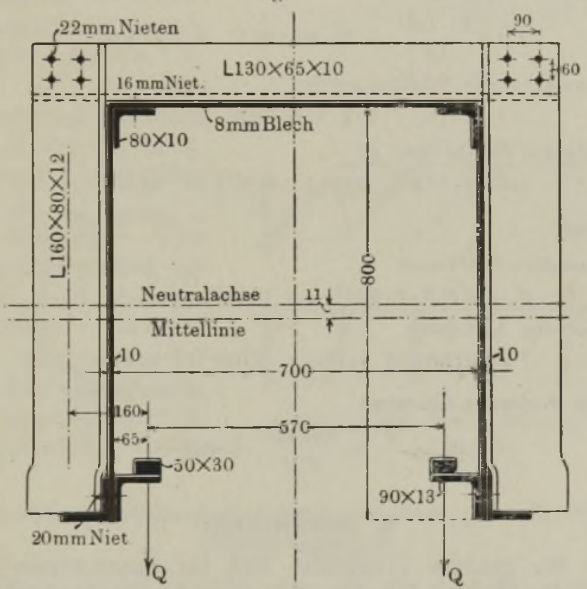
Für einen Raddruck bis 5000 kg sind bei 1400 mm Radstand noch Laufschienen 50 · 30 und ⌊ 100 · 100 · 15 zulässig.

Die Versteifungsklammern, deren Abstand gleich dem Katzenradstand gemacht wird, sind auf Biegung beansprucht.

Die Biegungsgleichung lautet bei Q kg Raddruck und y cm Abstand des Raddruckes von der Neutralachse der Winkeleisen

$$Q \cdot y = W \cdot k_b.$$

Fig. 983.



Kastenträger für 12 000 kg Tragkraft und 15 m Spannweite.

Für den Querschnitt (Fig. 983) berechnet sich der Abstand der Neutralachse von der unteren Kante unter Vernachlässigung der Laufschienen wie folgt:

Es ist für ⌊ 90 · 13: Fläche $f = 21{,}8$ cm²;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,7 cm;
$J_x = 158$ cm⁴;
für ⌊ 80 · 10: Fläche $f = 15{,}1$ cm²;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,34 cm;
$J_x = 87{,}5$ cm⁴.

Dann wird nach der Beziehung für die Schwerpunktsbestimmung

$$F \cdot y_0 = f_1 \cdot y_1 + f_2 \cdot y_2 + f_3 \cdot y_3 + \cdots$$

für den halben Querschnitt

$f_1 y_1$	für das Stehblech	$80 \cdot 1 \cdot 40$	$=$ 3200	cm³
$f_2 y_2$	„ die halbe obere Gurtplatte	$36 \cdot 0{,}8 \cdot 80{,}4$	$=$ 2315,5	„
$f_3 y_3$	„ die beiden unteren linken Winkeleisen	$2 \cdot 21{,}8 \cdot 4{,}5$	$=$ 196,2	„
$f_4 y_4$	„ das obere Winkeleisen	$15{,}1 \cdot 77{,}66$	$=$ 1172,7	„
			$=$ 6884,4	cm³

und $F = 80 \cdot 1 + 36 \cdot 0{,}8 + 2 \cdot 21{,}8 + 15{,}1 = 167{,}5$ cm²,

mithin $$y_0 = \frac{f_1 y_1 + f_2 \cdot y_2 + \cdots}{F} = \frac{6884{,}4}{167{,}5} = 41{,}1 \text{ cm}.$$

Die Schwerpunkts- bzw. Neutralachse liegt demnach 1,1 cm über der Mittellinie.

Das Trägheitsmoment, bezogen auf diese Achse, berechnet sich nach der Gleichung

$$J = \Sigma(J' + fe^2),$$

worin J' das Trägheitsmoment der einzelnen Fläche, bezogen auf seine eigene Achse, fe^2 das Trägheitsmoment, bezogen auf die allgemeine Neutralachse ist.

Für die beiden Stehbleche ist

$$J = 2\left(\frac{1 \cdot 80^3}{12} + 1 \cdot 80 \cdot 1{,}1^2\right) = 85\,526 \text{ cm}^4,$$

für die obere Gurtplatte ist

$$J = \frac{72 \cdot 0{,}8^3}{12} + 72 \cdot 0{,}8 \cdot 39{,}3^2 = 77\,129 \text{ „}$$

für die unteren vier Winkeleisen ist

$$J = 4 \cdot 158 + 2(2 \cdot 21{,}8 \cdot 36{,}6^2) = 107\,480 \text{ „}$$

für die oberen Winkeleisen ist

$$J = 2 \cdot 87{,}5 + 2(15{,}1 \cdot 36{,}56^2) = 40\,613 \text{ „}$$

$$= 310\,748 \text{ cm}^4,$$

abzuziehen sind

für die unteren Nietlöcher

$$J = 2(3{,}6 \cdot 2 \cdot 36{,}6^2) = 19\,296$$

für die oberen Nietlöcher

$$J = 2(1{,}8 \cdot 1{,}6 \cdot 34{,}9^2) = 7\,015 \qquad 26\,311 \text{ „}$$

$$J = 284\,437 \text{ cm}^4.$$

Demnach Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{e} = \frac{284\,437}{41{,}1} = 6920 \text{ cm}^3.$$

B. Fachwerkträger

werden nur für größere Tragkräfte und für Spannweiten über 10 m angewendet. Im übrigen kommen dieselben dann noch in Frage, wenn der Winddruck bei im Freien arbeitenden Kranen verringert werden soll und wenn die Beleuchtung in Werkstätten mit Oberlicht durch vollwandige Träger gestört werden würde.

Über Beanspruchung siehe S. 518.

Die gebräuchlichste Ausführungsform ist der Parallelträger und der Halbparabelträger mit meist obenliegender Fahrbahn.

Die Trägerhöhe wird gewöhnlich $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ der Spannweite und die Feldweite etwa gleich dem Radstande der Laufkatze gewählt. Die Laufschienen müssen durch Unterlegplatten die Belastung auf die Knotenpunkte übertragen, oder der Obergurt muß biegungsfest konstruiert sein.

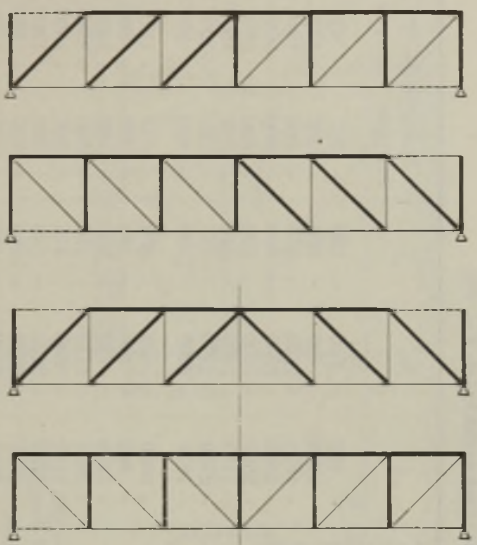
Für die Anordnung der Wandglieder (Vertikalen und Diagonalen) ist im allgemeinen der Gesichtspunkt maßgebend, daß am zweckmäßigsten die längeren Stäbe auf Zug beansprucht werden und die kürzeren Druck erleiden. Den Unterschied, der sich in der Beanspruchung durch die Anordnung ergibt, zeigen Fig. 984 bis 987. Die gezogenen Stäbe sind durch schwache Linien, die gedrückten Stäbe durch starke Linien dargestellt.

Ist die Belastung gleichförmig oder symmetrisch zur Mitte des Trägers wirkend, so erreichen die Zug- und Druckbeanspruchungen der Gurtungen in der Trägermitte ihren Höchstwert und nehmen nach den Auflagern zu ab.

Bei symmetrischer Belastung werden ferner alle nach der Mitte zu ansteigenden Diagonalen auf Druck, die Vertikalen auf Zug beansprucht, und zwar sind diese Beanspruchungen am stärksten an den Auflagern und nehmen nach der Trägermitte hin ab.

Die Stabkräfte sind unter Berücksichtigung der wandernden Last und des Eigengewichtes entweder graphisch oder nach der Ritterschen Momentenmethode oder mittels Einflußlinien zu ermitteln.

Fig. 984 bis 987[1]).



Anordnung der Wandglieder in Fachwerkträgern.

Graphische Ermittlung der durch das Eigengewicht erzeugten Stabspannungen.

Das Eigengewicht verteilt man auf die Knotenpunkte des Fachwerkes. Man bringt es entweder am Ober- oder Untergurt an und legt die Annahme zugrunde, die die ungünstigsten Stabspannungen ergibt. Die Gurtspannungen bleiben in beiden Fällen gleich, nur die Spannungen der Füllungsstäbe ändern sich. Meist verteilt man das Eigengewicht gleichförmig auf die Knotenpunkte; darauf ermittelt man durch Aufzeichnen eines Cremonaplans die Stabspannungen (vgl. S. 350).

Im nachstehend durchgeführten Berechnungsbeispiel (Fig. 988) sind im Cremonaplan *b* die Stabspannungen ermittelt, wenn das Eigengewicht $Q = 1600$ kg am Untergurt angreift, durch Plan *c* die Stabspannungen, wenn das Eigengewicht am Obergurt wirkt. Die ermittelten Spannungen stellt man in einer Tabelle zusammen (siehe S. 538); nur die Spannungen der Senkrechten werden bei Belastung des Obergurtes größer, alle anderen Spannungen bleiben in beiden Fällen gleich.

Etwaige (nur noch selten angewendete) Gegenschrägen vernachlässigt man bei der Berechnung.

---

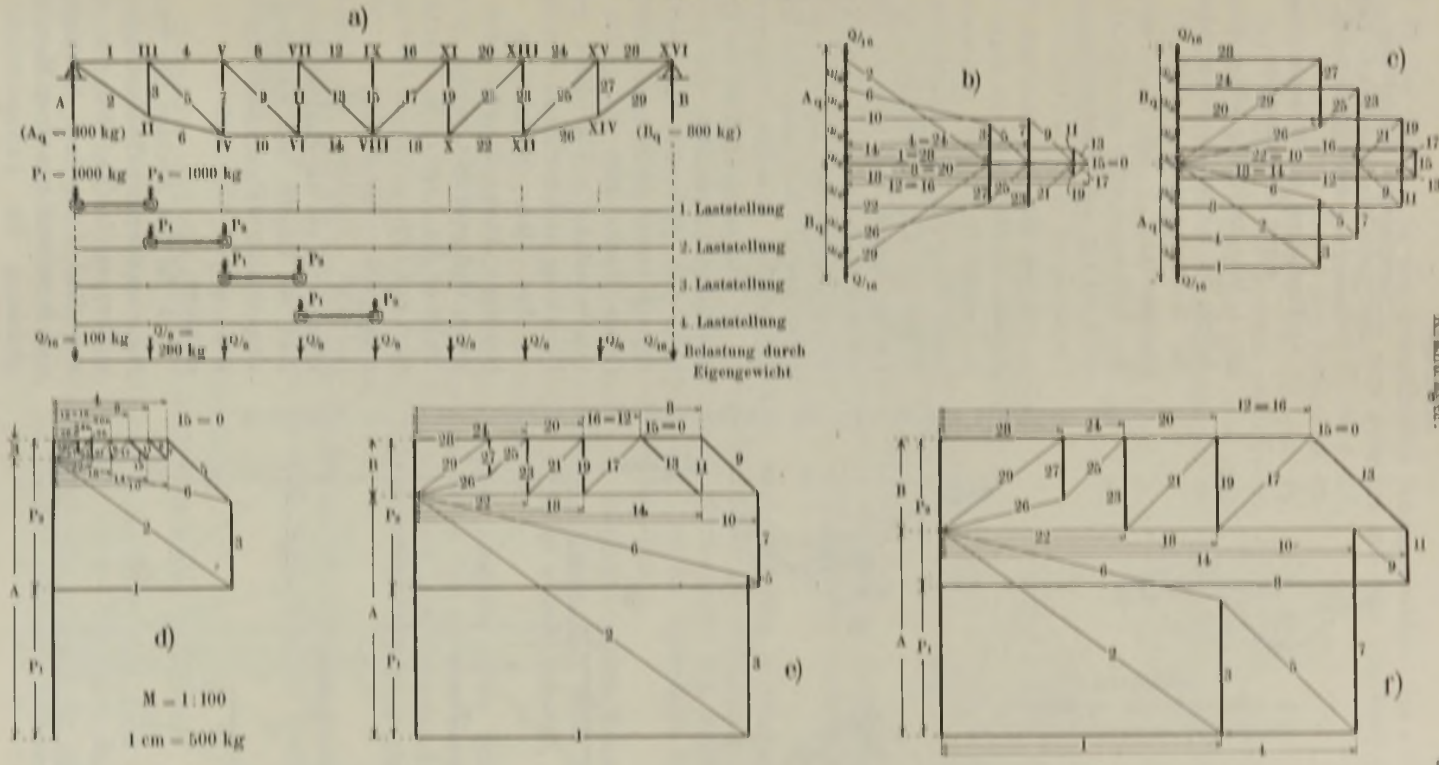
[1]) Vgl. S. 547 „Ausführung der Fachwerkträger“ mit Fig. 993 bis 995.

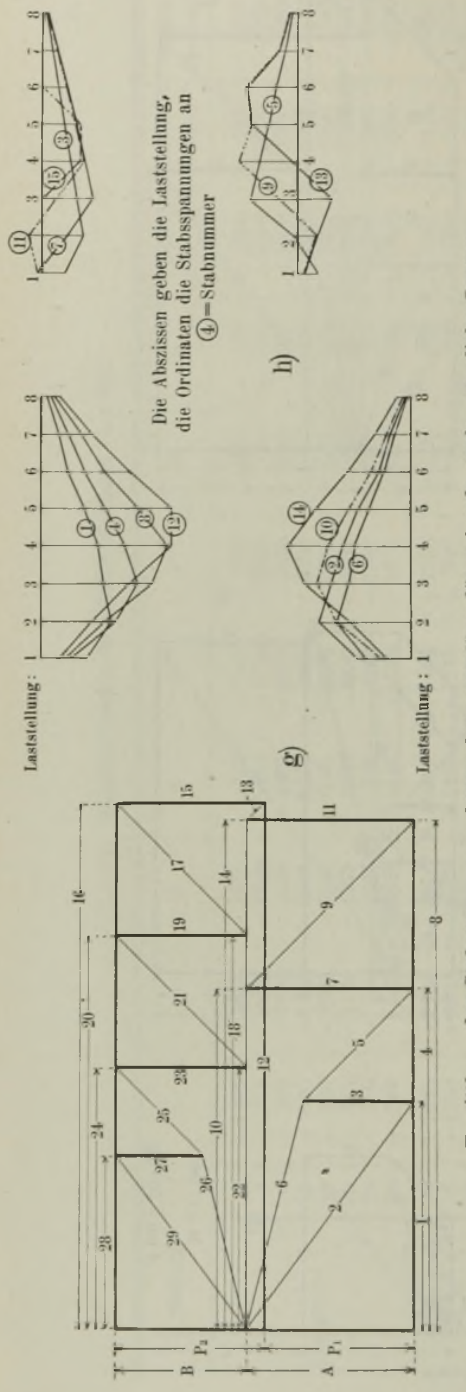
Tabelle 79. **Stabspannungen des Fachwerkträgers Fig. 988.**

Stellung		1	2	3	4	5	6	7	8	Eigengewicht am Untergurt	Eigengewicht am Obergurt	Größte Spannung
Obergurt	1	− 1190	− **2200**	− 1875	− 1520	− 1140	− 810	− 500	− 160	− 950	− 940	− 3150
	4	− 775	− 2270	− **2750**	− 2250	− 1725	− 1225	− 750	− 250	− 1200	− 1200	− 3950
	8	− 625	− 1900	− 3150	− **3380**	− 2600	− 1850	− 1120	− 375	− 1500	− 1500	− 4480
	12	− 500	− 1500	− 2500	− **3500**	− 3500	− 2500	− 1500	− 500	− 1600	− 1600	− 5100
	16	− 500	− 1500	− 2500	− 3500	− **3500**	− 2500	− 1500	− 500	− 1600	− 1600	− 5100
	20	− 375	− 1120	− 1850	− 2600	− **3380**	− 3150	− 1900	− 625	− 1500	− 1500	− 4880
	24	− 250	− 750	− 1225	− 1725	− 2250	− **2750**	− 2270	− 775	− 1200	− 1200	− 3950
	28	− 160	− 500	− 810	− 1140	− 1520	− 1875	− **2200**	− 1190	− 950	− 950	− 3150
Untergurt	2	+ 1460	+ **2750**	+ 2310	+ 1875	+ 1450	+ 1030	+ 625	+ 200	+ 1175	+ 1175	+ 3925
	6	+ 1210	+ **2280**	+ 1925	+ 1570	+ 1175	+ 840	+ 500	+ 160	+ 980	+ 980	+ 3260
	10	+ 750	+ 2270	+ **2750**	+ 2270	+ 1730	+ 1220	+ 740	+ 250	+ 1200	+ 1200	+ 3950
	14	+ 615	+ 1900	+ 3140	+ **3380**	+ 2620	+ 1850	+ 1110	+ 370	+ 1500	+ 1500	+ 4880
	18	+ 370	+ 1110	+ 1850	+ 2620	+ **3380**	+ 3140	+ 1900	+ 615	+ 1500	+ 1500	+ 4880
	22	+ 250	+ 740	+ 1220	+ 1730	+ 2270	+ **2750**	+ 2270	+ 750	+ 1200	+ 1200	+ 3950
	26	+ 160	+ 500	+ 840	+ 1175	+ 1570	+ 1925	+ **2280**	+ 1210	+ 980	+ 980	+ 3260
	29	+ 200	+ 625	+ 1030	+ 1450	+ 1875	+ 2310	+ **2750**	+ 1460	+ 1175	+ 1175	+ 3925
Senkrechte	3	− 825	− **1075**	− 900	− 750	− 575	− 425	− 250	− 85	− 250	− 450	− 1525
	7	+ *125*	− 625	− **1375**	− 1125	− 875	− 625	− 375	− 125	− 290	− 500	− 1875
	11	+ 125	+ *375*	− 375	− **1125**	− 875	− 625	− 375	− 125	− 100	− 290	− 1415
	15	± 0	± 0	+ 0	− **1000**	− 1000	± 0	± 0	+ 0	− 0	− 185	− 1185
	19	− 125	− 375	− 625	− 875	− **1125**	− 375	+ *375*	+ 125	− 100	− 290	− 1415
	23	− 125	− 375	− 625	− 875	− 1125	− **1375**	− 625	+ *125*	− 290	− 500	− 1875
	27	− 85	− 250	− 425	− 575	− 750	− 900	− **1075**	− 825	− 250	− 450	− 1525
Schrägen	5	− *600*	+ 100	+ **1280**	+ 1050	+ 825	+ 590	+ 350	+ 120	+ 360	+ 360	+ 1640
	9	− 180	− *530*	+ 525	+ **1600**	+ 1240	+ 900	+ 530	+ 180	+ 410	+ 410	+ 2010
	13	− 180	− 530	− *900*	+ 275	+ **1240**	+ 900	+ 530	+ 180	+ 125	+ 125	+ 1365
	17	+ 180	+ 530	+ 900	+ **1240**	+ 275	− *900*	− 530	− 180	+ 125	+ 125	+ 1365
	21	+ 180	+ 530	+ 900	+ 1240	+ **1600**	+ 525	− *530*	− 180	+ 410	+ 410	+ 2010
	25	+ 120	+ 350	+ 590	+ 825	+ 1050	+ **1280**	+ 100	− *600*	+ 360	+ 360	+ 1640

+ bedeutet Zugspannung, − Druckspannung.

Fig. 988 a bis h.





Ermittlung der Stabspannungen durch Cremonapläne für ruhende und bewegliche Lasten.

Graphische Ermittlung der durch die wandernde Last erzeugten Stabspannungen.

a) Ermittlung der Stabspannnngen durch Cremonapläne.

1. Man stellt (Fig. 988a) die erste Achse der Katze der Reihe nach in die Knotenpunkte *I*, *III*, *V*, *VII* (Laststellung 1 bis 4), bestimmt die Auflagerdrücke A und B und zeichnet für jede Laststellung einen Cremonaplan *d*, *e*, *f*, *g* (siehe S. 539).

2. Die für die einzelnen Stäbe daraus ermittelten Spannungen sind in Tabelle 79 (S. 538) zusammengestellt. Es genügt (bei symmetrischen Trägern), die Kräftepläne für die Laststellungen 1 bis 4 bis zur Trägermitte zu zeichnen, die Stellungen 5 bis 8 sind symmetrisch zu 1 bis 4 und ergeben deshalb in symmetrisch liegenden Stäben dieselben Spannungen.

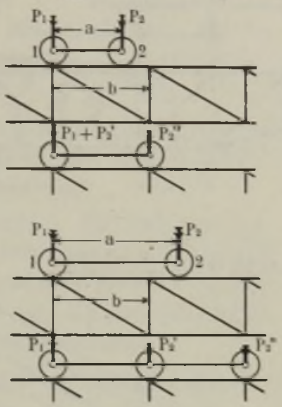
3. Für jeden Stab ist die größte Spannung aufzusuchen (in der Tabelle fett gedruckt) und mit der Eigengewichtsspannung zu vereinigen (letzte Spalte gibt die größte Gesamtbelastung). Für diese größte Belastung ist der Stab zu berechnen.

Bei den Senkrechten und Schrägen kann derselbe Stab gezogen und gedrückt werden, je nach Stellung der Last; z. B. Schräge 13 wird mit $1240 + 125 = 1365$ kg gezogen, mit $-900 + 125 = -775$ kg gedrückt. Obgleich die Drucklast kleiner ist als die Zuglast, kann sie doch bei langen, auf Knickung beanspruchten Stäben ausschlaggebend sein, sie ist also stets mit zu bestimmen.

4. Ist der Abstand der Katzenräder a anders als die Knotenpunktsentfernung b (Fig. 990), so stellt man Rad 1 in einen Knotenpunkt und berechnet aus einer Momentengleichung die Auflagerdrücke P_2'

und P_2'' des Rades 2 in den benachbarten Knotenpunkten. Ist $a < b$, so ersetzt man die Katze durch eine gedachte mit dem Radstand $= b$ und den Raddrücken $P_1 + P_2'$ und P_2''; ist $a < b$, so hat die gedachte Katze drei Achsen im Abstand b und die Raddrücke P_1, P_2' und P_2''.

Fig. 989 u. 990.



Das Verfahren ist zwar etwas umständlich, aber einfach auszuführen, es gibt eine gute Vorstellung, wie sich die Stabspannungen mit der Laststellung ändern.

In den Diagrammen Fig. 988 h ist die Änderung der Stabspannung mit der Laststellung graphisch dargestellt.

b) Ermittlung der Stabspannungen nach der Ritterschen Schnittmethode.

Bei einem auf Biegung beanspruchten Fachwerk nimmt der Untergurt die Zugkräfte, der Obergurt die Druckkräfte auf, die Gurte werden also durch die auftretenden Biegungsmomente beansprucht; die Füllungsstäbe (Senkrechte und Schrägen) erhalten den Abstand der Gurte, werden also durch die Scherkräfte beansprucht.

Je nach Stellung der Last ändern sich für jeden Knotenpunkt sowohl Biegungsmoment M als Scherkraft V; für die Berechnung der Stäbe ist es deshalb erforderlich, für jeden Knotenpunkt den daselbst möglichen größten Wert des Momentes M_{max} und der Scherkraft V_{max} zu ermitteln. Dazu dienen die nachstehenden Sätze:

1. Man erhält im Knotenpunkt ein möglichst großes Moment, wenn man in ihn eine möglichst schwere Last stellt und auch im übrigen den Träger möglichst schwer belastet, besonders nach dem Knotenpunkt zu.
2. Man erhält im Knotenpunkt eine möglichst große Scherkraft, wenn man die Last von rechts bis an den Knotenpunkt heranrückt und die erste (möglichst schwere) Last in den Knotenpunkt stellt. Dann ist die Scherkraft gleich dem linken Auflagerdruck.

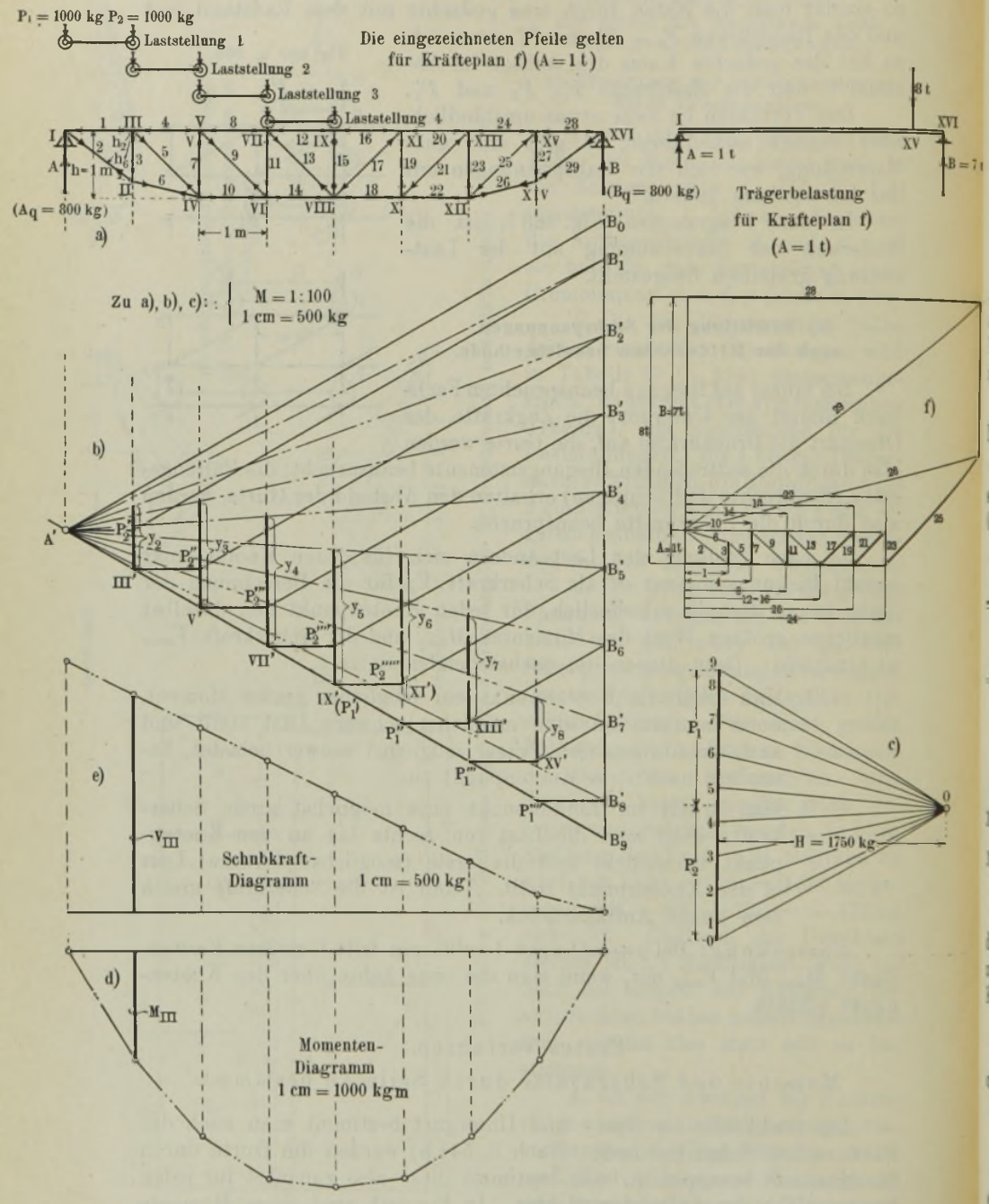
Anmerkung: Bei zweiachsigen Laufkatzen tritt für einen Knotenpunkt M_{max} und V_{max} ein, wenn man die erste Achse über den Knotenpunkt schiebt.

Erstes Verfahren.

Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt.

Die Stabkräfte im Ober- und Untergurt bestimmt man nach der Ritterschen Schnittmethode. Nach S. 541 b) werden die Gurte durch die Momente beansprucht, man bestimmt diese also zunächst für jeden Knotenpunkt des belasteten Gurtes. In Fig. 991 sind diese Momente

Fig. 991.



Ermittlung der Stabspannungen nach der Ritterschen Methode mittels Seilecks.

mittels Seilecken ermittelt. Man stellt die Katze so, daß für den betreffenden Knotenpunkt (z. B. *III*) ein möglichst großes Moment entsteht. Dazu muß man (S. 542) das erste Katzenrad in den Knotenpunkt stellen (Laststellung 2). Man konstruiert aus P_1 und P_2 den Kräfteplan (Fig. 991 c) und dazu das Seileck $A' III' P_2'' B_2'$ (Fig. 991 b), zieht die Schlußlinie $A B_2'$ und dazu die Parallele $\overline{2\ 0}$ im Kräfteplan. Dann ist das größtmögliche Moment in *III*: $M_{III} = y_2 \cdot H$.

[Die Strecke 2,9 im Kräfteplan ist der durch Laststellung 2 in *A* erzeugte Auflagerdruck. Dieser ist aber gleichzeitig die größtmögliche Schubkraft V_{III} in *III* (vgl. Tabelle 80, letzte Spalte).]

So sind für alle Knotenpunkte des Obergurtes die Seilecke gezeichnet und die größten Momente ermittelt worden (von Knoten *XI* an muß man das zweite Rad in den Knoten stellen, um das größte Moment zu erhalten!). In der Tabelle 80 sind sie zusammengestellt, im Momentendiagramm (Fig. 991 d) zeichnerisch aufgetragen.

Anmerkung 1. Bei symmetrischen Trägern braucht man die Momente nur bis zur Trägermitte zu bestimmen.

Anmerkung 2. Liegen die Knotenpunkte des Untergurtes nicht senkrecht unter denen des Obergurtes, so findet man ihre Momente als Ordinaten im Momentendiagramm senkrecht unter den Knotenpunkten.

Tabelle 80. Momente und Scherkräfte von Fig. 991.

Knotenpunkt	Ordinate y m	Moment $M = y \cdot H$ kgm	Scherkraft $V =$ kg
I	0	$0 \cdot 1750 = 0$	1875
III = *II*	0,93	$0{,}93 \cdot 1750 = 1630$	1625
V = *IV*	1,57	$1{,}57 \cdot 1750 = 2750$	1375
VII = *VI*	1,93	$1{,}93 \cdot 1750 = 3380$	1125
IX = *VIII*	2	$2 \cdot 1750 = 3500$	875
XI = *X*	1,93	3380	625
XIII = *XII*	1,57	2750	375
XV = *XIV*	0,93	1630	125
XVI	0	0	0

Nach S. 352 findet man nun die Stabspannung 4 z. B., wenn man durch 4, 5, 6 einen Schnitt legt und den Schnittpunkt von 5 und 6 zum Momentendrehpunkt wählt. Dann hält dem Moment M_{IV} am Knoten *IV* das Moment der Stabspannung 4 das Gleichgewicht, also:

$$(\text{Spannung } 4) \cdot h = M_{IV},$$

oder

$$\text{Spannung } 4 = \frac{M_{IV}}{h} = \frac{2750}{1} = 2750 \text{ kg}.$$

(Druckspannung, da das Moment von 4 linksdrehend sein muß.)

Allgemein findet man eine Gurtspannung, wenn man das Moment des im zugehörigen Fachwerkdreieck gegenüberliegenden Knotenpunktes dividiert durch den Abstand des Stabes vom Knotenpunkt.

Tabelle 81. **Gurtspannungen** von Fig. 991.

Stab		Moment kgm	Hebelarm h m	Stabspannung $= \frac{M}{h}$ kg
Obergurt	1	$M_{II} = 1630$	0,75	— 2180
	4	$M_{IV} = 2750$	1	— 2750
	8	$M_{VI} = 3380$	1	— 3380
	12	$M_{VIII} = 3500$	1	— 3500
	16	$M_{VIII} = 3500$	1	— 3500
	20	$M_{X} = 3380$	1	— 3380
	24	$M_{XII} = 2750$	1	— 2750
	28	$M_{XIV} = 1630$	0,75	— 2180
Untergurt	2	$M_{III} = 1630$	0,59	+ 2765
	6	$M_{III} = 1630$	0,71	+ 2300
	10	$M_{V} = 2750$	1	+ 2750
	14	$M_{VII} = 3380$	1	+ 3380
	18	$M_{XI} = 3380$	1	+ 3380
	22	$M_{XIII} = 2750$	1	+ 2750
	26	$M_{XV} = 1630$	0,71	+ 2300
	29	$M_{XV} = 1630$	0,59	+ 2765

Tabelle 82. **Spannungen der Schrägen und Senkrechten** von Fig. 991.

Stab		Spannung für $A = 1\,t$ kg	Ungünstigste Scherkraft V kg	Stabbeanspruchung bei Anfahrt der Last von rechts kg	Stabbeanspruchung bei Anfahrt der Last von links kg
Senkrechte	3	— 667	$V_{III} = 1625$	— 1085	+ 0
	7	— 1000	$V_{V} = 1375$	— 1375	+ 125
	11	— 1000	$V_{VII} = 1125$	— 1125	+ 375
	15	— 0	$V_{IX} = 875$	(0)	(0)
	19	+ 1000	$V_{XIII} = 375$	+ 375	— 1125
	23	+ 1000	$V_{XV} = 125$	+ 125	— 1375
	27	— 4667	$V_{XVI} = 0$	+ 0	— 1085
Schräge	5	+ 940	$V_{V} = 1375$	+ 1290	— 590
	9	+ 1415	$V_{VII} = 1125$	+ 1595	— 530
	13	+ 1415	$V_{IX} = 875$	+ 1235	— 885
	17	— 1415	$V_{XI} = 625$	— 885	+ 1235
	21	— 1415	$V_{XIII} = 375$	— 530	+ 1595
	25	— 4700	$V_{XV} = 125$	— 590	+ 1290

So sind die Spannungen aller Ober- und Untergurtstäbe in obenstehender Tabelle 81 ermittelt. Bei symmetrischem Träger sind die Spannungen symmetrisch liegender Stäbe gleich groß, man braucht dann nur die Spannungen bis Trägermitte zu berechnen.

Die Stabkräfte in den Senkrechten und Schrägen ermittelt man durch einen Kräfteplan (Fig. 991 f) für das am linken Auflager mit $A = 1\,t$ belastete Fachwerk. Man belastet dazu den vorletzten Knotenpunkt

nach rechts zu entsprechend (in Fig. 991 wird Knoten XV mit $8\,t$ belastet). In Tabelle 82 sind die aus dem Kräfteplan gefundenen Spannungen der Schrägen und Senkrechten für $A = 1\,t$ zusammengestellt.

In Wirklichkeit erfolgt die Beanspruchung der Schrägen und Senkrechten nicht durch $A = 1\,t$, sondern durch die je nach dem Querschnitt veränderliche Scherkraft V. Die größte Scherkraft für einen bestimmten Knotenpunkt entsteht, wenn in der Anfahrrichtung das erste Rad den Knoten berührt; die Scherkraft V ist dann gleich dem augenblicklichen Auflagerdruck A, der sich aus Kräfteplan c abmessen läßt. [Z. B. die größte Scherkraft V_{III} für Knoten III entsteht bei Laststellung 2; der hierbei entstehende Auflagerdruck $A = V_{III}$ ist die Strecke 2,9 im Kräfteplan c (vgl. S. 542).] Die Scherkräfte sind in Tabelle 80, letzte Spalte zusammengestellt.

Um die ungünstigste Laststellung für bestimmte Füllungsstäbe zu ermitteln, betrachte man ein Fachwerkdreieck aus einer Schrägen und Senkrechten, die im unbelasteten Gurt zusammenstoßen (z. B. Δ 5, 7, 4). Die höchste Belastung in 5 und 7 tritt auf, wenn in der Anfahrrichtung die erste Last dies Dreieck berührt (also in Laststellung 3). Für diese Stellung ist aber die Scherkraft $= V_V$, ebenso groß ist der Auflagerdruck.

Durch den Auflagerdruck $A = 1\,t = 1000$ kg entstand in 5 die Stabkraft $+$ 940 kg, in 7 die Stabkraft $-$ 1000 kg; durch den Auflagerdruck $V_V = 1375$ kg entsteht eine $\frac{1375}{1000} = 1{,}375$ mal so große Stabkraft,

also: Größtspannung in Stab 5 ist $+ \quad 940 \cdot 1{,}375 = + \; 1290$ kg,
Größtspannung in Stab 7 ist $- \; 1000 \cdot 1{,}375 = - \; 1375$ kg.

In Tabelle 82 sind so für alle Senkrechten und Schrägen die Stabkräfte ermittelt. Einmal ist dies geschehen für $A = 1\,t$ und Anfahrrichtung von rechts, einmal für $B = 1\,t$ und Anfahrrichtung von links. Man erhält also für jeden Stab zwei Werte, innerhalb deren die Stabkraft schwankt. Bei symmetrischen Trägern ist die Rechnungsdurchführung für $B = 1\,t$ nicht erforderlich, man braucht nur die Spannungen symmetrisch liegender Stäbe zu vertauschen (z. B. 25 erhält für $B = 1\,t$ dieselbe Spannung wie 5 für $A = 1\,t$ und umgekehrt).

Anmerkung: Die Senkrechte 15 erhält nach dieser Berechnung die Stabkraft 0, denn sie ist eigentlich im Fachwerk nicht erforderlich, sie soll nur die Freilänge des Obergurtes zwischen VII und XI verkleinern. Sie wird aber, wenn zwischen Knoten VII und XI eine Last steht, durch den Auflagerdruck derselben in IX gedrückt. Der größte Auflagerdruck in IX entsteht hier, wenn Rad 1 oder 2 in IX steht, und zwar ist er gleich 1000 kg, also wird 15 mit 1000 kg auf Druck beansprucht.

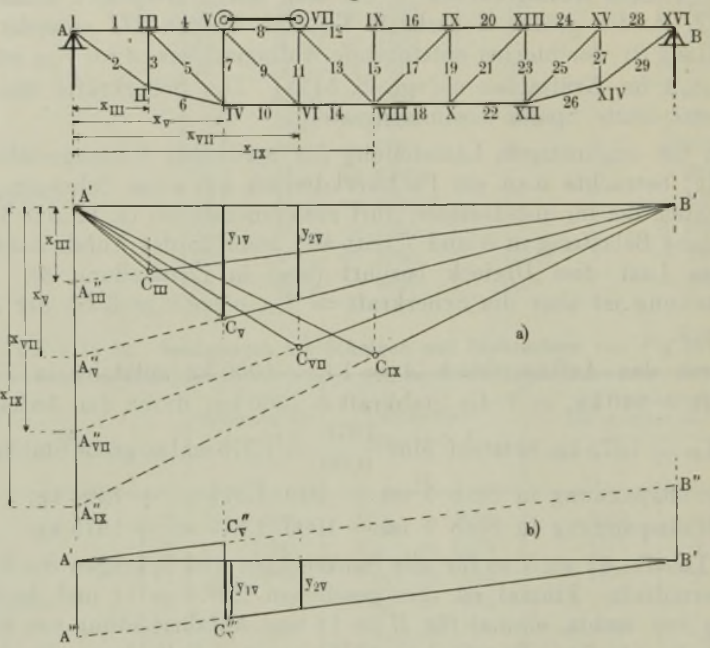
Zu den so ermittelten Spannungen aus der beweglichen Last treten die Spannungen aus dem Eigengewicht, die man am einfachsten durch Kräftepläne ermittelt (vgl. S. 539, Fig. 988 a, b und Tabelle 79, S. 538.)

Zweites Verfahren.
Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt.

Statt die zur Benutzung der Ritterschen Schnittmethode erforderlichen größten Momente durch Seilecke zu bestimmen, kann man auch Einflußlinien dazu benutzen.

Um für Knoten V das größte Moment zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Wagerechten

Fig. 992.



Ermittlung der Stabspannungen mittels Einflußlinien.

$\overline{A'B'}$ = der Trägerlänge (Fig. 992 a) in A' eine Senkrechte $\overline{A'A''_V}$ senkrecht nach abwärts, die man gleich dem Abstand X_V des Knotenpunktes V vom Auflager A macht, zieht $\overline{B'A''_V}$, projiziert den Knotenpunkt V senkrecht herunter nach C_V und zieht $A'C_V$. Dann ist das Moment:

$$M_V = P_1 \cdot y_{1V} + P_2 \cdot y_{2V} = 1000 \cdot 1{,}5 + 1000 \cdot 1{,}25 = 2750 \text{ kgm}^{1}).$$

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten. Man erhält so:

$$\begin{aligned}
M_I &= \cdots\cdots\cdots = 0 \text{ kgm} = M_{XVII}\\
M_{III} &= 1000 \cdot 0{,}875 + 1000 \cdot 0{,}75 = 1625 \text{ „} = M_{XV}\\
M_V &= 1000 \cdot 1{,}5 + 1000 \cdot 1{,}25 = 2750 \text{ „} = M_{XIII}\\
M_{VII} &= 1000 \cdot 1{,}88 + 1000 \cdot 1{,}5 = 3380 \text{ „} = M_{XI}\\
M_{IX} &= 1000 \cdot 2 + 1000 \cdot 1{,}5 = 3500 \text{ „}
\end{aligned}$$

[1]) Die Ordinaten y sind im Längenmaßstabe zu messen.

Daraus berechnen sich die Ober- und Untergurtspannungen, wie S. 543 beschrieben.

Um für Knoten V die größte Scherkraft zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Geraden $\overline{A'B'}$ = der Trägerlänge (Fig. 992 b) in A' eine Senkrechte $\overline{A'A''} = 1$ senkrecht nach abwärts, in B' eine Senkrechte $\overline{B'B''} = 1$ senkrecht nach aufwärts und zieht senkrecht unter V die Linie $C_V''C_V'''$. Dann ist die Scherkraft:

$$V_V = P_1 y_{1V} + P_2 y_{2V} = 1000 \cdot 0{,}75 + 1000 \cdot 0{,}625 = 1375 \text{ kg}.$$

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten; man erhält so:

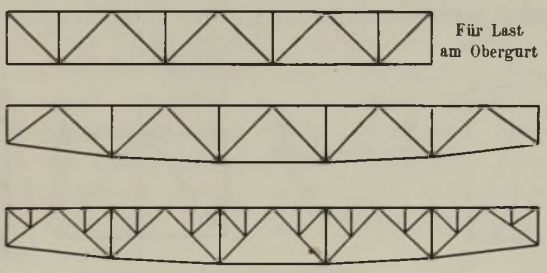
$$\begin{aligned}
V_I &= 1000 \cdot 1 + 1000 \cdot 0{,}875 = 1875 \text{ kg} \\
V_{III} &= 1000 \cdot 0{,}875 + 1000 \cdot 0{,}75 = 1625 \text{ „} \\
V_V &= 1000 \cdot 0{,}75 + 1000 \cdot 0{,}625 = 1375 \text{ „} \\
V_{VII} &= 1000 \cdot 0{,}625 + 1000 \cdot 0{,}5 = 1125 \text{ „} \\
V_{IX} &= 1000 \cdot 0{,}5 + 1000 \cdot 0{,}375 = 875 \text{ „} \\
V_{XI} &= 1000 \cdot 0{,}375 + 1000 \cdot 0{,}25 = 625 \text{ „} \\
V_{XIII} &= 1000 \cdot 0{,}25 + 1000 \cdot 0{,}125 = 375 \text{ „} \\
V_{XV} &= 1000 \cdot 0{,}125 + 1000 \cdot 0 = 125 \text{ „} \\
V_{XVI} &= 1000 \cdot 0 + 1000 \cdot 0 = 0 \text{ „}
\end{aligned}$$

Daraus berechnen sich die Spannungen der Senkrechten und Schrägen mittels eines Kräfteplanes für $A = 1\,t$, wie S. 544 beschrieben.

Ausführung der Fachwerkträger.

Das Fachwerk ist so zu bilden, daß die Feldlänge im belasteten Gurt nicht zu groß wird, etwa gleich dem Katzenradstand; im unbelasteten Gurt, besonders wenn er auf Zug beansprucht wird, kann sie

Fig. 993 bis 995.



Trägerformen.

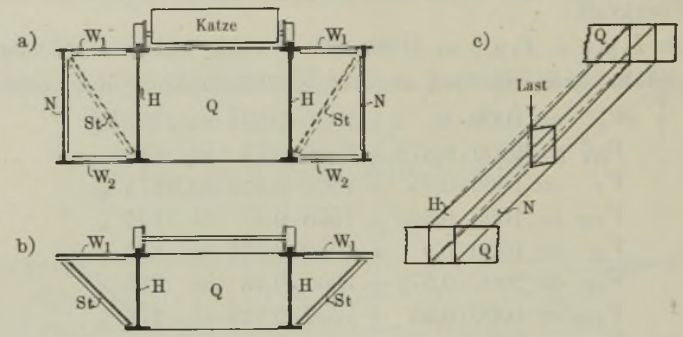
weit größer sein. Deshalb sind die Trägerformen Fig. 993 bis 995 besonders üblich, die für Last am Untergurt umgekehrt benutzt werden. Die Stäbe des gebogenen Gurtes werden zwischen den Knotenpunkten gerade ausgeführt.

Paralleltträger sind einfacher herzustellen, werden aber schwerer als Träger mit gebogenen Gurten. Die Trägerhöhe wird, je nach Spannweite und verfügbarem Raum. $= {}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{12}$ der Spannweite ausgeführt.

Der Kranträger (Fig. 996 a) besteht aus zwei Hauptträgern H und zwei Hilfsträgern N; zwischen Haupt- und Hilfsträgern liegen wagerechte Träger W_1, W_2 zur Aufnahme der seitlichen Drücke.

Beiderseits an den Trägerenden sind die Hauptträger H, Hilfsträger N und wagerechten Träger W_1, W_2 durch steife Querverbindungen Q (Fachwerk- oder Blechträger) miteinander verbunden; dadurch

Fig. 996 a bis c.

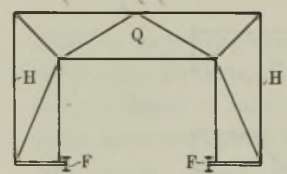


Seitenversteifung der Hauptträger.

wird der aus H, N, W_1, W_2 gebildete Querschnitt in Rechteckform erhalten. Streben St in diesen Querschnitten (in Fig. 996 a einpunktiert) werden oft unnötigerweise ausgeführt; sie lassen sich nur bei sehr langen Trägern mit großer Durchbiegung rechtfertigen, bei denen ohne Streben der Hauptträger sich allein durchbiegen und den Querschnitt schief ziehen würde (Fig. 996 c).

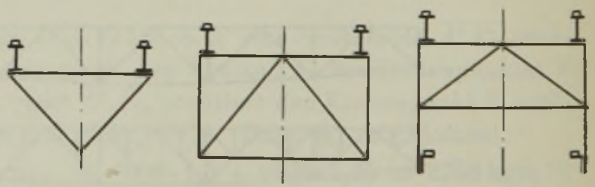
Bei kleinen Kranen oft nur am Obergut wagerechte Träger W_1, durch Streben St versteift (Fig. 996 b). Häufig findet sich sogar nur an einer Seite des Kranes ein wagerechter Träger W. Die Teile W, N und St dienen zur Seitenversteifung der Hauptträger.

Fig. 997.



Trägerquerschnitt.

Fig. 998 bis 1000.



Trägerquerschnitte für Hüttenwerkskrane.

Bei großen Spannweiten und innen laufender Katze können die Hauptträger H auch direkt gegeneinander abgesteift werden durch Querträger Q, welche die Senkrechten der Hauptträger miteinander verbinden. Die Fahrbahnträger F, meist breitflanschige I-Eisen, stützen sich unten auf den Querträger (Fig. 997).

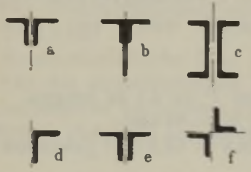
Bei Hüttenwerkskranen kommen noch der Träger mit Dreieckquerschnitt nach Fig. 998, der geschlossene Viereckträger Fig. 999 und

der Trogträger Fig. 1000 ihres geringeren Eigengewichtes gegenüber den Kranbrücken mit Hilfsträgern zur Verwendung.

Diese Träger lassen sich jedoch nur dann anwenden, wenn die Katzenrahmen mit ihren Führungsgerüsten die Träger auf beiden Seiten jochartig überragen. Siehe Abschnitt „Hüttenwerkskrane".

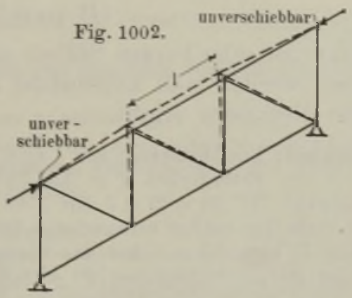
Querschnittsformen der Stäbe. Ober- und Untergurt wird meist aus zwei Winkeleisen, bisweilen mit Blechzwischenlage, oder aus zwei ⊏-Eisen ausgeführt (Fig. 1001 a bis c). Sowohl die gezogenen als die gedrückten Füllungsstäbe macht man aus Winkeleisen (nicht aus

Fig. 1001.



Stabquerschnitte.

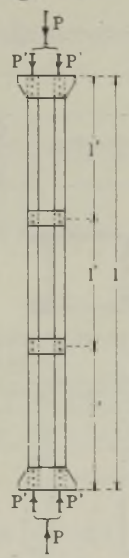
Fig. 1002.



Flacheisen), damit bei den fortwährenden Stößen die Stäbe nicht zittern (Fig. 1001 d bis f). Die Stäbe sind möglichst symmetrisch zur Trägermittellinie zu bilden. Bei den auf Zug beanspruchten Stäben ist die Verschwächung durch die Nietlöcher zu berücksichtigen.

Bei auf Druck beanspruchten Stäben wird keine Nietlochverschwächung berücksichtigt. Die Druckstäbe sind daraufhin zu prüfen, ob ihr Querschnitt zur Druckübertragung genügt und außerdem auf Knickgefahr, ob ihr kleinstes Trägheitsmoment hinreichend ist, um Ausknicken zu verhindern. Als Knicklänge wird die Stablänge von Knotenpunkt zu Knotenpunkt eingesetzt; dabei ist vorausgesetzt, daß sich die Knotenpunkte nicht verschieben können. Beim Obergurt ist dies ohne weiteres nicht der Fall: in senkrechter Richtung können die Obergurtknoten zwar nicht ausweichen, aber in wagerechter, wie in Fig. 1002 punktiert angegeben. Dies muß unmöglich gemacht werden, z. B. durch wagerechte Hilfsträger W_1 (Fig. 996), sonst darf l nicht als Knicklänge eingesetzt werden.

Fig. 1003.



Knickstab.

Verbindung getrennter Teile bei den Fachwerkstäben.

Bei mehrteiligen Zugstäben werden die einzelnen Stäbe aller 1,5 bis 2,5 m miteinander verbunden.

Bei mehrteiligen Druckstäben wird die Anzahl der zwischen den Knotenpunkten liegenden Verbindungen folgendermaßen ermittelt:

Ist $J = c P l^2$ (siehe S. 360) das für $l_{(m)}$ Stablänge und $P_{(t)}$ Belastung ermittelte Trägheitsmoment des aus

n Einzelstäben zusammengesetzten Druckstabes, i das kleinste Trägheitsmoment eines Einzelstabes, so kann dieser eine Last $P'_{(t)}$ bei $l'_{(m)}$ Länge tragen, die aus $i = c P' l'^2$ folgt; daraus ergibt sich:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{c P'}}.$$

Bei n Stäben entfällt auf einen Stab eigentlich $P' = \frac{P}{n}$, man erhält aber mit den Versuchen besser übereinstimmende Resultate, wenn man setzt bei

$n =$	2	4
$P' =$	0,7 P	0,45 P

Nur bei sehr kurzen Stäben genügt eine Zwischenverbindung, bei längeren wendet man mindestens zwei an, auch wenn nur eine sich aus der Rechnung ergibt.

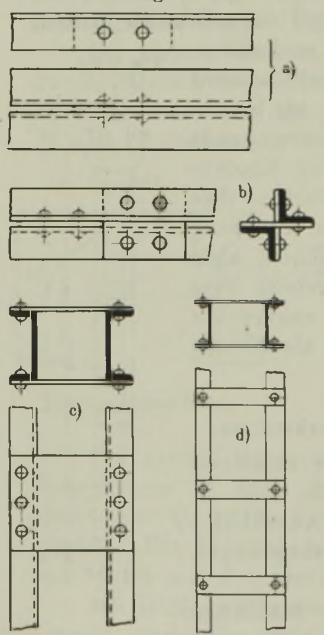
Beispiel: Ein Druckstab von $l = 3$ m Länge hat $P = 4\,t$ zu tragen.
Erforderlich $J = 2{,}33\,Pl^2 = 2{,}33 \cdot 4 \cdot 9 = 84$ cm⁴.
Gewählt ⌐⌐ $70 \times 70 \times 7$ mit $J = 2\,J_\xi = 2 \cdot 42{,}4 = 84{,}8$ cm⁴ (kleinstes Trägheitsmoment der beiden verbundenen Stäbe).
Ein ⌐ $70 \times 70 \times 7$ hat das kleinste Trägheitsmoment $i = J_y = 17{,}6$ cm⁴, ferner ist für ein Winkeleisen $P' = 0{,}7\,P = 2{,}8\,t$, also:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{2{,}33\,P'}} = \sqrt{\frac{17{,}6}{2{,}33 \cdot 2{,}8}} = \mathbf{1{,}64\ m.}$$

Es würde hier schon eine Verbindung der Stäbe genügen, man ordnet aber zwei an.

Liegen die Einzelstäbe nur um Knotenblechstärke auseinander, so legt man an den Verbindungsstellen ein Futterstück ein und nietet die Stäbe aneinander, Druckstäbe mit mindestens zwei, besser drei Nieten, bei Zugstäben genügt ein Niet (Fig. 1004a). Liegen die Winkeleisen übereck, so werden zwei dicht untereinanderliegende Bindebleche kreuzweise angebracht (Fig. 1004b). Bei größeren Abständen der Einzelstäbe werden steife Querrahmen mit mindestens drei Nieten dazwischengesetzt oder die Stäbe werden durch Vergitterung verbunden (vgl. Fig. 1004c). Eine Verbindung nach Fig. 1004d mit Einzelnieten ist falsch und zwecklos, da sich der eine Stab unabhängig vom anderen verschieben kann.

Fig. 1004.



Zwischenverbindung.

Knotenpunkte. Die Schwerlinien der Fachwerkstäbe sind so zu legen, daß sie mit den Netzlinien zusammenfallen, sich also in den Knotenpunkten in einem Punkt schneiden. Die Gurtstäbe läßt man in den Knotenpunkten möglichst ununterbrochen durchgehen; die Füllungsstäbe schneidet man rechtwinklig ab und nietet sie an ein

Knotenblech. Nur wenn die Gurte zu lang sind oder in den Knoten nicht geradlinig durchlaufen, sondern geknickt sind, schneidet man sie, verbindet aber nachträglich wieder die geschnittenen Teile durch gleichstarke Laschen. Das Knotenblech darf als Lasche mitbenutzt werden.

Berechnung der Stäbe siehe S. 359 bis 363, Berechnung der Vernietung siehe S. 355 ff. Ergibt sich bei der Berechnung eine Nietzahl < 2, so sind mindestens 2 (besser 3) Nieten auszuführen.

Beispiel: Der untenstehende Knotenpunkt ist auszubilden. Die Stabbelastungen ergibt der zugehörige Kräfteplan; zulässige Beanspruchung $k_z = k = 750\ \mathrm{kg/cm^2}$, $k_s = {}^3/_4\, k_z \approx 600\ \mathrm{kg/cm^2}$ (Fig. 1005).

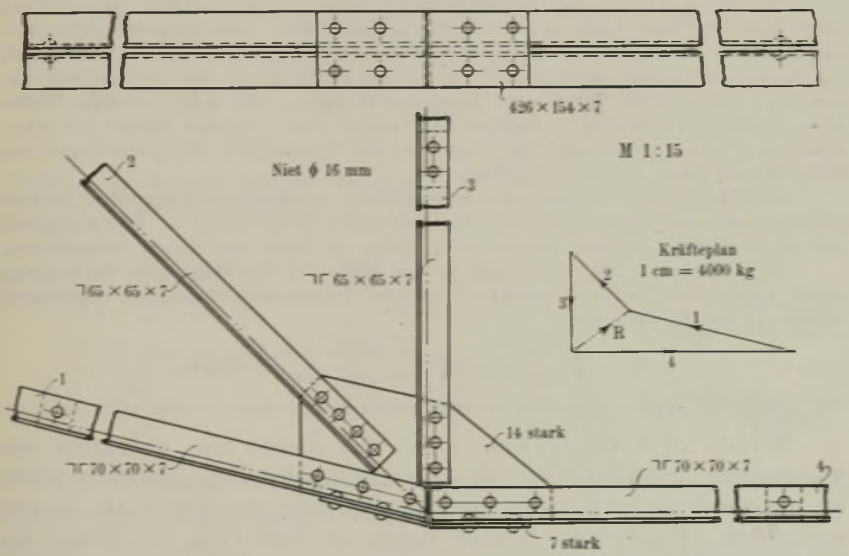
Querschnittsflächen und Trägheitsmomente der gewählten Stäbe genügen also vollkommen.

Der Nietdurchmesser wird etwa gleich der doppelten Eisenstärke δ_1 gewählt zu $d = 1{,}6$ cm.

Knotenblechstärke $\delta = 2\,\delta_1 = 1{,}4$ cm gewählt.

Für die zweischnittigen Nieten ist dann $d = 1{,}6 < 1{,}25\,\delta = 1{,}75$, also Nieten auf Abscheren zu berechnen; für die einschnittigen Nieten ist $d = 1.6 < 2{,}5\,\delta_1 = 1.75$, also Nieten ebenfalls auf Abscheren zu berechnen.

Fig. 1005 bis 1007.



Knotenpunkt (in Stab 4 fehlt ein Niet).

Nr.	Belastung P kg	Stablänge l m	Erforderl. Querschnitt $F = P/k_z$ cm²	Erforderl. Trägheitsmoment $J = 2{,}33\,P\,l^2$ cm⁴	Gewählt	Mit vorhandenem Querschnitt F	Mit vorhandenem Trägheitsmoment J ⫫	Mit vorhandenem Trägheitsmoment i ⫫
1	+ 9 200	2	12,3	—	⌐⌐ 70×70×7	2 . 9,4	—	—
2	+ 4 250	2,8	5,7	—	⌐ 65×65×7	8,7	—	—
3	− 5 400	2	7,2	50,4	⌐⌐ 65×65×7	2 . 8,7	66,8	13,8
4	+12 000	2	16	—	⌐⌐ 70×70×7	2 . 9,4	—	—

Ein einschnittiger Niet überträgt $P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{1{,}6^2\pi}{4} \cdot 600 = 1200\,\text{kg}$, ein doppelschnittiger $P_{2s} = 2\,\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = 2400\,\text{kg}$. Also ist erforderlich:

In Stab	Die Nietzahl n	In Stab	Die Nietzahl n
1	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{9200}{2400} = 4$	3	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{5400}{2400} = 3$
2	$\frac{P'}{P_{1s}} = \frac{4250}{1200} = 4$	4	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{12\,000}{2400} = 5$

Die Querschnittsverschwächung durch ein Nietloch beträgt $1{,}6 \cdot 0{,}7 = 1{,}12\,\text{cm}^2$, also ist der kraftübertragende Querschnitt:

Von Stab	Gleich Fläche F — Lochverschwächung
1	$2 \cdot 9{,}4 - 2 \cdot 1{,}12 = 16{,}56\ \text{cm}^2$
2	$8{,}7 - 1{,}12 = 7{,}58$ „
3	$2 \cdot 9{,}4 - 2 \cdot 1{,}12 = 16{,}56$ „

Er genügt also.

Bei Stab 2 genügt die Querschnittsfläche des einen Schenkels fast, um die ganze Kraft zu übertragen, er ist der Einfachheit halber allein angeschlossen; entsprechend ist es bei Stab 3. Bei den Stäben 1 und 4 dient der ganze Querschnitt zur Kraftübertragung; deshalb sind die einen Schenkel an das Knotenblech angenietet, die anderen durch eine Lasche verbunden. Die erforderlichen Nieten sitzen teils im Knotenblech, teils in der Lasche (hier doppelte Anzahl, da einschnittig!). Angeordnet sind die Nieten in der Wurzellinie, die Stäbe liegen mit ihren Schwerlinien auf den Netzlinien.

Die Stäbe 2 und 3 suchen das Knotenblech zwischen den Gurtstäben herauszuziehen mit einer Kraft gleich der Resultierenden R aus 2 und 3. Zur Aufnahme von $R = 3900\,\text{kg}$ genügen bereits zwei Nieten an Stelle der sieben vorhandenen.

Die Zugstäbe 1 und 4 erhalten in der Mitte der Freilänge eine Verbindung durch einen Niet; beim Druckstab 3 müssen Zwischenverbindungen angebracht werden in der Entfernung:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{2{,}33\,P'}} = \sqrt{\frac{13{,}8}{2{,}33 \cdot (0{,}7 \cdot 5{,}4)}} = 1{,}25\,\text{m}.$$

Die Rechnung ergibt also eine Zwischenverbindung, man ordnet aber zwei an.

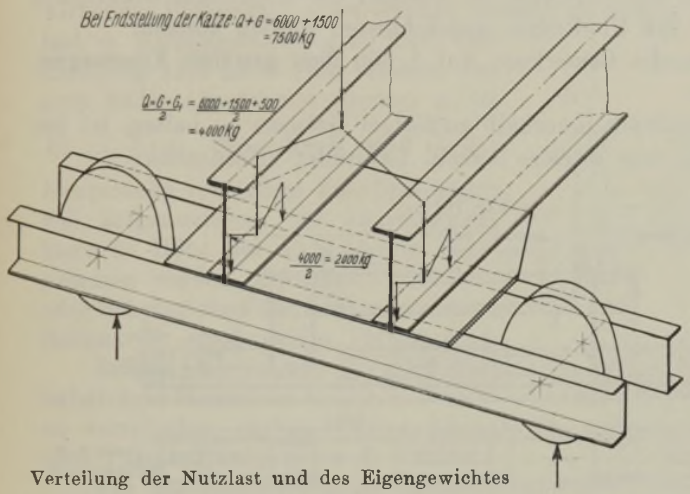
Wind- und Querverbände. Sie dienen zur Aufnahme der wagerechten Drücke (Wind-, Beschleunigungsdrücke), außerdem sollen sie das seitliche Ausknicken der Knotenpunkte des gedrückten Gurtes verhindern. Bei kleinen Kranen liegen sie deshalb in der Ebene des Obergurtes, bei größeren werden sie in Ober- und Untergurt angeordnet (siehe Fig. 996). Durch den wagerechten Verband muß jeder Knoten des gedrückten Gurtes gestützt werden. Oft werden die Windträger als Laufbühnen ausgebildet in Form von wagerechten Blechträgern.

C. Kopfträger.

Sie sind an beiden Enden der Hauptträger erforderlich, um die Laufräder mit genügendem Radstande aufnehmen zu können. Bei kleinen Tragkräften genügen auch hier ⊏-Eisen, während bei größeren Tragkräften genietete Träger Verwendung finden müssen. Bei der

Berechnung sind die Kopfträger als Balken zu betrachten, welche in den Lagern der Laufräder frei aufliegen und durch die Längsträger belastet werden. Nach entsprechender Verteilung der Nutzlast und der Eigengewichte Fig. 1008 hat man nach Fig. 1010 das Widerstandsmoment aus der Biegungsgleichung $Q' l = W \cdot k_b$ zu berechnen und hierauf ein passendes Profil zu wählen. Über die Größe des Radstandes vgl. S. 517.

Fig. 1008.



Verteilung der Nutzlast und des Eigengewichtes auf die Kopfträger.

Fig. 1010

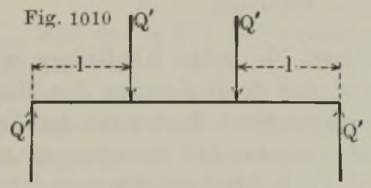
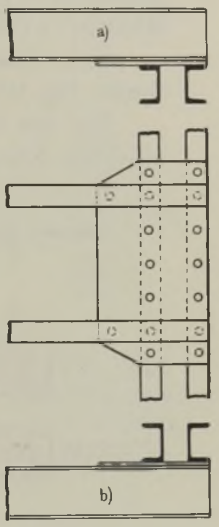
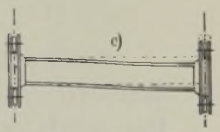


Fig. 1009.





Befestigung der Kopfträger.

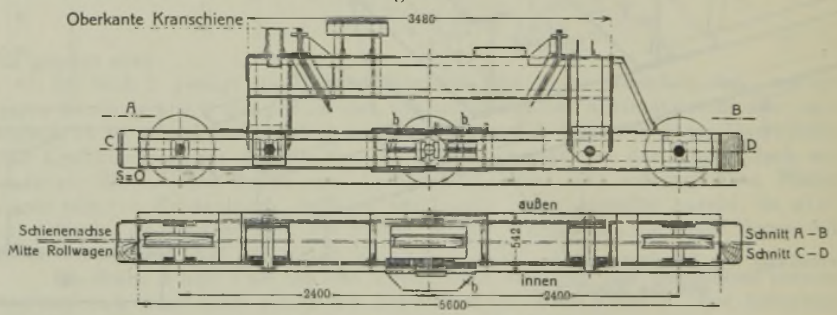
Die Kopfträger werden, der verfügbaren Raumhöhe entsprechend, auf die Längsträger gelegt (Fig. 1009 b) oder unten an dieselben angehängt (Fig. 1009 a). Bei der ersten Anordnung ist das Umkanten der Längsträger besser vermieden, jedoch sind die Anschlußnieten auf Zug beansprucht, lockern sich also leicht. Zwischen Kopf- und Längsträger wird ein kräftiges Knotenblech eingelegt, an das beide Träger durch Niete angeschlossen werden. Es muß auch das Biegungsmoment aufnehmen, das beim Schräglaufen des Kranes entsteht (Fig. 1009 c). Das Umkanten ist durch geeignete Verstrebung (meist Querträger zwischen den Hauptträgern, der an das Knotenblech angeschlossen wird) zu verhindern, vor allem bei Anordnung Fig. 1009 a und größeren Längsträgern ohne Nebenträger.

Bei größeren Kranen werden Kopf- und Längsträger meist in gleiche Höhe gelegt, die Kopfträger werden aus genieteten Blechbalken gebildet. Die Längsträger (Haupt- und Nebenträger) müssen so ausgebildet werden, daß sich die Kopfträger anschließen lassen. Bei Blechlängsträgern erfolgt der Anschluß durch auf die Blechwand genietete doppelte Winkeleisen; bei Fachwerkträgern legt man häufig ins letzte Feld eine Blechtafel ein und gestaltet sie so zu einem Blechträger, anderenfalls muß das Fachwerk im Abstand der Kopfträger Senkrechte erhalten, an die die Kopfträger angeschlossen werden können.

Siehe ferner die Bemerkung auf S. 560 **über gestelzte Kranwagen,** ferner Fig. 1011.

Um den Raddruck innerhalb zulässiger Grenzen zu halten, ist bei schweren Kranen eine größere Anzahl Laufräder erforderlich.

Fig. 1011.



Geteilter Kopfträger.

Bei Wahl von drei Laufrädern für jeden Kopfträger werden die mittleren Räder angetrieben und die Kopfträger in der Mitte geteilt. Das mit beiden Hälften verschraubte Blech *b* verleiht der Teilfuge die erforderliche Seitensteifigkeit, ohne senkrechte Bewegungen zu hindern.

Diese Anordnung ist billiger als Kopfträger mit je vier Laufrädern, weil die Radgestelle wegfallen, welche zur gleichmäßigen Druckübertragung erforderlich sind. Die Anzahl der Laufräder ergibt sich aus einem Vergleich der Kosten der Fahrbahnen und Fahrwerke. Bei vorhandenen Fahrbahnen ist deren Tragfähigkeit maßgebend.

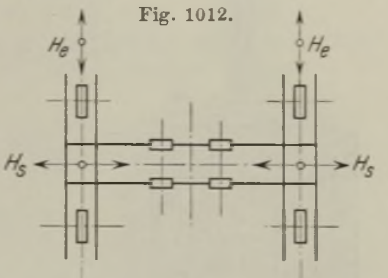
D. Die Fahrbahnträger

für den Kranwagen laufen zu beiden Seiten der Werkstätte durch den ganzen Raum. Sie sind unter Berücksichtigung des Eigengewichtes auf Biegung zu berechnen: Senkrechte Lasten gleich Hälfte des Krangewichtes + fast der ganzen Nutzlast nebst Eigengewicht der Katze; wagerechte Last gleich dem beim Katzenbremsen auftretenden Massendruck.

Durch das plötzliche Anfahren oder Bremsen der Katze entsteht in der Fahrtrichtung der Katze ein Seitenschub, der von der Kranlaufbahn aufgenommen werden muß. Dies ist auch der Fall mit den Kräften, welche durch Schrägzug der Last entstehen. Jeder Fahrbahnträger wird demnach nach beiden Seiten quer zur Fahrtrichtung des Kranwagens beansprucht. Die horizontale Verankerung der Träger muß also diesem Seitenschub auch auf Zug entsprechen.

Der durch Bremsen entstehende Seitenschub, welcher ein wagerecht wirkendes Biegungsmoment erzeugt, beträgt $H_s = Q\,\mu$, worin Q = Nutzlast + Katzengewicht, $\mu = 0{,}15$. Da durchweg aber nicht vier, sondern nur zwei Räder abgebremst werden, so ist $H_s = \frac{Q}{2} \cdot \mu$. Diese Kraft wird in der Hauptsache von jedem Fahrbahnträger voll aufgenommen. Ihr Angriffspunkt kann in Höhe der Fahrschiene angenommen werden. Die durch Anfahren oder Schrägziehen der Last entstehende Seitenkraft ist ungefähr ebenso groß.

Fig. 1012.



Beim Anfahren oder Bremsen des ganzen Kranes erfahren die Fahrbahnträger ebensolche Kräfte, welche die Fahrbahn in ihrer Längsrichtung zu verschieben suchen. Diese Längskräfte müssen von den Stützen oder Portalen aufgenommen werden.

Für die Endstellung der Katze kommt auf einen Fahrbahnträger ein Längsschub

$$H_l = B_{max} \cdot \mu,$$

worin B_{max} den auf S. 577 angegebenen größten Raddruck bedeutet und μ wieder 0,15 ist.

Fig. 1013.

Außer der vertikalen und horizontalen Biegungsbeanspruchung durch Last + Eigengewicht bzw. Seitenschub kommt noch ein Drehmoment $H_s \cdot x$ in Betracht, welches durch eine entsprechende Befestigung des Trägers unschädlich zu machen ist.

Bei der Festigkeitsrechnung ist der Träger mit aufgenieteter Seitenversteifung als Ganzes zu berechnen.

Zahlenbeispiel: Für einen Laufkran von 20 t Tragkraft, dessen Katzengewicht nach S. 577 5 t beträgt, ist der Seitenschub

$$H_s = \frac{Q}{2} \cdot \mu = \left(\frac{20\,000 + 5000}{2}\right) \cdot 0{,}15 = 1875\,\text{kg}$$

und der Längsschub H_l mit $B_{max} = 14$ t (S. 577), bei 10 m Spannweite

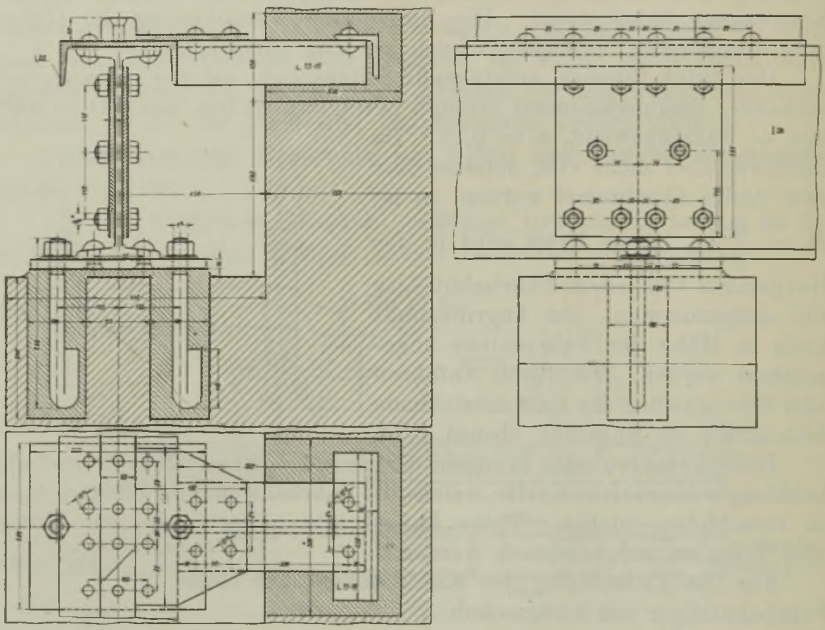
$$H_l = B_{max} \cdot \mu = 14\,000 \cdot 0{,}15 = 2100\,\text{kg}.$$

Ausführung mit I-Trägern (bei großen Auflagerentfernungen verspannt), für schwere Lasten Fachwerk oder Blechträger.

Für die Lagerung der Fahrbahnträger kommen Mauern mit Pfeilern oder Umfassungswände aus Eisenfachwerk mit Stützen oder Konsolen in Betracht.

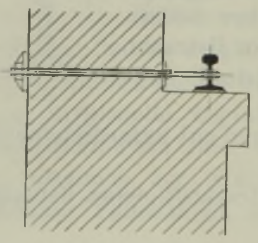
a) Lagerung auf Pfeilern. Die Träger werden über den Pfeilermitten gestoßen. Die Auflagerplatten bestehen für kleinere Drucke aus Grauguß, für größere aus Flußstahl. Für die Plattenberechnung denkt man

Fig. 1014 bis 1016.



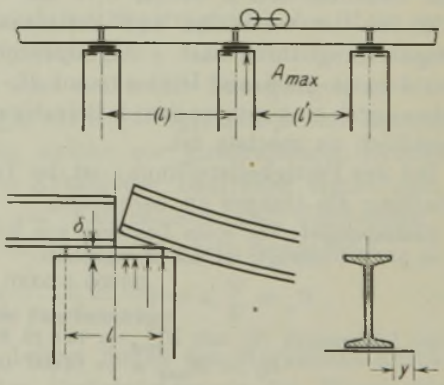
Lagerung der Fahrbahnträger auf Mauerpfeilern.

Fig. 1017.



Lagerung der Fahrbahnschienen auf einem Mauervorsprung.

Fig. 1018 bis 1020.



sich die Platte in der Mitte geteilt und belastet die eine Hälfte mit dem größten Auflagerdruck A. Bei gleichmäßiger Verteilung des Druckes auf die ganze Platte würde die Kantenpressung zu hoch, weil sich der Druck trotz der Stoßverbindung einseitig überträgt.

Plattengröße aus $A = \frac{l \cdot b \cdot k}{2}$ unter Annahme der Plattenlänge l. Plattendicke $\delta = y\sqrt{\frac{3k}{\sigma}}$, worin $\sigma = 250\,\text{kg/cm}^2$ für Grauguß, $\sigma = 1200\,\text{kg/cm}^2$ für Flußstahl, $k = 12\,\text{kg/cm}^2$, $y =$ freier Plattenüberstand.

Gewölbte Platten für größere Drücke erhalten einen Krümmungshalbmesser von 2,5 bis 3 m oder nach beiden Seiten eine Abschrägung. Die Druckübertragung erfolgt dann gleichmäßig auf die ganze Platte. Es kommt also der ganze Druck in Frage.

Damit sich der Träger durchbiegen kann, muß zwischen ihm und dem Stützenkopf ein Spielraum von etwa 5 mm sein.

Um ein Abbröckeln der Mauerkante zu verhindern, soll der Plattenabstand von der Pfeilerkante mindestens 5 cm betragen.

Materialanstrengung von Kranschienen, welche unmittelbar auf Mauerwerk oder Beton gelagert sind[1]).

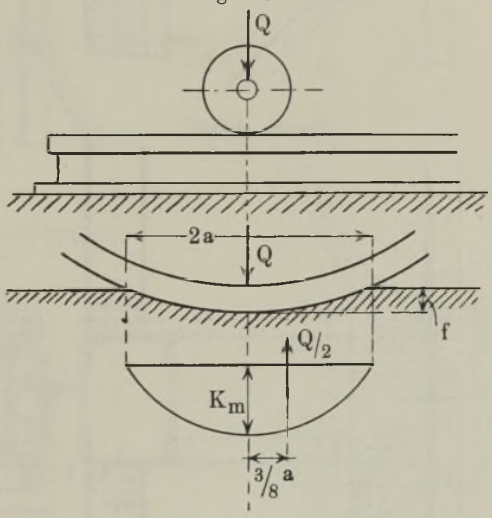
Für die Biegungsbeanspruchung der mit B belasteten Schiene liefert die Gleichung:

$$\sigma = \frac{9\,B^2}{64 \cdot W \cdot b \cdot k}$$

brauchbare Werte. Hierin bedeutet:

- B den Raddruck,
- σ die zulässige Beanspruchung der Schiene,
- W das Widerstandsmoment der Schiene,
- b die Fußbreite derselben,
- k die zulässige Beanspruchung der Unterlage in kg/cm².

Fig. 1021.



Kranschiene auf Mauerwerk.

Hierbei ist angenommen, daß die Pressungen zwischen Schiene und Unterlage nach einer Parabel verlaufen, deren größte Höhe k ist.

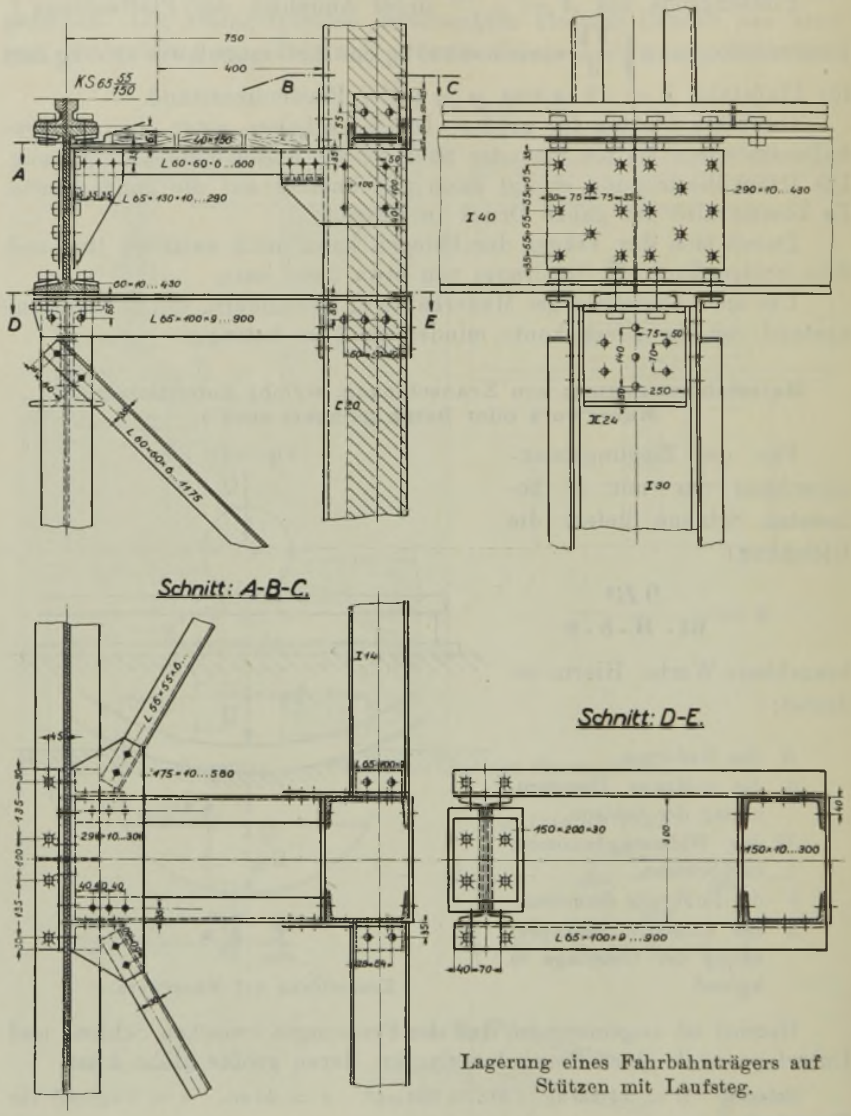
Beispiel. $B = 14000\,\text{kg}$, $W = 280\,\text{cm}^3$, $b = 30\,\text{cm}$, $k = 8\,\text{kg/cm}^2$ für Mauerwerk.

$$\sigma = \frac{9 \cdot 14000^2}{64 \cdot 280 \cdot 30 \cdot 8} \approx 410\,\text{kg/cm}^2.$$

b) Lagerung auf Stützen. Die Ausbildung der Stützen ergibt sich aus der Gebäudekonstruktion. Die Fig. 1022 bis 1025 zeigen einige Ausführungen der Firma Krupp (Grusonwerk). Seite 558 gibt die Werkstattzeichnung einer Lagerung auf Stützen wieder.

[1]) Fördertechnik, Heft 1, 1909; W. L Andrée, Materialanstrengung von Schienen usw.

Fig. 1022 bis 1025.

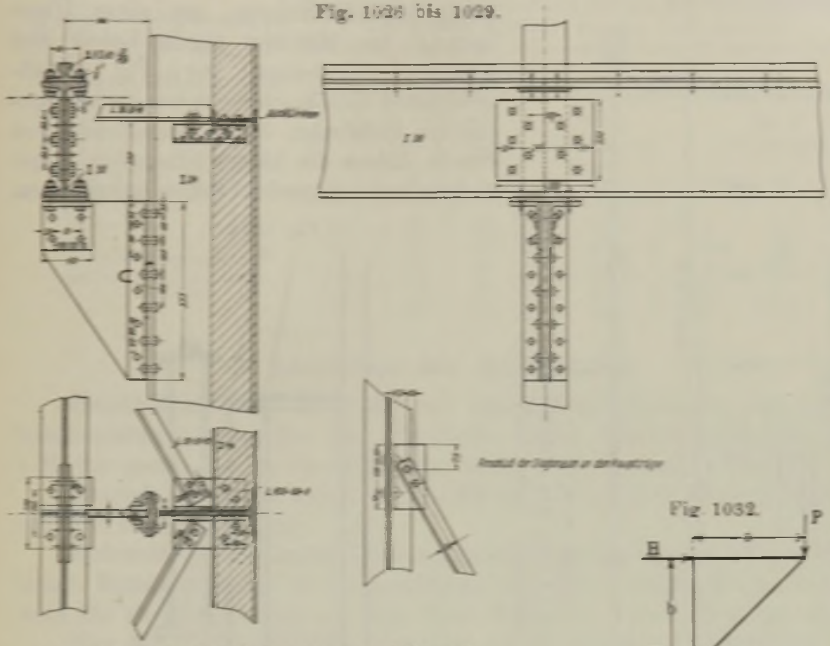


Lagerung eines Fahrbahnträgers auf Stützen mit Laufsteg.

c) Lagerung auf Konsolen. Fig. 1026 bis 1031. Das Konsol ist auf Biegung zu berechnen. Der senkrechte Auflagerdruck P muß durch geeignete Auflager auf das Mauerwerk übertragen werden. Die Mauer muß das Biegungsmoment $P \cdot a$ aufnehmen können. Zur Aufnahme der oberen Horizontalkraft sind Anker nach Fig. 1030 zu verwenden.

Auf die Lagerung ist besondere Sorgfalt zu verwenden und die Flächenpressung des Mauerwerkes muß einer besonderen Prüfung unterzogen werden.

Fig. 1026 bis 1029.



Lagerung eines Fahrbahnträgers auf Konsol.

Fig. 1032.

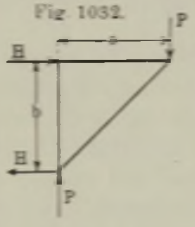


Fig. 1030.

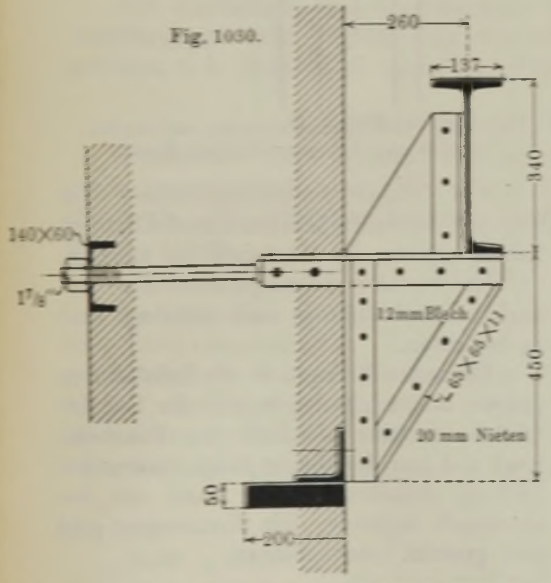
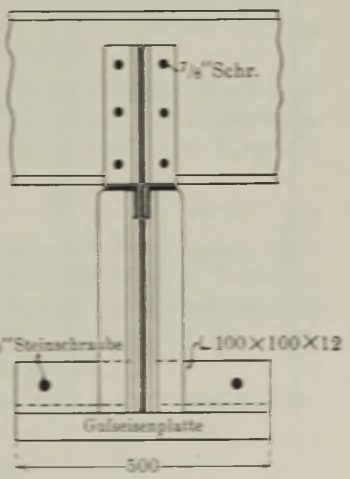


Fig. 1031.



Lagerung eines Fahrbahnträgers auf Konsol für leichtere Krane.

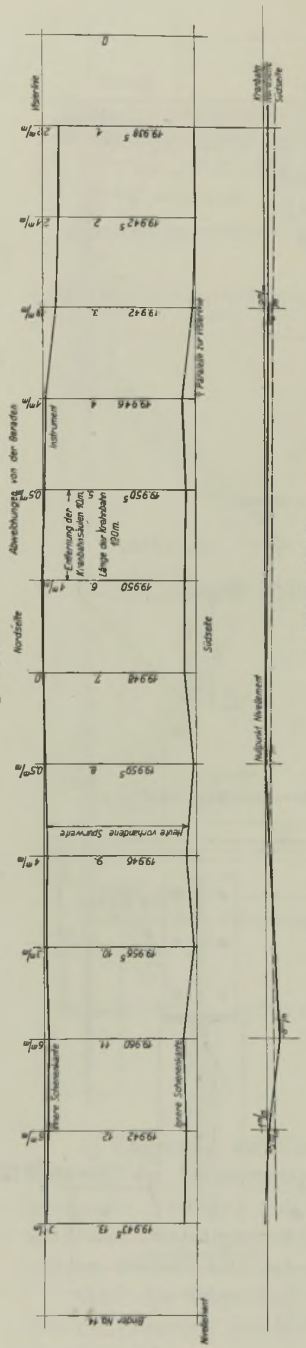
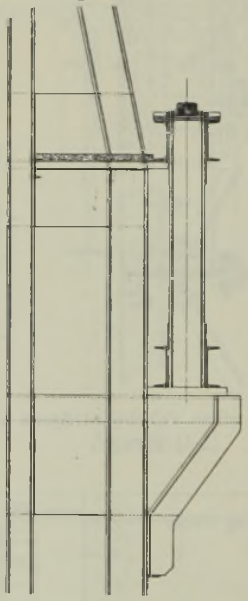


Fig. 1033.

d) Verlegung der Fahrbahn. Die Verlegung der Fahrbahn ist mit größter Genauigkeit auszuführen, um einer Überlastung der Motoren durch Ecken und Klemmen vorzubeugen. Die in Fig. 1033 abgebildeten Messungsergebnisse einer ausgeführten Fahrbahn, die zu Beanstandungen führte, lassen die Abweichungen in wagerechter und senkrechter Richtung erkennen.

Fig. 1034.



Lagerung eines Fahrbahnträgers auf Konsol. Ausführung für ganz schwere Krane.

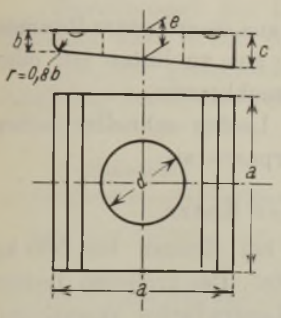
Auf leichte Auswechselbarkeit der Schienen, deren Stöße einen schiefen Schnitt haben müssen, ist Rücksicht zu nehmen.

Die Unfallverhütungsvorschriften bezüglich der Laufstege und Aufstiege sind zu beachten.

Bei neuen Anlagen ist die Fahrbahn so tief wie möglich zu legen, weil der Teil der Säulen, welcher oberhalb der Fahrbahn liegt und nur die Binder trägt, wesentlich leichter gehalten werden kann als der unterhalb liegende. Die Kranwagen sind also **gestelzt**[1]) auszuführen.

[1]) Vgl. S. 554.

Fig. 1035.



Vierkant-Scheiben für ⊏- und I-Träger. Genormt in DIN 434 und 435.

Bezeichnung z. B.: U-Scheibe 22 DIN 434, I-Scheibe 22 DIN 435.
Werkstoff: Flußstahl gewalzt, Loch gestanzt.
U-Scheiben erhalten als Kennzeichen 2 Rillen, I-Scheiben 1 Rille.

Abmessungen in mm.

Für Gewinde	Für ⊏- u. I-Träger		Für ⊏ 8 % Neigung			Für I 14 % Neigung		
	d	*a*	*b*	*c*	*e*	*b*	*c*	*e*
1/2"	15	30	2,5	4,9	4	2	6,2	4
5/8	18	36	3	5,9	5	2,5	7,5	5
3/4	22	44	3,5	7	5	3	9,2	6
7/8	25	50	4	8	6	3	10	7
1	28	56	4	8,5	6	3	10,8	7

2. Laufkrane mit Handbetrieb.

Handbetrieb muß stets da zur Anwendung gelangen, wo keine Kraftzuleitung vorhanden ist. Nachteile: kleine Geschwindigkeiten, die z. B. für große Lasten in Gießereien nicht mehr zureichend sind.

Antrieb meist von unten mittels Haspelkette, seltener durch Kurbel von der Kranbühne aus.

Hubwerk und Triebwerk für das Katzenfahren werden bei den gewöhnlichen Konstruktionen in die Laufkatze eingebaut, während das Triebwerk für den Kranwagen an dem einen Ende für sich angeordnet wird.

Nur bei Gießereikranen wird der ganze Antriebsmechanismus an das Kranende gelegt, weil die ausstrahlende Hitze der an der Katze hängenden Gießpfanne das Haspeln neben derselben nicht gestattet.

Die Laufkatzen mit eingebautem Windwerk findet man in zwei Ausführungen: mit reinem Stirnrädertriebwerk und mit Schneckengetriebe, d. h. Stirnräder- und Schneckenvorgelege gemischt.

a) Laufkrane mit Stirnradlaufwinde.

Laufkatzen dieser Gattung ergeben zwar einen günstigen Wirkungsgrad, beanspruchen aber mehr Raum als Laufkatzen mit Schneckentriebwerk. Das Schweben der aufgewundenen Last wird durch Sperradbremse erzielt.

Hubwerk.

Fast in allen Fällen wird in die Schlinge des Tragorganes eine lose Rolle eingeschaltet. Die Berechnung hat in derselben Weise zu geschehen, wie bei den Winden. Als Anhaltswerte für den Haspelzug können die folgenden Angaben dienen. Diese Werte sind aber mit Rücksicht auf billige Konstruktion sehr hoch gewählt:

Bei	3000	bis	4000	kg	Tragkraft	2	Arbeiter	mit	zus.	40 ··· 50 kg Zug
„			5000	„	„	2	„	„	„	70 ··· 80 „ „
„			7500	„	„	4	„	„	„	90 ··· 100 „ „
„	8000	„	10000	„	„	4	„	„	„	100 ··· 110 „ „

Bei häufigem Heben der Maximallast sind kleinere Werte zu empfehlen (siehe Haspelräder).

Die Bremsvorrichtung besteht zweckmäßig aus einer Sperradbremse, deren Hebel durch eine Bremsleine von unten aus zu lüften ist, oder aus einer Sicherheitskurbel oder Gewindelastdruckbremse.

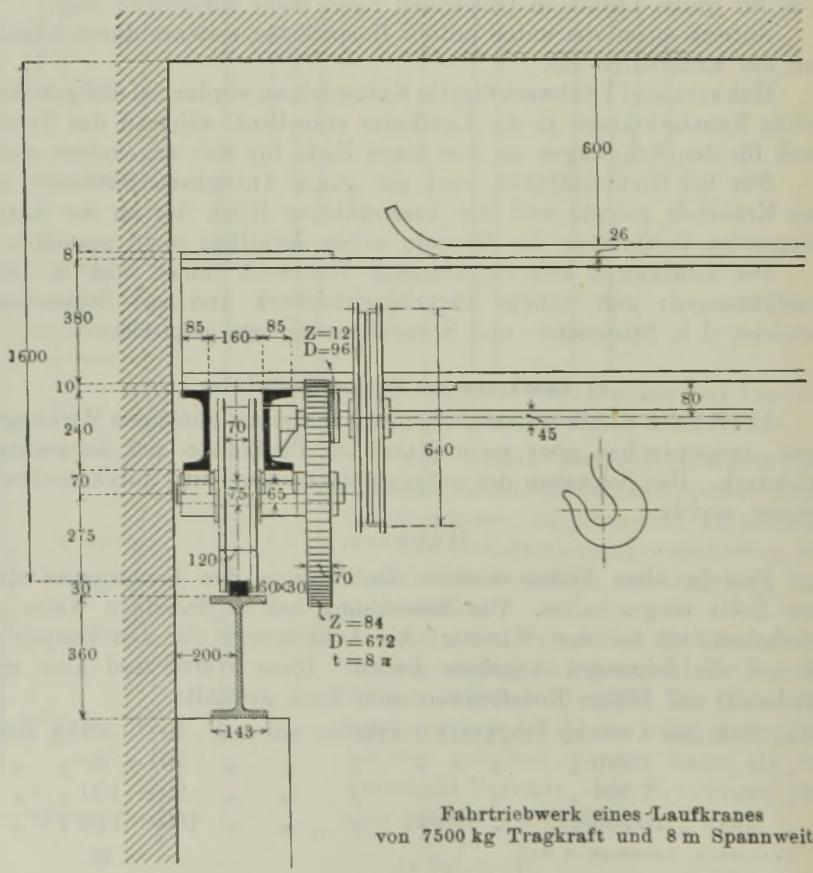
Um bei größeren Übersetzungen kleinere Lasten schneller heben zu können als große, bringt man Wechselräderpaare an.

Triebwerk für das Fahren der Katze.

Die Bewegung der Laufkatze geschieht bei Kranen bis 500 kg Tragkraft durch schrägen Zug an der Lastkette. Bei größeren Lasten als 500 kg wird ein Haspelrad direkt auf die Laufradachse gesetzt und bei Lasten über 2000 kg ist ein Rädervorgelege einzuschalten.

Der Haspelzug ist hierbei in Anbetracht der längeren Haspeldauer je Arbeiter zu 20 bis 25 kg anzunehmen.

Fig. 1036.



Fahrtriebwerk eines Laufkranes von 7500 kg Tragkraft und 8 m Spannweite.

Triebwerk für den Kranwagen.

Durchmesser der Laufräder sind mit Rücksicht auf die Flächenpressung nach S. 200 zu bestimmen.

Um ein gleichmäßiges Anfahren zu erzielen, müssen stets zwei Laufräder durch eine gemeinsame Hilfsvorgelegewelle angetrieben werden.

Berechnungsgang.

1. Hubwerk.

a) Seildurchmesser: Bestimmung der Bruchlast mit $\mathfrak{S} = 6$ bis 10; dann d aus Preisliste und Prüfung von $\sigma_{max} = \frac{S}{i\frac{\pi\delta^2}{4}} + E\frac{\delta}{D}$.

b) Trommeldurchmesser $D = 400$ bis $500\,\delta$ und Trommellänge.

c) Wahl der Antriebskraft und des Haspelrad- oder Kurbelhalbmessers.

d) Übersetzung: $i = \frac{QR}{P \cdot a \cdot \eta}$.

e) Unterteilung in Einzelübersetzungen, z. B. $i = 24 \left| \begin{matrix} 4:1 \\ 6:1 \end{matrix} \right.$, und Berechnung der Zahnräder.

f) Berechnung der Wellendurchmesser.

g) „ „ Bremse.

2. Fahrtriebwerk der Katze.

a) Berechnung des Fahrwiderstandes nach Annahme des Laufraddurchmessers aus $M = Q'(f + \mu r) + 40$ bis 60% Zuschlag oder 20 bis 35 kg je t der bewegten Last, und Prüfung der Flächenpressung zwischen Rad und Schiene nach der Gleichung $B = k \cdot D \cdot b$.

b) Übersetzung $i = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{M}{P \cdot a \cdot \eta}$.

c) Berechnung der Zahnräder, Wellen und Achsen.

3. Kranwagen.

a) Berechnung der Haupt- und Kopfträger.

b) Berechnung des Fahrtriebwerkes wie unter 2.

4. Fahrbahn.

a) Bei Lagerung auf Mauervorsprung Berechnung der Schienen mit Berücksichtigung der Flächenpressung.

b) Bei Lagerung auf Pfeilern, Säulen oder Konsolen Berechnung der Fahrbahnträger.

Ausführungen.

Laufkrane mit Kurbelantrieb (Antrieb von oben).

Anwendung in solchen Betrieben, in denen der Kran ununterbrochen in Tätigkeit ist und der Kranführer daher den ganzen Tag auf dem Krane bleiben kann, ferner, wenn unten kein Platz für Bedienung vorhanden ist. Vorteil: Wegfallen der herabhängenden Haspelketten. Nachteil: große Konstruktionshöhe über den Laufschienen (2,5 m). Ferner wird der Kranführer in Gießereien häufig durch die aufsteigenden Gase belästigt.

Laufkrane mit Haspelkettenantrieb (Antrieb von unten)

gestatten dem Kranführer den Aufenthalt in unmittelbarer Nähe des Arbeitsstückes, so daß derselbe außer für die Bedienung des Kranes auch noch für andere Hilfeleistungen verfügbar wird.

Anwendung bei seltener Benutzung und beim Fehlen elektrischer Energie, ferner als Montagekrane und in elektrischen Zentralen.

Diese Konstruktion läßt sich ohne Schwierigkeit in sehr niedrigen Gebäuden anbringen.

Die Laufkatzen sind mit Kette oder Drahtseil und loser Rolle ausgerüstet und empfangen ihren Antrieb durch Haspelketten von unten. Die kleineren Katzen laufen direkt auf den Fahrbahnträgern, während bei den größeren Katzen Flacheisen- oder Kranschienen vorgesehen sind.

Um die Last schwebend zu erhalten, wird eine Sperradbremse mit Innenverzahnung angebracht, deren Bremshebel durch eine Bremsleine von unten betätigt wird.

Die größeren Winden arbeiten mit doppeltem und auswechselbarem Vorgelege.

Tabelle 83.

Trägerprofile und Gewichte für Laufkranwagen mit Handbetrieb.

Tragkraft		Spannweite in m						
		5	6	8	10	12	14	16
1 000	h =	180	190	210	240	—	—	—
	G =	560	640	845	1130	—	—	—
2 000	h =	210	220	260	280	—	—	—
	G =	790	915	1260	1510	—	—	—
3 000	h =	240	260	280	320	340	—	—
	G =	1035	1240	1550	2030	2 490	—	—
4 000	h =	260	280	320	340	380	—	—
	G =	1320	1450	1935	2350	3 065	—	—
5 000	h =	280	300	340	360	400	380 l	420 l
	G =	1550	1735	2235	2765	3 540	5 070	6 180
7 500	h =	320	340	380	425	475	445 l	495 l
	G =	2210	2460	3100	4000	5 090	6 400	8 050
10 000	h =	—	380	425	475	550	950	1 050
	G =	—	2910	3670	4690	6 345	6 140	7 140
15 000	h =	—	—	500	550	850	950	1 050
	G =	—	—	5150	6390	6 700	7 950	9 250
20 000	h =	—	—	550	750	850	950	1 050
	G =	—	—	6400	7090	8 220	9 350	10 900
25 000	h =	—	—	650	750	850	950	1 050
	G =	—	—	8210	9370	10 580	11 760	12 930

Es bedeutet hierin: h die Höhe der Längsträger, G das Gewicht der Kranbühne. Befindet sich hinter einer Trägerhöhe ein l, so sind auf die Flanschen des betreffenden Normalprofils Lamellen aufgenietet.

Tabelle 84. **Gewichte für Stirnradlaufwinden**

Tragkraft kg	Gewicht bei 5 m Hub kg	Tragkraft kg	Gewicht bei 5 m Hub kg
2 000— 3 000	600	12 500—15 000	2400
4 000— 5 000	850	17 500—20 000	3500
6 000— 7 500	1200	22 500—25 000	4850
10 000	1700		

Berechnung eines Handlaufkranes für 5 t Tragkraft und 8 m Spannweite. (Fig. 1037 bis 1042.)

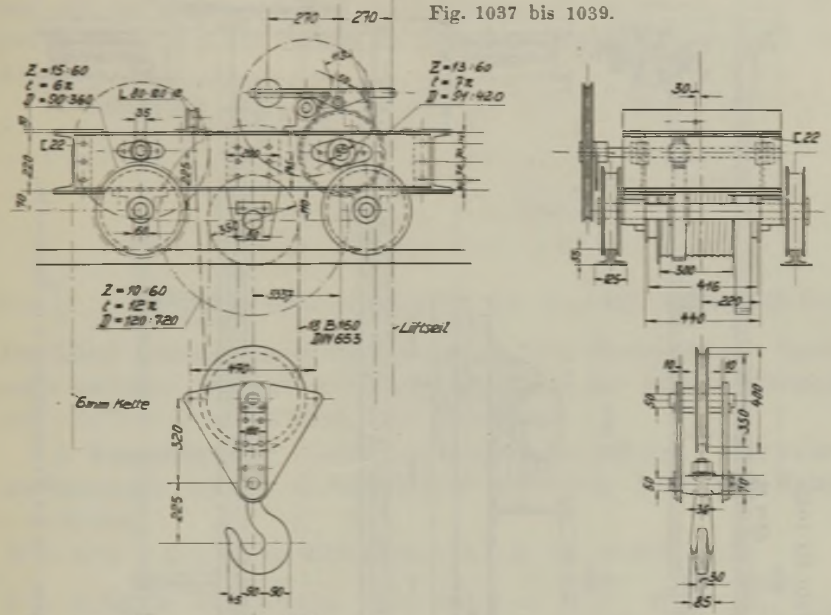
a) Laufkatze.

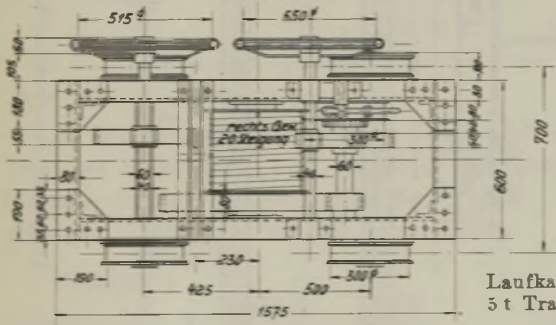
Hubhöhe = 6 m; eine lose Rolle.

1. Seil. Größter Seilzug bei 4 v. H. Verlust in der losen Rolle

$$S = 1{,}04\,\frac{5000}{2} = 2600\,\text{kg}.$$

Fig. 1037 bis 1039.





Laufkatze zum Handlaufkran von 5 t Tragkraft und 8 m Spannweite.

Bruchlast bei 6facher Sicherheit $S_{Br} = 6 \cdot 2600 = 15\,600$ kg. Gewählt wird Drahtseil 18 B 160 DIN 655. Dann ist im gekrümmten Seil bei einem Trommel- und Rollendurchmesser $= 400\,\delta \approx 350$ mm

$$\sigma_{max} = \frac{2600}{1{,}116} + 2\,150\,000 \cdot \frac{0{,}08}{35} = 2330 + 4830 = 6160\,\text{kg/cm}^2,$$

also

$$S = \frac{K_z}{\sigma_{max}} = \frac{16\,000}{6160} \approx 2{,}6.$$

2. Trommel. Durchmesser wie umstehend = 350 mm. Trommellänge: Aufzuwickelnde Seillänge = $2 \cdot 6 = 12$ m; Windungszahl

$$n = \frac{1200}{35 \cdot \pi} + 2 = 13;$$

mit 20 mm Steigung wird $l = n \cdot s = 13 \cdot 20 = 260$ mm. Ausgeführt mit 300 mm.

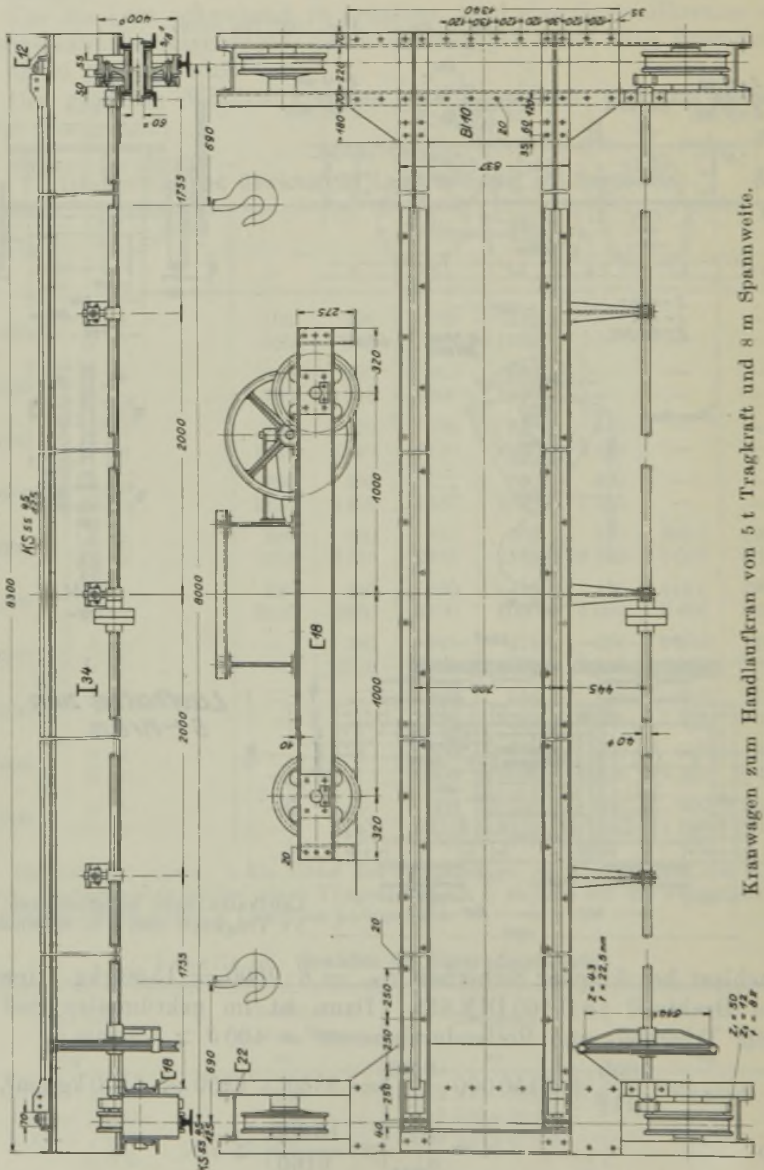


Fig. 1040 bis 1042. Kranwagen zum Handlaufkran von 5 t Tragkraft und 8 m Spannweite.

3. Übersetzung. Mit zwei Arbeitern zu je 40 kg Haspelzug und 550 mm Haspelraddurchmesser wird bei sehr seltener Benutzung, wenn η vorläufig zu 0,75 geschätzt wird,

$$i = \frac{Q\,R}{P \cdot a \cdot \eta} = \frac{2600 \cdot 17{,}5}{2 \cdot 40 \cdot 27{,}5 \cdot 0{,}75} = 27{,}8,$$

demnach zwei Übersetzungen, 6:1 an der Trommel und 4,6:1 an der Haspelradwelle. Der Wirkungsgrad der drei Wellen ist nach S. 154 und 236 bei Gleitlagern und rohen Zähnen $0{,}9 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}95 = 0{,}77$, also mit Rücksicht auf den Verlust im Haspelrad übereinstimmend mit der Annahme.

4. Zahnräder. 6:1; $z = 60:10$; Stg mit $c = 50$ und $\psi = 2$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot M} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{50 \cdot 2 \cdot 60} \cdot 2600 \cdot 17{,}5} = 3{,}6\,\text{cm} \approx 12\,\pi.$$

$$D = 720:120; \quad b = 80\,\text{mm};$$

4,6:1; $z = 60:13$; Stg mit $c = 50$; $\psi = 2{,}5$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{50 \cdot 2{,}5 \cdot 13} \cdot 80 \cdot 27{,}5} = 2{,}2\,\text{cm} = 7\,\pi; \quad D = 420:91; \quad b = 60\,\text{mm}.$$

Die Ritzel erhalten wegen der schwachen Nabe Bordscheiben. Spielraum zwischen Trommel und Vorgelegezahnrad bei 420 mm Stichmaß $420 - (175 + 9) - (210 + 0{,}3 \cdot 7\,\pi) = 19{,}4$ mm.

5. Katzenfahrwerk. Laufraddurchmesser = 300 mm. Fahrwiderstandsmoment mit $Q' = 5000 + 1000 = 6000$ kg Last und Katze, $r = 30$ mm:

$$M = Q'(f + \mu r) \cdot 1{,}4 = 6000\,(0{,}05 + 0{,}1 \cdot 3) \cdot 1{,}4 = 2940\,\text{kgcm}.$$

$P = 35$ kg, $a = 515{,}2$ mm, $\eta = 0{,}85$, $i = \dfrac{M}{P \cdot a \cdot \eta} = \dfrac{2940}{35 \cdot 25{,}75 \cdot 0{,}85}$

$= 3{,}8 \approx 4$,

$z = 60:15$, $c = 20$ für Ge, $\psi = 2{,}5$, $t = \sqrt[3]{\dfrac{2 \cdot \pi \cdot 2940}{20 \cdot 2{,}5 \cdot 60}} = 1{,}83\,\text{cm}$

$\approx 6\,\pi$,

$D = 360:90$; $b = 55$ mm.

6. Berechnung der Wellen. Trommelwelle. Zahnrad fest mit Trommel verbunden, also $M_d = 0$. Stellung 1: Last ganz gesenkt, Stellung 2: halb geboben, Stellung 3: ganz geboben. Seilzug = 2600 kg.

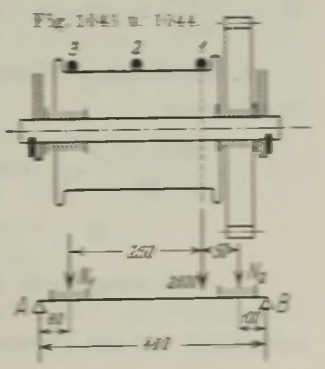


Fig. 1443 u. 1444.

Stellung 1:

$$\text{Nabendruck } N_1 = \frac{2600 \cdot 5}{30} = 435\,\text{kg},$$

$$\text{Nabendruck } N_2 = \frac{2600 \cdot 25}{30} = 2165\,\text{kg},$$

$$B = \frac{2165 \cdot 36 + 435 \cdot 6}{46} = 1760\,\text{kg},$$

$$A = 2600 - 1760 = 840\,\text{kg}.$$

$M_{b\,max} = 1760 \cdot 10 = 17\,600$ kgcm. Bei Stellung 2 ist M_b wesentlich, bei Stellung 3 nur etwas kleiner.

$$M_b = \tfrac{1}{10} d^3 \cdot k_b; \text{ mit } k_b = 800 \text{ kg/cm}^2 \text{ wird } d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 17\,600}{800}} = 6 \text{ cm}.$$

Mit Rücksicht auf das durch den Zahndruck $\frac{2600 \cdot 17{,}5}{36} = 1260$ kg hervorgerufene Biegungsmoment wird $d = 80$ mm ausgeführt.

Vorgelegewelle. Berechnung auf Biegung nach S. 313 mit den in zwei Ebenen auftretenden Zahndrücken und der Belastung durch die Bremsbandspannungen, ferner auf Verdrehung. Ausgeführt mit $d = 60$ mm und in den Lagern gegen Verschiebung auf 55 mm abgesetzt.

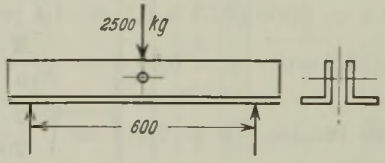
Haspelradwelle. Berechnung auf Biegung durch den Haspelzug und den Zahndruck in zwei Ebenen, ferner auf Verdrehung durch das Haspelmoment $80 \cdot 27{,}5$. Ausgeführt mit $d = 40$ mm und an den Enden auf 35 mm abgesetzt.

Laufradachse. Berechnung auf Biegung mit dem größten Raddruck bei einseitiger Laststellung und mit dem Zahndruck, ferner auf Verdrehung durch das Fahrwiderstandsmoment. Ausgeführt mit $d = 60$ mm.

Haspelradwelle wie für Hubwerk.

7. Befestigung des losen Seilendes.

Fig. 1045.



$$M_b = \frac{2500}{2} \cdot \frac{60}{4} = 18\,750 \text{ kgcm für 1 L-Eisen.}$$

$$W = \frac{18\,750}{600} \approx 31 \text{ cm}^3. \quad \text{Gewählt } 2\,\text{L}\,80 \cdot 120 \cdot 12 \text{ mit } W = 40{,}4 \text{ cm}^3.$$

8. Bandbremse. Umfangskraft an der Bremsscheibe bei 300 mm Durchmesser:

$$U = \frac{2600 \cdot 17{,}5}{36} \cdot \frac{6}{15} \cdot 0{,}95^3 = 455 \text{ kg}; \quad T = 835 \text{ kg}; \quad t = 380 \text{ kg};$$

$$a = 50 \text{ mm}, \; b = 11{,}4 \text{ mm}.$$

$$\text{Bremsgewicht } K = \frac{380 \cdot 11{,}3 - 835 \cdot 5}{27} = 4{,}6 \text{ kg},$$

ausgeführt 120 mm Durchmesser, 65 mm breit $= 5{,}3$ kg.

b) Kranwagen.

Last $= 5\,t$; Katzengewicht $= 1\,t$.

1. Hauptträger. Eigengewicht eines Trägers mit Schiene, Welle und Lagern ≈ 800 kg. Mit $k_b = 750$ kg/cm² wird

$$M_b = \frac{5000 + 1000}{2} \cdot \frac{800}{4} + \frac{800 \cdot 800}{8} = W \cdot 750; \quad W = 910\,\text{cm}^3.$$

Gewählt I 34 mit $W = 923$ cm³. Durch einseitige Laststellung an der Trommel wird die Beanspruchung nur unwesentlich geändert.

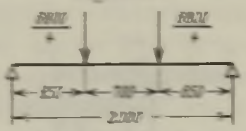
2. Kopfträger. Auf beide Kopfträger kommen bei Endstellung der Katze rund Last + Katze + ½ Hauptträger, einschließlich Schienen und Triebwerk, also $5000 + 1000 + \frac{1}{2} \cdot 1600 = 6800$ kg.

$$M_b = \frac{6800}{4} \cdot 65 = 110\,500\,\text{kgcm};$$

$$W = \frac{110\,500}{750} = 147\,\text{cm}^3.$$

Gewählt wird ⊏ 18 mit $W = 150$ cm³.

Fig. 1646.



3. Kranfahrwerk. Fahrwiderstandsmoment mit 8000 kg Gesamtgewicht einschließlich Last, 400 mm Laufraddurchmesser, 60 mm Achsendurchmesser und 80 v. H. Zuschlag für Ecken:

$$M = 8000\,(0{,}05 + 0{,}1 \cdot 3) \cdot 1{,}8 \approx 5000\,\text{kgcm}.$$

Haspelzug für 2 Arbeiter $= 2 \cdot 25 = 50$ kg, Haspelraddurchmesser $= 614$ mm, $\eta = 0{,}8$. Übersetzung

$$i = \frac{5000}{50 \cdot 30{,}7 \cdot 0{,}8} = 4{,}07.$$

Ausgeführt mit $z = 50 : 12$. Mit $c = 25$ für Ge, $\psi = 2$ wird

$$t = \sqrt[3]{\frac{5000}{25 \cdot 2 \cdot 50}} = 1{,}26\,\text{cm};$$

ausgeführt mit $8\,\pi$; $D = 400 : 96$; $\delta = 55$ mm.

Vorgelegewelle. Die durchgehende Welle mit dem fliegend angeordneten Haspelrad wird durch den Zahndruck und den Haspelzug auf Biegung, ferner durch den Haspelzug auf Verdrehung beansprucht. Maßgebend ist M_b des Zahndruckes. Es ergibt sich ein Wellendurchmesser von 3,5 cm, ausgeführt mit 40 mm.

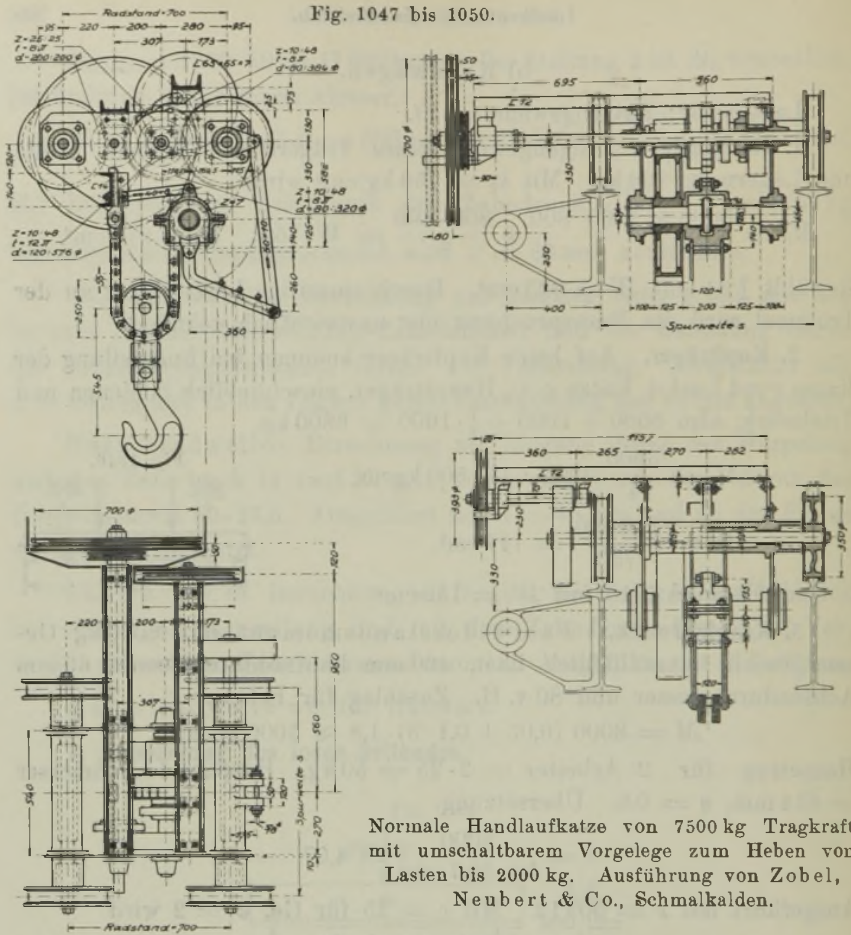
Laufradachse. Raddruck bei Endstellung der Katze

$$\frac{5000 + 1000}{2} + \frac{2000}{4} = 3500\,\text{kg}; \quad M_b = \frac{3500 \cdot 22}{8} = 9600\,\text{kgcm};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{9600}{0{,}1 \cdot 600}} = 5{,}5\,\text{cm},$$

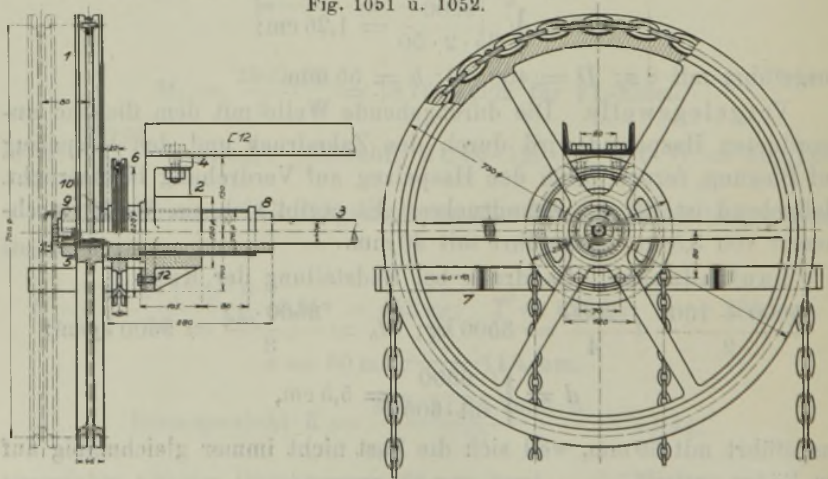
ausgeführt mit 60 mm, weil sich die Last nicht immer gleichmäßig auf die Räder verteilt.

Fig. 1047 bis 1050.



Normale Handlaufkatze von 7500 kg Tragkraft mit umschaltbarem Vorgelege zum Heben von Lasten bis 2000 kg. Ausführung von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Fig. 1051 u. 1052.



Umschaltvorrichtung zur Handlaufkatze von 7500 kg Tragkraft.

c) Fahrbahn.

Die Fahrbahnträger ruhen auf Pfeilern 500 · 380 mm mit einer Entfernung von 5 m von Mitte bis Mitte Pfeiler.

Das größte Biegungsmoment ergibt sich für eine Kranstellung, wenn der Kran um $^1/_4$ des Radstandes aus der Mitte zwischen zwei Auflagern verschoben ist. Es ergibt sich ein Profil I 30 mit $W = 653\,\text{cm}^3$ bei $\sigma_b \approx 900\,\text{kg/cm}^2$. Außerdem ist die Flächenpressung zwischen Unterlagplatte und Pfeiler zu prüfen.

b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde.

Durch Schneckengetriebe wird die gedrängteste Bauart der Laufkatzen erreicht. Anwendung findet eine doppelgängige Schnecke von etwa 18 bis 22° Steigung, wodurch ein Nutzeffekt bis zu 70 v. H. erzielt wird. Zur Lasthemmung wird stets eine Lastdruckbremse (siehe S. 129) verwendet, welche die Last in jeder Höhe frei schwebend erhält und für das Niederlassen nur eine sehr geringe Zugkraft erfordert Als Tragorgan für die Last wird Drahtseil, kalibrierte oder Gallsche Kette verwendet.

Bis zu 5000 kg Tragkraft wird für das Fahrtriebwerk das Haspelrad, hauptsächlich bei den auf den Markt gebrachten gedrängten Konstruktionen, direkt auf die verlängerte Laufradachse gesetzt. Für größere Tragkräfte muß ein Zahnradvorgelege angebracht werden. Die Katze läuft entweder auf besonderen Laufschienen, die auf dem oberen Flansch der Träger befestigt werden, oder man läßt die Räder direkt auf den Trägern laufen. Im letzteren Falle müssen die Räder so gestaltet werden, daß sie die Träger nur im mittleren Teile ihrer Breite belasten.

Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft
von Gebr. Bolzani in Berlin.

Die Laufwinde arbeitet mit loser Rolle und kalibrierter Kette. Die Grenzlast Q_{max} möge selten vorkommen. Wir wählen mit Rücksicht auf billige Konstruktion und äußerste Materialausnutzung einen Kettendurchmesser von 14 mm, eine Kettennuß mit $z = 5$, $t \approx 32$ mm und $D = 108$ mm, ferner ein Haspelrad für 8 mm Zugkette mit $z = 22$, $t = 22{,}5$ mm, $D = 314$ mm Teilkreisdurchmesser.

Wird unter Annahme einer doppelgängigen Schnecke der Wirkungsgrad des Windwerkes zu $\eta = 0{,}6$ geschätzt und für die volle Last eine für derartige Windwerke übliche große Haspelkraft von $2 \cdot 35 = 70$ kg angenommen, dann ist die Übersetzung zwischen Last und Kraftmoment (ohne Flaschengewicht)

$$i = \frac{2000 \cdot 5{,}4}{2 \cdot 35 \cdot 15{,}7 \cdot 0{,}6} \approx 16.$$

Zähnezahl des Schneckenrades $z = 32$.

Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft.

Fig. 1053.

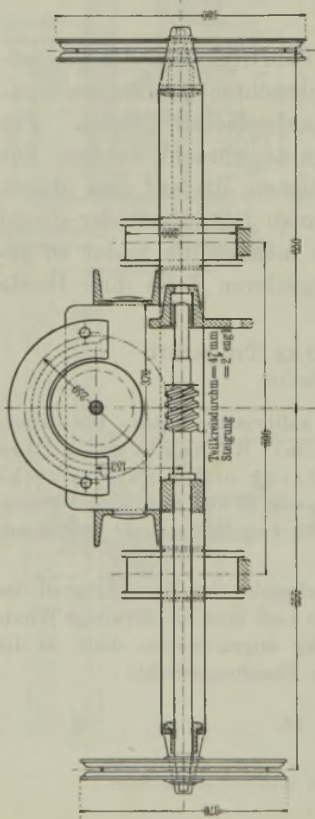


Fig. 1054.

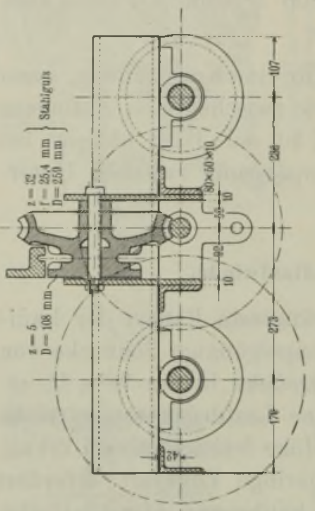


Fig. 1055.

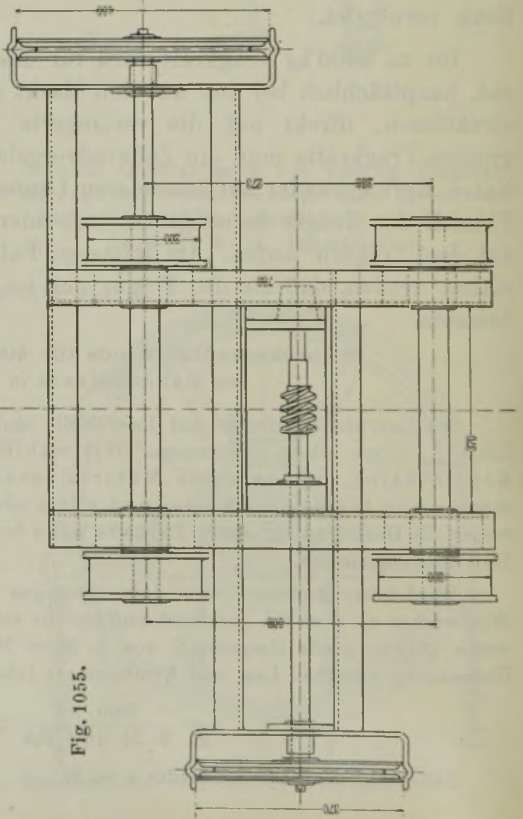
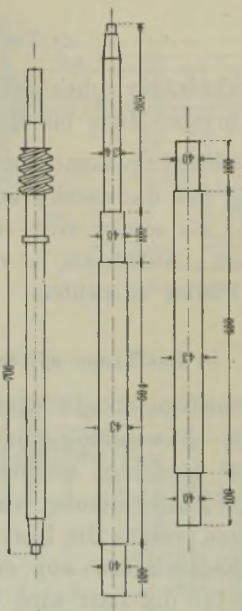


Fig. 1056 bis 1058.



Mit der äußersten Beanspruchung $c = 65$ für Stahlguß wird

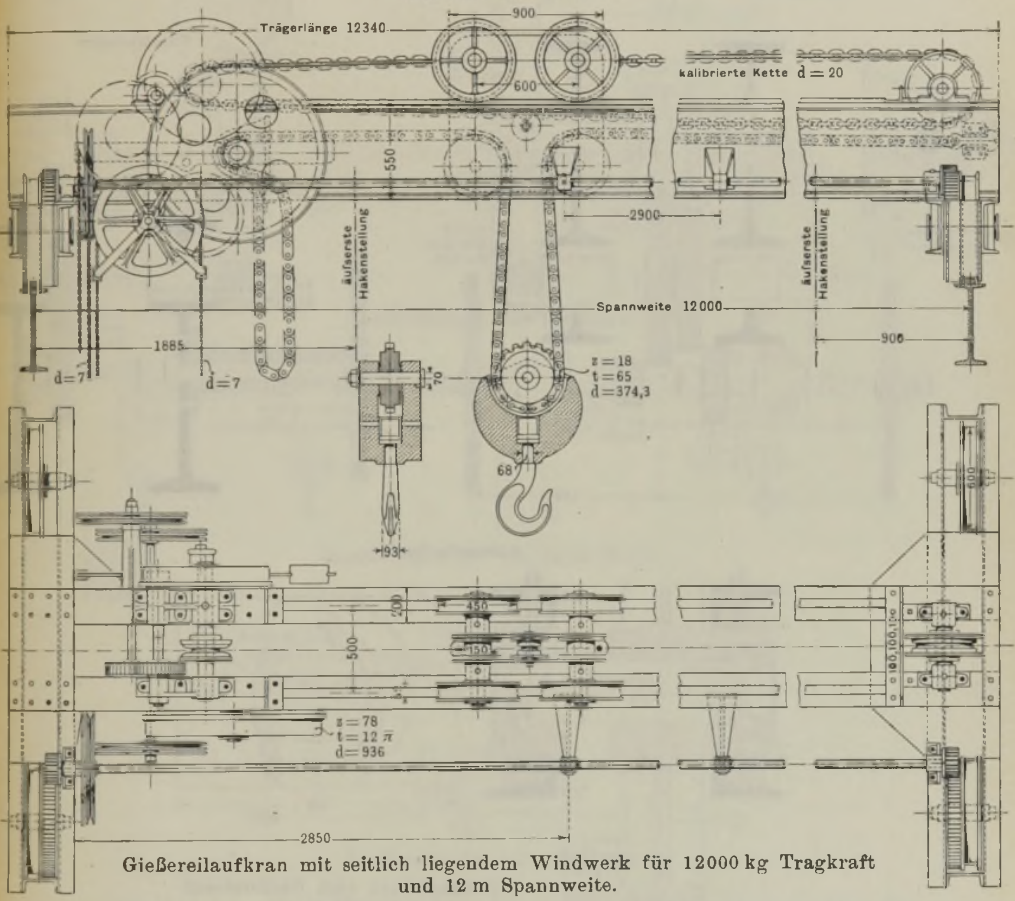
$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 2000 \cdot 5{,}4}{2 \cdot 32 \cdot 65}} \approx 25{,}36 \text{ cm},$$

und mit Rücksicht auf die Herstellung der Schnecke auf der Drehbank $t = 1'' = 25{,}4$ mm.

Durchmesser des Schneckenrades $D = \frac{32 \cdot 25{,}4}{\pi} = 259$ mm.

Zahnbreite $b = 2t = 50$ mm.

Fig. 1059 bis 1061.



Gießereilaufkran mit seitlich liegendem Windwerk für 12000 kg Tragkraft und 12 m Spannweite.

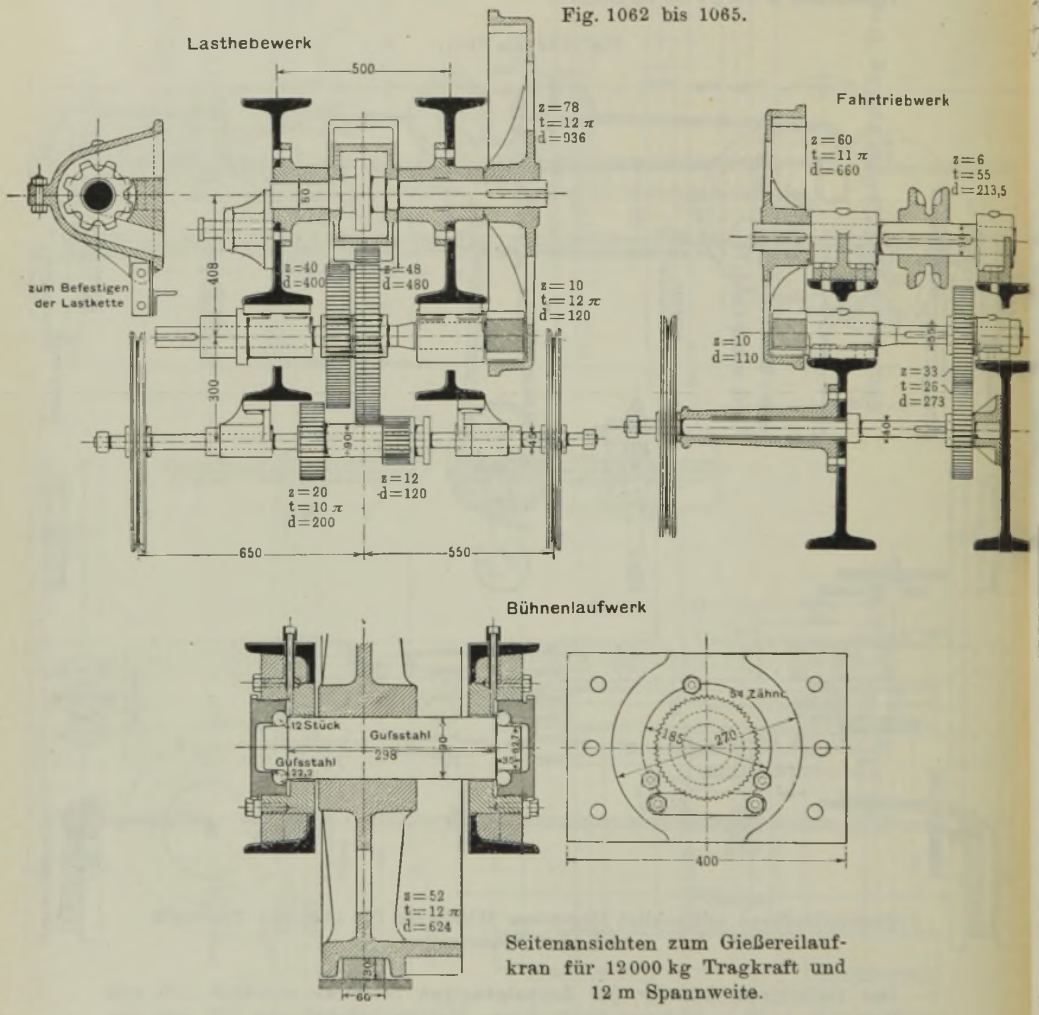
Der Teilkreisdurchmesser der doppelgängigen Schnecke ermittelt sich mit der Steigung $= 2'' = 50{,}8$ mm und einem Steigungswinkel von 19^0 aus der Gleichung $2r = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot tg \cdot a} = \frac{2 \cdot 25{,}4}{\pi \cdot tg\, 19^0} = 47$ mm.

Zur Lasthemmung ist die auf S. 131 unter Lastdruckbremsen beschriebene Maximbremse von Bolzani eingebaut. Der Druck, den diese Bremse in der Achsenrichtung der Schnecke empfängt, ist gleich der Umfangskraft des Schneckenrades $K = \frac{2000 \cdot 5{,}4}{25{,}9/2} \approx 835$ kg.

c) Laufkrane mit seitlich liegendem Windwerk.

Wird das Herabhängen der Haspelketten mitten im Raume als störend empfunden, so wird die Konstruktion Fig. 1058 gewählt. Allerdings finden Handkrane mit seitlichem Antrieb heute immer weniger Verwendung. Bei Anordnung einer Gallschen Kette ist außerdem der

Fig. 1062 bis 1065.

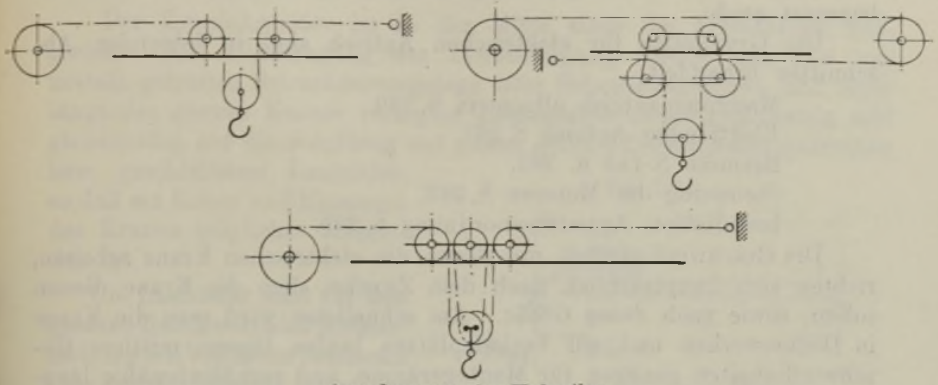


Seitenansichten zum Gießereilaufkran für 12000 kg Tragkraft und 12 m Spannweite.

Mangel der Seitenbeweglichkeit des Hakens zu erwähnen. Die Zugkette der Katze wird besser durch Drahtseil ersetzt. Dem Vorteil des gedrängten Triebwerkes steht der Nachteil der schweren Ketten entgegen. Das Hubwerk besitzt einen um etwa 10 v. H., die Lastverschiebevorrichtung einen um etwa 30 v. H. geringeren Nutzeffekt als Krane mit eingebautem Windwerk.

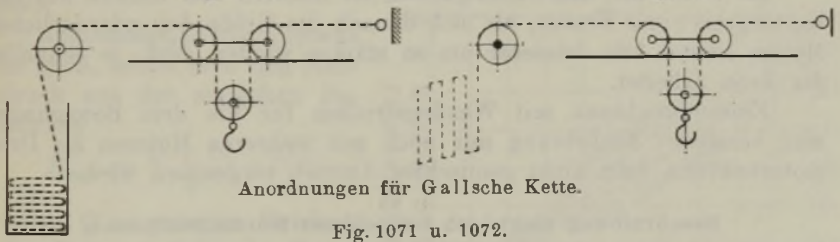
Als Tragorgan kommt fast stets Drahtseil, aber auch kalibrierte Kette und Gallsche Kette in Betracht. Anordnungen des Hubseiles nach Fig. 1065 bis 1067. Bei Gallscher Kette wird das freie Kettenende entweder in einem Kettenkasten oder durch Aufhängung in Schlingen

Fig. 1066 bis 1068.



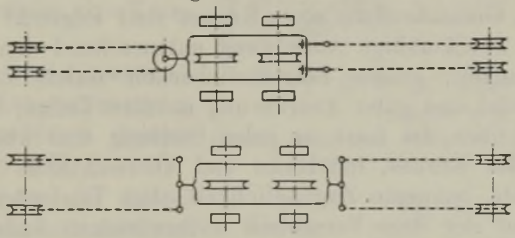
Anordnungen des Hubseiles.

Fig. 1069. Fig. 1070.



Anordnungen für Gallsche Kette.

Fig. 1071 u. 1072.



Laufkatze mit zwei Zugketten.

untergebracht. Dem Herabgehen des leeren Hakens ist stets eine genügende Beachtung zu schenken. Erfüllt wird diese Bedingung durch Beschwerung der losen Rolle.

Die Verschiebung der Laufkatze erfolgt durch endlose Kette, deren verzahnte Kettenrolle angetrieben wird. Einseitige Anordnung der Zugkette ist für kleinere Lasten noch zulässig, verursacht aber ein Ecken der Katze. Fig. 1071 zeigt die Anordnung mit zwei Zugketten, Ausgleichrolle und Spannschrauben. In Fig. 1072 ist die Ausgleichrolle durch Ausgleichhebel ersetzt.

3. Laufkrane mit elektrischem Antrieb.

Von allen Betriebsarten ist die elektrische die vorteilhafteste, sobald es sich um schnelle und häufige Bewegung großer Lasten handelt. Die Kraft läßt sich in bequemer Weise zuleiten. Die Bedienung und Wartung ist sehr einfach, und die Leistungsfähigkeit ist eine unbegrenzt große.

Die Grundsätze für elektrischen Antrieb sind in folgenden Abschnitten behandelt:

Maschinenantrieb allgemein S. 239.
Elektrischer Antrieb S. 267.
Bremsen S. 144 u. 282.
Steuerung der Motoren S. 283.
Installation, Apparateanordnung S. 299.

Die Geschwindigkeiten, mit denen die elektrischen Krane arbeiten, richten sich hauptsächlich nach dem Zwecke, dem die Krane dienen sollen, sowie nach deren Größe. Am schnellsten wird man die Krane in Hüttenwerken und auf Verladeplätzen laufen lassen, mittlere Geschwindigkeiten genügen für Montageräume, und verhältnismäßig langsam arbeiten dieselben in Gießereien. (Vgl. S. 241 mit Tabelle 46.)

Die Wahl der Geschwindigkeiten ist insofern von Einfluß auf den Kostenpreis eines Kranes, als sich danach die Größe des erforderlichen Motors richtet bzw. letzterer um so stärker werden muß, je schneller der Kran arbeitet.

Einmotorenkrane mit Wendegetrieben für die drei Bewegungen sind veraltet. Ausführung nur noch mit mehreren Motoren als Dreimotorenkrane, falls nicht gemischter Antrieb vorgesehen wird.

Beschreibung elektrisch betriebener Normallaufkrane.

Für den Gesamtaufbau eines Kranes sind folgende Gesichtspunkte maßgebend: zweckmäßige Anordnung entsprechend den jeweiligen Betriebsbedingungen, größte Betriebssicherheit durch Verwendung von bestem Material und guter Ausführung in allen Teilen, freier Überblick des Führers über die Last in jeder Stellung und über das gesamte Arbeitsfeld des Kranes, handliche und übersichtliche Anordnung der Steuerapparate, bequeme Zugänglichkeit aller Triebwerke, leichte Auswechselbarkeit der dem Verschleiß unterworfenen Teile, zweckmäßige Schmiervorrichtungen, leichte Montage an Ort und Stelle und gefällige Form bei gedrängter Bauart.

1. Kranträger.

Die Hauptträger der Kranbühne werden für kleinere Tragkraft und kleinere Spannweite aus gewalztem I-Eisen, für größere Tragkräfte und Spannweiten als Parallel- oder Parabelträger in Blech- oder Fachwerkkonstruktion ausgebildet. Zur Verhütung seitlicher Schwankungen beim Anfahren und Stillsetzen werden zu beiden Seiten Nebenträger angeordnet, welche den Hauptträger in allen Ebenen gegen die auftretenden Horizontalkräfte wirksam versteifen. Diese Nebenträger sind

mit gelochten Blechen (Lichtdurchlaß) oder Brettern abgedeckt und mit Geländer versehen, und dienen so gleichzeitig zum Begehen des Kranes und zur Schmierung des Triebwerkes. Die Träger stützen sich auf jeder Seite auf einen Querträger, in welchem die Laufräder des Kranes gelagert sind.

2. Kranfahrwerk.

Der Kranfahrmotor ist in der Mitte einer der Laufbühnen aufgestellt. Die Übertragung der Drehbewegung erfolgt von hier aus mittels gefräster Stirnrädervorgelege oder Schneckengetriebe und einer längs des ganzen Kranes verlegten Transmissionswelle gleichzeitig und gleichmäßig auf die sorgfältig auf genau gleiche Durchmesser gedrehten bzw. geschliffenen Laufräder, so daß ein Ecken und Klemmen des Kranes möglichst vermieden ist.

Die Laufräder sind für den größten Raddruck, also Anfahrstellung mit Vollast zu bemessen (Fig. 1073). Hierfür bietet das Diagramm Fig. 1074 einen Anhalt.

Angenähert, allerdings etwas zu groß, erhält man den Raddruck aus der einfachen Beziehung

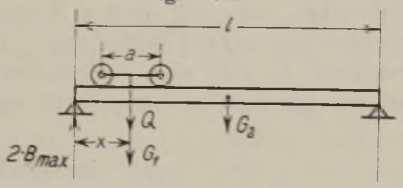
$$B_{max} = \frac{Q + G_1}{2} + \frac{G_2}{4},$$

worin Q = gesamte Nutzlast, G_1 = Katzengewicht, G_2 = Kranwagengewicht.

Der Unterschied zwischen Formel und Diagrammwerten beträgt bei größeren Spannweiten 3 bis 5 v. H.

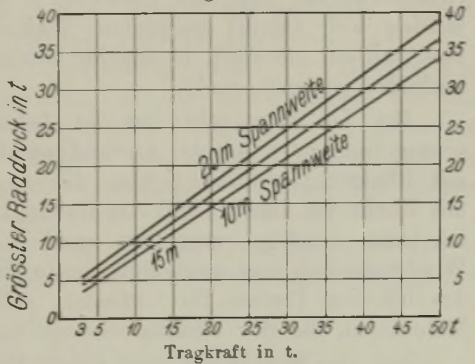
Läßt man für die durchgehende Antriebswelle der Laufräderachse einen Verdrehungswinkel von $^1/_4{}^0$ je Meter zu, so beträgt bei 40 mm Wellendurchmesser, 10 m Wellenlänge und 500 mm Laufraddurchmesser der Vorlauf einer Kranseite bei einseitigem Haspelradantrieb etwa 20 mm. Bei Übersetzung ins Langsame verringert sich die Voreilung wesentlich.

Fig. 1073.



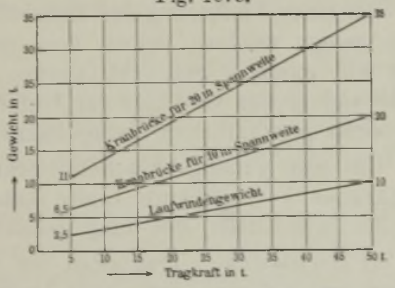
Raddruck bei Anfahrstellung.

Fig. 1074.



Größte Raddrücke normaler Demag-Laufkrane von 3 bis 50 t Tragkraft.

Fig. 1075.



Eigengewicht von Laufwinden und Kranbrücken elektrisch betriebener Laufkrane.

Der Kran geht so lange in die Schräglage über, bis die Spurkränze anlaufen. Bei großen Spannweiten verlegt man die Führung des Kranes ganz auf eine Kranseite. Die Räder auf der anderen Seite erhalten entweder einen erweiterten Laufkranz, oder man gibt einen entsprechenden Spielraum zwischen Radnabe und Radkasten. Eine dieser Maßnahmen ist schon deshalb erforderlich, weil mit ungenauem Verlegen der Schienen, d. h. ungleicher Spurweite, gerechnet werden muß.

Die Durchbiegung der Hauptträger würde ein Klemmen der durchgehenden Kranfahrwelle bedingen. Zur Vermeidung trägt man von vornherein der durch das Eigengewicht hervorgerufenen Durchbiegung dadurch Rechnung, daß man die Lager der Welle so anpaßt, daß ein Ausgleich stattfindet (verstellbare Lager). Die Hauptträger der Verladebrücken von sehr großer Spannweite erhalten zum Ausgleich der Durchbiegung eine Überhöhung. Liegt der Fahrmotor nicht in der Kranmitte, so wird eine Vorgelegewelle bis zur Mitte geführt, um von hier aus die durchgehende Welle anzutreiben.

3. Laufkatze.

Auf dieser sind die Motoren und Triebwerksteile des Hubwerkes, Hilfshubwerkes und des Fahrwerkes untergebracht. Sämtliche Teile werden auf einem genieteten Walzeisenrahmen oder einer Blechkonstruktion montiert, in welcher auch die doppelflanschigen Stahlgußlaufräder gelagert sind.

Bei den Konstruktionen ist darauf zu achten, daß keine Verschwendung oder falsche Anwendung des Materials auftritt, nicht nur mit Rücksicht auf die Kosten des zu schweren Teiles, sondern auch mit Rücksicht darauf, daß das Gewicht des Kranträgers und der Kranfahrbahn unnötig vergrößert wird. Z. B. sind schwere gußeiserne Windenrahmen und auch gußeiserne Untersätze für die Motore infolge des höheren Preises für Gußeisen, selbst unter Berücksichtigung der Mehrarbeit, die der schmiedeeiserne Rahmen erfordert, teurer.

Von der Motorwelle sind axiale Drücke fernzuhalten. Die auf der Motorwelle sitzenden Ritzel dürfen z. B. nicht mit Schrägzähnen versehen werden.

Bei einer Tieflegung der Fahrbahn (S. 560) muß der Katzenrahmen hoch gelegt werden; jedoch muß die Katze in ihrer Gesamthöhe so weit wie möglich gedrückt werden, weil die Kosten einer höheren Halle viel größer sind, als der Unterschied der Kosten einer niedrigen und einer gewöhnlichen Katzenbauart.

Um eine günstige Flächenbestreichung zu erzielen, sind bei Werkstattkranen kurz gebaute, breite Katzen (Radstand kleiner als Abstand der Schienenmitten) den lang gebauten vorzuziehen.

a) Hubwerk. Tragorgan ist durchweg Drahtseil, dessen beide Enden sich auf zwei (getrennte) Trommelhälften mit Rechts- und Linksgewinde wickeln, um ein Wandern der Last beim Heben zu vermeiden.

Die Kraftübertragung erfolgt vom Motor aus auf die Seiltrommel entweder mittels mehrgängiger Schneckengetriebe und gefräster Stirnräder, oder nur mittels gefräster Stirnräder (Motorritzel aus vollem geschmiedeten Stahl, große Räder aus Stahlguß). Hochliegende Trommel ergibt niedrige Bauhöhe und größere Hubhöhe. Tiefliegende Trommel ermöglicht kleineren Radstand bei geringerer Hubhöhe.

Über die Verwendung der einen oder anderen Antriebsart sind die Ansichten der führenden Kranfirmen geteilt. Während von einer Seite die beiden Ausführungsarten bezüglich Abnutzung und Wirkungsgrad als vollkommen gleichwertig bezeichnet, wird von der anderen Seite angegeben, daß trotz der Vorteile der Schneckengetriebe (gedrängte Anordnung) Stirnradvorgelege bezüglich des Wirkungsgrades immer noch den Schneckengetrieben überlegen sind, zumal geringe Ungenauigkeiten in der Herstellung oder dem Einbau den Wirkungsgrad sehr ungünstig beeinflussen.

Die Achsen der Laufräder und Trommeln sind frei von Torsion zu halten, so daß sie nur nach einer Seite auf Biegung beansprucht werden. Die Achsen werden also durch Haltebleche festgelegt. Dadurch erreicht man schwächere Wellendurchmesser, kleineres Gewicht und geringere Reibung.

b) Hilfshubwerk. Die Ausführung ist genau die gleiche wie die des Haupthubwerkes. Es gilt deshalb hierfür das unter a) Gesagte. Hilfswindwerke kommen bei schweren Kranen dann zur Anwendung, wenn trotz der Eigenschaft des Hauptstrommotors, bei kleinerer Last größere Geschwindigkeit anzunehmen, die für kleine Lasten erforderliche Geschwindigkeit nicht erreicht wird. Man setzt die Hilfswinde entweder auf die Hauptkatze oder auf eine besondere Katze und vermeidet durch diese Anordnung auswechselbare Vorgelege für mehrere Laststufen, deren Umschalten unbequem empfunden wird.

c) Fahrwerk. Die Übertragung der Drehbewegung erfolgt vom Motor aus auf die Laufräder mittels gefräster Stirnrädervorgelege bzw. Schneckengetriebe.

4. Bremsen und Bewegungsregelung.

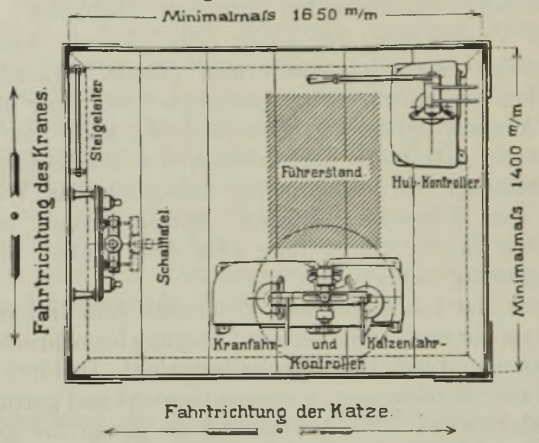
Die Haupt- und Hilfshubwerke erhalten je eine elektromagnetisch gelüftete Band- oder Klotzbremse, welche die Last bei beabsichtigter oder unbeabsichtigter Stromunterbrechung in jeder Höhenlage festhält (Haltebremse).

Für die Senkbremse kommt in Betracht die Kurzschlußbremsung bei Gleichstrom, die Generatorbremsung bei Drehstrom, eine Lastdruckbremse oder die Hauptstrom-Magnetbremse. Kurzschluß- und Generatorbremsung werden am meisten angewendet. Bei ersterer ist eine Zentrifugalklingel empfehlenswert.

Gleichstrom-Hauptstrommotoren haben die Eigenschaft, daß sich die Drehzahl, also auch die Arbeitsgeschwindigkeiten bei kleineren Lasten und leerem Haken wesentlich, und zwar selbsttätig erhöhen. Kleinere Lasten und der leere Haken werden etwa zweimal so schnell gehoben als die Vollast. Dasselbe gilt in beschränkterer Weise auch für das Fahrwerk.

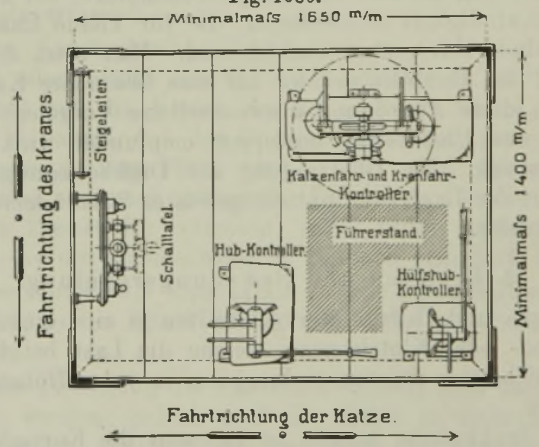
Drehstrommotoren erhöhen ihre Drehzahl bei geringerer Belastung nur ganz unbedeutend. Eine der Last entsprechende feinstufige Regelung des Stromes wird bei beiden Stromarten durch eine große, mit der Motor- bzw. Steuerwalzengröße wachsende Zahl von Widerständen erzielt.

Fig. 1076 bis 1079.



Anordnung der Steuerwalzen im Führerkorb eines normalen Dreimotoren-Laufkranes.

Fig. 1080.

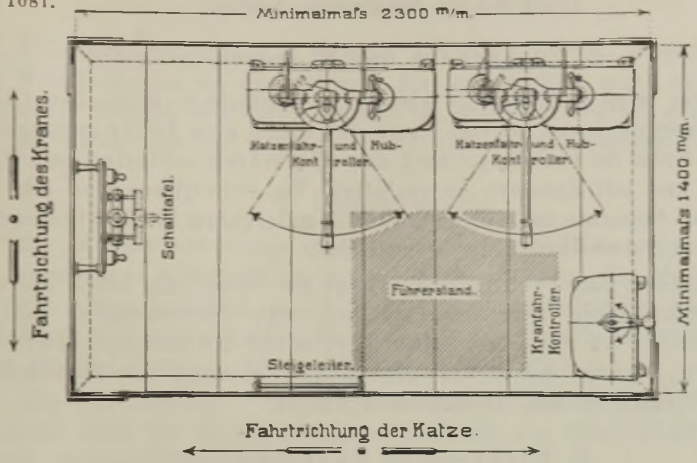


Anordnung der Steuerwalzen im Führerkorb eines Laufkranes mit Hilfshebevorrichtung.

Gleichstromsteuerwalzen werden zwecks Erzielung genauer Senkregulierung mit Senkbremsschaltung versehen, derart, daß der Motor beim Senken als Dynamo arbeitet; für Drehstrom wird Schaltung mit voller Umkehrung vorgesehen.

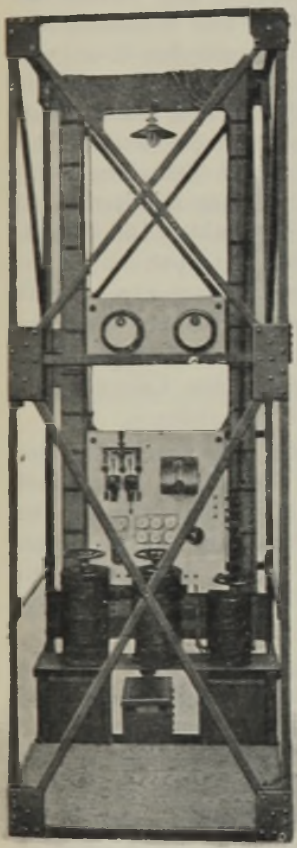
Das Fahrwerk erhält bei Fahrgeschwindigkeiten von 60 m/min aufwärts eine vom Führer zu betätigende Bremse, oder bei Gleichstrom eine Steuerwalze mit Nachlaufbremsstellungen.

Fig. 1081.



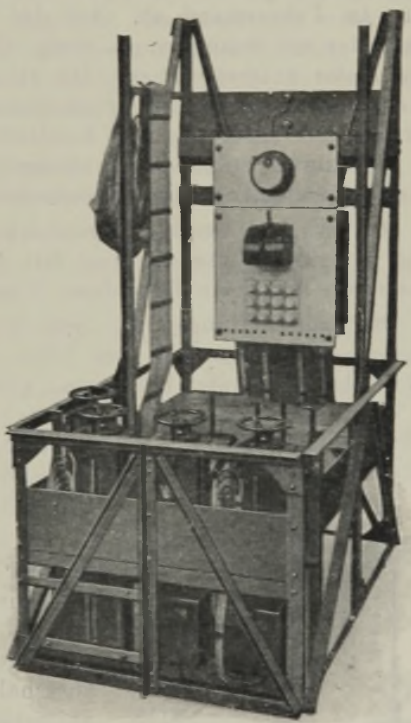
Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines Laufkranes mit 2 Katzen und 5 Motoren.

Fig. 1082.



Führerstand
zu einem Dreimotoren-Laufkran.
Weyermann-Hebezeuge, G. m. b. H.

Fig. 1083.



Führerstand
zu einem Viermotoren-Laufkran.

5. Führerkorb und Steuerung.

Ersterer wird seitlich fest am Träger unterhalb einer der Laufbühnen angeordnet und ist von dieser aus durch eine Leiter zugänglich. Läuft der Kran im Freien, so wird der Führerkorb wetterfest mit Holz verkleidet und mit Fenstern ausgestattet. Im Führerhaus sind alle erforderlichen Apparate samt der Schalttafel untergebracht. Die Steuerung erfolgt dann durch Handräder oder Hebel.

Bei Kranen ohne Führerkorb erfolgt die Steuerung durch die auf einer Kranlaufbühne nebeneinander liegenden Steuerschalter mittels Handzugketten vom Flur aus. Hierbei erhalten die Steuerschalter eine Vorrichtung, welche die Steuerwalze beim Loslassen der Handketten wieder selbsttätig in die Nullage zurückführt.

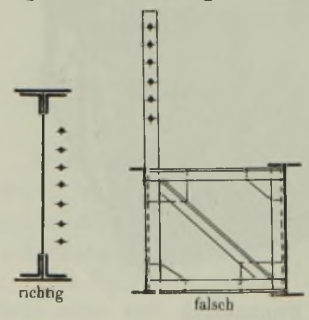
6. Elektrische Ausrüstung.

Diese muß den Verbandsvorschriften entsprechen und umfaßt die Elektromotoren mit den zugehörigen Steuerwalzen und Widerständen, die Bremsmagnete, die Schalttafel mit Zubehör, die auf den Kran verlegten Kabel, sowie die Schleifleitungen der Katze. Ob die Widerstände angebaut oder getrennt aufgestellt werden, hängt von den Platzverhältnissen im Führerstand ab. Auf der Schalttafel sind ein Haupthebelausschalter mit Schutzkappe, sowie die erforderlichen Sicherungen für jeden Motor unterzubringen. Die Hauptstromabnehmer erhalten meist Rollenkontakte, die Katzenstromabnehmer Schleifkontakte. Die Schleifleitungen aus hartgezogenem Kupferdraht werden bei Spannungen bis 125 Volt durch isolierte Spannhaken, bei höheren Spannungen durch isolierte Spannhaken und Wirbelisolatoren gehalten.

Die Verlegung der Kabel geschieht auf Holzbrettern. Die am Kranträger verlegten Leitungen sind mit den entsprechenden Leitungen im Führerkorb durch ein besonderes Klemmenbrett verbunden.

Die Schleifleitungen auf dem Krane werden am zweckmäßigsten zwischen den Trägern in der Nähe der neutralen Achse angeordnet, weil sie hier geschützt liegen und gut überwacht werden können. Das Anbringen der Drähte oberhalb der Träger ist nicht gut, weil die Endstützen die Vibrationen der Träger mitmachen (vgl. Fig. 1084 und 1085).

Fig. 1084. Fig. 1085.



Lage der Schleifleitungen.

Sicherheitsapparate, wie: Endausschalter für die Begrenzung der einzelnen Bewegungen, Signalglocken oder Lichtsignale beim Überschreiten der höchstzulässigen Motordrehzahl, Maximalstromausschalter und dergleichen, welche bei aufmerksamer Bedienung nicht erforderlich sind, werden nur in besonderen Fällen vorgesehen.

Hubbegrenzungsschalter werden normalerweise so ausgeführt, daß das Wiedereinschalten des Stromes für das Senken nicht automatisch geschieht, sondern erst dann möglich ist, wenn der Führer den Schalter auf der Katze von der Kranlaufbühne aus wieder eingelegt hat.

7. Reserveteile.

Zur Aufrechterhaltung eines ungestörten Betriebes ist das Vorhandensein von Reserveteilen erforderlich. Werden für einen Betrieb mehrere Krane geliefert, so ist es zweckmäßig, möglichst die gleichen Maschinenteile zu verwenden, damit das Lager der Reserveteile, welches totes Kapital darstellt, klein gehalten werden kann.

Das gilt besonders für die elektrischen Ausrüstungen, weil sich dann die Zahl der Elektromotoren, wenn sie von einer Firma bezogen werden, niedrig halten läßt.

8. Normierung und Gebäudeentwurf.

Die Durchgangsprofile der Laufkrane sind in den deutschen Industrienormen festgelegt. Auch hinsichtlich der Arbeitsgeschwindigkeiten, der Bauart und der Eigengewichte weichen die Ausführungen elektrisch betriebener Krane der einzelnen Kranbaufirmen wenig voneinander ab. Zur Verkürzung der Lieferfristen und Vermeidung höherer Herstellungskosten ist es deshalb zweckmäßig, sich beim Entwurf eines neuen Fabrikgebäudes an die Normen zu halten.

Tabelle 85. Laufkrane der Demag-A.-G.

Tragkraft t	Spannweite m	Heben m/min	Heben PS	Katzenfahren m/min	Katzenfahren PS	Kranfahren m/min	Kranfahren PS	Raddruck t	Radstand m
5	10	7,2	12	30	1,8	126	10	6	2,4
	14					102		6,5	2,6
	18					96		7,1	2,8
10	10	8	28	30	3,8	108	14	9	2,8
	14					102		9,7	
	18							10,4	
15	10	8,4	44	30	5	108	20	12,2	3,2
	14					102		13,1	
	18							14	
20	10	6,6	44	30	7	102	20	15,3	3,4
	14					96		16,0	
	18					84		17,2	
30	10	4,2	44	30	10	102	32	20,6	4
	14					96		22,0	
	18					90		23,4	
40	10	4,2	44	30	10	102	32	26,4	4
	14					96		28,0	4
	18					90		29,6	4
50	10	3	56	24	14	90	42	31,8	4
	14					84		33,7	4,2
	18					78		35,7	4,2

Tabelle 86. **Laufkrane** der Düsseldorfer Maschinenb.-A.-G., Losenhausenwerk.

Tragkraft t	Spannweite m	Heben m/min	Heben PS	Katzenfahren m/min	Katzenfahren PS	Kranfahren m/min	Kranfahren PS	Raddruck t	Radstand m	Gewicht Katze t	Gewicht vollst. Kran t
3	8	6,2	6,8	32	1,1	100		3,4	2,2		7,7
	12					90	6,8	3,9	2,6	2,1	9
	15					80		4,6	2,8		10,3
5	8	4	6,8	30	1,7	85		4,5	2,2		8
	12					80	8	5,3	2,6	2,4	9,6
	15					80		5,7	2,8		11,5
10	8	3,75	12,5	25	2,3	80		7,8	2,2		10,2
	12					70	12,5	8,7	2,6	3,7	13
	15					65		9,2	2,8		15
15	8	3,3	17	21	2,5	80		10,9	2,2		11,8
	12					70	17	11,7	2,6	4,6	14,5
	15					65		12,4	2,8		17,2
20	8	2,4	17	14	2,5	70		14	2,2		14,8
	12					60	17	15,2	2,6	5,6	17,8
	15					55		15,8	2,8		20
30	8	2,2	24	17	5,8	55		20,75	2,3		18
	12					50	17	21,9	2,6	7,5	22,5
	15					50		22,85	2,8		26
40	8	1,6	24	13	6,6	60		27	2,4		22
	12					55	24	28,5	2,8	8,5	26,4
	15					50		29,2	3,0		29
50	8	1,7	36	13	10	50		33,5	2,4		29
	12					45	24	35,3	2,8	10	32,5
	15					40		36,1	3,0		36,0

Hauptträger bei kleiner Tragkraft und kleinen Spannweiten I-Eisen, bis 16 m genietete Träger, über 16 m Fachwerkträger.

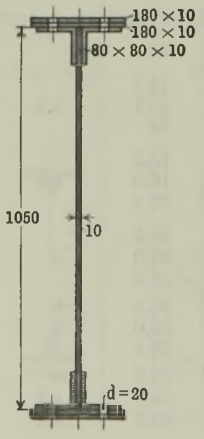
Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite.

Verlangte Geschwindigkeiten:

Heben . . . . . 2,5 m/min,
Katzenfahren . . . . . 10 „
Kranfahren . . . . . 20 „

Zur Verfügung steht Gleichstrom mit 220 Volt Spannung.

Fig. 1086.



1. Berechnung des Kranwagens.

a) Hauptträger. Mit Hilfe der Tabellen auf S. 530 wird Profil Fig. 1086 gewählt. Es ist dann das Trägheitsmoment für die Gurtplatten

$$J_1 = 2\left(\frac{18 \cdot 2^3}{12} + 18 \cdot 2 \cdot 53{,}5^2\right) = 205\,688 \text{ cm}^4$$

für die Winkeleisen

$$J_2 = 4\,(87{,}5 + 15{,}1 \cdot 50{,}2^2) \cdot \cdot = 151\,550 \text{ „}$$

für das Stehblech

$$J_3 = \frac{1 \cdot 105^3}{12} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 96\,469 \text{ „}$$

$$453\,707 \text{ cm}^4$$

ab für Nietlöcher

$$4\left(\frac{2 \cdot 3^3}{12} + 6 \cdot 53^2\right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 67\,416 \text{ „}$$

$$386\,291 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{386\,291}{54{,}5} = 7088 \text{ cm}^3.$$

Gewicht des Trägers je Meter etwa 185 kg, also Gewicht beider Träger $2 \cdot (185 \cdot 15) \approx 5500$ kg. Der Raddruck ergibt sich aus folgenden Gewichten:

Nutzlast	20 000 kg	
Katzengewicht mit Flasche	4 000 „	
Trägergewicht	5 500 „	= 8500 kg.
Kopfträger, Versteifung usw.	3 000 „	
	32 500 kg	

Raddruck der beweglichen Last (äußerste Katzenstellung vom Kopfträger bis Katzenmitte angenommen 1500 mm):

$$\frac{12\,000 \cdot (1500-150)}{1500} = 10\,800 \text{ kg}.$$

Gesamtraddruck $= \frac{\text{Kopfträger} + \text{Kranträger}}{2} +$ Raddruck der beweglichen Last:

$$= \frac{3000 + 2750}{2} + 10\,800 = 13\,675 \text{ kg}.$$

Bei einem Radstande von 2000 mm wird nach S. 519 mit $W_1 = 6400$ kg [1])

$$M_{max} \approx 6400 \left(\frac{1500}{2} - \frac{200}{4}\right) + \frac{5500 \cdot 1500}{2 \cdot 8} = 4\,995\,625 \text{ kgcm},$$

demnach $\sigma_b = \frac{4\,995\,625}{7088} = 705 \text{ kg/cm}^2$.

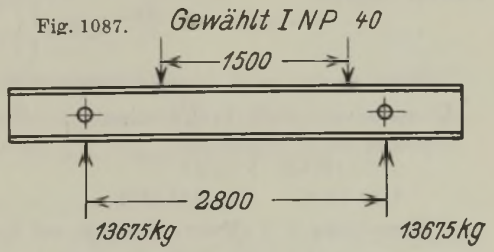
Durchbiegung nach S. 519

$$\delta = \left[\frac{\frac{24\,000}{2} + \frac{5}{8} \cdot \frac{5500}{2}}{2\,000\,000 \cdot 386\,291}\right] \frac{1500^3}{48} = 1{,}3 \text{ cm}.$$

Zulässige Durchbiegung $\frac{1}{800} \cdot 1500 = 1{,}8$ cm.

b) Kopfträger. Der Radstand wird mit $^1/_5$ Spannweite etwa 2800 mm.

Fig. 1087.



c) Laufräder des Kranwagens. Gewählt wird Raddurchmesser $D = 800$ mm, und Hartguß auf Stahlschiene 60×40. Dann ist nach $B = kbD$

$$k = \frac{13\,675}{80 \cdot 6} = 28{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

$13\,675 \cdot 65 = W \cdot 600$; $W = 1482$ cm³.

d) Antrieb des Kranwagens. Mit 32 500 kg Gesamtgewicht, 6 cm Laufradzapfenhalbmesser, 80 cm Laufraddurchmesser, $\mu = 0{,}1$, $f = 0{,}08$ cm und 80 v. H. Zuschlag wird das Moment der Reibungswiderstände

$$M_R = 32\,500\,(0{,}08 + 0{,}1 \cdot 6) \cdot 1{,}8 = 39\,800 \text{ kgcm}$$

und die Zugkraft $= \frac{39\,800}{40} = 995$ kg.

Erforderliche Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0{,}75$ (geschätzt) und $v = 20$ m/min $= 0{,}333$ m/s

$$N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{995 \cdot 0{,}333}{75 \cdot 0{,}75} = 5{,}9 \text{ PS}.$$

Typ	Kranleistung	Drehzahl	Preis RM
a) KR 5,8 . .	6,9 PS	975	390
b) WD 5,2 . .	5,9 PS	440	800

Nach der Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft kommen nebenstehende Gleichstrom-Hauptstrommotoren in Betracht.

a) Billig, aber große Übersetzung erforderlich, b) teuer, aber kleine Übersetzung. Wir entscheiden uns für a), weil billigere Ausführung trotz des Mehrvorgeleges möglich.

[1]) W_1 wird erhalten durch Momentengleichung mit $\frac{2400}{4}$ um das rechte Trägerende bei einer um $a/4$ verschobenen Katzenstellung. $600 \cdot 700 + 6000 \cdot 900 = W_1 \cdot 1500$.

Belastet ist der Motor in der Beharrung mit 5,9 PS, daher Drehzahl nicht 975 wie bei 6,9 PS, sondern 1063, die wir der Tabelle 87 entnehmen.

Tabelle 87. **Motor KR 5,8.**

Normales Drehmoment v. H.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Drehzahl	Wirkungsgrad	Belastungsdauer min.	Stromverbrauch A
20	0,78	2,24	2050	80,0	dauernd	9,4
30	1,17	2,88	1760	83,5	„	11,5
40	1,56	3,35	1540	83,8	190	13,4
50	1,95	3,82	1400	84,0	133	15,2
60	2,34	4,25	1300	84,3	105	16,8
70	2,73	4,67	1225	84,3	86	18,5
80	3,12	5,06	1160	84,2	75	20,0
90	3,51	5,45	1110	84,2	67	21,6
100	**3,90**	**5,83**	**1070**	**84,1**	**60**	**23,2**
110	4,29	6,18	1030	84,1	53	24,6
120	4,68	6,54	1000	84,0	46	26,0
130	5,07	6,90	975	84,0	40	27,4
140	5,46	7,24	950	83,8	35	28,8
150	5,85	7,60	930	83,5	31	30,4

Drehzahl der Laufräder $n = \frac{20}{0{,}8 \cdot \pi} \approx 8$. Übersetzung zwischen Motor und Laufrad demnach

$$\frac{1063}{8} \approx 133 \begin{cases} 1:4 \\ 1:6 \\ 1:5{,}55 \end{cases}$$

Damit ergeben sich folgende Räderverhältnisse:

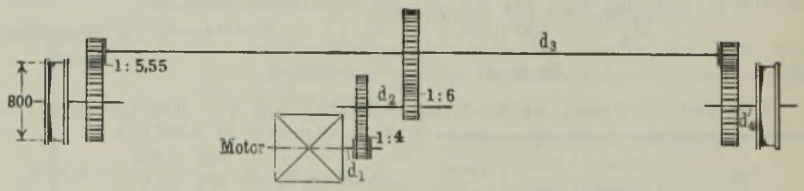
Übersetzung 1 : 5,55 (Laufradachse)
Stahlguß, $k_b = 700\ \mathrm{kg/cm^2}$,
$z = 12:64$, $b = 2\,t$,
$t = 12\,\pi$, $d = 144:770$.

Übersetz. 1 : 6 (Zwischenvorgelege)
Stahlguß, $k_b = 500\ \mathrm{kg/cm^2}$,
$z = 15:90$, $b = 2{,}5\,t$,
$t = 10\,\pi$, $d = 150:900$.

Übersetzung 1 : 4 (Motor), Rohhaut auf Gußeisen,

$c = 10$, $z = 15:60$, $b = 2{,}5\,t$, $t = 10\,\pi$, $d = 150:600$.

Fig. 1088.



Anordnung des Kranwagentriebwerkes.

Motorwelle $d_1 = 45$ mm, Vorgelegewelle $d_2 = 55$ mm, Vorgelegewelle $d_3 = 65$ mm; Lager der Welle d_2 mit Ringschmierung, Lager der Welle d_3 Stehlager mit Nadelöler und Rotgußschale.

Prüfung des Wirkungsgrades. Derselbe war vorher nur geschätzt. Die Prüfung ergibt bei $\eta' = 0{,}91$ je Vorgelege

$$\eta = 0{,}91 \cdot 0{,}91^2 \cdot 0{,}91 = 0{,}753,$$

also mit der Schätzung übereinstimmend.

Prüfung der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit $= 0{,}333$ m/s, Anfahrzeit $t_1 = 4$ s; da Hauptstrommotor, ist $b = \frac{2v}{t_1} = \frac{0{,}333 \cdot 2}{4} = 0{,}166$ m/s²; Anfahrweg

$$s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0{,}333}{2} \cdot 4 = 0{,}666 \text{ m}.$$

α) Anker. $G D^2 = 0{,}79$ kgm²;

$$M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400\, t_1} = \frac{0{,}79 \cdot 1063}{400 \cdot 4} \cdot \cdots\cdots = 0{,}525 \text{ kgm}$$

β) Kupplung; bei 300 mm Durchm. $J = 0{,}08$ kgm s²;

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30\, t_1} = \frac{0{,}08 \cdot \pi \cdot 1063}{30 \cdot 4} \cdot \cdots\cdots = 2{,}23 \text{ ,}$$

γ) Kran. Beschleunigungskraft

$$P = m\, b = \frac{32\,500}{9{,}81} \cdot 0{,}166 = 550 \text{ kg}.$$

Moment bezogen auf die Laufradachse

$$M_K = 550 \cdot 0{,}4 = 220 \text{ kgm}.$$

bezogen auf den Anker

$$M_{L/A} = \frac{M_L}{i \cdot \eta} = \frac{220}{132 \cdot 0{,}75} \cdot \cdots\cdots = 2{,}21 \text{ ,}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 39\,800$ kgcm $= 398$ kgm;

bezogen auf die Motorwelle $M_{R/A} = \frac{398}{133 \cdot 0{,}75} \cdot \cdots\cdots = 4{,}00$,

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment . . . . . $= 8{,}96$ kgm

Zum Anlauf genügt also ein Drehmoment: $\frac{8{,}96}{3{,}9} = 2{,}3$ faches Normaldrehmoment, während das 3fache mit $3 \cdot 3{,}9 = 11{,}7$ kgm zur Verfügung steht.

2. Anlauf bei leerem Haken.

$M_R = 12\,500\,(0{,}06 + 0{,}1 \cdot 6 \cdot) 1{,}8 = 15\,300$ kgcm, in bezug auf die Motorwelle $M_{R/A} = \frac{153}{133 \cdot 0{,}75} = 1{,}535$ kgm. Bei Ausschaltung sämtlicher Widerstände bliebe demnach für die Beschleunigung sämtlicher Massen ein Ankerdrehmoment von $8{,}96 - 1{,}53 = 7{,}43$ kgm. Davon kommen wie in obiger Rechnung 1. rund $^3/_8$, das sind $\frac{7{,}43 \cdot 3}{8} = 2{,}79$ kgm auf die Beschleunigung des Kranwagens selbst, während der Rest für Beschleunigung von Anker und Triebwerk aufzuwenden sind. Am Laufrad beträgt das Moment $2{,}79 \cdot 133 \cdot 0{,}75 = 278{,}5$ kgm. Demnach Beschleunigung

$$b = \frac{P}{m} = \frac{278{,}5 : 0{,}4}{12\,500 : 9{,}81} = 0{,}547 \text{ m/s}^2.$$

3. Fahrt im Beharrungszustande bei leerem Haken.

Zu überwinden ist nur das Reibungsmoment wie unter 2.

$$M_{R/A} = 1{,}535 \text{ kgm}.$$

Bei dieser Belastung macht der Motor nach der Tabelle 87 (S. 586) rund 1540 Umdrehungen i. d. min. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt dann bei vollem Strom

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{0{,}8 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1540}{133} = 0{,}485 \text{ m/s} \approx 29{,}1 \text{ m/min}.$$

Querbeanspruchung der Hauptträger.

Die Beschleunigungskräfte verteilen sich proportional den Massen, und zwar soll die Beschleunigungskraft für die Hauptträger gleichmäßig über die Spannweite verteilt, die Kraft für Nutzlast, Katzen- und Flaschengewicht hingegen in der Mitte wirkend angenommen werden.

Es ist

Masse der beiden Hauptträger . . . . . $\frac{5500}{9.81} = 560 \text{ kg s}^2/\text{m}$,

Masse der Last, Katze und Flasche . . . . . $\frac{24\,000}{9{,}81} = 2440 \text{ kg s}^2/\text{m}$.

Mit der beim Anfahren vorhandenen Beschleunigung

$$b = 0{,}166 \text{ m/s}^2$$

wird die in der Trägermitte wirkende Einzelkraft für einen Träger

$$P_1 = m_1 b = \frac{2440}{2} \cdot 0{,}166 = 203 \text{ kg}$$

und die gleichmäßig verteilte Kraft bei Vollast:

$$P_2 = \frac{560}{2} \cdot 0{,}166 = 46{,}5 \text{ kg},$$

bei Anfahren mit leerem Haken hingegen

$$P'_2 = \frac{560}{2} \cdot 0{,}547 = 153 \text{ kg}.$$

Das größte horizontale Biegungsmoment in der Mitte des Trägers wird hiermit

$$M_b = \frac{203 \cdot 1500}{4} + \frac{46{,}5 \cdot 1500}{8} = 84\,900 \text{ kgcm}.$$

Das Trägheitsmoment eines Hauptträgers in bezug auf die vertikale Schwerachse ist

$$\frac{2 \cdot 2 \cdot 18^3}{12} + 4\,(87{,}5 + 15{,}1 \cdot 2{,}84^2) + \frac{105 \cdot 1^3}{12} = 2790 \text{ cm}^4,$$

$$\text{ab } J_{\text{Nieten}} = 4\left(\frac{3 \cdot 2^3}{12} + 6 \cdot 5^2\right) = 608 \text{ cm}^4,$$

$$J_{\text{Netto}} = 2790 - 608 = 2182 \text{ cm}^4,$$

und das Widerstandsmoment

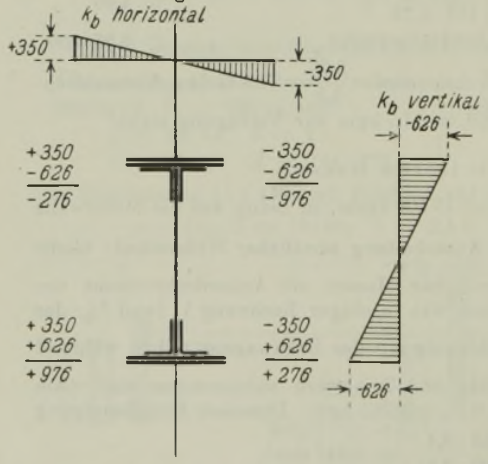
$$W = \frac{J}{e} = \frac{2182}{9} = 242{,}5 \text{ cm}^3.$$

Demnach Queranstrengung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{84\,900}{242{,}5} = 350 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Gesamtanstrengung ergibt sich dann nach Fig. 1089 in den Eckpunkten durch Addierung der entsprechenden Biegungszug- und Biegungsdruckspannungen.

Fig. 1089 bis 1091.



Spannungsverteilung im Trägerquerschnitt.

2. Berechnung der Laufwinde.

Anordnung: Drahtseil mit loser Rolle, beide Seilenden auf die Trommel wickelnd.

Trommel: Seildurchmesser $d = 22$ mm; Trommeldurchmesser 700 mm. Bei 10 m Hub müssen $10 \cdot 2 \cdot 2 = 40$ m Seil aufgewickelt werden. $n = \frac{40}{0{,}7 \cdot \pi} = 18$ Windungen, dazu 4 Windungen zur Schonung, gibt 22 Windungen. Rillensteigung $22 + 3 = 25$ mm; Trommellänge $= 25 \cdot 22 = 550$ mm, geteilt mit Zwischenrolle.

Laufräder: Raddruck $\frac{24\,000}{4} = 6000$ kg; Raddurchmesser $D = 500$ mm. Laufschiene 60×40. Nach $B = k\,b\,D$ wird $k = 20$.

Lasttriebwerk.

Mit $\eta = 0{,}5$ bei gemischter Übersetzung wird bei 800 kg Eigengewicht für Flasche und Seil in der Beharrung

$$N = \frac{20\,800 \cdot 2{,}5}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}5} = 23{,}1 \text{ PS}.$$

Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft zeigt einen Hauptstrommotor WD 22,5 mit 26 PS Kranleistung und 700 Umdrehungen.

Tabelle 88. **Motor WD 22,5.**

Normales Drehmoment Proz.	Anterdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Umdrehungen	Wirkungsgrad	Belastungsdauer Minuten	Stromverbrauch Ampere
15	2,8	5,6	1380	70,0	200	27
20	3,8	6,8	1260	76,0	185	30
30	5,7	9,0	1100	81,5	165	37
40	7,6	10,8	1020	84,0	140	43
50	9,5	12,7	950	85,0	120	50
60	11,4	14,4	900	86,0	102	56
70	13,3	16,0	860	86,0	87	62
80	15,2	17,4	830	85,5	76	68
90	17,1	18,0	800	85,5	66	74
100	**19,0**	**20,4**	**770**	**85,2**	**60**	**80**
110	20,9	22,0	750	85,0	53	86
120	22,8	23,0	730	84,6	48	91
130	24,7	24,4	715	84,3	44	97
140	26,6	26,0	700	83,8	40	103
150	28,5	27,1	680	83,4	36	109
160	30,4	28,1	670	83,2	30	114

Bei 23,1 PS macht der Motor rund 730 Umdrehungen. Drehzahl der Trommel bei $c = 2{,}5$ m/min $n = \frac{2 \cdot 2{,}5}{0{,}7\,\pi} = 2{,}27$.

$$\text{Übersetzung } i = \frac{730}{2{,}27} = 321 \begin{cases} 1:20 & \text{Schneckengetriebe,} \\ 1:3{,}2 & \text{Zwischenvorgelege,} \\ 1:5 & \text{Trommelräder.} \end{cases}$$

Übers. 1:20; doppelg. Schneckengetr. Stahl und Phosphorbronze.
$\eta = 0{,}73$; $c = 40$; $c = 40$.
$t = 1\frac{1}{4}'' = 44{,}45$ mm; $D = 567$ mm.
Schnecke $d = 92$ mm, $\alpha = 17^\circ 40'$.

1:3,2. Zwischenvorgelege. Stahlguß.
$c = 15:48$; $t = 16\,\pi$.
$d = 240:768$; $b = 120$ mm.

1:5 Trommelräder. Stahlguß $c = 12:60$; $k_b = 500$ kg/cm²;
$t = 18\,\pi$; $d = 216:1080$; $b = 160$ mm.

Prüfung des Wirkungsgrades. η der Schneckenwelle bei $\alpha = 17^\circ 40'$ und $\mu_1 = 0{,}05$, also $\varrho = 3^\circ$, vorzüglicher Ausführung im Ölbade nach Tabelle 26 (S. 159), $\eta_0 = 0{,}77$ einschließlich 10 v. H. Lagerreibung; η der Schneckenradwelle $\eta_1 = 0{,}95$. Demnach

$$\eta_{\text{Schneckengetriebe}} = 0{,}77 \cdot 0{,}95 = 0{,}73; \quad \eta_{\text{Zwischenvorgelege}} = 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}9$$

$$\eta_{\text{Trommelvorgelege}} = 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}88; \quad \eta_{\text{Seilrollen}} = 0{,}9.$$

Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0{,}73 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}9 = 0{,}52$, gegenüber 0,5 der Schätzung.

Prüfung der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente.

Hubgeschwindigkeit 2,5 m/min = 0,0417 m/s, Anlaufzeit 2 s;

$$b = \frac{2\,v}{t_1} = \frac{2 \cdot 0{,}0417}{2} = 0{,}0417 \text{ m/s}^2;$$

Anlaufweg $s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0{,}0417}{2} \cdot 2 \approx 0{,}042$ m.

α) Anker. $G\,D^2 = 6{,}5$ kgm^2.

$$M_A = \frac{G\,D^2 \cdot n}{400 \cdot t_1} = \frac{6{,}5 \cdot 730}{400 \cdot 2} \quad \ldots\ldots\ldots = 5{,}94 \text{ kgm}$$

β) Kupplung, 400 mm Durchm., $J = 0{,}28$ kgm s^2.

$$M_K = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{30\,t_1} = \frac{0{,}28 \cdot \pi \cdot 730}{30 \cdot 2} \quad \ldots\ldots = 10{,}70 \text{ „}$$

γ) Last. $P_L = \frac{m \cdot 2\,v}{t_1} = \frac{20\,800}{9{,}81} \cdot \frac{2 \cdot 0{,}0417}{2} = 88{,}4$ kg,

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{L/A} = \frac{P_L \cdot r}{i_{\text{Rolle}} \cdot i_{\text{Triebwelle}} \cdot \eta} = \frac{88{,}4 \cdot 0{,}35}{2 \cdot 321 \cdot 0{,}5} \quad \cdot \approx 0{,}1 \text{ „}$$

b) Lastmoment.

$$M_Q = \frac{Q}{2} \cdot r = 10\,400 \cdot 0{,}35 = 3640 \text{ kgm},$$

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{Q/A} = \frac{3640}{321 \cdot 0{,}5} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots = 22{,}7 \text{ „}$$

Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment . . . . . = 39,44 kgm

Zur Verfügung steht ein Drehmoment = 3 × Normaldrehmoment = 3 · 19 = 57 kgm. Der Motor ist demnach so reichlich bemessen, daß nicht alle Widerstände abgeschaltet zu werden brauchen, um die verlangten Anlaufverhältnisse zu erzielen. Beachtenswert ist in der Rechnung, daß die Beschleunigungskraft der Last fast Null, aber die des Ankers und der Kupplung sehr groß sind.

2. Anlauf bei leerem Haken.

Zu heben ist nur das Flaschengewicht mit 800 kg. Das Drehmoment an der Motorwelle beträgt dann nur

$$\frac{Q' \cdot r}{i \cdot \eta} = \frac{800 \cdot 0{,}35}{2 \cdot 321 \cdot 0{,}3} = 1{,}45 \text{ kgm}.$$

Der Wirkungsgrad[1]) ist bei leerem Haken nicht mehr 0,5, sondern viel kleiner, denn der Leerlaufwiderstand des Triebwerkes bleibt konstant und nimmt nicht ab proportional der Belastung.

Die Grenze für die höchste zulässige Entlastung[2]) bildet die Festigkeit der Ankerbandagen. Bei einem Drehmoment von 1,45 kgm macht der Motor etwa 1500 Umdrehungen, während in der Preisliste noch 1800 Umdrehungen als höchste zulässige Drehzahl angegeben ist.

---

[1]) Nach Schürmann, „Schwerlastkrane“, S. 13, ist die Leerlaufreibung des Hubwerkes = $^1/_2$ der Höchstlastreibung.

[2]) Nach einem Versuch der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft mit einem Krantriebwerk, bestehend aus einer Auslegerrolle, einem Zahnrädervorgelege und einem Wirkungsgrad von 87 v. H. bis 3000 kg Vollast betrug die Entlastung beim Heben des leeren Hakens etwa 10 v. H. des Drehmomentes bei Vollast.

Fahrtriebwerk der Laufwinde.

Bewegte Last = 24 000 kg. Mit einem Laufraddurchmesser $D = 500$ mm, einem Achsenhalbmesser = 55 mm und 65 v. H. Spurkranz und Nabenstirnreibung wird das Fahrwiderstandsmoment

$$M = 1{,}65 \cdot 24\,000\ (0{,}06 + 0{,}1 \cdot 5{,}5) \approx 25\,000 \text{ kgcm}.$$

$$\text{Zugkraft} = \frac{25\,000}{25} = 1000 \text{ kg in der Beharrung}.$$

Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0{,}6$ (geschätzt) und $v = 10$ m/min $= 0{,}1666$ m/s

$$N = 1000\ \frac{0{,}1666}{75 \cdot 0{,}6} = 3{,}7 \text{ PS}.$$

Nach der Liste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft stehen folgende Hauptstrommotoren zur Verfügung:

KR 3,3, 4,2 PS, $n = 1100$. Preis 325 *RM*
WD 3,6, 4,2 PS, $n = 280$, „ 500 *RM*.

Ersterer ist billig, erfordert aber hohe Übersetzung; letzterer ist teuer, aber besser bezüglich der Übersetzung. Wir entscheiden uns mit Rücksicht auf die große Preisdifferenz für KR 3,3.

Bei 3,7 PS läuft der Motor nach Tabelle 89 mit 1181 Umdrehungen.

Tabelle 89. **Motor KR 3,3.**

Normales Drehmoment Proz.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Umdrehungen	Wirkungsgrad	Belastungsdauer Minuten	Stromverbrauch Ampere
20	0,40	1,25	2230	75,0	dauernd	5,6
30	0,60	1,63	1940	77,8	„	7,0
40	0,80	1,95	1750	79,1	„	8,3
50	1,00	2,24	1610	79,8	„	9,4
60	1,20	2,50	1490	80,3	200	10,4
70	1,40	2,76	1410	80,5	135	11,4
80	1,60	2,99	1340	80,7	100	12,2
90	1,80	3,21	1280	80,7	75	13,2
100	**2,00**	**3,45**	**1235**	**80,7**	**60**	**14,1**
110	2,20	3,65	1190	80,5	51	15,0
120	2,40	3,88	1160	80,3	46	16,0
130	2,60	4,08	1125	80,0	42	17,0
140	2,80	4,26	1090	79,5	39	17,8
150	3,00	4,47	1070	79,0	36	18,6

$$n_{\text{Laufrad}} = \frac{10}{0{,}5 \cdot \pi} = 6{,}36.$$

$$\text{Übersetzung } i = \frac{1181}{6.36} = 186 \quad \begin{cases} \text{Schneckengetriebe . . } 1:30. \\ \text{Stirnräder . . . . . } 1:6.2. \end{cases}$$

Prüfung des Wirkungsgrades. Doppelgängiges Schneckengetriebe in bester Ausführung $\eta = 0{,}73$; Vorgelege $\eta_1 = 0{,}91^2 = 0{,}825$. Gesamter Wirkungsgrad $\eta = 0{,}73 \cdot 0{,}825 \approx 0{,}6$ wie geschätzt.

Prüfung der Ankerdrehmomente.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit $v = 0{,}1666$ m/s. Anfahrzeit 2 Sekunden; $b = \frac{2\,v}{t_1} = \frac{2 \cdot 0{,}166}{2} = 0{,}166$ m/s²; $s = 0{,}088$ m.

α) Anker. $M_A = \frac{G\,D^2 \cdot n}{400 \cdot t_1} = \frac{0{,}54 \cdot 1181}{400 \cdot 2} \cdot \cdots = 0{,}8$ kgm

β) Kupplung; bei 300 mm Durchmesser $J = 0{,}08$ kgm s².

$$M_K = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot t_1} = \frac{0{,}08 \cdot 1181 \cdot \pi}{30 \cdot 2} \cdot \cdots = 4{,}9 \text{ „}$$

γ) Katze. $P = m \cdot b = \frac{24\,000}{9{,}81} \cdot 0{,}166 = 407$ kg,

bezogen auf die Radachse bei 500 mm Raddurchmesser

$$M_{L/A} = \frac{M_L}{i \cdot \eta} = \frac{407 \cdot 0{,}25}{186 \cdot 0{,}6} \cdot \cdots = 0{,}91 \text{ „}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 25\,000$ kgcm $= 250$ kgm.

$$M_{R/A} = \frac{250}{186 \cdot 0{,}6} = 2{,}24 \text{ kgm} \cdot \cdots = 2{,}24 \text{ „}$$

Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment $\cdots = 8{,}85$ kgm

Zur Verfügung steht ein Drehmoment $3 \times 2 = 6$ kgm, d. h. die oben angenommene Anfahrzeit von 2 Sekunden wird bei vollständigem Abschalten der Widerstände etwas überschritten.

Bei leerem Haken erhöht sich die Katzengeschwindigkeit, weil das Ankerdrehmoment kleiner und damit die Drehzahl des Motors größer wird.

$$M_R = 4000 \cdot (0{,}08 + 0{,}1 \cdot 5{,}5) \cdot 1{,}6 = 4030 \text{ kgcm} = 40{,}3 \text{ kgm}.$$

$$M_{R/A} = \frac{40{,}3}{186 \cdot 0{,}3} = 0{,}72 \text{ kgm}.$$

(η bei leerem Haken kleiner als bei Vollast.) Drehzahl des Motors hierbei nach Tabelle 89 (S. 591) 1830. Damit Katzengeschwindigkeit bei leerem Haken

$$v = \frac{0{,}5 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1830}{186} = 0{,}258 \text{ m/s} \approx 15{,}45 \text{ m/min}.$$

Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 10000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite

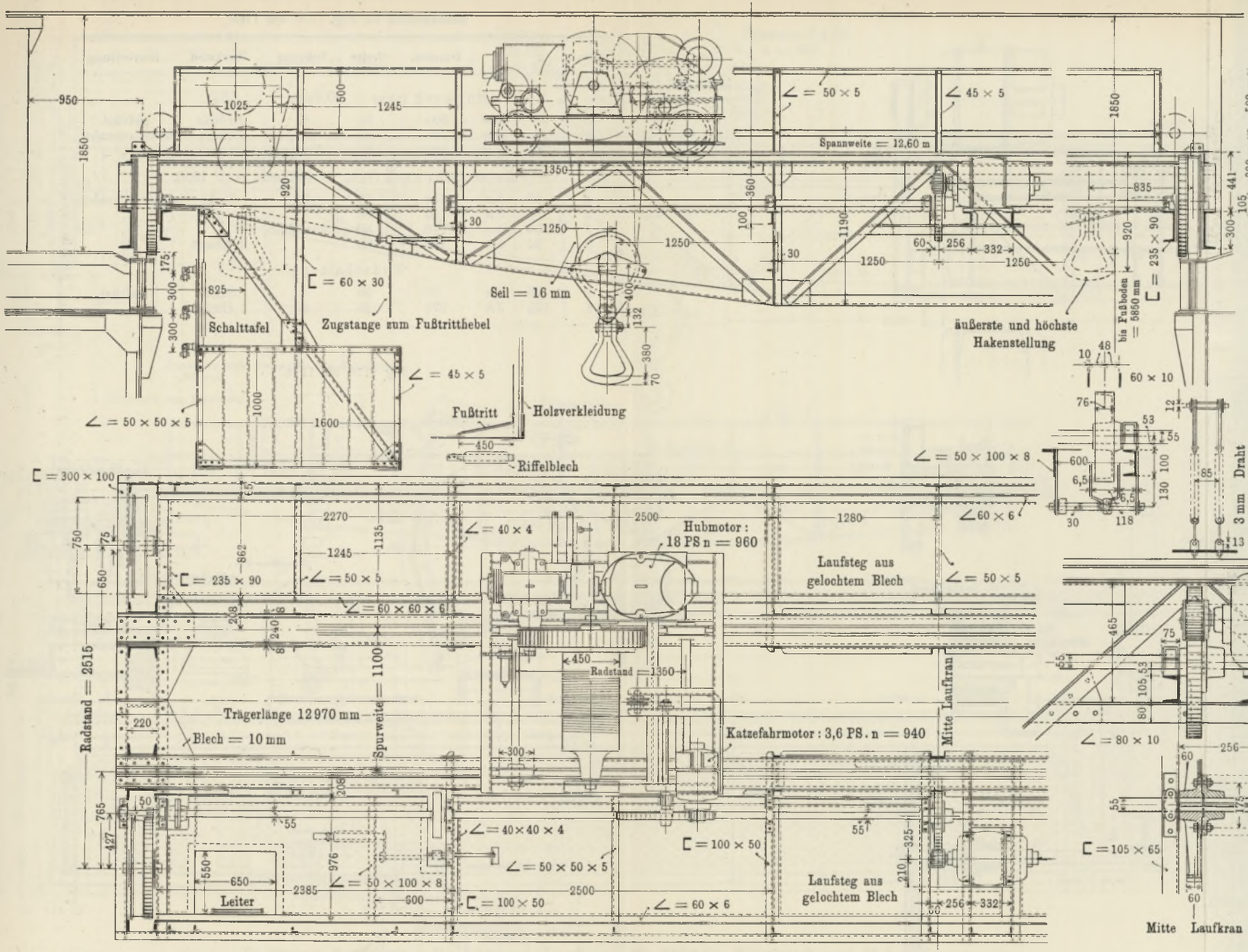
C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz (Fig. 1092 bis 1115).

Steuerung vom Führerkorb aus. Antrieb durch Drehstrom und Schneckengetriebe

a) Hubwerk.

1. Antrieb: Doppelgängiges Schneckengetriebe mit Kugeldrucklager und gefrästem Stirnräderpaar, dazu Flaschenzugübersetzung 1 : 2.

2. Bremse: Als Haltebremse eine doppeltwirkende Backenbremse, beim Auf- und Abgang der Last durch Elektromagnet gelüftet, als Sicherheitsbremse eine selbsttätig wirkende Differentialbandbremse sinngemäß durch einen Drehstrommotor-Bremslüfter betätigt.



Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 10000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite.

C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz.

Bedienung vom Führerkorb aus. Schneckenantrieb.

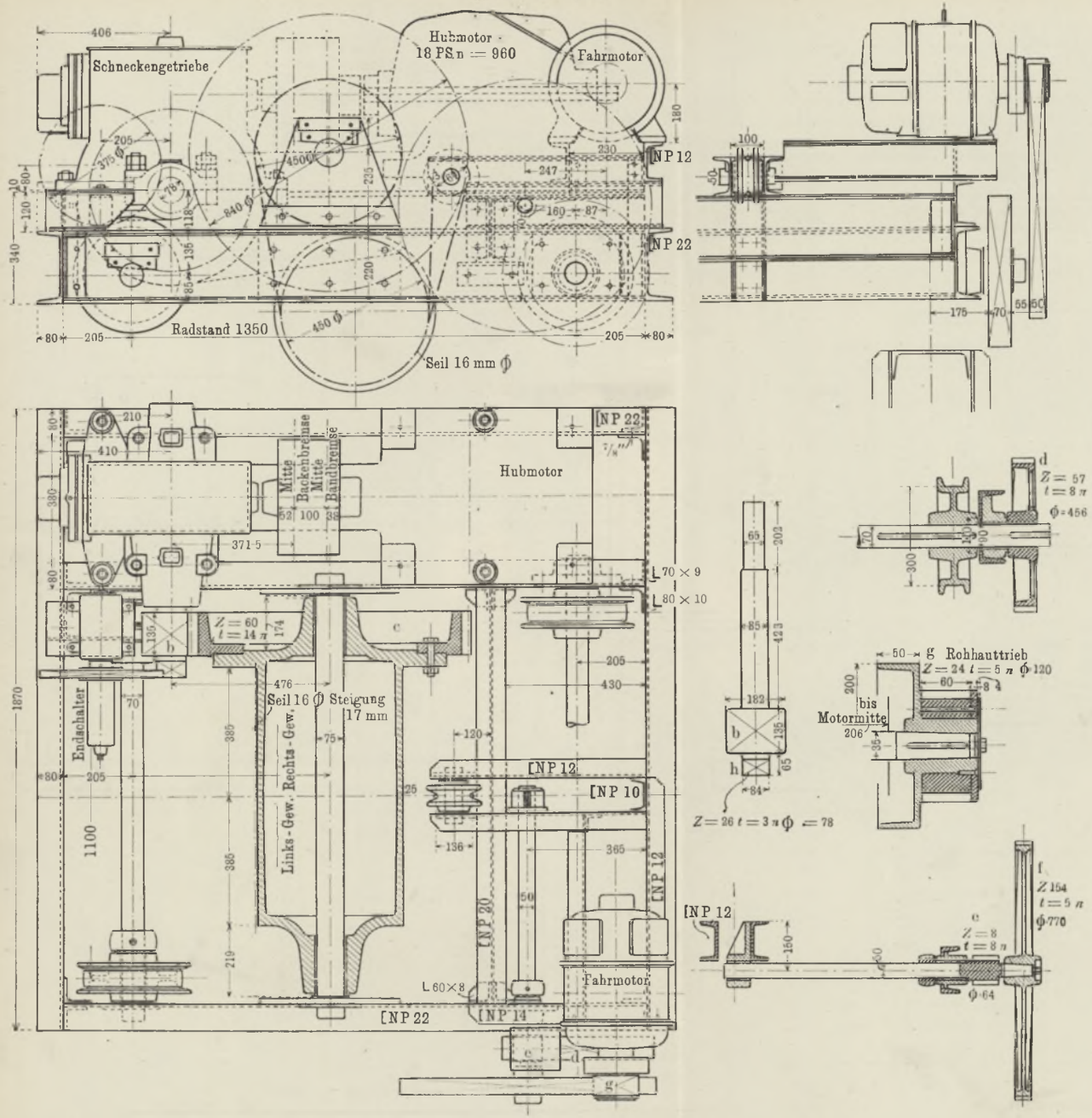
Hubgeschwindigkeit	4,5 m/min,
Katzenfahrgeschwindigkeit	19,6 „
Kranfahrgeschwindigkeit	50,4 „

Rädertabelle (Räderübersetzung vierfach).

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Werkstoff	Bearbeitung
a	87	9π	783	62	Kranz	Stahlguß	gefräst
b	8	9π	72	65	—	Stahl	„
c	97	9π	582	60	55	Stahlguß	„
d	24	9π	144	70	—	Rohhaut	„

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Fig. 1103 bis 1109.



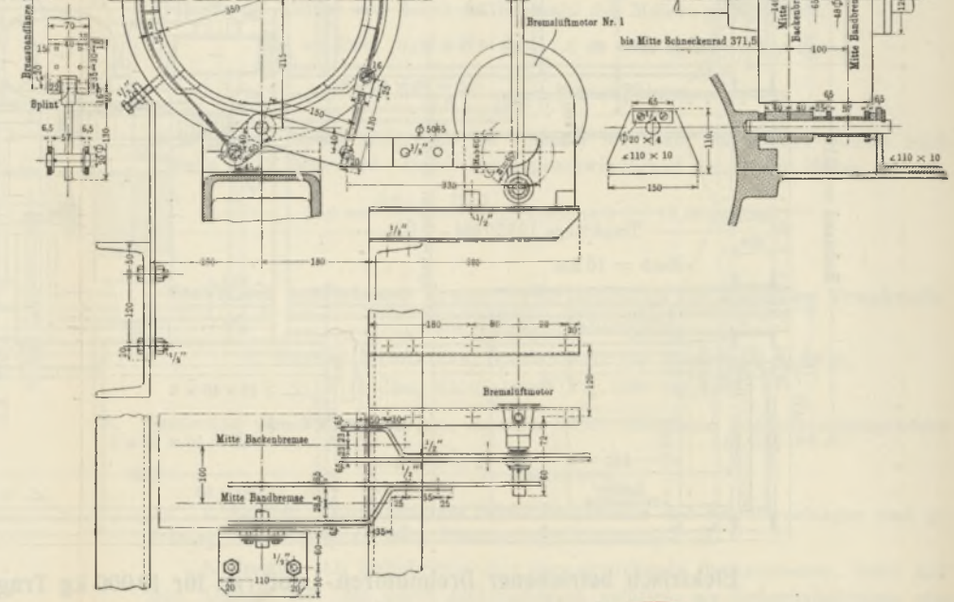
Elektrisch betriebene Zweimotoren-Schneckenradkatze für 10 000 kg Tragkraft.

C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Rädertabelle zu Fig. 1103 bis 1109.

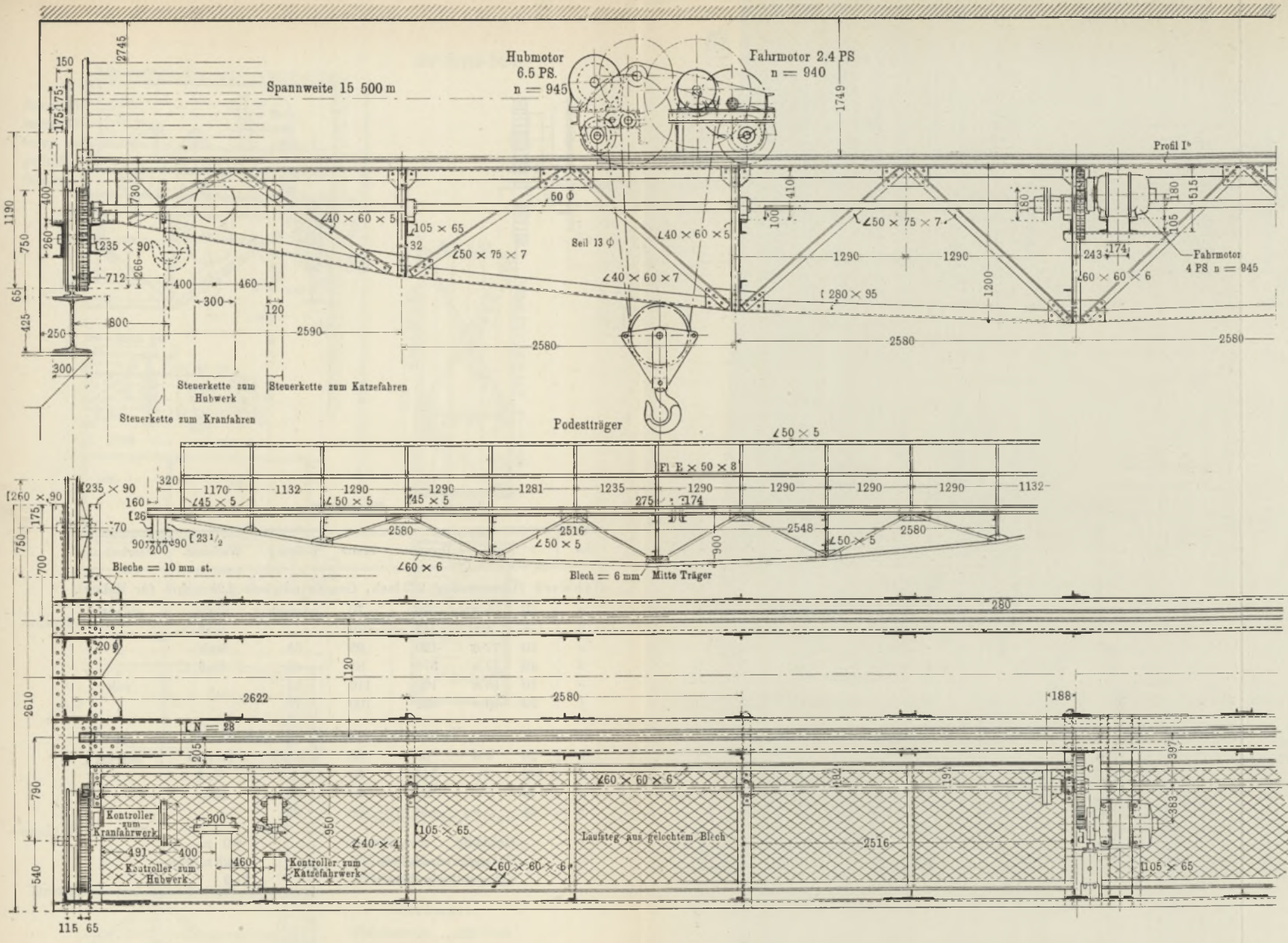
Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Werkstoff	Bearbeitung
			Hubwerk ($i$ges = 300fach, v = 4,52).				
a	50	10π	500	70	85	Bronze	gefräst
b	10	14π	140	135	—	Stahl	korr. verzahn.
c	60	14π	840	135	Kranz	„	„
			Katzenfahrwerk ($i$ges = 45,7fach, v = 19,6).				
d	57	8π	456	70	70	Stahl	korr. verzahn.
e	8	8π	65	80	—	„	„
f	154	5π	770	50	konisch	„	„
g	24	5π	120	60	„	Rohhaut	„
			Endschaltung.				
h	26	3π	78	30	—	Stahl	gefräst
i	125	3π	375	25	50	Guß	„

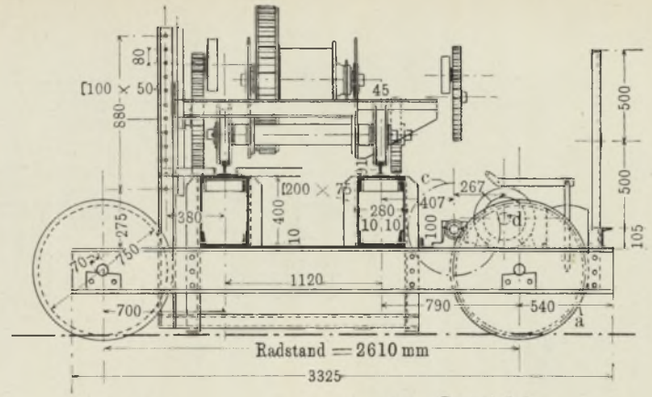
Fig. 1110 bis 1115.

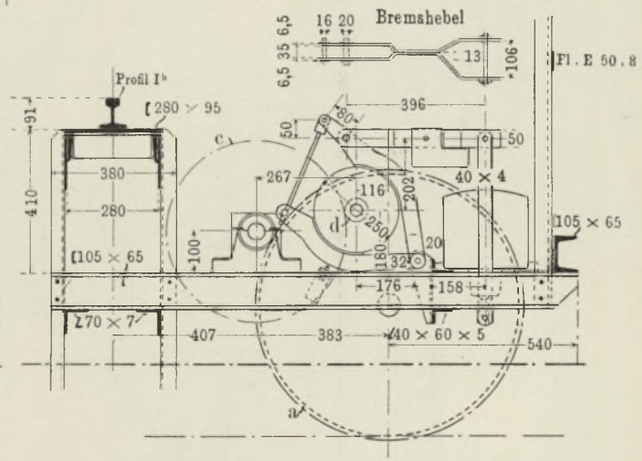


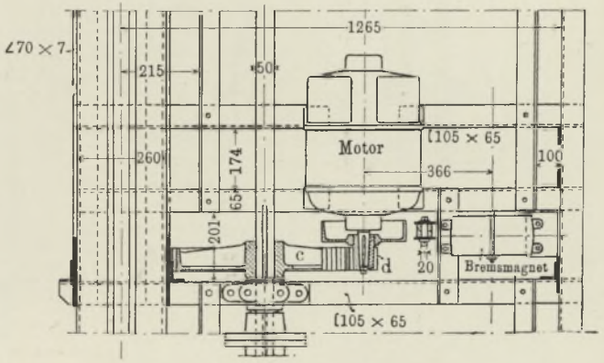
Bremsanordnung zur elektrisch betriebenen Schneckenradkatze (Fig. 1103 bis 1109) bei Drehstrom-Gegenstromschaltung.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice









Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 7500 kg Tragkraft und 15,5 m Spannweite.

C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Bedienung durch Zugschnüre. Stirnräderantrieb.

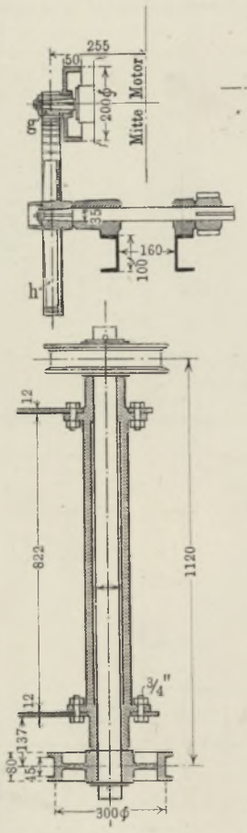
Hubgeschwindigkeit	2,25	m/min
Katzenfahrgeschwindigkeit	21,3	„
Kranfahrgeschwindigkeit	43	„

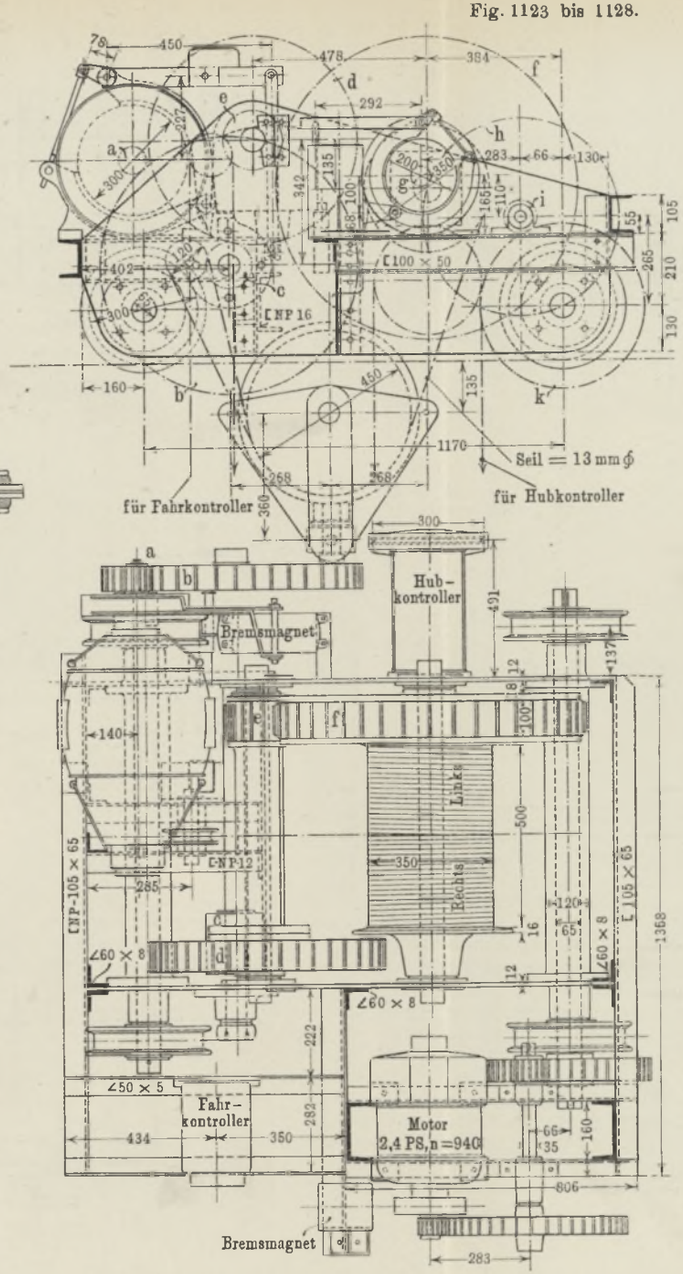
Rädertabelle (Räderübersetzung 51,6 fach).

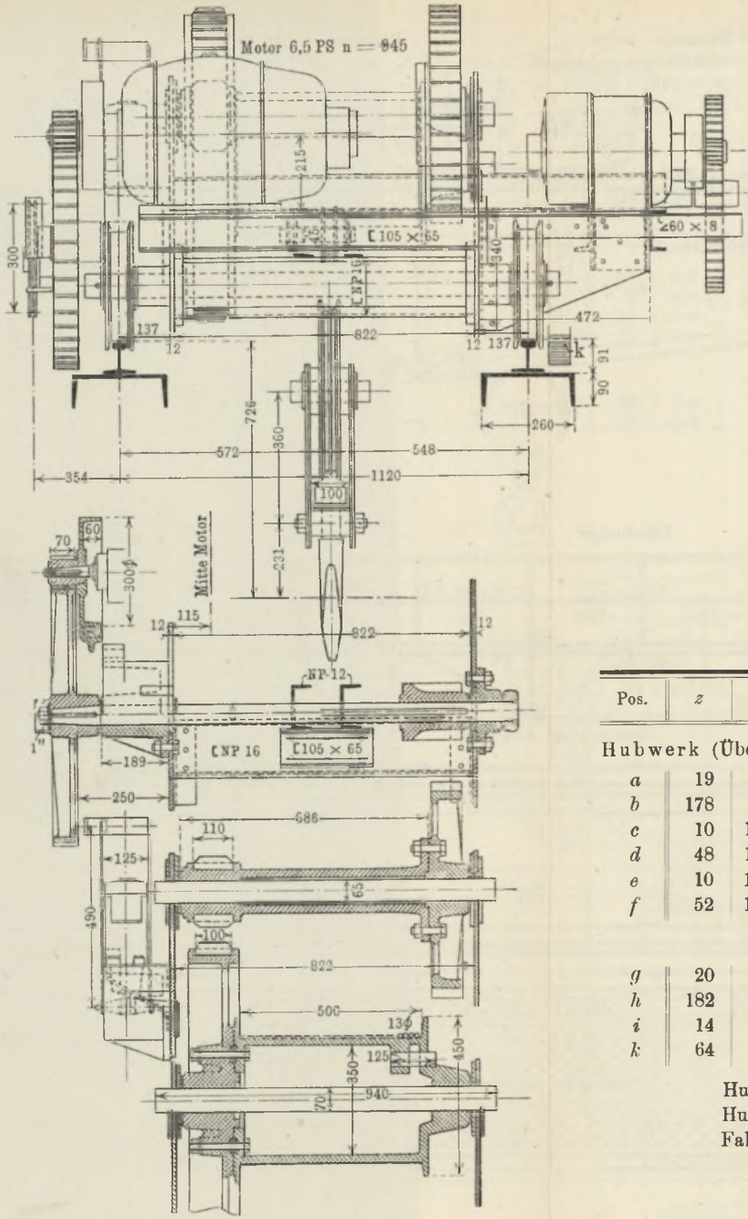
Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Werkstoff	Bearbeitung
a	86	9π	774	65	Kranz	Guß	roh
b	12	9π	108	70	45	„	„
c	122	4π	488	65	50	„	gefräst
d	17	4π	68	65	konisch	Bronze	„

Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Fig. 1123 bis 1128.







Rädertabelle.

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Werkstoff	Bearbeitung
Hubwerk (Übersetzung 232fach, Geschwindigkeit 2,25 m/min für Heben).							
a	19	4π	76	70	konisch	Stahl	gefräst
b	178	4π	712	70	„	Guß	„
c	10	12π	120	95	55	Stahl	„
d	48	12π	576	85	65	Guß	„
e	10	16π	160	110	65	„	roh
f	52	16π	832	100	70	„	„
Katzenfahrwerk ($i = 41{,}6$fach).							
g	20	3π	60	50	konisch	Bronze	gefräst
h	182	3π	546	50	„	Guß	„
i	14	7π	98	60	35	Stahl	„
k	64	7π	448	60	65	„	„

Hubhöhe . . . . . 8,0 m,
Hubgeschwindigkeit . . . . . 2,23 m/min,
Fahrgeschwindigkeit . . . . . 21,3 „

Elektrisch betriebene Zweimotoren-Stirnradkatze für 7500 kg Tragkraft.

C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

3. Regulierung: Im Aufgang durch vielstufige Steuerwalzenschaltung. Im Abgang durch Gegenstrom für die durchziehenden Lasten und durch Frischstrom für den leeren Haken und die nicht durchziehenden Lasten. Da die Steuerwalze für die letzteren Lasten, um zu dem Frischstrom zu gelangen, über die Gegenstromstellungen gedreht werden muß, ist eine Einrichtung vorgesehen, welche den Motor gegen falsche Drehrichtung sichert. Dazu dient die vorgenannte Differentialbandbremse.

Als Erläuterung der Bremse zur Gegenstromschaltung diene folgendes:

a) Als Bremsscheibe dient die Scheibenkupplung zwischen Motor und Schnecke, die besonders breit ausgebildet ist.

b) Bei „Last auf" dreht sich die Kurbel des Drehstrombremslüfters nach links und lüftet sowohl den Hebel der Differentialbandbremse, als auch denjenigen der Backenbremse, die beide nebeneinander angeordnet sind.

c) Bei „Last ab" dreht sich die Kurbel des Bremslüfters nach rechts und hebt nur den Hebel der Backenbremse, die Differentialbandbremse bleibt unberührt. Ist nun auf den Gegenstromstellungen das elektrische Drehmoment größer als das mechanische Lastabgangsmoment (leerer Haken oder kleinere Lasten), so will sich der Motor im Hubsinn drehen, also nach Zeichnung rechts herum. Die Differentialbandbremse (selbsthemmend) zieht sich sofort fest und verhindert dieses. Es bleibt also so lange Stillstand, bis sich der Motor — durch Frischstrom gespeist — im Lastabgangssinn, also links, dreht. Bei „Last ab" schleift stets die Differentialbremse. Dieses hat keine Bedeutung, weil infolge des geringen Hebelgewichtes, welches jetzt nur ausschließlich in Frage kommt, weder eine Motorbelastung noch Bremsflächenabnutzung nennenswert entstehen kann.

4. Endschaltung: Durch rotierenden Walzendrehschalter von der Schneckenradwelle angetrieben.

b) Katzenfahrwerk.

1. Antrieb: Durch Rohhautritzel vom Motor aus.

2. Bremse: Doppeltwirkende Backenbremse mit Magnetlüftung.

c) Kranfahrwerk.

1. Antrieb: Wie vorher in Mitte des Krans.

2. Bremse: Fußtrittbremse, vom Führerkorb bedienbar, und zwar als Bremsorgan doppeltwirkende Backenbremse, Bremsscheibe auf der Verbindungswelle.

Dreimotoren-Laufkran für 7500 kg Tragkraft und 15,5 m Spannweite,

Maschinenfabrik C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Fig. 1116 bis 1128.)

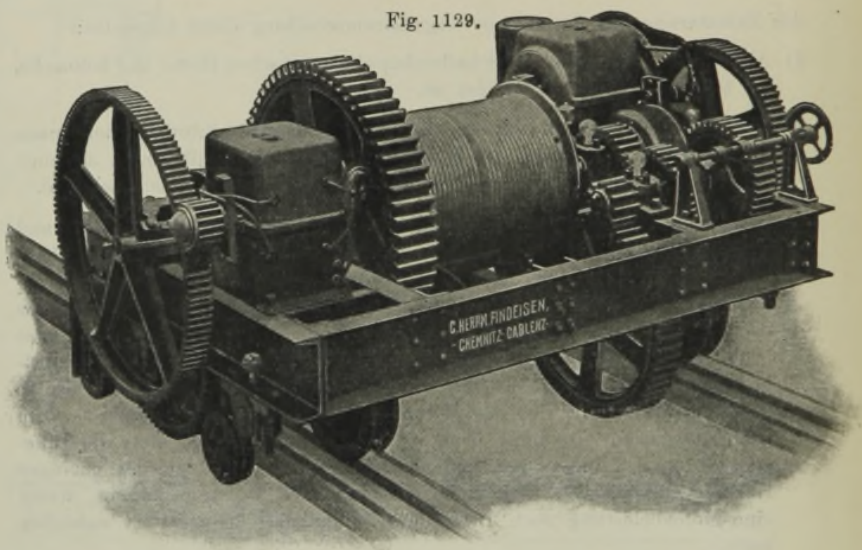
Bedienung durch Zugschnüre von unten. Drehstrom und Stirnräderantrieb.

1. Antrieb: Für Hub-, Katzen-, Kranfahrwerk gefräste Stahlritzel. Alle Triebwerke mit Stirnrädern. Die schnellaufenden Räder gefräst.

2. Steuerung: Durch normale Umkehrsteuerwalze.

3. Bremsen: Für alle Triebwerke doppeltwirkende Klotzbremse mit Magnetlüftung. Außerdem Zentrifugalbremse, um ein Überschreiten der Höchstdrehzahl des Motors zu vermeiden. Da eine selbsttätige Hubbegrenzung für höchsten Hakenstand nicht vorgesehen ist, ist ein von unten durch Handzug zu bedienender Schalter angebracht, durch welchen im Notfalle der Zuleitungsstrom zum Kran abgestellt werden kann.

Fig. 1129.



Laufkatze eines Dreimotoren-Laufkrans für 25 000 kg Tragkraft, C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.

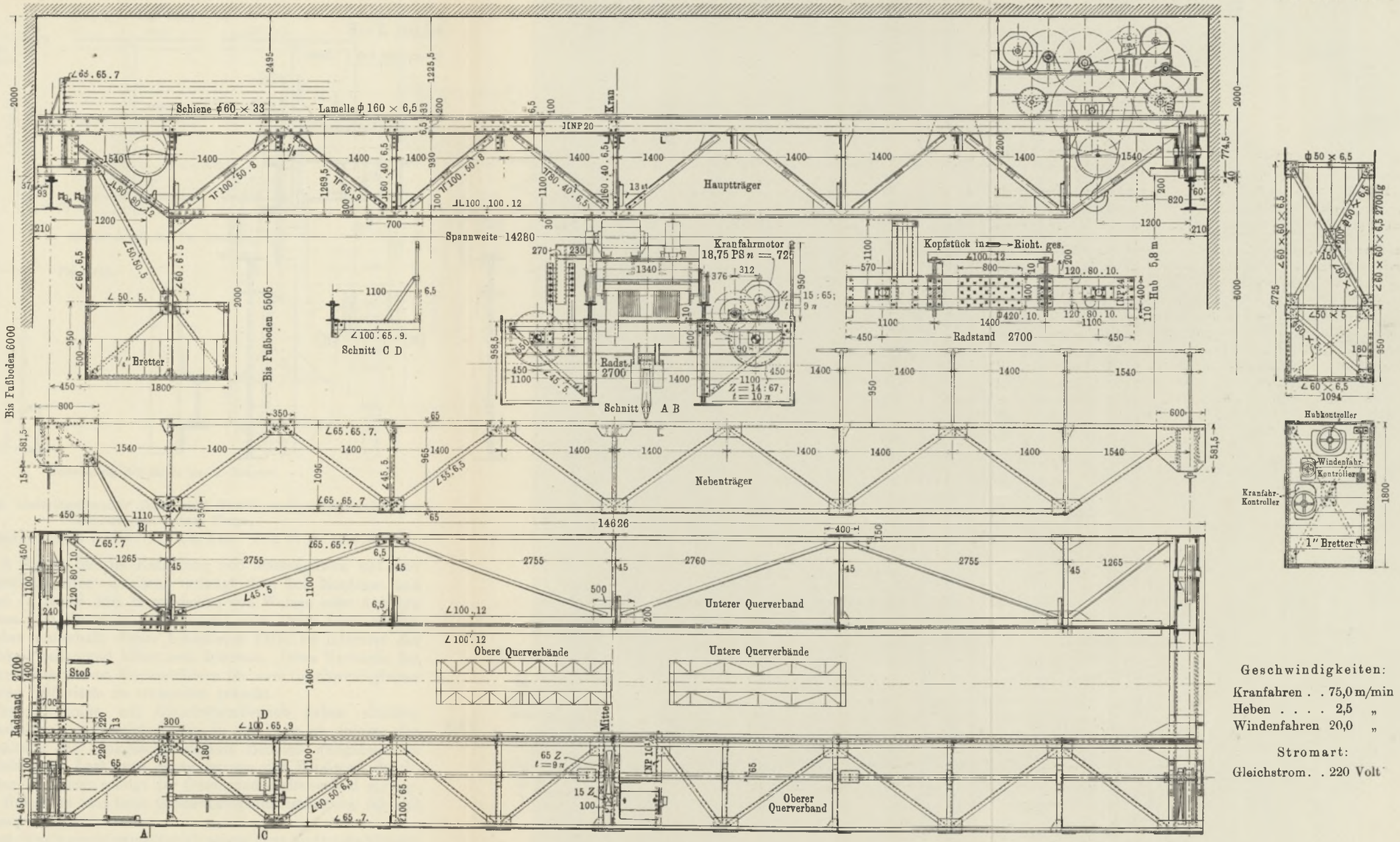
(Fig. 1130 bis 1142.)

Stromart: Gleichstrom 220 Volt; Stirnräderantrieb; Steuerung vom Führerkorb aus.

Hubwerk: Zwillingsrollenzug 1 : 2; Drahtseil 23,5 mm Durchmesser; Trommel 500 mm Durchmesser; Lastgeschwindigkeit = 2,5 m/min.
Hubmotor 18,75 PS, $n = 725$.
1. Vorgelege $z = 13 : 83$, $t = 8\pi$; 2. Vorgelege $z = 12 : 76$, $t = 10\pi$; 3. Vorgelege $z = 12 : 79$, $t = 13\pi$.
Haltebremse: Durch Magnet gelüftete Bandbremse.
Senkbremse: Gegenstromschaltung nach S. 286.
Spindelendschalter.

Katzenfahrwerk: Laufräder 330 mm Durchmesser; Motor 4 PS, $n = 1050$; Fahrgeschwindigkeit = 20 m/min; 1. Vorgelege $z = 13 : 110$, $t = 6\pi$; 2. Vorgelege $z = 13 : 89$, $t = 8\pi$; Bremsung nach S. 285.

Kranfahrwerk: Motor 18,75 PS, $n = 725$; Fahrgeschwindigkeit = 75 m/min; 1. Vorgelege $z = 15 : 65$, $t = 9\pi$; 2. Vorgelege $z = 14 : 67$, $t = 10\pi$; Laufraddurchmesser = 650 mm; Mechanische und elektrische Bremsung.



Geschwindigkeiten:

Kranfahren . . 75,0 m/min
Heben . . . . 2,5 „
Windenfahren 20,0 „

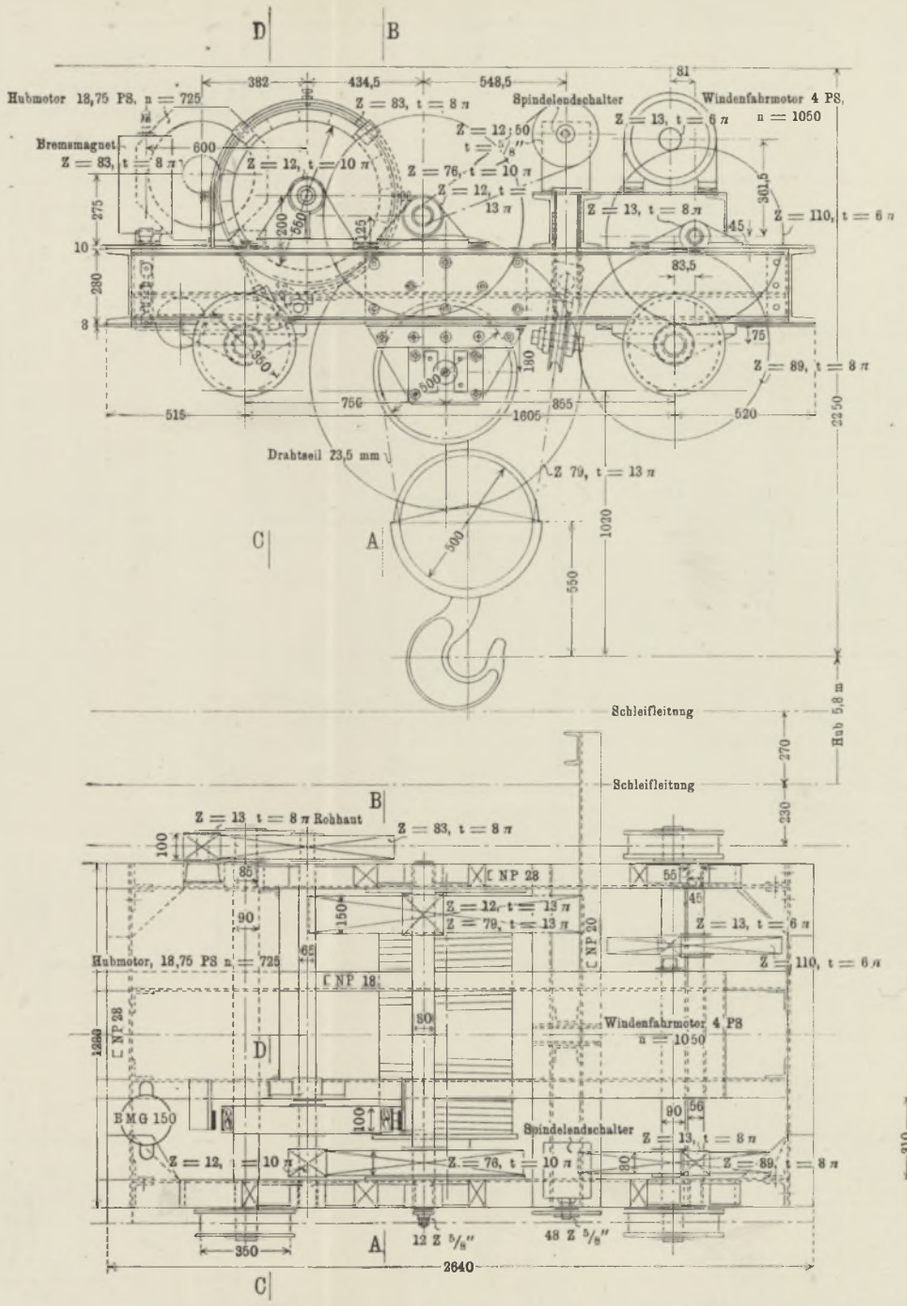
Stromart:

Gleichstrom. . 220 Volt

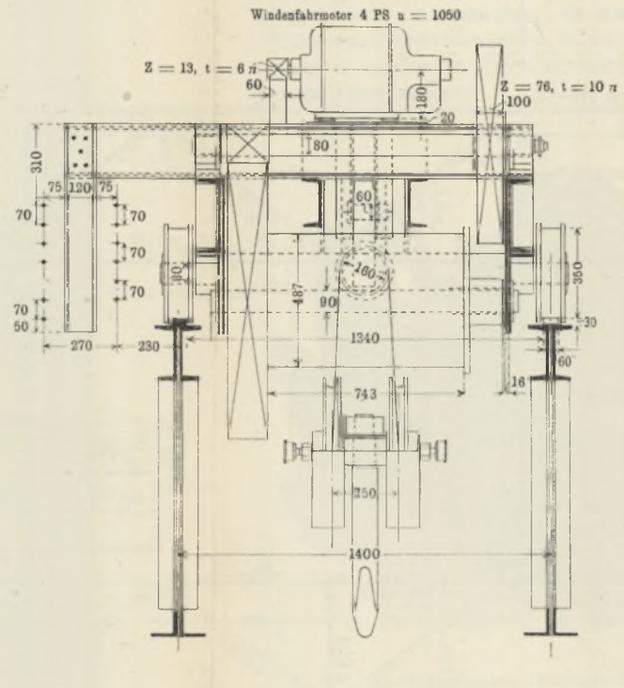
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite.

Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.

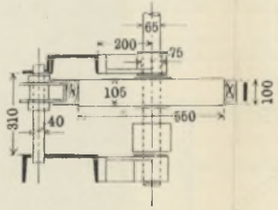
Bedienung vom Führerkorb aus. Stirnräderantrieb.



Schnitt A—B



Schnitt C—D

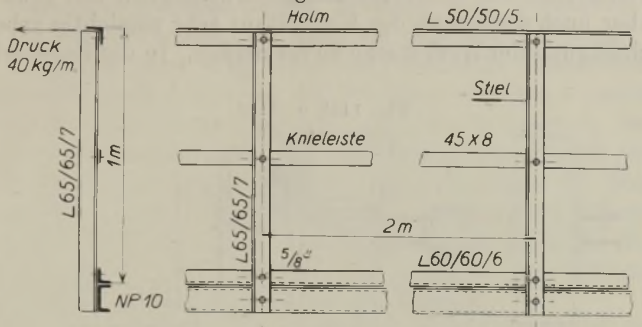


Elektrisch betriebene Stirnräder-Laufwinde für 20 t Tragkraft.

Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.

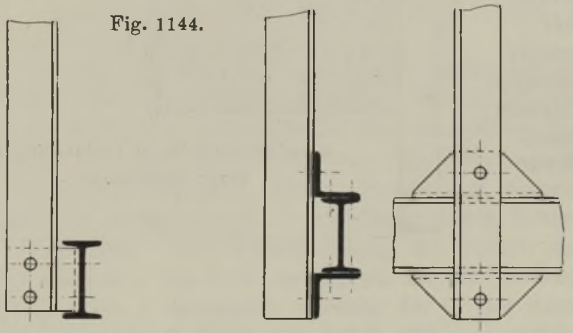
POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA w Gliwicach

Fig. 1143.



Abschlußgeländer für Laufstege.

Fig. 1144.



Befestigung der Stiele an I-Trägern.

Laufkatze mit weitestgehender Hub- und Geschwindigkeitsregulierung auf mechanischem Wege,

Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Köln-Kalk. D. R.-P. Nr. 411 659.

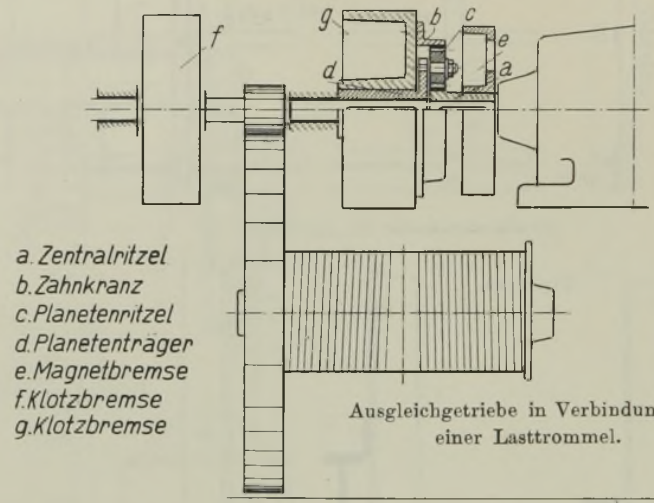
Während Krane für die Entladung von Massengütern mit sehr großen Geschwindigkeiten arbeiten, verlangt man bei Montage- und Gießereikranen (z. B. bei dem Herausheben von Walzen oder Abheben von Formkästen und Einsetzen von Kernen) sehr kleine Geschwindigkeiten, die aber außerhalb dieser besonderen Fälle im Interesse der Wirtschaftlichkeit bedeutend höher sein könnten. Diese Nachteile hat man bisher durch Einbau von Wechselrädern für zwei Geschwindigkeiten oder durch eine Hilfswinde zu vermeiden gesucht.

Reine Transportkrane mit Gleichstrombetrieb haben einfache Steuerwalzenschaltung, mit welcher man in der Lage ist, infolge der Senkbremsschaltung die Senkgeschwindigkeit ziemlich weitgehend zu vermindern, sofern die Last groß genug ist, um das Windwerk durchzuziehen. Aber auch hier erfolgt der Geschwindigkeitswechsel sprungweise. Beim Heben ist eine feine Geschwindigkeitsregulierung für alle Lasten überhaupt ausgeschlossen.

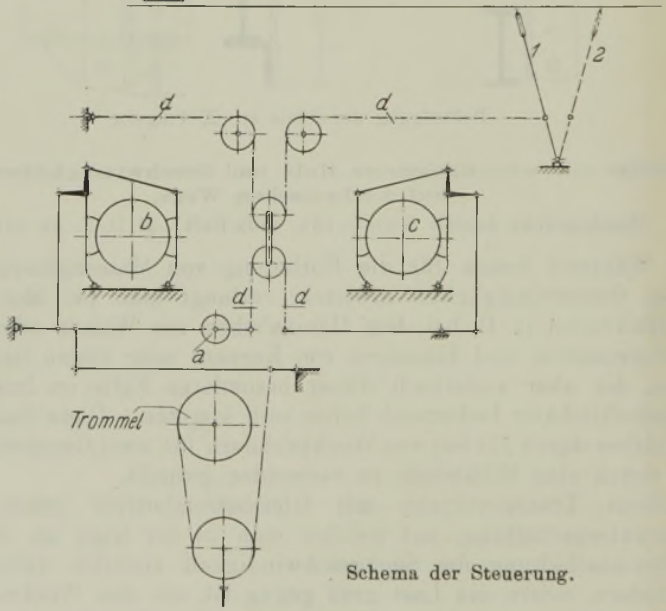
Bei Drehstromanlagen ist es noch ungünstiger, denn hier ist die kleinste Senkgeschwindigkeit gleich der größten Hubgeschwindigkeit. Man hilft sich

dadurch, daß man die maximale Hubgeschwindigkeit nur etwa 3 m/min wählt. Aber auch dann muß der Kranführer sehr vorsichtig arbeiten, um eine Beschädigung der Werkstücke zu vermeiden. In der Regel wird durch

Fig. 1145 u. 1146.



Ausgleichgetriebe in Verbindung mit einer Lasttrommel.



Schema der Steuerung.

häufiges Ein- und Ausschalten während der Anlaufperiode die Geschwindigkeit niedrig gehalten, was aber die Steuerapparate ungünstig beeinflußt.

Die regelbare Laufkatze der Maschinenbauanstalt Humboldt verwendet ein Ausgleichgetriebe und erreicht damit eine sehr sanfte und

feinste Geschwindigkeitsänderung zwischen dem Höchstwert und Null, sowohl für die Höchstlast, als auch für den leeren Haken.

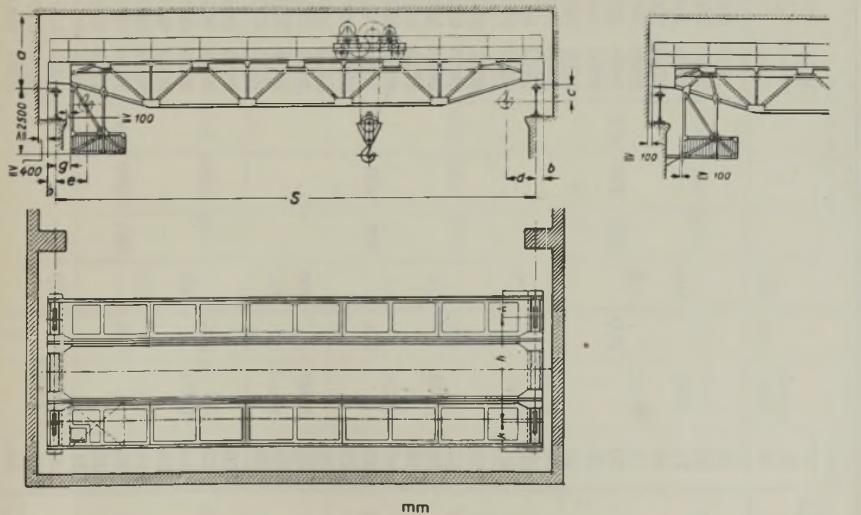
a) Konstruktion (Fig. 1145): Das treibende Zentralritzel *a* ist auf die Motorwelle aufgekeilt und mit der Magnetbremse *e* verbunden. Es treibt mittels des Planetenritzels *c* den Außenkranz *b*, der mit der Backenbremse *g* verschraubt ist. Der Bolzen des viermal vorhandenen Planetenritzels sitzt im aufgekeilten Planetenträger *d*. Klotzbremse *f* ist aufgekeilt. Die Bremsscheiben sind der besseren Wärmeableitung wegen als Ventilatorscheiben ausgebildet. Das Getriebe läuft in Öl, die Bremsklötze werden selbsttätig geschmiert. Der Übersichtlichkeit wegen ist das Getriebe chematisch gezeichnet.

b) Wirkungsweise: Die größte Hubgeschwindigkeit wird erzielt, wenn Scheibe *g* festgehalten und Scheibe *f* gelüftet wird. Es wältzt sich Ritzel *c* im Kranze *b* ab, und die Last wird je nach dem Drehsinn des Motors gehoben oder gesenkt.

Die Hubgeschwindigkeit wird Null, wenn *f* festgehalten und *g* gelüftet wird. Der Motor läuft, die Lasttrommel steht. Jede andere Geschwindigkeit wird durch Anziehen der einen oder Lüften der anderen Bremse erreicht.

c) Steuerung (Fig. 1146): Legt man den Handhebel von 1 nach 2, so wird durch den Seilzug *d*, dessen Rollen auf Kugeln laufen, das gemeinschaftliche Bremsgewicht *a* gehoben, dabei Bremse *b* gelüftet, Bremse *c* angezogen. Der Bremsvorgang ist derart, daß zuerst der Lüftweg der Bremse *c* bis Null verringert, bei der weiteren Hebelbewegung die Klötze an *c* angepreßt werden, für *b* der Anpreßdruck verringert wird. Gewicht *a* wirkt nun auf *b* und *c* zu gleicher Zeit. Eine Erhöhung des Klotzdruckes der einen Bremse bewirkt stets eine Verringerung desselben an der anderen Bremse.

A Für Gebäude mit Laufsteg Fig. 1147 u. 1148. B Für Gebäude ohne Laufsteg



mm

Laufkrane für elektrischen Antrieb, Tragkraft 5 bis 100 t. DIN 698.

Tabelle 90. **Laufkrane für elektrischen Antrieb.** Tragkraft 5 bis 30 t. DIN 698 Bl. 1 u. 2.

Tragkraft t	Stützweite s m	a Kleinstmaß	b mm	Richtmaße in mm c	d	e	g	Radstand [1] h	k	Raddruck [1] t	Schienenbreite [1] mm
	10							2400	500	6,0	45
	12							2500	500	6,3	45
	14	1600		400				2600	500	6,5	45
	16							2700	500	6,8	45
	18							2800	500	7,1	45
5	20	——	200	——	850	750	400	3000	500	7,5	45
	22							3200	500	7,8	55
	24							3400	500	8,2	55
	26	1700		300				3600	500	8,5	55
	28							3800	500	8,8	55
	30							4000	500	9,0	55
	10							2600	550	7,5	45
	12							2600	550	7,8	45
	14	1700		400				2600	550	8,1	55
	16							2700	550	8,5	55
	18							2800	550	8,8	55
7,5	20	——	220	——	900	800	400	3000	550	9,2	55
	22							3200	550	9,5	55
	24							3400	550	9,9	55
	26	1800		300				3600	550	10,3	55
	28							3800	550	10,8	55
	30							4000	550	11,3	55
	10							2800	600	9,0	55
	12							2800	600	9,4	55
	14	1800		400				2800	600	9,7	55
	16							2800	600	10,1	55
	18							2800	600	10,4	55
10	20	——	230	——	950	1000	400	3000	600	10,9	55
	22							3200	600	11,3	65
	24							3400	600	11,8	65
	26	1900		300				3600	600	12,2	65
	28							3800	600	12,8	65
	30							4000	600	13,4	65
	10							3200	600	12,2	55
	12							3200	600	12,7	55
	14	2100		400				3200	600	13,1	55
	16							3200	600	13,6	55
	18							3200	600	14,0	55
15	20	——	250	——	1000	1100	500	3200	600	14,6	55
	22							3200	650	15,2	65
	24							3400	650	15,7	65
	26	2200		300				3600	650	16,2	65
	28							3800	650	16,8	65
	30							4000	650	17,4	65
	10							3400	650	15,3	65
	12							3400	650	15,7	65
	14	2150		500				3400	650	16,0	65
	16							3400	650	16,6	65
	18							3400	650	17,2	65
20	20	——	275	——	1050	1100	600	3400	650	17,9	65
	22							3400	650	18,5	65
	24							3500	650	19,1	65
	26	2250		400				3600	650	19,7	65
	28							3800	650	20,3	65
	30							4000	650	20,9	75
	10							4000	600	20,6	75
	12							4000	600	21,3	75
	14	2300		700				4000	600	22,0	75
	16							4000	650	22,7	75
	18							4000	650	23,4	75
30	20	——	300	——	1200	1500	600	4000	650	24,1	75
	22							4000	650	24,8	75
	24							4000	650	25,5	75
	26	2400		600				4000	650	26,1	75
	28							4000	700	26,9	75
	30							4000	750	27,6	75

Tabelle 90 (Fortsetzung). Tragkraft 40 bis 100 t.

Tragkraft t	Stützweite s m	a Kleinstmaß mm	b mm	Richtmaße in mm c	d	e	g	Raddruck[1] h	k	Raddruck[1] t	Schienenbreite[1] mm	Tragkraft t	Stützweite s m	a Kleinstmaß mm	b mm	Richtmaße in mm c	d	e	g	Raddruck[1] h	k	Raddruck[1] t	Schienenbreite[1] mm
	10							4000	650	26,4	75		10							4600	750	45,0	100
	12							4000	650	27,2	75		12							4600	750	46,7	100
	14	2500		750				4000	650	28,0	75		14	3000		1000				4600	750	48,4	120
	16							4000	650	28,8	75		16							4600	750	49,9	120
	18							4000	650	29,6	75		18							4600	750	51,3	120
40	20	——	325	——	1300	1400	600	4000	650	30,4	75	75	20	——	400	——	1500	1600	600	4600	750	52,7	120
	22							4000	700	31,2	75		22							4600	850	54,0	120
	24							4000	700	32,0	75		24							4600	850	55,4	120
	26	2600		650				4000	700	32,7	90		26	3100		900				4600	850	56,7	120
	28							4000	750	33,5	90		28							4600	850	58,2	120
	30							4000	800	34,3	90		30							4600	850	59,7	120
	10							4200	650	31,8	90		10										
	12							4200	650	32,8	90		12										
	14	2600		800				4200	650	33,7	90		14	3200		1500							
	16							4200	650	34,7	90		16										
	18							4200	650	35,7	90		18										
50	20	——	350	——	1400	1500	600	4200	650	36,6	90	100	20	——	450	——	1600	1800	600				
	22							4200	700	37,5	100		22										
	24							4200	700	38,5	100		24										
	26	2700		700				4200	700	39,4	100		26	3400		1400							
	28							4200	750	40,4	100		28										
	30							4200	800	41,3	100		30										
	10							4400	650	37,3	100												
	12							4400	650	38,4	100												
	14	2800		900				4400	650	39,5	100												
	16							4400	650	41,2	100												
	18							4400	650	42,9	100												
60	20	——	375	——	1450	1550	600	4400	650	43,6	100												
	22							4400	700	44,3	120												
	24							4400	750	45,4	120												
	26	2900		800				4400	750	46,5	120												
	28							4400	750	47,7	120												
	30							4400	800	48,8	120												

[1] Für Laufkrane mit 4 Laufrädern. Der kleinste Zwischenraum zwischen bewegten Kranteilen und Gebäudesäulen, Dachbindern und sonstigen Gebäudeteilen soll, sofern die Krananlage regelmäßig betreten werden muß, mindestens 400 mm betragen, um Quetschungen zu vermeiden. Die Unfallverhütungsvorschriften des Verbandes der Deutschen Eisen- und Stahl-Berufsgenossenschaften sind zu berücksichtigen. Erhält die Laufkatze ein Schutzhaus für zeitweiligen Betrieb im Freien, so ist das Maß *a* um etwa 100 mm zu vergrößern. Als Laufschienen können Flachstahlschienen oder Sonderschienen verwendet werden. Eisenbahnschienen sind möglichst zu vermeiden. Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des deutschen Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der DIN-Blätter.

Eine Freifallstellung, d. h. ein Abstürzen der Last, wird bei jeder Hebelstellung und auch bei einem Reißen des Steuerseiles vermieden, weil jede Bremse unter Einwirkung des Bremsgewichtes und der Gesamtbremskraft die Last halten kann. Reißt das Steuerseil, so ist je nach dem Drehsinn des Motors nur die größte Hub- oder Senkgeschwindigkeit vorhanden. Die verschiedenen Geschwindigkeiten beim Heben oder Senken werden also durch Anziehen oder Nachlassen des Steuerseiles erzielt.

d) Vorteile: Durch die Konstruktion ist man in der Lage, auch Krane, welche zeitweise eine sehr geringe Hub- und Senkgeschwindigkeit bedingen, mit sehr hohen Geschwindigkeiten auszuführen, wie es die hauptsächlichste Arbeit des Kranes, nämlich der Transport verlangt. Man kann daher dort mit einem Kran auskommen, wo man bisher zwei benötigte.

Berechnung der Kranfahrbremsen für elektrisch betriebene Laufkrane [1]).

Die Fahrbremsen haben die Aufgabe, den Auslaufweg der Krane durch Vernichtung der Bewegungsenergie der fortschreitenden und sich drehenden Massen auf etwa $1 \cdots 1{,}5$ m zu verkürzen und den Kran bei Schrägzug der Last und bei Winddruck festzuhalten.

Während bei der Berechnung der von Hand betriebenen Krane eine Vernachlässigung der Massenwiderstände ohne weiteres statthaft ist, erfordert die Bemessung der Bremskräfte bei elektrisch betriebenen Kranen besondere Rücksicht, insbesondere, wenn es sich um große Leistungen und hohe Geschwindigkeiten handelt, wie dies bei Hafen- und Stahlwerkskranen der Fall ist.

Außer den Gewichten der längsbewegten Massen (Last, Wagen und Katze) haben die Triebwerkmassen großen Einfluß auf die Widerstände. Besonders machen sich schnellaufende Motoranker und massige Bremsscheiben auf der Motorwelle ungünstig bemerkbar. Eine Vergrößerung der Bremsscheibe vermehrt zwar das Bremsmoment, vergrößert aber noch mehr den Massenwiderstand, so daß ein großer Teil der Bremskraft zur Vernichtung der eigenen Energie verwendet werden muß.

Trägt man den Massenwiderständen nicht Rechnung, dann wird der Auslaufweg unzweckmäßig verlängert.

Die Bremsen werden gewöhnlich als gewichts- oder federbelastete Klotz- oder Bandbremsen ausgeführt. Sie werden durch einen Elektromagnet gelüftet, sobald der Motor Strom erhält, also von der Fahrsteuerwalze aus betätigt.

Bei Gleichstrom geschieht das Abbremsen der lebendigen Kraft des fahrenden Kranes vielfach auch durch Ankerkurzschlußbremsung. Aber auch dann ist zum genauen Anhalten und Festhalten bei Schrägzug eine mechanische Bremse einzubauen. Bei Drehstrom ist stets eine mechanische Bremse vorzusehen.

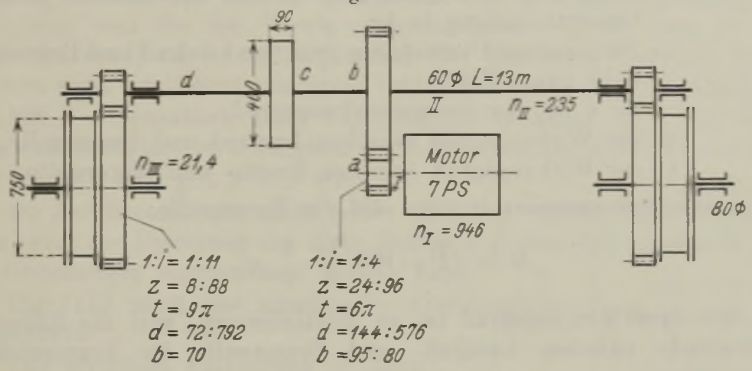
---

[1]) Auszug aus der Abhandlung des Verfassers in der Zeitschrift „Fördertechnik und Frachtverkehr“ 1929, S. 4.

Die Übertragung der Drehbewegung vom Motor auf die Laufräder erfolgt entweder durch reinen Stirnräderantrieb oder durch Schnecken- und Stirnrädergetriebe. Im ersten Falle wird die Bremse auf der ersten Vorgelegewelle, im zweiten Falle auf der Motor- bzw. Schneckenwelle angebracht, deren Kupplung dann als Bremsscheibe dient.

Für die nachstehenden Ausführungen soll die Anordnung des Berechnungsbeispieles Fig. 1149 zugrunde gelegt werden.

Fig. 1149.



Ermittlung der zum Abbremsen der bewegten Massen erforderlichen Kraft, bezogen auf den Bremsscheibenumfang.

a) Verzögerungsmoment der längsbewegten Massen.

Bedeutet:

Q die Nutzlast des Kranes in kg,
G_1 das Gewicht des Kranwagens in kg,
G_2 das Gewicht der Katze in kg,
v die Fahrgeschwindigkeit in m/sk[1]),
b die Verzögerung in m/sk², also $b = \frac{v}{t}$,
t die Bremszeit in sk,
m die Masse des Körpers in $\frac{\text{kgsk}^2}{m}$,
P die Verzögerungskraft in kg oder die Umfangskraft am Laufrad,
s den Auslaufweg in m,
$g = 9{,}8$ m/sk² die Erdbeschleunigung,

so gilt für die längsbewegten Massen nach dem Satz vom Antriebe:

$$Pt = mv, \text{ also } P = m\frac{v}{t} = \frac{Q + G_1 + G_2}{g} \cdot \frac{v}{t}.$$

Man erkennt aus der Gleichung, daß kurze Auslaufzeiten bei voller Belastung die Verzögerungskraft wesentlich vergrößern.

Die Auslaufbewegung wird von den Trägheitskräften aller bewegten Massen hervorgerufen. Die Bremswirkung wird von dem Fahrwiderstand und den Reibungswiderständen im Triebwerk unterstützt.

[1]) Entgegen der genormten Bezeichnung s für Sekunde wird hier sk angewendet, um eine Verwechslung mit dem Weg s zu vermeiden.

Der Fahrwiderstand setzt sich aus der rollenden Reibung, der Lager-, Naben- und Spurkranzreibung zusammen. Die Momente der Naben- und Spurkranzreibung werden der Einfachheit wegen vernachlässigt, letztere schon deshalb, weil der Kran auch Strecken ohne Quergleit- und Spurkranzreibungsverluste durchfahren kann.

Ist W der Fahrwiderstand in kg,
D_L der Laufraddurchmesser in cm,
$Q' = Q + G_1 + G_2$, die auf ein Rad konzentriert gedachte Gesamtbelastung in kg,
i die jeweilige Übersetzung zwischen Laufrad und Bremswelle (i = ganze Zahl),
$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2$ der Gesamtwirkungsgrad,
η_1 der Wirkungsgrad zwischen Laufrad und Bremswelle,
η_2 der Wirkungsgrad zwischen Brems- und Motorwelle,

so ist das Bremsmoment bezogen auf die Bremswelle:

$$M = (P - W)\frac{D_L}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta_1.$$

Mit dem Wirkungsgrad ist zu multiplizieren, weil die Reibungswiderstände zwischen Laufrad- und Bremswelle die Bremswirkung unterstützen.

b) Verzögerungsmoment der sich drehenden Massen.

Es kommen hier nach Fig. 1149 in Betracht: Motoranker, Ritzel a, Zahnrad b, Bremsscheibe c, Welle d.

Aus dem Beispiel ist zu ersehen, daß die mit geringer Drehzahl laufenden Teile keinen wesentlichen Einfluß ausüben.

Das Verzögerungsmoment eines sich drehenden Körpers in bezug auf seine eigene Drehachse ist nach S. 245:

$$M = J\frac{\omega}{t} \text{ in kgm.}$$

Das auf die Bremswelle reduzierte Moment ist dann nach S. 245 mit Rücksicht auf die Reibung im Getriebe, welche die Bremswirkung unterstützt:

$$\boldsymbol{M = J\frac{\omega}{t} i \cdot \eta.}$$

Hierin bedeutet i die jeweilige Übersetzung zwischen Motor und Bremswelle.

Die Schwungmomente aller übrigen Räder und Wellen mit kleiner Drehzahl kann man wegen des geringen Einflusses ohne großen Fehler vernachlässigen.

Man erhält dann die Summe aller abzubremsenden Momente zu:

$$M = M_P + M_A + M_B + M_Z + M_W,$$

worin der Index P = Last, A = Anker, B = Bremsscheibe, Z = Zahnräder, W = Welle bedeutet.

c) Umfangskraft an der Bremsscheibe:

$$U = \frac{M}{1/2\ D_{\text{Bremse}}}.$$

Dieser Wert ist der Bremsberechnung zugrunde zu legen.

Berechnung des Bremsweges.

Der Auslauf des Kranes erfolgt als eine gleichförmig verzögerte Bewegung, weil die die Verzögerung bewirkende Kraft (das ist der Fahrwiderstand) in jedem Augenblick der Bewegung konstant angenommen wird, wenigstens von keiner Veränderlichen (v und t) abhängig ist.

Mit b = konstant, einer Anfangsgeschwindigkeit = v und einer Endgeschwindigkeit = 0 während der Auslaufperiode in t-sk ist $v = b \cdot t$.

Für den Weg gilt $s = v \cdot t/2$.

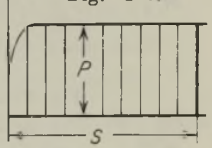
Da der Bremsdruck nicht sofort in seiner vollen Größe einsetzen kann, wird der Bremsweg um einen Betrag λ größer, der zu etwa 3 v. H. des Bremsweges angenommen werden kann.

Fig. 1149 zeigt das allmähliche Ansteigen der Bremskraft.

Der wirkliche Auslaufweg ist dann:

$$s = 1{,}03\,\frac{v \cdot t}{2}.$$

Fig. 1150.



Ansteigen der Bremskraft.

Zahlenbeispiel.

Berechnung der Kranfahrbremse eines elektrisch betriebenen Laufkranes von 10 t Tragkraft und 12,6 m Spannweite für Gleichstrom.

Fahrgeschwindigkeit = 50,3 m/min = 0,84 m/sk,
Gewichte: Katze = 3,7 t, Wagen = 9,3 t, Gesamtgewicht = 13 t,
Bremsorgan: Doppeltwirkende Klotzbremse mit Magnetlüftung,
Bremszeit = 3 sk,
Antriebsmotor 7 PS mit n = 940 min.
Alle übrigen Werte sind in Fig. 1149 angegeben.

a) Moment der längsbewegten Massen.

Es ist mit $m = \frac{Q + G_1 + G_2}{g} = \frac{10\,000 + 13\,000}{9{,}8} = 2347\ \frac{\text{kg sk}^2}{m}$

Trägheitskraft: $P = \frac{m \cdot v}{t} = \frac{2347 \cdot 0{,}84}{3} = 657\ \text{kg}.$

Fahrwiderstand: $W = \frac{Q'}{\frac{1}{2} D_L}(f + \mu r) = \frac{23\,000}{\frac{1}{2} \cdot 75}(0{,}05 + 0{,}1 \cdot 4) = 276\ \text{kg}.$

Demnach Bremsmoment, bezogen auf die Bremswelle:

$$M_{(P-W)II} = (P - W)\,\frac{D_L}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta_1 = (657 - 276) \cdot \frac{75}{2} \cdot \frac{1}{11} \cdot 0{,}95 = 1234\ \text{kgcm}.$$

Die Einzelmomente der Last und des Fahrwiderstandes betragen für die Bremswelle: $M_{PII} = 2126$ kgcm und $M_{WII} = 892$ kgcm.

b) Momente der sich drehenden Massen.

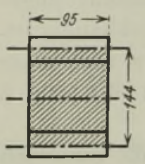
Motoranker: Der Preisliste wird entnommen $GD_k^2 = 0{,}08\,\text{kgm}^2$. Damit wird nach S. 246 $J_A = \frac{GD_k^2}{4g} = \frac{0{,}08}{4 \cdot 9{,}81} = 0{,}0204\,\text{kgm sk}^2$ und

$$M_{A\,II} = J\,\frac{\pi n}{30\,t} = 0{,}0204\,\frac{\pi \cdot 940}{30 \cdot 3} = 0{,}669\,\text{kgm} = 66{,}9\,\text{kgcm}.$$

Motorritzel: $Z = 24$; $t = 6\pi$; $D = 144\,\text{mm}$ Durchmesser; $b = 95\,\text{mm}$; $n = 940$.

Werkstoff: Rotguß mit $\gamma = 8{,}5\,\text{kg/dm}^3$ (Fig. 1151).

Fig. 1151.



Ritzel.

Gewicht: $G = \frac{1{,}44^2\,\pi}{4} \cdot 0{,}95 \cdot 8{,}5 = 13\,\text{kg}$,

$$J_R = \frac{1}{2}\,\frac{GD^2}{4g} = \frac{1}{2} \cdot \frac{13 \cdot 0{,}144^2}{4 \cdot 9{,}8} = 0{,}003\,47\,\text{kgm sk}^2,$$

$$M_{R\,II} = \frac{J\pi n}{30\,t} = 0{,}003\,47\,\frac{\pi \cdot 940}{30 \cdot 3} = 0{,}1138\,\text{kgm} = 11{,}38\,\text{kgcm}.$$

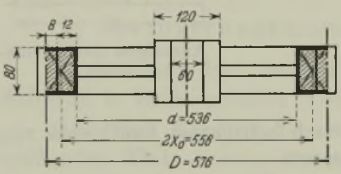
Die Momente des Ankers und Ritzels auf die Bremswelle reduziert, ergeben ein Moment:

$$M_{(A+R)\,II} = (M_{\text{Anker}} + M_{\text{Ritzel}}) \cdot i \cdot \eta = (66{,}9 + 11{,}38) \cdot 4 \cdot 0{,}95 = 298\,\text{kgcm}.$$

Zahnrad: $Z = 96$; $t = 6\pi$; $D = 576\,\text{mm}$ Durchmesser; $b = 80\,\text{mm}$; $n = 235$.

Werkstoff: Stahl mit $\gamma = 7{,}85$.

Fig. 1152.



Zahnrad.

Kranzgewicht nach der Guldinschen Regel (Fig. 1152):

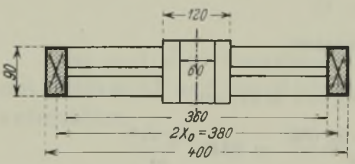
$$G = F \cdot 2\,x_0\,\pi \cdot \gamma = 0{,}8 \cdot 0{,}2 \cdot 5{,}56 \cdot \pi \cdot 7{,}85 = 21\,\text{kg}$$

$$J_Z = \frac{1}{2}\,G\,\frac{(D^2 + d^2)}{4g} = \frac{1}{2} \cdot 21\,\frac{0{,}576^2 + 0{,}536^2}{4 \cdot 9{,}8} = 0{,}166\,\text{kgm sk}^2$$

mit 10 v. H. Zuschlag für Arme und Nabe wird $J \approx 0{,}18\,\text{kgm sk}^2$

$$M_{Z\,II} = J\,\frac{\pi n}{30\,t} = 0{,}18\,\frac{\pi \cdot 235}{30 \cdot 3} = 1{,}47\,\text{kgm} = 147\,\text{kgcm}.$$

Fig. 1153.



Bremsscheibe.

Bremscheibe (Fig. 1153).

Werkstoff: Grauguß mit $\gamma = 7{,}85$; $n = 235$.

Kranzgewicht:

$G = F \cdot 2\,x_0 \cdot \pi \cdot \gamma = 0{,}2 \cdot 0{,}9 \cdot 3{,}6 \cdot \pi \cdot 7{,}85 \approx 16\,\text{kg}$,

$$J_B = \frac{1}{2}\,G\,\frac{(D^2 + d^2)}{4g} = \frac{1}{2} \cdot 16\,\frac{0{,}4^2 + 0{,}36^2}{4 \cdot 9{,}8}$$

$= 0{,}059\,\text{kgm sk}^2$ + 10 v. H. Zuschlag für Arme und Nabe $J \approx 0{,}065$,

$$M_{B\,II} = J\,\frac{\pi n}{30\,t} = 0{,}065\,\frac{\pi \cdot 235}{30 \cdot 3} = 0{,}53\,\text{kgm} = 53\,\text{kgcm}$$

Welle. Gewicht bei 13 m Länge und 60 mm Durchmesser $\approx$ 29 kg.

$$J_w = \frac{1}{2}\,\frac{GD^2}{4g} = \frac{1}{2}\,\frac{29 \cdot 0{,}06^2}{4 \cdot 9{,}8} = 0{,}0013\,\text{kgm sk}^2,$$

$$M_{w\,II} = J\,\frac{\pi n}{30\,t} = 0{,}0013\,\frac{\pi \cdot 235}{30 \cdot 3} = 0{,}0108\,\text{kgm} = 1{,}08\,\text{kgcm}.$$

Zusammenstellung der Momente, bezogen auf die Bremswelle (Fig. 1154):

Längsbewegte Massen — Fahrwiderstand . . .	M_{II}	=	1234 kgcm	
Motoranker + Ritzel	„	=	298 „	} 499
Zahnrad	„	=	147 „	
Bremsscheibe	„	=	53 „	
Welle	„	=	1,08 „	
Abzubremsendes Gesamtmoment	M_{II}	≈	1733 kgcm	

c) Umfangskraft an der Bremsscheibe:

$$U = \frac{M_{II}}{\frac{1}{2}D} = \frac{1733}{20} = 86{,}6 \approx 87 \text{ kg}.$$

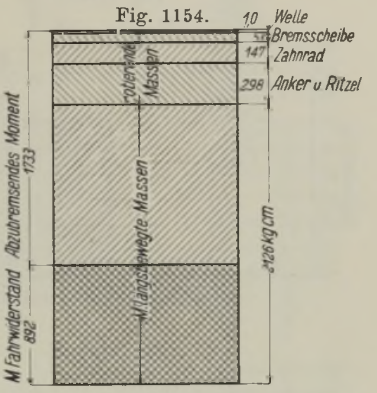


Fig. 1154. Abzubremsende Momente.

d) Bremsweg: $s = \frac{v \cdot t}{2} = \frac{0{,}84 \cdot 3}{2} = 1{,}26$ m,

und mit 3 v. H. Zuschlag zur Berücksichtigung des nicht sofort voll einsetzenden Bremsdruckes $s \approx 1{,}3$ m.

Ist: $\frac{m v^2}{2} = \frac{2347 \cdot 0{,}84^2}{2} = 821$ kgm und der Fahrwiderstand: $W = 276$ kg, so würde der Auslaufweg ohne Bremsung und ohne Rücksicht auf die rotierenden Massen (wenn also nur der Fahrwiderstand der Wucht der längsbewegten Massen entgegenwirkt) nach Gleichung: $\frac{m v^2}{2} = W \cdot s$ betragen: $s = \frac{821}{276} = 2{,}97$ m. Dazu ist eine Zeit erforderlich: $t = \frac{2s}{v} = \frac{2 \cdot 2{,}97}{0{,}84} = 7$ sk.

Bei dem mit Bremsung geforderten Auslaufweg von 1,26 m während einer Auslaufzeit von 3 sk wird die gesamte Verzögerungskraft am Laufrade gemessen ohne Berücksichtigung der rotierenden Massen: $P' = \frac{m v^2}{2 \cdot s} = \frac{821}{1{,}26} = 652$ kg.

Durch den Fahrwiderstand wird dieser Wert um 276 kg verringert. Es bleibt demnach für die Bremsung übrig:

$$P' = 652 - 276 = 376 \text{ kg}.$$

Auf den Bremsscheibenumfang reduziert ergiebt dies eine Umfangskraft:

$$U' = P' \frac{D_L}{2} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta_{\text{Bremswelle}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{2} D_{\text{Bremse}}} = 376 \cdot \frac{75}{2} \cdot \frac{1}{11} \cdot 0{,}95 \cdot \frac{1}{20} = 61 \text{ kg}.$$

Zum Abbremsen der Energie der sich drehenden Massen muß noch das früher berechnete Moment von 499 kgcm in Betracht gezogen werden. Dies ergiebt eine weitere Umfangskraft $\frac{499}{20} = 25$ kg, so daß die gesamte Umfangskraft an der Bremsscheibe $U = 61 + 25 = 86$ kg beträgt. Dieser Wert stimmt also mit der früher berechneten Umfangskraft von 87 kg nahezu überein.

Ergebnis: Ohne Berücksichtigung der Massenträgheitsmomente der sich drehenden Massen würde der Berechnung der Bremse eine Umfangskraft von 61 kg zugrunde gelegt worden sein, während die genauere Rechnung 87 kg fordert.

Bremskraft, Weg und Zeit sind in Fig. 1155 bis 1157 zusammengestellt:

1. Auslauf ohne Bremsung für längsbewegte Masse ohne rotierende Massen
2. „ „ „ „ „ „ mit „ „
3. „ mit „ „ „ „ ohne „ „
4. „ „ „ „ „ „ mit „ „

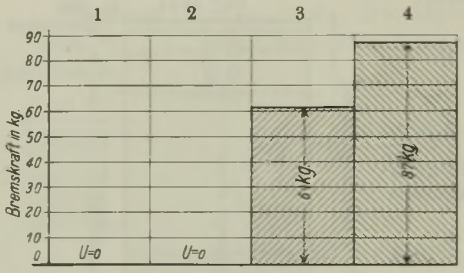
Für 2. gilt:

$$\frac{m v^2}{2} + \frac{J_\omega^2}{2} \text{ red.} = 821 + \frac{499 \cdot 11}{0{,}95 \cdot 37{,}5} = 821 + 154 = 975\,\text{kgm};$$

$$s = \frac{975}{276} \approx 3{,}5\,\text{m}; \quad t = \frac{2 \cdot s}{v} = \frac{2 \cdot 3{,}5}{0{,}84} = 8{,}33\,\text{sk}.$$

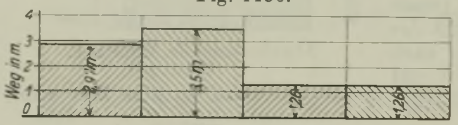
Für 3. gilt mit 61 kg Bremskraft; reduziert auf das Laufrad:

Fig. 1155.



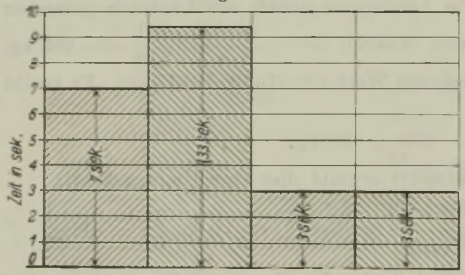
Bremskräfte für 1 bis 4.

Fig. 1156.



Auslaufwege für 1 bis 4.

Fig. 1157.



Auslaufzeiten für 1 bis 4.

$$\frac{61 \cdot 20 \cdot 11}{0{,}95 \cdot 37{,}5} = 377\,\text{kg}.$$

Verzögerungskraft = 377 + 276 = 653 kg,

$$s = \frac{m v^2}{2 \cdot s} = \frac{821}{653} \approx 1{,}26\,\text{m};$$

$$t = \frac{2s}{v} = \frac{2 \cdot 1{,}26}{0{,}84} = 3\,\text{sk}.$$

e) Für die Bremse werden nach Fig. 201, S. 104 folgende Verhältnisse angenommen:

Bremsscheiben-Durchm. = 400 mm. Hebelarme: $a = 450$ mm, $b = 250$ mm, $c = 0$, $d = 60$ mm, $l_1 = 140$ mm, $l_2 = 400$ mm, $l = 580$ mm.

Es ist dann der Bremsdruck je Klotz mit $\mu = 0{,}25$ für Pappelholz auf Grauguß:

$$D = \frac{1}{2}\frac{U}{\mu} = \frac{1}{2}\frac{87}{0{,}25} = 174\,\text{kg}.$$

Bremsgewicht nach S. 104:

$$G = \frac{D \cdot b \cdot d}{a \cdot l} = \frac{174 \cdot 25 \cdot 6}{45 \cdot 58} = 10\,\text{kg}.$$

Magnetzug nach S. 104 bei einem Ankergewicht $G_1 = 3{,}5$ kg:

$$M = \frac{G\,l}{l_2} + G_1 = \frac{10 \cdot 58}{40} + 3{,}5 = 18\,\text{kg}.$$

Magnethub bei einer Klotzabhebung $x = 2$ mm nach S. 104:

$$H = 2\,x\,\frac{a \cdot l_2}{b \cdot d} = 2 \cdot 0{,}2\,\frac{45 \cdot 40}{25 \cdot 6} = 4{,}8\,\text{cm}.$$

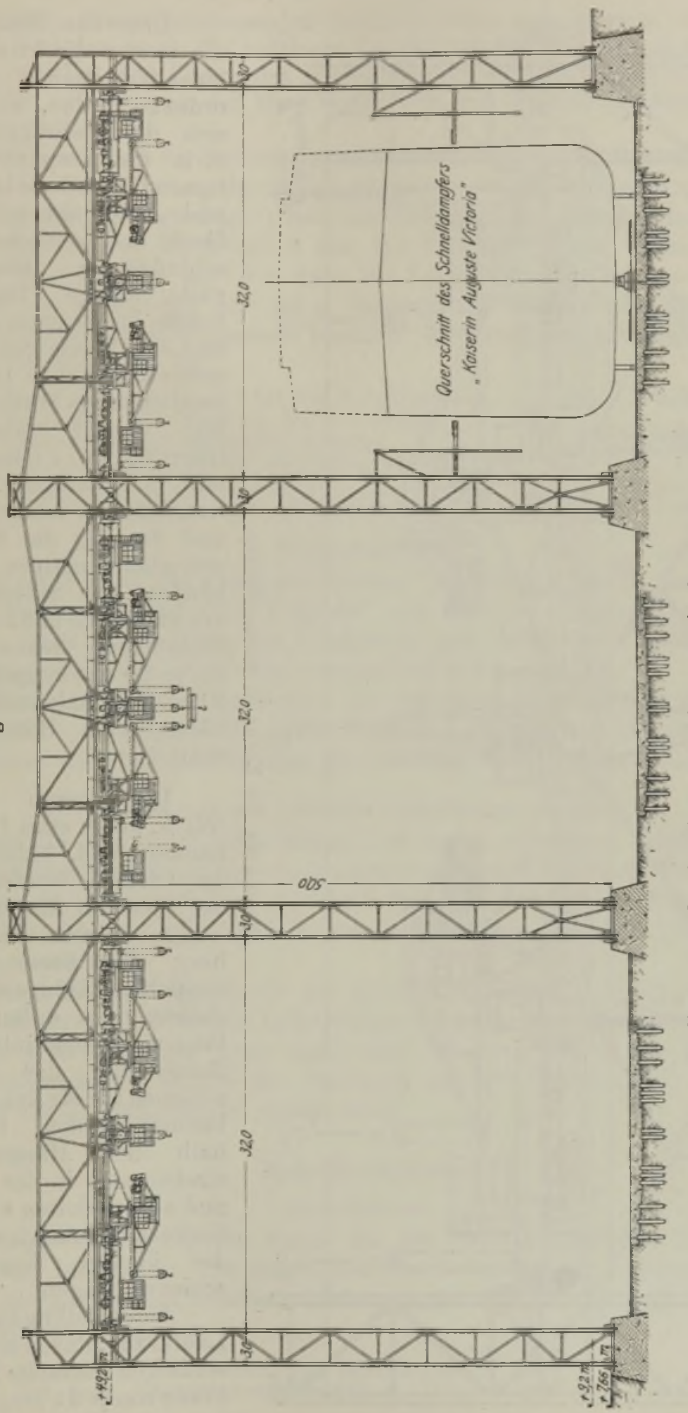
Die Preisliste für Hauptstrombremslüftmagnete enthält:

Nr. I: Zugkraft = 20 kg, Hub = 40 mm, Ankergewicht = 2,3 kg,
„ II: „ = 35 „ „ = 60 „ „ = 6 „

Falls die Hebelverhältnisse der Bremse nicht geändert werden sollen, ist Bremsmagnet Nr. II zu verwenden, andernfalls genügt bei Verkürzung von l_2 und l Nr. I.

Hellingkrane.

Unter Helling versteht man den Bauplatz eines Schiffes. Derselbe besteht aus einer gegen die Wasserkante geneigten Ebene, deren Fundament durch Pfahlroste oder Betonklötze hergestellt wird. Sie mündet mit ihrem unteren Ende in tiefes Wasser des Hafens, damit die von ihr ablaufenden Schiffe sofort schwimmen.


Querschnitt des Schnelldampfers „Kaiserin Auguste Victoria"
320
320
320

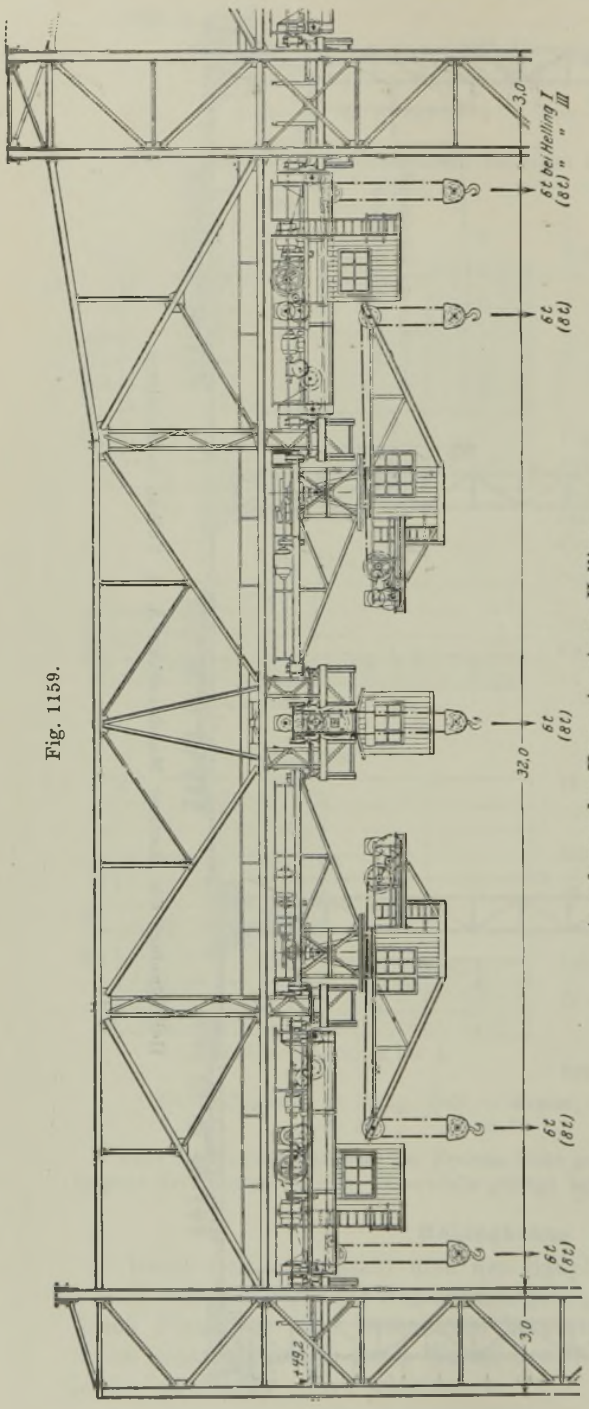


Fig. 1159. Anordnung der Krane in einem Helling.

Über den Hellingen, die immer direkt nebeneinander liegend angeordnet werden, erheben sich die Hellinggerüste, d. h. die Tragkonstruktionen für die Kranbahnen und Laufbühnen ohne Dach und seitliche Abschlußwände. Die Gerüste, welche Platz für Schiffe bis zu 300 m Länge und 32 m Breite gewähren müssen, bestehen im wesentlichen aus Stützreihen mit darauf ruhenden Querträgern (Bindern) und Längsträgern, aus Kranbahnen, Laufbahnen und den für die Standsicherheit nötigen Verbänden. Die Stützsäulen aus Fachwerk mit 3×3 m Grundfläche stehen quer in je 35 m, längs in je 31 m Mittenabstand und haben eine Höhe von rund 50 m.

Die oberen Querträger, deren etwa 10 vorhanden sind, haben bei der neuen Werftanlage der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Hamburg die Form eines doppelten Hängewerkes, dessen nach unten verlängerte Hängesäulen zur Befestigung der Laufschienen für die Krane mit benutzt werden. Unterhalb der Hängewerkstreben sind in der Mitte und an den Seiten weitere Sockel angebracht, welche die übrigen Kranlaufschienen tragen.

Jedes Helling hat fünf Laufkrane; davon sind die seitlichen einfache Laufkrane von je 5 t Tragkraft,

die beiden dazwischenliegenden Laufdrehkrane mit unterem schwenkbaren Ausleger, sowie die mittleren Laufkatzen für ebenfalls je 5 t Tragkraft, welche zum Legen des Kieles dienen. Größere Lasten können durch je zwei und in der Mitte sogar von drei Kranen gleichzeitig gehoben werden.

Die Krane sind der Bedienungsmannschaft von oben durch Laufbrücken, die in der Querrichtung der Hellinggerüste befestigt sind, zugänglich.

Bei der Hellinganlage [1]) des Stettiner Vulkan, Zweigniederlassung Hamburg, haben die Krane 6 bzw. 8 t Tragkraft. Die Katze in der Mitte jeder Helling hat 1,2 m Spur, die Laufdrehkrane rechts und links davon 5 m Ausladung und 5,9 m Spannweite, während die Laufkrane an den Seiten 7,3 m Spannweite besitzen. Die normalen Arbeitsgeschwindigkeiten betragen für

Heben der Last von 6 t bei den 6-t-Kranen	rund	12 m/min
Heben der vollen Last bei den 8-t-Kranen	„	9 „
Katzenfahren bei sämtlichen Kranen	„	20 „
Kranfahren mit Last bei sämtlichen Kranen	„	80 „
Fahren der mittleren Laufkatze	„	120 „
Drehen des Auslegers bei den Drehkranen	einmal i. d. min.	

Versatzkrane [2]),

welche quer über die Längskranbahnen der Helling laufen und 16 bis 18 m Spannweite bei einer Tragkraft von etwa 35 t haben, können die unter ihnen arbeitenden Drehlaufkatzen mit Hilfe zweier Hakenpaare von ihrer Bahn abheben und vertauschen oder versetzen.

Durch beliebige Hinzunahme der gleichartigen Nachbarkrane kann die Arbeit auf einer Hellingseite beschleunigt und bei Instandsetzung des einen oder anderen Kranes die Störung leicht behoben werden.

Laufkrane mit teilweise elektrischem Antrieb.

Ist die Last nicht allzu häufig und nicht zu weit zu fahren, dann begnügt man sich damit, nur das Hubwerk elektrisch anzutreiben, während das Lang- und Querfahren der Last durch Handbetrieb erfolgen muß.

Diese Krane stellen sich in der Anschaffung erheblich billiger als Dreimotorenkrane.

Wird dagegen der Kran nur ab und zu einmal benutzt, so wird man selbstverständlich mit vollständigem Handbetrieb auskommen. Zuweilen gibt man dem Kran auch zwei Motoren, von denen der eine das Hubwerk, der andere das Fahrwerk antreibt, während das Katzenfahren durch Handbetrieb erzielt wird.

Mehrfachkrane.

Doppelkrane

sind eine Vereinigung von einem auf ein Halbtor gestellten Drehkran mit einer Laufkatze. Sie bezwecken die Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Lade- und Löscheinrichtungen in dem Hafen und dadurch eine kürzere Liegezeit.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 778.
[2]) Vgl. auch „Überhebekrane“ S. 617.

Vorteil: Infolge des geringeren Platzbedarfes gegenüber zwei nebeneinander stehenden Kranen kann bei kleinen Schiffsluken anstatt wie bisher mit einem mit zwei Hebezeugen, und bei großen Luken an Stelle von zwei Einzelkranen mit vier Hebezeugen gearbeitet werden.

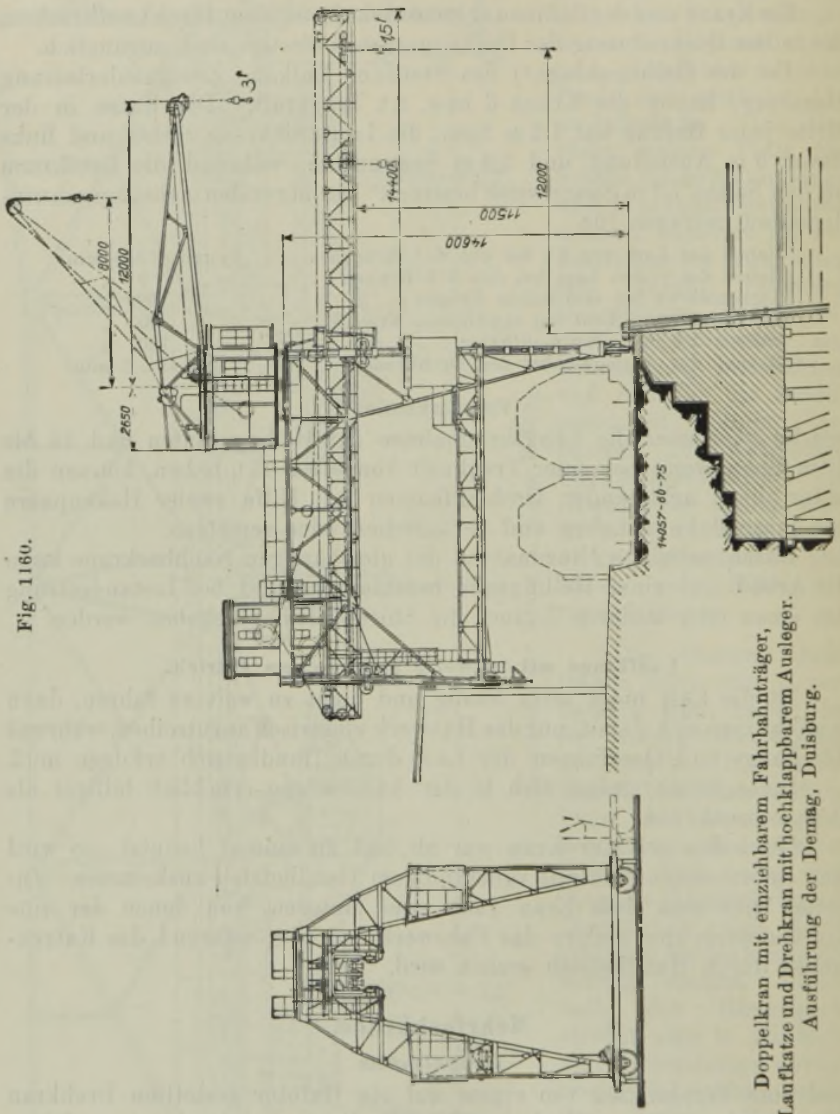


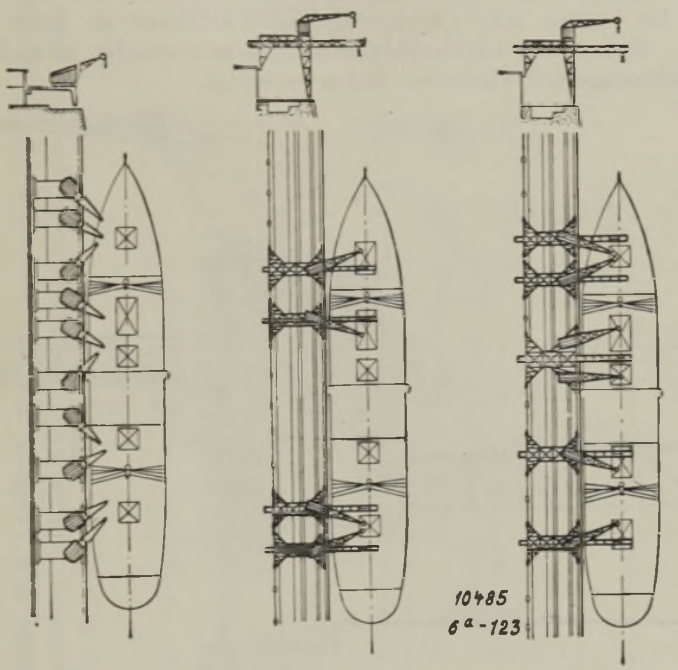
Fig. 1160. Doppelkran mit einziehbarem Fahrbahnträger, Laufkatze und Drehkran mit hochklappbarem Ausleger. Ausführung der Demag, Duisburg.

Mit dem Drehkran, welcher die doppelte Tragkraft der Laufkatze besitzt, werden sperriges Fördergut, Maschinenteile, Schienen u. dgl., mit der Laufkatze leichtere Stückgüter, wie Kisten, Fässer, Säcke, die bequem durch die Torstützen hindurchgefahren werden können, gefördert.

Das Fahrgestell des Halbtorkranes ist gegenüber den einfachen Kranen höher und die vier Pfosten nehmen zwischen sich den Fahrbahnträger für die Laufkatze auf. Der Fahrbahnträger ist zum Einziehen oder Aufklappen eingerichtet.

Die Fig. 1160 zeigt die Ausführung der im Hamburger Hafen am Australiakai stehenden 29 Demag-Doppelkrane. Tragfähigkeit der Katze 1500 kg, die des Drehkranes 3000 kg. Katzengeschwindigkeit 2 m/s, wobei bis zu 40 Arbeitsspiele in der Stunde ausgeführt werden können. Arbeitsspiele des Drehkranes 25···30 in der Stunde.

Fig. 1161.



a) Umschlag mit Halbtorkran. b) Umschlag mit normalem Doppelkran. c) Umschlag mit Doppelkran mit zwei Drehkranen.

Das elektrisch betriebene Windwerk für die Katze und das Windwerk zum Verstellen der Katzenfahrbahn ist in einem Schutzhaus oberhalb des Torträgers aufgestellt und wird von einem zweiten Führerhaus aus gesteuert. Eine Trommel trägt das Hubseil, die andere das Katzenfahrseil. Bei senkrechtem Heben dreht sich die Hubtrommel und die Fahrtrommel steht still. Gleichzeitiges Heben und Fahren wird durch Drehen beider Trommeln bewirkt. Die drei Bewegungen der Katze: Heben, Fahren und Einziehen werden durch einen Motor erzielt.

Der Drehkran besitzt sein eigenes Triebwerk mit Führer. Die beiden Kranführer steuern also unabhängig voneinander.

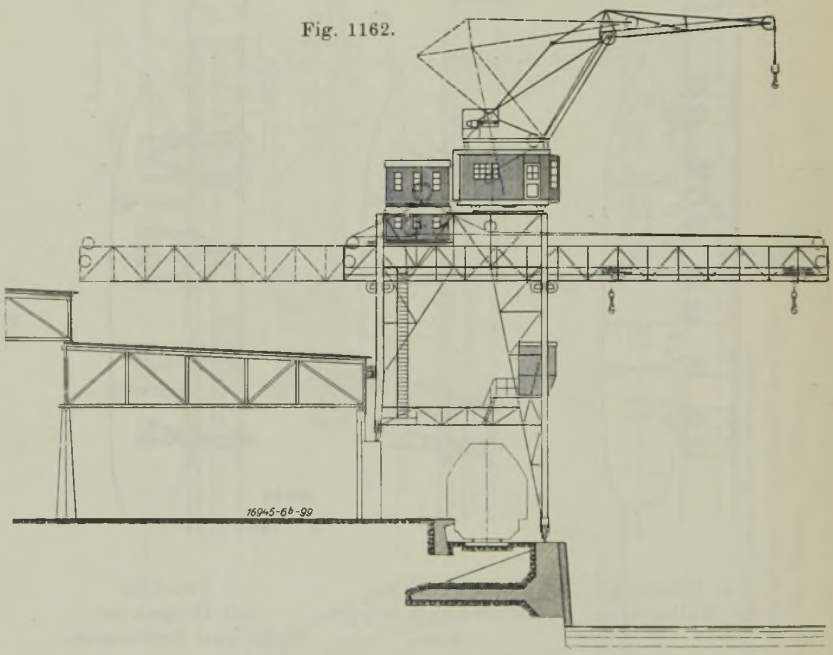
Die Krane können auch mit zwei Drehkranen ausgerüstet werden. Diese werden zu beiden Seiten des Katzenauslegers angeordnet. Eine Luke wird dann durch drei Hebezeuge bedient.

Doppelkrane werden auch die in Eisenbahnwerkstätten zum Heben von Lokomotiven und Wagen benutzten Kranpaare genannt, die die zu hebende Last zwischen sich aufnehmen[1]).

Dreifachkran mit Wippkran.
Ausführung der Demag, Duisburg.

Der Dreifachkran vereinigt zwei Laufkatzen und einen Drehkran in einem Fahrgestell, welches nur wenig breiter ist, als das der Doppelkrane. Es können also gleichzeitig drei Lasthaken an einer Lücke arbeiten. Stehen zwei Dreifachkrane dicht nebeneinander, so sind sogar sechs Hebezeuge auf kleinstem Raum vereinigt.

Fig. 1162.



Dreifachkran mit Doppellenker-Drehkran.
Ausführung der Demag.

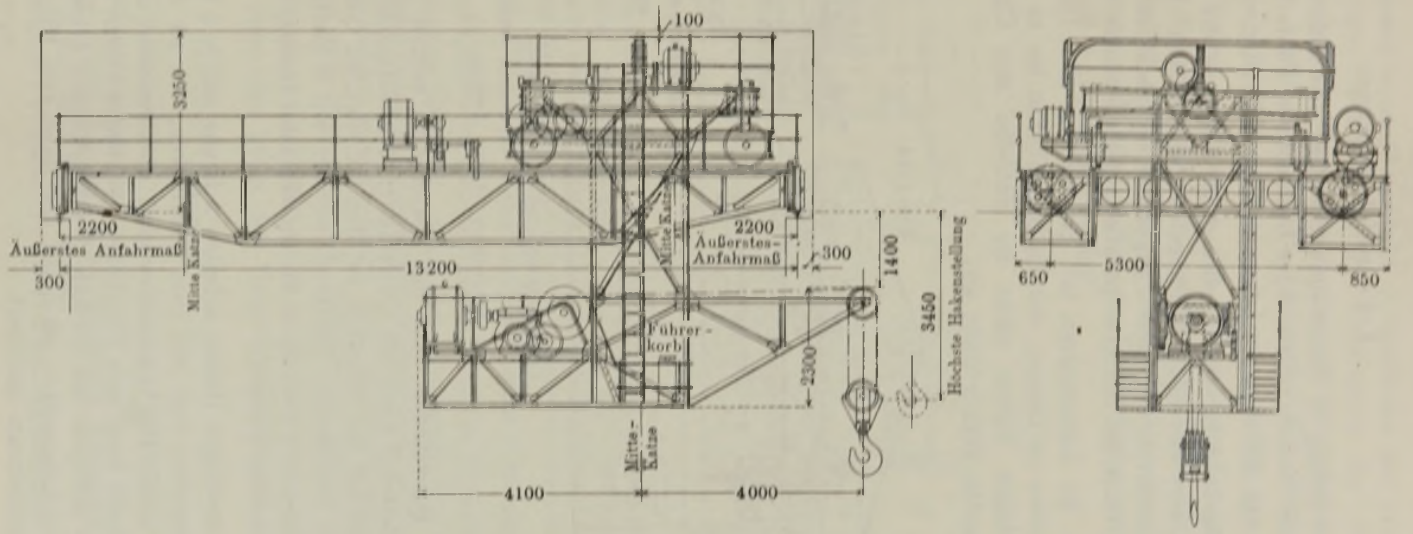
Wird der gewöhnliche Drehkran mit feststehendem oder hochziehbarem Ausleger bei dem Dreifachkran als Wippkran nach S. 495 ausgebildet, so ist der gewonnene größere Arbeitsbereich des Drehkranes insofern von Vorteil, weil das Tor während des Ladevorganges seine Stellung mit Rücksicht auf die benachbarten Krane nicht verändern kann. Die Fahrbewegung wird also durch die Wippbewegung ersetzt.

[1]) Vgl. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 1926, S. 302. Wülfrath, „Neue Eisenbahnkrane".

Laufdrehkrane

stellen eine Verbindung von Drehkran und Laufkran dar und bezwecken eine Vergrößerung des Arbeitsfeldes der Laufkrane. Der Drehkran wird entweder mittels einer drehbaren Säule oder mit einer Drehscheibe an die Laufwinde gehängt. Vgl. auch Fig. 1159, S. 609.

Fig. 1163.



Elektrisch betriebener Laufdrehkran von 30 t Tragkraft, 4 m Ausladung und 13,2 m Spannweite der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

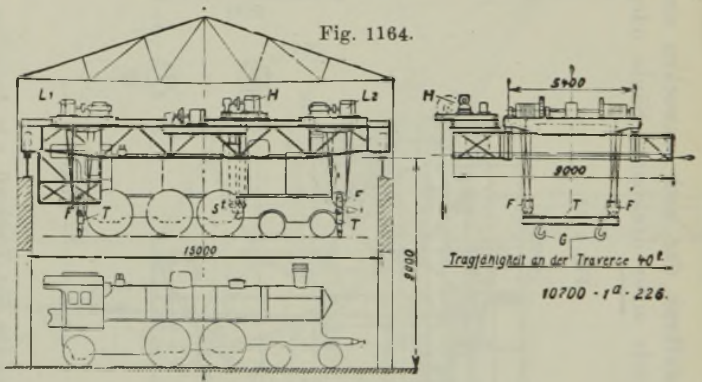
Lokomotivhebekrane.

Verwendung in Eisenbahnwerkstätten und Lokomotivfabriken zum Heben und Fördern vollständiger Lokomotiven, Führerhäuser, Tender und Wagen, zum Abheben der Lokomotiven und Tender von ihren Radsätzen.

Maßgebend für die Anordnung der Krane ist die Anlage der Hallen, die für Quer- oder Längsstände gebaut sein können. Bei ersteren stehen die Lokomotiven mit ihrer Längsachse senkrecht zur Hallenachse und Kranfahrbahn, bei letzteren parallel zur Hallenachse und Kranfahrbahn.

Um die Lokomotiven mit Schornstein und Domen über andere hinwegheben zu können, werden Hallenhöhen bis zu 10 m erforderlich. Bei niedrigen Hallen reicht die Hubhöhe zum Überheben über die benachbarten Stände nicht aus.

Fig. 1164.



Lokomotivlaufkran für Querstand.
Ausrüstung mit 2 Katzen, von denen jede 2 Trommeln enthält, an deren Seilen der Querbalken hängt. Demag.

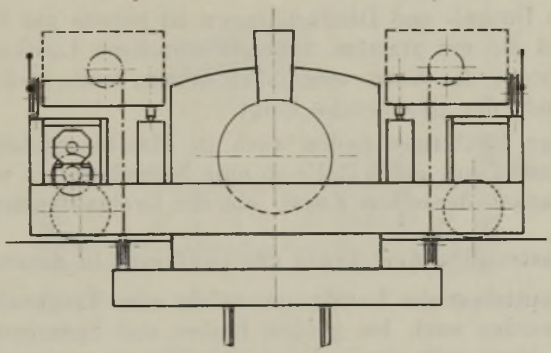
Bei **Querständen** wird die Lokomotive mittels Schiebebühne aus dem Mittelschiff nach den Querständen der Seitenschiffe gefahren. Von da aus erfolgt das Absetzen auf den betreffenden Querstand mit einem elektrisch betriebenen Laufkran, welcher mit 2 Katzen ausgerüstet ist, von denen jede 2 Trommeln für die Hubseile besitzt, an deren Flaschen die Querbalken hängen.

Bei niedrigen Hallen arbeiten 2 Krane mit je 2 Katzen zusammen. Die Lokomotive ruht auf zwei Querbalken, die an den 4 Katzen aufgehängt sind. Die Lokomotive kann also zwischen den beiden Kranen entsprechend hoch zum Überheben gehoben werden. Die beiden Krane, die sonst getrennt als normale Werkstattkrane arbeiten, werden beim Heben der Lokomotive gekuppelt und dann vom Führerstand des einen Kranes gemeinsam gesteuert.

Bei **Längsständen** werden ebenfalls 2 Laufkrane mit einer Laufkatze und doppelten Trommeln für die Aufhängung der Querbalken benutzt, um die Lokomotive vom Zufahrtsgleis auf die parallelen Standgleise zu bringen. Ausführung: Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Das Erfassen des Lokomotivrahmens erfolgt mit den Querträgern, derart, daß ein Balken vorn unter das Feuerbuchsende, der andere hinten unter das Rauchkammerende greift. Die Querbalken sind an jeder Seite mit Rollen versehen, die in den Schlingen der Kranseile hängen. Es kommen auch Längsbalken zur Verwendung, auf die sich die Lokomotive mit 2 Querbalken stützt.

Fig. 1165.



Querschnitt eines neueren Doppel-Lokomotivhebekranes für Querstände bei 100 t Tragkraft. Ausführung: Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Die Lokomotive kann bei niedriger Bauhöhe des Kranes bis Oberkante Katze gehoben werden. Wegfall der Verbindungsträger und der elektrischen Kupplung bei den sonst verwendeten zwei Einzelkranen.

Das Heben mit Querbalken ist vorzuziehen, weil das Mitschleppen der schweren Längstraverse lästig ist. Auch hat sich herausgestellt, daß die Krananlage nur dann zweckmäßig verwendet werden kann, wenn der Querträger ständig an beiden Kranen hängt, also nicht abgekuppelt wird. Die Krane können also dann nicht als Einzelkrane verwendet werden.

Lokomotiv-Hebekrane arbeiten meist in Verbindung mit leichteren Hilfskranen, die über oder unter den Hauptkranen laufen.

Literatur.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1919, Heft 1: Wülfrath, Hebekrane für Eisenbahnfahrzeuge.

Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 81: Wülfrath, Lokomotiv-Hebekrane.

Ebenda: 1926, S. 302: Neue Eisenbahnkrane.

Wülfrath, Direktor i. F. Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden: Hebekrane für Eisenbahnfahrzeuge.

Überhebekrane.

Befinden sich mehrere Laufkrane auf einer Fahrbahn, so kann durch die Betriebsunfähigkeit eines Kranes das Arbeitsfeld zu einem großen Teile gesperrt werden, weil dadurch mehrere Krane vom Betrieb ausgeschaltet werden.

Ordnet man über dieser Fahrbahn einen weiteren Kran an, so kann dieser Überhebekran den ausbesserungsbedürftigen Kran abheben und am Ende der unteren Fahrbahn absetzen, so daß das Arbeitsfeld für die übrigen Krane wieder frei wird. Nach Beendigung der Reparatur wird der Kran auf demselben Wege wieder zurückgebracht.

Laufkrane mit verschiebbarem Ausleger.

Bei den Doppel- und Dreifachkranen ist bereits auf S. 612 wiedergegeben, daß die mit starrem Ausleger versehene Laufkatze derart in der Fahrrichtung der Katze verschoben werden kann, daß der Ausleger über das Ende der Kranbrücke kragt.

Derartige Laufkrane finden auch in Maschinenfabriken Verwendung, um Lasten aus einer Halle in eine Nebenhalle zu versetzen. Sie erfüllen demnach denselben Zweck wie die Drehlaufkatzen.

Konstruktive Ausbildung der Laufkrane in Amerika[1]).

Die Hauptträger der Laufkrane, welche eine Tragkraft bis zu 400 t aufweisen, werden auch bei großen Lasten und Spannweiten als volle Blechträger hergestellt, weil die Arbeitslöhne geringer sind als bei Fachwerkträgern. Das größere Eigengewicht wird hierbei mit in Kauf genommen.

Für die Kopfträger werden nur Stahlgußträger mit angegossenen Lagern verwendet, weil sie weniger Arbeit beim Anpassen und Zusammenbau erfordern.

Der Katzenrahmen wird ausschließlich aus Stahlguß hergestellt. Es finden ferner keine Schneckengetriebe, sondern nur Stirnräder Verwendung. Die Zahl der Vorgelege wird auch bei größeren Lasten auf drei beschränkt, die übrige Übersetzung in den Rollenzug verlegt.

Die Motorwelle läßt man auf beiden Seiten durchgehen. Auf der einen Seite sitzt das Ritzel, auf der anderen die Bremse, so daß keine Kupplung erforderlich ist.

Laufkrane mit Elektrozügen.

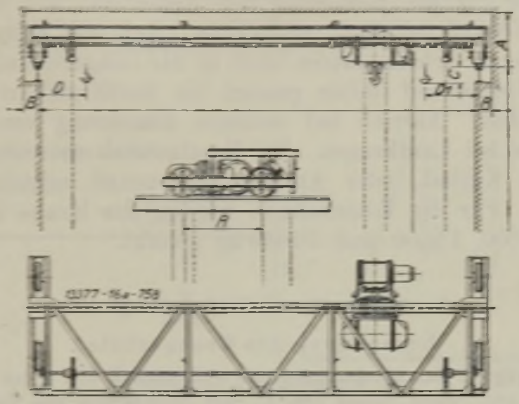
Um den Betrieb eines Handlaufkranes mit seinen für größere Lasten geringen Geschwindigkeiten rationeller zu gestalten, baut man nur für das Hubwerk einen Elektromotor in die Laufkatze. Es ist dann als großer Vorteil zu betrachten, wenn nur das Heben der Last

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1927, S. 139.

mittels Elektromotors bewirkt wird, während die leichtere Quer- und Längsbewegung von Hand ausgeführt wird. Die bedeutenden Unkosten, welche das Heben großer Lasten durch zwei bis vier Mann verursacht, fallen auf diese Weise weg.

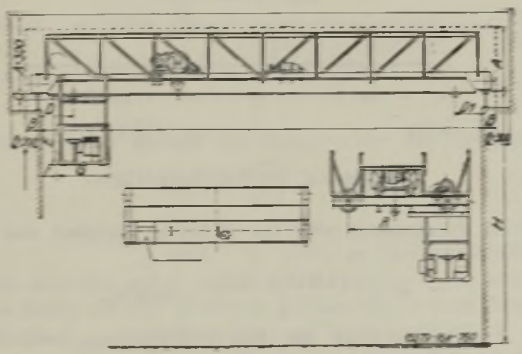
Eine weitgehende Verwendung ist in den Normalkonstruktionen der Einträger- und Zweiträgerlaufkrane mit Elektrozügen gegeben. Bei

Fig. 1166.



Einträger-Handlaufkran mit Demagzug.

Fig. 1167.



Zweiträgerkran mit Führerkorb und Demagzug als Zweischienenkatze.

ersteren ist der Hauptträger durch einen Nebenträger mit Diagonalverband horizontal versteift. Beide Kranarten können entweder mit Handfahrwerk oder elektrischem Fahrwerk betrieben werden.

Die Tragkraft beträgt 500 bis 5000 kg, die den normalen Demagzügen entspricht. Die Hauptträger bestehen bei Spannweiten bis zu 12 m aus I-Eisen, über 12 m aus Fachwerk.

C. Bockkrane.

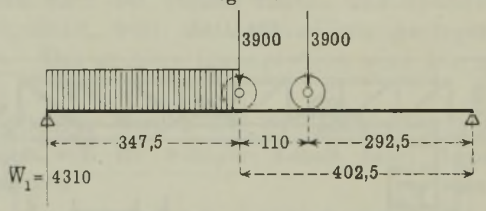
Bockkrane oder Eisenbahnkrane können feststehend und fahrbar ausgeführt werden. Auf Eisenbahnstationen überspannt das bockförmige Gestell dieser Krane zwei Gleise, um die Last von einem offenen Wagen auf den anderen heben zu können. Das Gerüst besteht aus der horizontalen Fahrbahn für die Katze, aus den beiden Bockständern und aus den Eckverstrebungen. Bei den feststehenden Bockkranen ist ein Triebwerk für die Bewegung der Katze und ein Triebwerk zum Heben und Senken der Last vorhanden. Soll der Kran das Arbeitsfeld bei größeren Arbeitsplätzen auch in der Längsrichtung bestreichen, so wird das Gerüst auf Rollen gesetzt, die durch ein drittes Triebwerk betätigt werden. Antrieb bei seltener Benutzung von Hand, sonst elektrisch wie bei Laufkranen. Bei Handantrieb entweder Antrieb von oben mittels Kurbel, oder Antrieb von unten mittels Haspelrades oder Kurbel. Für die Eisenbahnen werden die Krane in vier Größen für 5000, 10000, 15000 und 20000 kg gebaut.

Bockkran für 15000 kg Tragkraft.

Berechnung des Krangerüstes.

Fahrbahnträger. Das Maximalmoment tritt nach S. 519 unter dem Vorderrade der Laufkatze auf, wenn dieses um $^1/_4$ des Radstandes die Balkenmitte überschritten hat.

Fig. 1168.



Berechnung der Fahrbahnträger.

Der Raddruck B ermittelt sich bei 15000 kg Nutzlast und 600 kg Katzen-, Flaschen- und Kettengewicht zu

$$B = \frac{15000 + 600}{4} = 3900 \text{ kg}.$$

Ferner ist bei Vernachlässigung der Eckverstrebungen nach S. 519 bei 7,5 m Spannweite und 1,1 m Radstand

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = \frac{750}{2} - \frac{110}{4} = 347{,}5 \text{ cm}.$$

Damit wird

$$W_1' = \frac{3900\,(402{,}5 + 292{,}5)}{750} = 3747 \text{ kg}.$$

Schätzen wir das Eigengewicht des Trägers je lfd. m einschließlich der aufgeschraubten Eisenbahnschiene zu 150 kg, d. i. für jeden Träger $7{,}5 \cdot 150 = 1125$ kg, so erhöht sich der Auflagerdruck um

$$W_1'' = \frac{1125}{2} \approx 563 \text{ kg}.$$

Es ist demnach der gesamte Auflagerdruck

$$W_1 = W_1' + W_1'' = 3747 + 563 = 4310 \text{ kg}.$$

Demnach wird nach Fig. 1168

$$M_{b\,max} = 4310 \cdot 347{,}5 - 150 \cdot 3{,}475 \cdot \frac{347{,}5}{2} \approx 1\,407\,000 \text{ kgcm}.$$

Lassen wir eine Materialbeanspruchung von 700 kg/cm² zu, so wird

$$W = \frac{M_{b\,max}}{k_b} = \frac{1\,407\,000}{700} = 2010 \text{ cm}^3.$$

Diesem Wert entspricht I 45 mit $W = 2040$ cm³.

Ständer. Bei den Bockständern tritt die ungünstigste Beanspruchung ein, wenn sich die Laufkatze in der Endstellung befindet. Der Abstand der Katze vom Trägerende beträgt annähernd 1750 mm.

Fig. 1169.

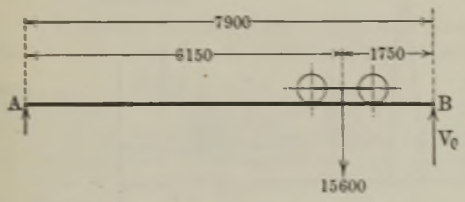
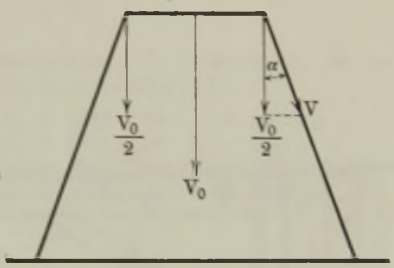


Fig. 1170.



Ermittlung der Stützendrücke.

Der Druck auf den Bockständer ermittelt sich aus der um A (Fig. 1169) angeschriebenen Momentgleichung zu

$$V_0 = \frac{15\,600 \cdot 615}{790} = 12\,145 \text{ kg},$$

hierzu kommt noch das halbe Eigengewicht der Laufbahnträger mit Schiene . . . . . = 1 200 „
und die darüber liegenden Lagerböcke, Rollen usw. . . . . = 400 „

$$V_0 = 13\,745 \text{ kg}.$$

In eine Ständerstütze entfällt die Komponente des Druckes $\frac{V_0}{2}$. Nach der Zeichnung ist

$$\cos\alpha = \frac{670}{674} = 0{,}994,$$

somit

$$V = \frac{V_0}{2\cos\alpha} = \frac{13\,745}{2 \cdot 0{,}994} = 6915 \text{ kg}.$$

Hierzu tritt noch der auf S. 622 ermittelte Seilzug $S_6 = 5023$ kg, welcher bei der Endlage des Seiles auf der Trommel größtenteils in eine Strebe geht.

Demnach wird $V_{max} = 6915 + 5023 = 11\,938$ kg.

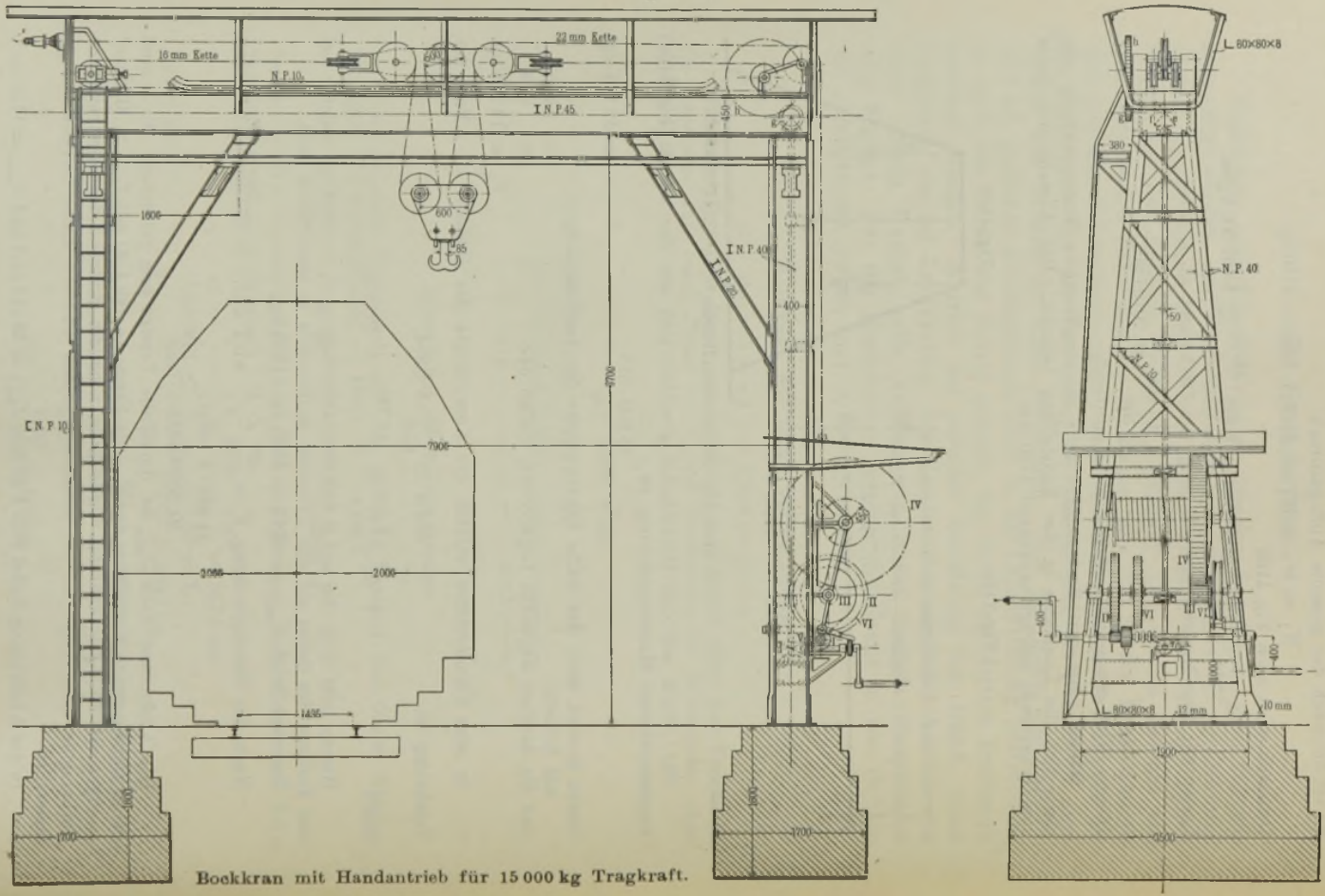
Nach der Knickgleichung $V = \frac{\pi^2 \cdot J \cdot E}{\mathfrak{S} \cdot l^2}$ wird mit $l = 674$ cm und $\mathfrak{S} = 7$

$$J = \frac{11\,938 \cdot 7 \cdot 674^2}{10 \cdot 2\,000\,000} \approx 1850 \text{ cm}^4.$$

Das Ausknicken nach J_{min} ist durch die Verstrebung gehindert. Es kommt daher für die ganze Knicklänge nur J_{max} in Frage, so daß I 20 mit $J_{max} = 2142$ cm⁴ genügen würde. Zur Prüfung würde man noch die zwischen den Verstrebungen vorhandene Knicklänge in die Rechnung setzen und die Sicherheit nach J_{min} feststellen.

In der Ausführung findet sich I 40 mit $J_{max} = 29\,213$ cm⁴ und $J_{min} = 1158$ cm⁴.

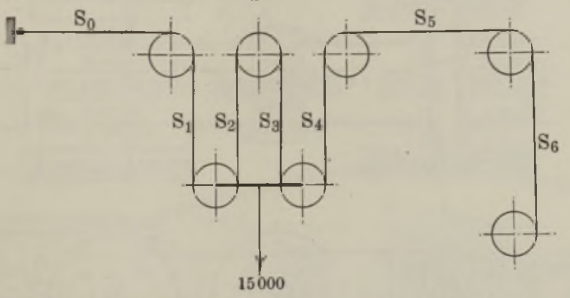
Fig. 1171.



Bockkran mit Handantrieb für 15 000 kg Tragkraft.

Berechnung des Triebwerkes.

Fig. 1172.



Anordnung der Lastkette.

1. Lastwinde.

Zunächst ist die größte auftretende Kettenspannung S_6 zu ermitteln. Es ist mit 6 v. H. bzw. 4 v. H. Arbeitsverlust in jeder Rolle annähernd [1])

$$S_0 = \frac{15000}{4} \cdot \ldots = 3750 \text{ kg}$$
$$S_1 = 3750 \cdot 1{,}04 \ldots = 3900 \text{ „}$$
$$S_2 = 3900 \cdot 1{,}06 \ldots = 4134 \text{ „}$$
$$S_3 = 4134 \cdot 1{,}06 \ldots = 4382 \text{ kg}$$
$$S_4 = 4382 \cdot 1{,}06 \ldots = 4645 \text{ „}$$
$$S_5 = 4645 \cdot 1{,}04 \ldots = 4830 \text{ „}$$
$$S_6 = 4830 \cdot 1{,}04 \ldots = 5023 \text{ „}$$

Fig. 1173.

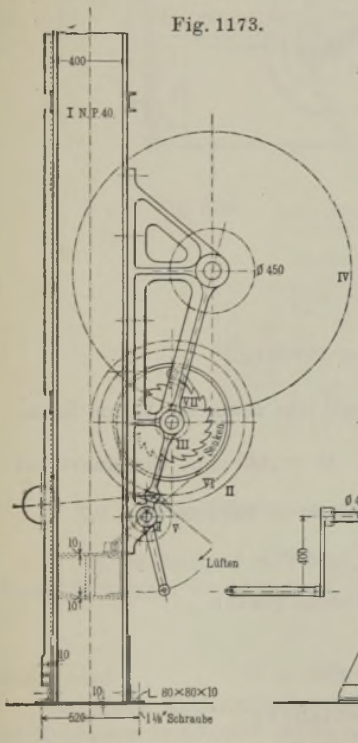
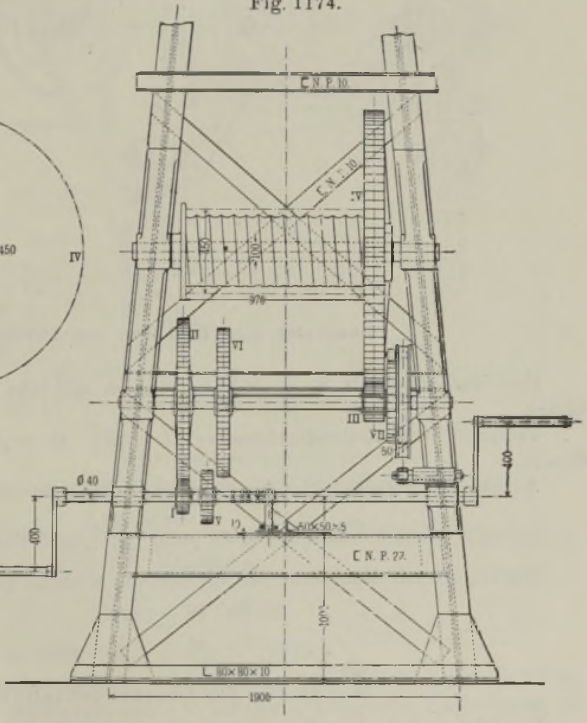


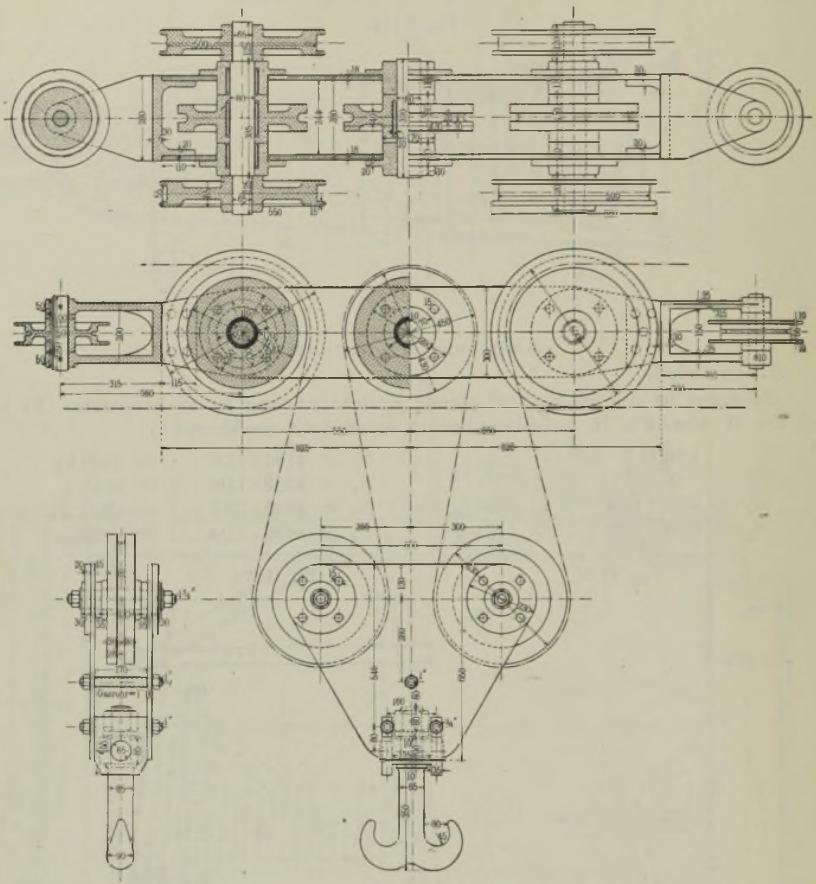
Fig. 1174.



Anordnung des Triebwerkes am Bockkran von 15 000 kg Tragkraft.

[1]) Vgl. S. 216. Bei genauer Rechnung muß $S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = 15\,000$ kg sein.

Fig. 1175 bis 1177.



Laufkatze zum Bockkran von 15 000 kg.

Für diese Zugkraft $S_6 = 5023$ kg wählen wir eine Kette von 22 mm Eisenstärke.

Trommel- und Rollendurchmesser $D = 20 \cdot 22 = 440$ mm, ausgeführt mit 450 mm.

Anzahl der Arbeiter = 4 zu je 25 kg, Kurbelarm = 400 mm, $\eta = 0{,}7$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{5023 \cdot 22{,}5}{4 \cdot 25 \cdot 40 \cdot 0{,}7} = 40{,}5.$$

Hierfür ist mit Rücksicht auf vorhandene Modelle gewählt

$$\frac{80}{15} \cdot \frac{88}{11} = \frac{42{,}6}{1}.$$

Winde für die Lastverschiebung.

Die Widerstände berechnen sich nach S. 431 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen nach Fig. 1172 (S. 622)

$$W_1 = S_5 - S_0 = 4830 - 3750 = 1080 \text{ kg}.$$

2. Widerstände der Laufräder bei 60 v. H. Spurreibung

$$W_2 = \left(\frac{0{,}08 \cdot 15600 + 0{,}1 \cdot 4 \cdot 12500}{25}\right) \cdot 1{,}6 = 400\,\text{kg}.$$

Hierin ist $f = 0{,}08$ cm, $r = 4{,}0$ cm,
$D = 15600$ kg, $P \approx 12500$ kg,
$\mu = 0{,}1$, $R = 25{,}0$ cm.

Fig. 1178.

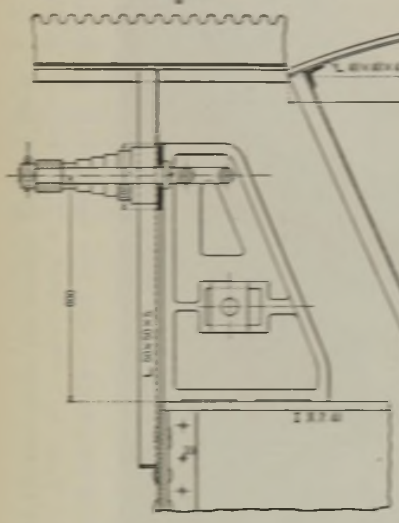


Fig. 1179.

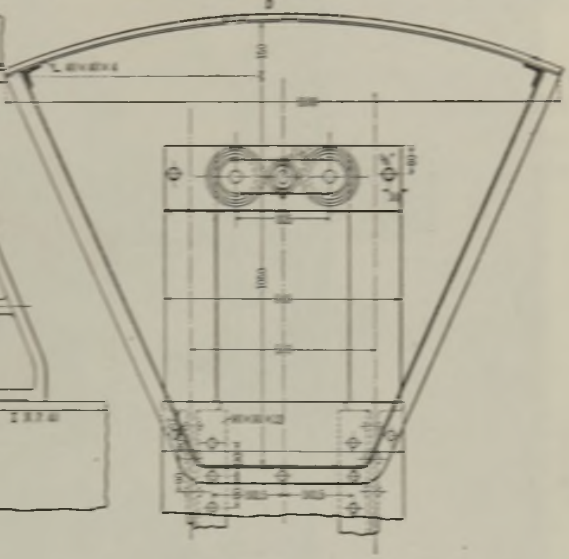
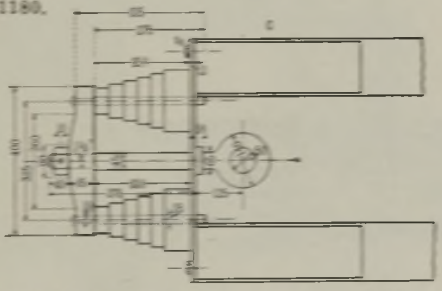


Fig. 1180.



Zugfederbefestigung am Boekkran von 15000 kg Tragkraft.

3. Widerstand der Zugketten[1]) bei 16 mm starken Ketten (Gewicht je Meter $\approx$ 6 kg), $x = 2{,}3$ m und 150 mm Durchhang

$$S = \frac{2 \cdot 6 \cdot 2{,}3^2}{2 \cdot 0{,}15} \approx 212\,\text{kg}.$$

Somit wird $W = 1080 + 400 + 212 = 1692$ kg.

Bei einem Kettenrollendurchmesser von 300 mm, zwei Arbeitern zu je 15 kg am Kurbelarm = 400 mm, ergibt sich mit $\eta = 0{,}8$ die erforderliche Übersetzung zu

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment } \eta} = \frac{1692 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40 \cdot 0{,}8} \approx 26{,}4.$$

[1]) Vgl. S. 432.

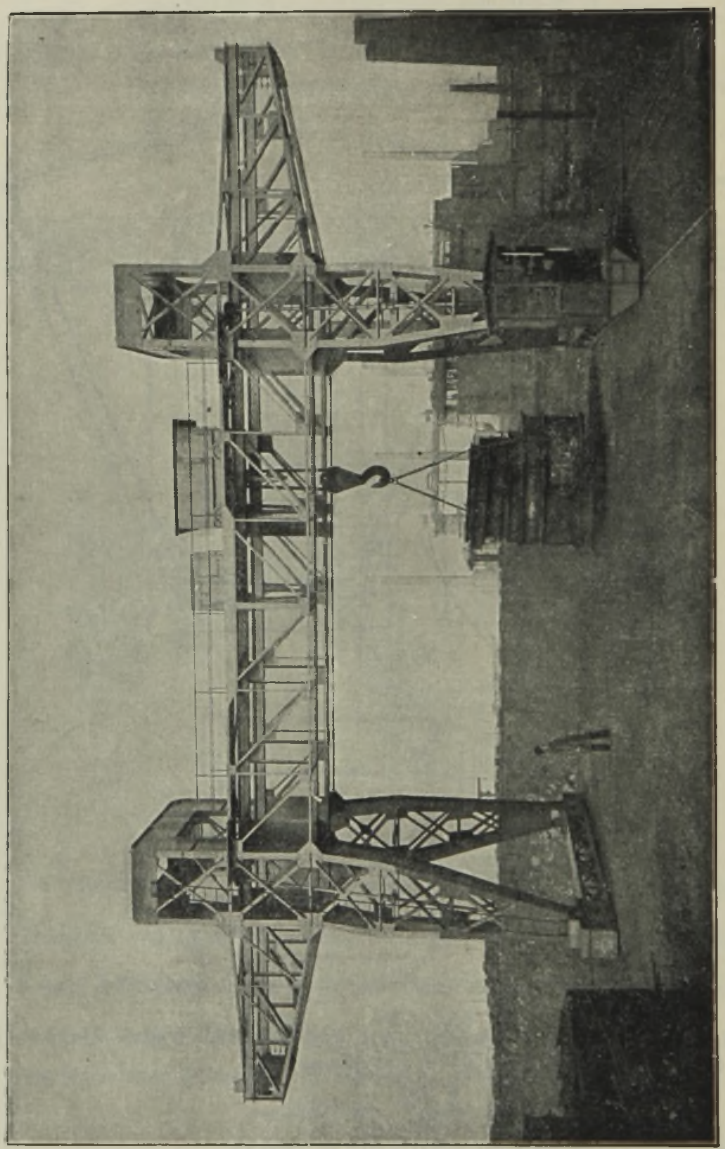


Fig. 1181.

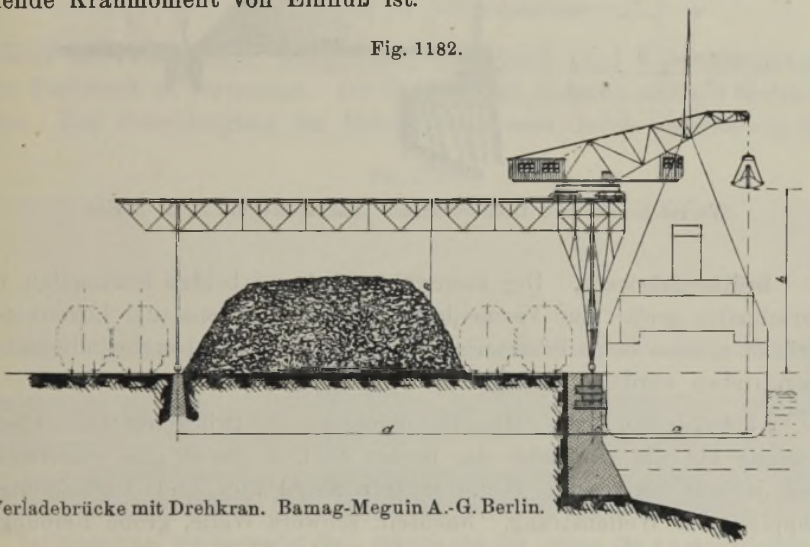
Elektr. betriebener fahrbarer Bockkran für 40 000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite. Demag Duisburg. Der Oberteil der derartigen Kranfüße gewährt der Katze freie Durchfahrt, so daß diese samt anhängender Last vom Ende des einen Auslegers bis zum Ende des anderen gelangen kann.

D. Verladebrücken

sind Bockkrane mit großen Stützweiten. Sie eignen sich für große Lagerplätze für Kohle, Erz, Walzeisen, Sand, Kies unter Verwendung von Selbstgreifern und Lastmagneten. Die beste Verladevorrichtung ist die, welche jeden Punkt des Platzes be- und entladen kann, ohne ein Verholen des Schiffes oder der Eisenbahnwagen zu erfordern. Es kommen folgende Bauarten vor:

1. Brücke mit oben fahrendem Drehkran. Arbeitsbereich ist ein Rechteck von einer Breite gleich der doppelten Drehkranausladung, ohne die Brücke zu verfahren. Diese wird aber schwer und teuer, weil außer dem Drehkrangewicht auch das bei Auslegerquerstellung einseitig wirkende Kranmoment von Einfluß ist.

Fig. 1182.



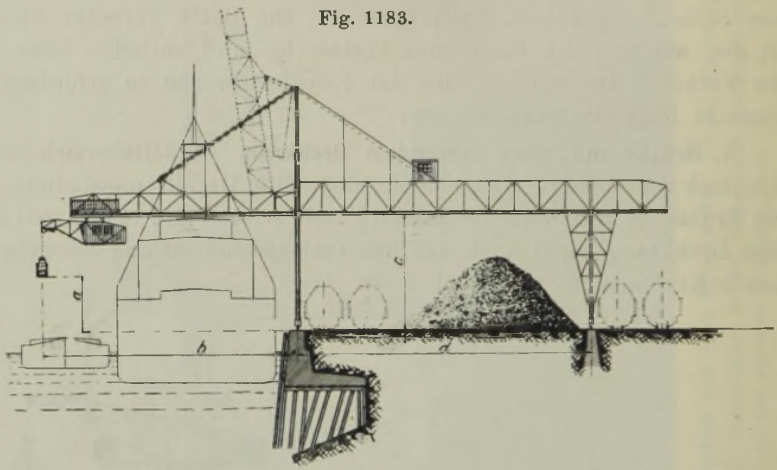
Verladebrücke mit Drehkran. Bamag-Meguin A.-G. Berlin.

2. Brücke mit Führer- oder Seillaufkatze. Arbeitsbereich ist nur ein Rechteck gleich der Brückenbreite. Öfteres Verfahren der Brücke und weite Tore sind erforderlich. Der wasserseitige Ausleger wird der Schiffsmasten wegen hochklappbar gemacht. Führerlaufkatzen haben hohes Eigengewicht, erfordern demnach stärkere Brücken, gewähren aber gute Übersicht während der Arbeit. Bei Seillaufkatzen ist Hub- und Katzenfahrwerk seitlich angebracht. Die Übertragung auf die Katze erfolgt durch Drahtseil. Kleines Katzengewicht, aber geringe Übersicht und starke Seilabnutzung.

Außerdem kommen noch Laufkatzen mit drehbarem (Drehlaufkatze) oder festem Ausleger in Richtung der Katzenfahrbahn zur Ausführung. Letztere Bauart bezweckt die Kürzerhaltung des Kragarmes bei Schiffsverladebetrieb.

Tragkraft der Verladebrücken 3 ··· 30 t, Stützweiten bis 120 m, Geschwindigkeit für Heben 20 ··· 90 m/min, für Querfahren 60 ··· 300 m/min, Längsfahren bis 60 m/min. Leistung bei Kohlenumschlag mit Greifer bis 150 t/h, mit Kipperkatze bis 400 t/h.

Fig. 1183.



Verladebrücke mit Drehlaufkatze. Bamag-Meguin A.-G. Berlin.

Brückenfahrwerk. Der Fahrwiderstand auf beiden Stützseiten ist verschieden groß. Zur Vermeidung des Schiefstellens und Eckens der Brücke müssen beide Stützseiten mit genau gleichen Geschwindigkeiten angetrieben werden. Es werden folgende Antriebe angewendet:

a) Aufstellung des Hauptstrommotors in Brückenmitte. Übertragung auf die Laufräder der beiden Stützen durch eine wagerechte und je eine senkrechte Welle mittels Kegelräder und Ausdehnungskupplung im Wellenstrang. Nachteil: schwere Welle, große Reibungsverluste. Beeinflussung durch die Gestelldurchbiegungen.

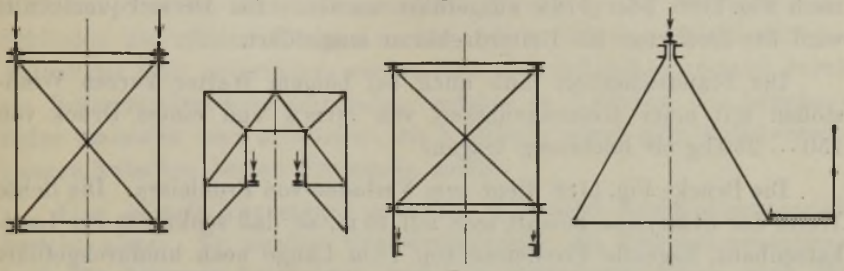
b) Jede Brückenseite erhält ein besonderes Fahrwerk mit Nebenschlußmotor. Ausgleich erfolgt entweder durch elektrische Kupplung beider Motoranker oder zeitweises Ausrichten der Brücke durch Vor- oder Rückwärtsfahren einer Stütze nach Stillegung der anderen Seite.

c) Gelenkige Stützen oder Drehgestelle ermöglichen Schrägstellung der Brücke bis zu 15° bei getrenntem Antrieb wie unter b). Bauart Mitteldeutsche Stahlwerke, Lauchhammerwerk erzielt Schrägstellung bis 30°, D. R.-P.

Magnethaltebremsen gegen unbeabsichtigtes Fahren, ferner Schienenzangen zur Verankerung bei Stillsetzung, Endschalter und Zeigervorrichtungen sind bei allen 3 Bauarten vorzusehen.

Kranbrücke[1]). Bei großen Spannweiten ist den durch die Temperaturschwankungen verursachten Längenänderungen Rechnung zu tragen, welche bei 100 m Länge etwa 30 mm betragen. Eine Brückenseite ist

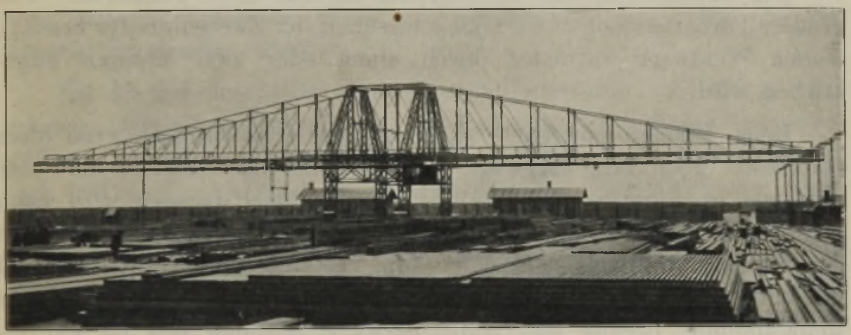
Fig. 1184. Fig. 1185. Fig. 1186. Fig. 1187.



Querverbände für Verladebrücken.

daher als Pendelstütze auszubilden, um Druck- und Knickspannungen im Fachwerk zu vermeiden. Die Brücke wird dadurch statisch bestimmbar. Der Durchbiegung der Brücke trägt man durch Überhöhung der

Fig. 1188.



Verladebrücke, mechanischer Teil, gebaut von der Demag für die kaiserlichen Stahlwerke in Yawatamachi, Japan.

Tragkraft der Brücke	3,5 t	Hubgeschwindigkeit	12 m/min
Gesamtlänge der Brücke	88,25 m	Katzenfahrgeschwindigkeit . .	90 „
Lichte Weite der Stützjoche . .	16 „	Brückenfahrgeschwindigkeit .	75 „
Spurweite der Bahn	8 „		

Motoren	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
Hubmotor	23	840	geschlossen	Gleichstrom von 235 Volt
Katzenfahrmotor	7,2	1450	„	
2 Brückenfahrmotore . . . . . je	33	750	„	

[1]) Literatur: Andrée, Die Statik des Kranbaues. Verlag R. Oldenbourg, München.

Hauptträger Rechnung, um für die Katze Gefälle und Ansteigen zu vermindern.

Brücken mit Drehkran ermöglichen einen guten Querverband der beiden Hauptträger. Bei Brücken mit Laufkatze muß der Querverband nach Fig. 1185 oder 1186 ausgeführt werden. Bei Dreieckquerschnitt wird der Drehkran als Reiterdrehkran ausgeführt.

Die Standsicherheit muß auch bei böigem Wetter kurzen Windstößen mit einer Geschwindigkeit von 50 m/s und einem Druck von 150 ... 250 kg/m² Rechnung tragen.

Die Brücke Fig. 1188 dient zum Verladen von Profileisen. Die lichte Weite der Stützjoche beläuft sich auf 16 m, so daß senkrecht zur Laufkatzenbahn liegende Profileisen von 15 m Länge noch hindurchgeführt werden können. Auf der Laufkatze befinden sich die Triebwerke für Hub und Katzenfahren; das Brückenfahrwerk liegt in den beiden Jochen.

Greiferwindwerke.

Die Arbeitsweise der Selbstgreifer ist auf S. 67 behandelt. Für größere Förderleistungen wird ausschließlich der Zweiseilgreifer benutzt, dessen Windwerk entweder durch einen oder zwei Motoren angetrieben wird.

Beim Einmotorenantrieb wird die Schließseiltrommel von dem Hubmotor über ein Vorgelege angetrieben, das dauernd mit der Trommel im Eingriff bleibt. Die Hubseiltrommel dagegen wird beim Heben und Senken des Greifers durch eine Reibungskupplung mit der Schließseiltrommel gekuppelt. Zum Festhalten der Hubseiltrommel im entkuppelten Zustand dient eine Bremse. Die Handhebel für Reibkupplung, Bremse und Hubsteuerwalze befinden sich im Führerstand. Gleichzeitiges Ausführen der beiden Greiferbewegungen — Heben, Senken, Öffnen, Schließen — ist dabei ausgeschlossen. Einmotorenantrieb wird für kleinere Förderleistungen und Greifer im Gesamtgewicht bis 3 t nahezu ausschließlich benutzt, weil er billiger als Zweimotorenantrieb ist.

Bei Zweimotorenantrieb erhalten Hub- und Schließseiltrommel je einen Motor, deren Leistung dem Heben des vollen Greifers entspricht. Es sind dann nur die Hebel der beiden Steuerwalzen zu bedienen. Die mechanischen Hebel des Einmotorenantriebs fallen fort. Die mannigfachen Konstruktionen des Zweimotorenantriebs unterscheiden sich im wesentlichen durch die Art, wie die beiden Trommeln beim Heben und Senken in Eingriff zu bringen und beim Greifen und Entleeren voneinander unabhängig zu machen sind, denn auch der

getrennte Antrieb läßt nicht ohne weiteres ein sicheres Übergehen der Steuerbewegungen zu.

Beim Heben und Senken des geschlossenen Greifers ist die Belastung der beiden Motoren gleich, bei offenem Greifer hingegen verschieden. Um bei dieser verschiedenen Belastung der Greiferseile ein Schließen des offenen Greifers zu verhindern und einen gleichmäßigen Ablauf der Seile zu erzielen, werden Hub- und Schließseiltrommel durch ein Differentialgetriebe verbunden, welches, je nachdem die Zwischenräder umlaufen oder stillstehen, als Kupplung wirkt oder Relativbewegungen zwischen beiden Trommeln zuläßt.

Eine scharfe Abgrenzung zwischen Ein- und Zweimotorenantrieb besteht nicht. Es werden Greiferwindwerke mit Zweimotorenantrieb auch für kleinere Leistungen und mit Einmotorenantrieb auch für größere Leistungen ausgeführt.

Von den zahlreichen Lösungen der Greifersteuerungsfrage seien nachstehend zwei Ausführungen der AEG[1]) beschrieben. Bei der **Einmotoren-Greifersteuerung** (Fig. 1189) ist der Kupplungshebel und der Lüfthebel der Hubseilbremse durch elektrische Betätigung ersetzt, welche eine leichtere Bedienung ermöglicht als mechanische Hebel und den Kranführer weniger ermüdet.

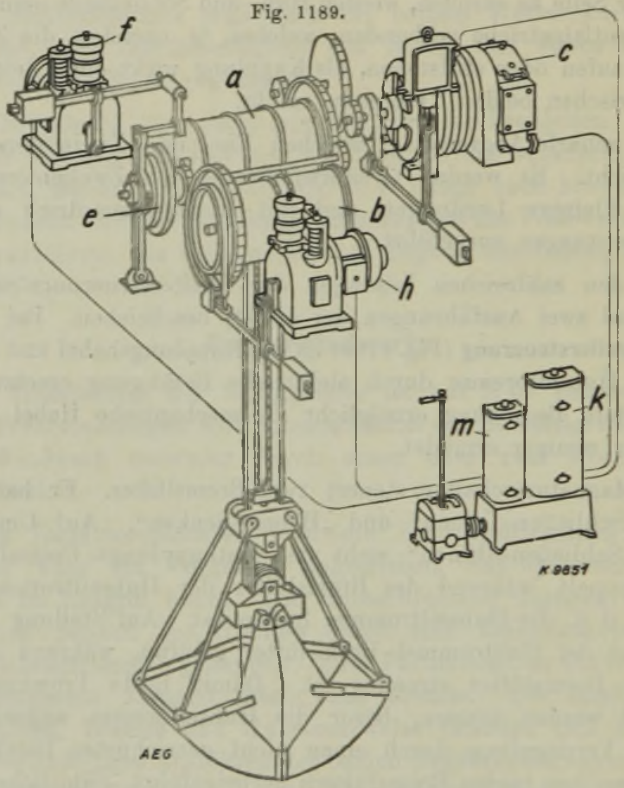
Ein Magnetumschalter steuert zwei Bremslüfter. Er hat 2 Stellungen: „Schließen–Öffnen“ und „Heben–Senken“. Auf Umschalterstellung „Schließen–Öffnen“ zieht der Entkupplungs-Bremslüfter an und entkuppelt, während der Bremslüfter der Hubseiltrommel abgefallen ist, d. h. die Hubseiltrommel festbremst. Auf Stellung „Heben–Senken“ ist der Hubtrommel-Bremslüfter gelüftet, während der Entkupplungs-Bremslüfter stromlos ist. Damit beide Trommeln nicht entkuppelt werden können, bevor die Hubseilbremse angezogen ist, wird eine Verriegelung durch einen nicht gezeichneten Blockierungsschalter zwischen beiden Bremslüftern herbeigeführt. Sämtliche Greiferbewegungen werden durch einen Hebel erzielt.

Bei der **Zweimotoren-Greifersteuerung** (Fig. 1190) erhalten beide Motoren je eine Steuerwalze, deren Hebel durch eine Welle miteinander verbunden sind. Diese kuppelt beide Steuerwalzen mechanisch in der Weise miteinander, daß beide Walzen auch durch Schalten mit einem der beiden Steuerhebel allein bewegt werden können, dabei aber stets gleiche Kontakte einschalten. Der Hebel der Schließseil-Steuerwalze ist durch einen lösbaren Stift mit der Welle im Eingriff. Durch einen

[1]) AEG. Dr.-Ing. Engel, „Steuerungen für Greiferhubwerke“. Fördertechnik 1927, S. 354. Riedig, „Über Greiferwindwerke“. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1929, S. 234. Differentialgreiferwindwerk.

Druckknopf an dem Handgriff der Schließseil-Steuerwalze kann diese Verbindung der beiden Walzen mechanisch gelöst werden. Beim Schließen und Öffnen schaltet der Führer die Schließseil-Steuerwalze unter gleichzeitigem Niederdrücken des Druckknopfes ein. Er löst also die Verbindung der Steuerwalzen und schaltet den Schließseilmotor allein unabhängig von der Stellung der Halteseil-Steuerwalze. Beim

Fig. 1189.



a = Schließseiltrommel,
b = Halteseiltrommel,
c = Hubmotor,
e = Reibungskupplung (geschlossen),
f = Entkupplungs-Bremslüfter,
h = Bremslüfter der Halteseiltrommel,
k = Hubsteuerwalze,
m = Magnetumschalter.

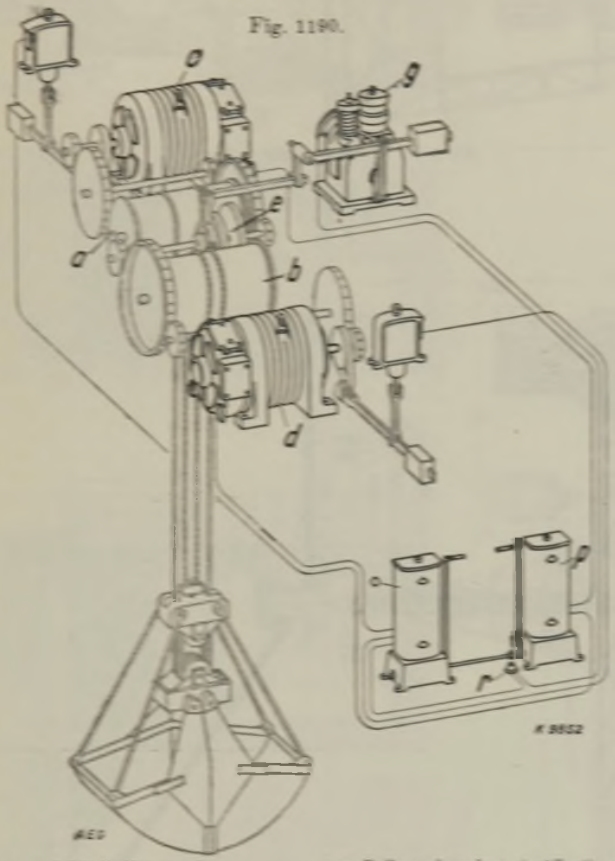
Einmotoren-Greifersteuerung mit Magnetumschalter der AEG.

Heben und Senken gibt der Führer den Druckknopf frei und steuert die beiden Walzen, nachdem er sie durch Führen auf gleiche Kontaktstellungen in Eingriff gebracht hat, mit einer oder auch beiden Händen. Das Kuppeln der Steuerhebel erfolgt durch Einschnappen des lösbaren Stiftes selbsttätig, sobald der Führer beide Walzen auf gleiche Stellungen gebracht hat.

Um bei allen Hub- und Senkbewegungen einen Gleichlauf der Greiferseile zu erhalten, wird zwischen Schließseil- und Halteseilmotor

eine Lamellenkupplung eingebaut. Die Kupplung wird beim Heben und Senken eingerückt und durch einen Bremslüfter betätigt. Der Bremslüfter wird als Kupplungs-Bremslüfter benutzt, d. h. der Bremslüfter schließt die Kupplung zwischen beiden Trommeln beim Anziehen (Einschalten). Der Kupplungs-Bremslüfter wird mit dem Bremslüfter des Halteseilmotors parallel geschaltet. Damit der Kranführer beim

Fig. 1190.

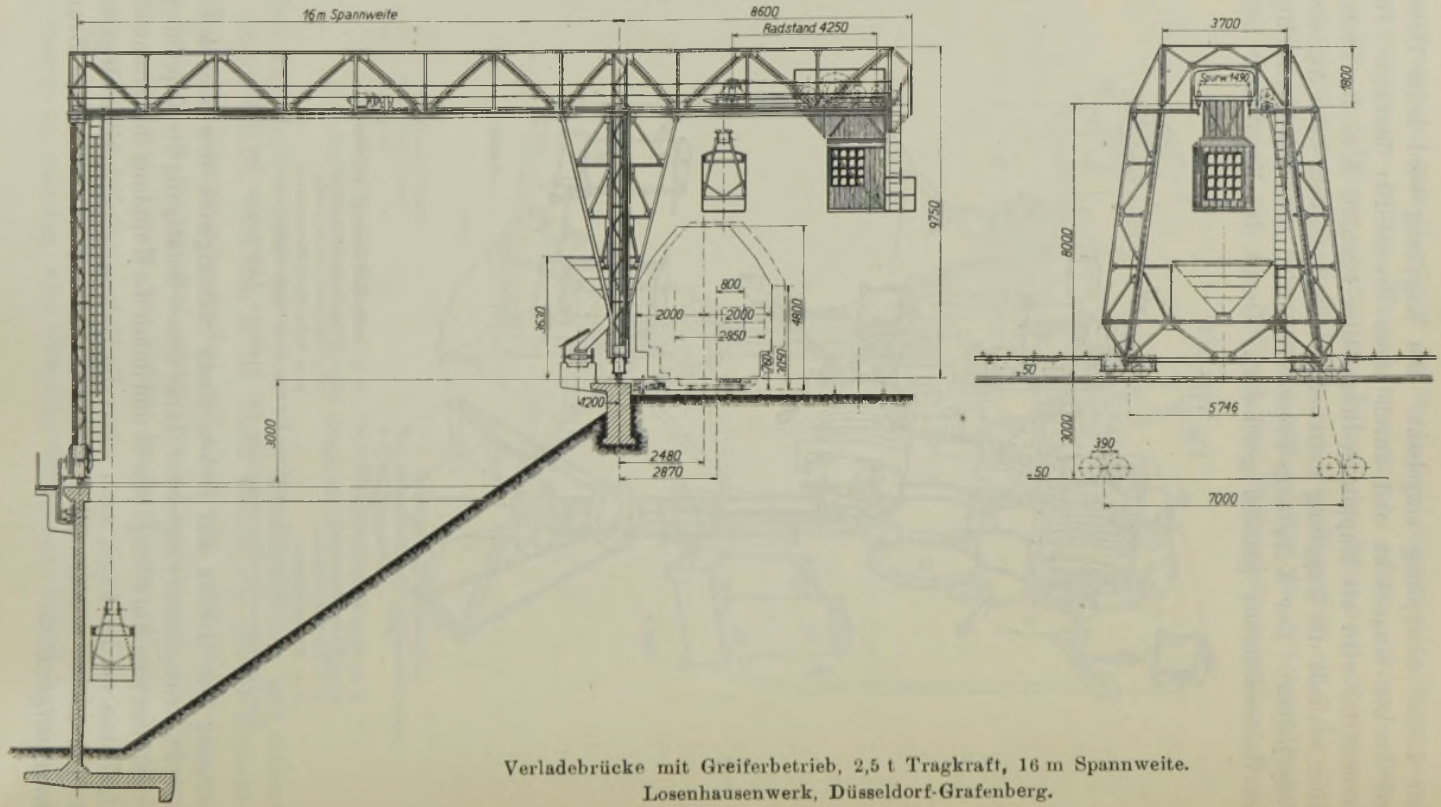


a = Schließseiltrommel,
b = Halteseiltrommel,
c = Schließseilmotor,
d = Halteseilmotor,
e = Reibungskupplung (gelüftet),
g = Kupplungs-Bremslüfter,
o = Halteseil-Steuerwalze,
p = Schließseil-Steuerwalze,
r = Fußtritt-Ausschalter für den Kupplungs-Bremslüfter.

Zweimotoren-Greifersteuerung für kleinere Leistungen der AEG.

Übergang von Greifen auf Heben einen Seilausgleich bewirken kann, ist ein Fußtrittschalter vorgesehen, durch dessen Betätigung der Kupplungs-Bremslüfter zum Abfallen gebracht und damit die Kupplung der Trommeln aufgehoben werden kann, auch wenn die Halteseil-Steuerwalze eingelegt ist. Die beiden Steuerwalzen werden rechts und links von dem Kranführer aufgestellt.

Fig. 1191 u. 1192.



Verladebrücke mit Greiferbetrieb, 2,5 t Tragkraft, 16 m Spannweite.
Losenhausenwerk, Düsseldorf-Grafenberg.

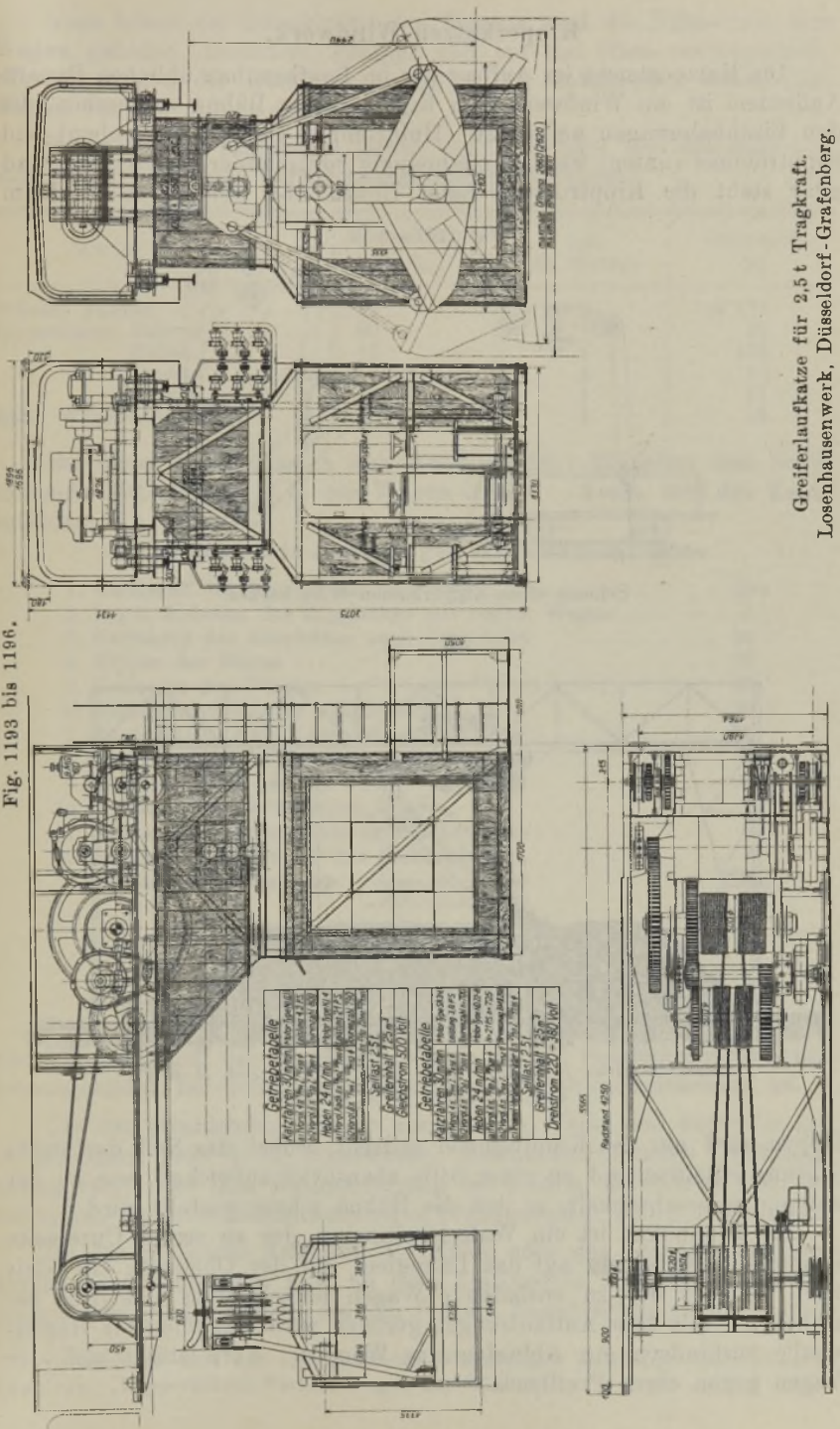


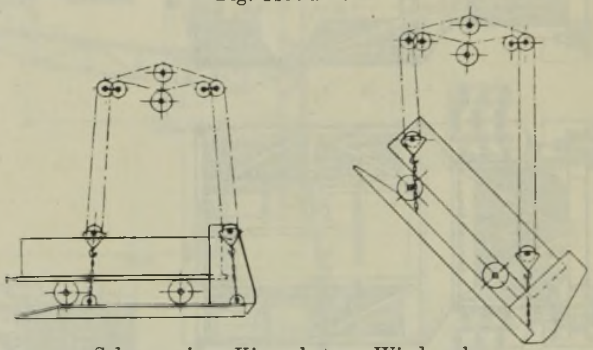
Fig. 1193 bis 1196.

Greiferlaufkatze für 2,5 t Tragkraft.
Losenhausenwerk, Düsseldorf-Grafenberg.

Kipperkatzen-Windwerk.

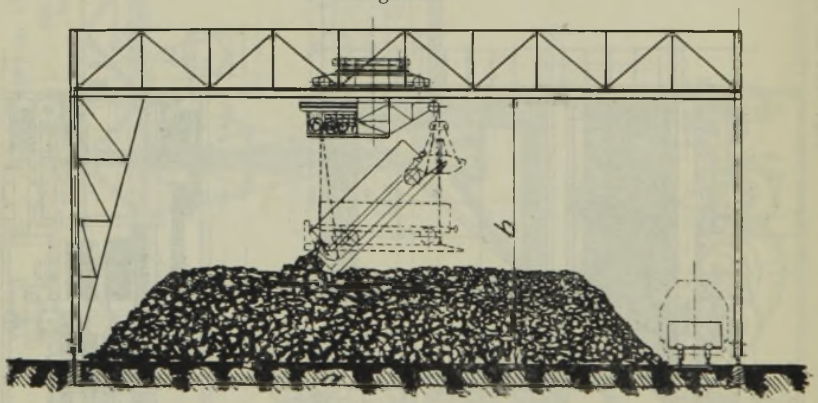
Die Katze gleicht im Aufbau der im Laufkranbau üblichen Bauart. Außerdem ist ein Windwerk zum Kippen einer Bühne vorgesehen, die den Eisenbahnwagen aufnimmt. Hubtrommel (in Fig. 1197 oben) und Kipptrommel (unten) werden unabhängig voneinander angetrieben, und zwar steht die Kipptrommel beim Heben und Senken still. Beim

Fig. 1197 a u. b.



Schema eines Kipperkatzen-Windwerkes.

Fig. 1198.



Verladebrücke mit Kipperkatze und Greiferbetrieb D.-R.-P.
Bamag-Meguin A.-G. Berlin.

Kippen wird nur die Kipptrommel gedreht, wobei das Seil der Drehrichtung entsprechend an einer Seite ebensoviel aufwickelt, wie an der anderen Seite abwickelt, so daß die Bühne schräg gestellt wird.

Die Kippbühne ist ein Walzeisenrahmen, der an seiner Unterseite Schuhe zum Aufsetzen auf das Bahngleis, auf der Oberseite ein Gleis trägt, auf das der zu entladende Wagen mittels eines elektrisch betriebenen Spills über Auflaufzungen gezogen wird. Abgefederte Hemmschuhe verhindern ein Ablaufen des Wagens. Vorn stützt sich der Wagen gegen einen Prellbock.

Nach Lösen der Stirnklappe des Wagens wird die Bühne mit dem Wagen gehoben, befördert, gekippt und auf das Gleis zurückgestellt. Hierbei werden die Hemmschuhe selbsttätig entkuppelt, worauf der Wagen von der Bühne abrollt.

Nachstehende Angaben[1]) geben ein Bild über die üblichen Geschwindigkeiten einer Verladeanlage mit Kipperkatze.

Art der Bewegung	Geschwindigkeit m/min	Zahl der Motoren	Leistungen PS
Brücke: Fahren	30	2	je 110
Kipperkatze: Fahren	80	1	52
Heben	12	1	175
Drehen	1 Umdr./min	1	18
Kippen	10	1	37
Spill: Wagenverschieben . . .	30	1	45

Mit dieser Anlage lassen sich stündlich 16···20 neben dem Schiff stehende 20 t-Wagen, d. h. ein Wagen in $2^1/_2$···3 min, mit der Katze entladen.

Zeiten für die Bewegungen eines Kranspieles:

1. Aufziehen des Wagens mit dem Spill	20 s
2. $1^1/_2$ m Anheben der Kippbühne mit vollem Wagen	8
3. Verfahren der Kippbühne nach dem Schiff	20
4. Kippen der Bühne	20
5. Entleeren des Wagens	30
6. Horizontalstellen der Kippbühne	20
7. Zurückfahren zum Leergleis	20
8. Senken auf das Gleis	8
9. Wagenablaufen auf das Gleis	20
10. Anheben der leeren Bühne $1^1/_2$ m	5
11. Fahren der leeren Bühne zum Zufuhrgleis	4
12. Senken der Bühne auf das Zufuhrgleis	5
Höchstleistung 400 t/h	180 s

E. Hüttenwerkskrane.

In Hütten- und Stahlwerken haben sich zur Erhöhung der Produktion und Verminderung der Selbstkosten eine Anzahl Sonderkonstruktionen herausgebildet, bei denen der elektrische Antrieb vorherrschend ist.

Die der strahlenden Wärme ausgesetzten Teile sind entweder gut zu schützen, wie z. B. Windwerke, Eisenkonstruktionen (Brückenuntergurte), oder ihre Beanspruchung ist niedrig zu wählen (600 bis 200 kg/cm²), wie für Muldenschwengel, Pfannenbalken und Pfannenhaken.

Da das plötzliche Anhalten der Katze oder des Kranes — bedingt durch das Absetzen der Last an ganz bestimmten Punkten — Schwingungen hervorrufen würde, die den Betrieb beeinträchtigen, so entsteht

[1]) Jahrbuch 1921 der Hafenbautechn. Gesellschaft Hamburg: Böttcher u. Krahnen. „Kipperkatzen-Verladeanlagen für Häfen".

in vielen Fällen die Notwendigkeit, die Lasten oder Flaschen in Gerüsten zu führen. Diese müssen mit dem Katzenrahmen vollkommen starr verbunden sein. Der Anschluß an den Rahmen darf nicht stumpf erfolgen, sondern das Gerüst muß denselben durchdringen.

Gußeisen darf nicht da verwendet werden, wo Stöße zu erwarten sind. Lager, Zahnräder usw. sind aus Stahlguß oder Stahl herzustellen. Führungsrollen sollen nicht unter 300 mm im Durchmesser gewählt werden. Gleitführungen sind, weil dauerhafter und betriebssicherer, vorzuziehen. (Gleitschuhe aus Gußeisen mit Fettbehältern.)

Magnetkrane. Muldentransportkrane. Fallwerkkrane.

Die beiden ersten Arten haben die zur Beschickung der Martinöfen benutzten Alteisenstücke von der verschiedensten Form und Größe (Schrot) vom Schrotplatz nach den Martinöfen zu transportieren. Es sind gewöhnliche Mehrmotorenkrane. Beim Magnetkran dient zum Erfassen des Schrots ein Magnet, beim Muldentransportkran zum Erfassen der mit Schrot gefüllten Mulden seitlich ausschwenkbare Greiferarme. Die Krane setzen dabei die Mulden auf Konsolen an der Außenseite der Gebäude ab, von denen sie der Beschickkran abnimmt. Die Laufkatze erhält gewöhnlich starres Hängegerüst, welches unten Bügel trägt, die unter die Mulden schlagen und von diesen drei Stück aufnehmen.

Geschwindigkeiten: Heben von 10 t etwa 10 m/min, Katzenfahren etwa 30 ··· 40 m/min, Kranfahren 100 ··· 140 m/min.

Fallwerkkrane dienen zur Zertrümmerung der Schrotstücke, die für die Ofenbeschickung zu groß sind. Bei neueren Ausführungen wird die Fallkugel durch einen Magneten erfaßt und durch Stromunterbrechung freigegeben.

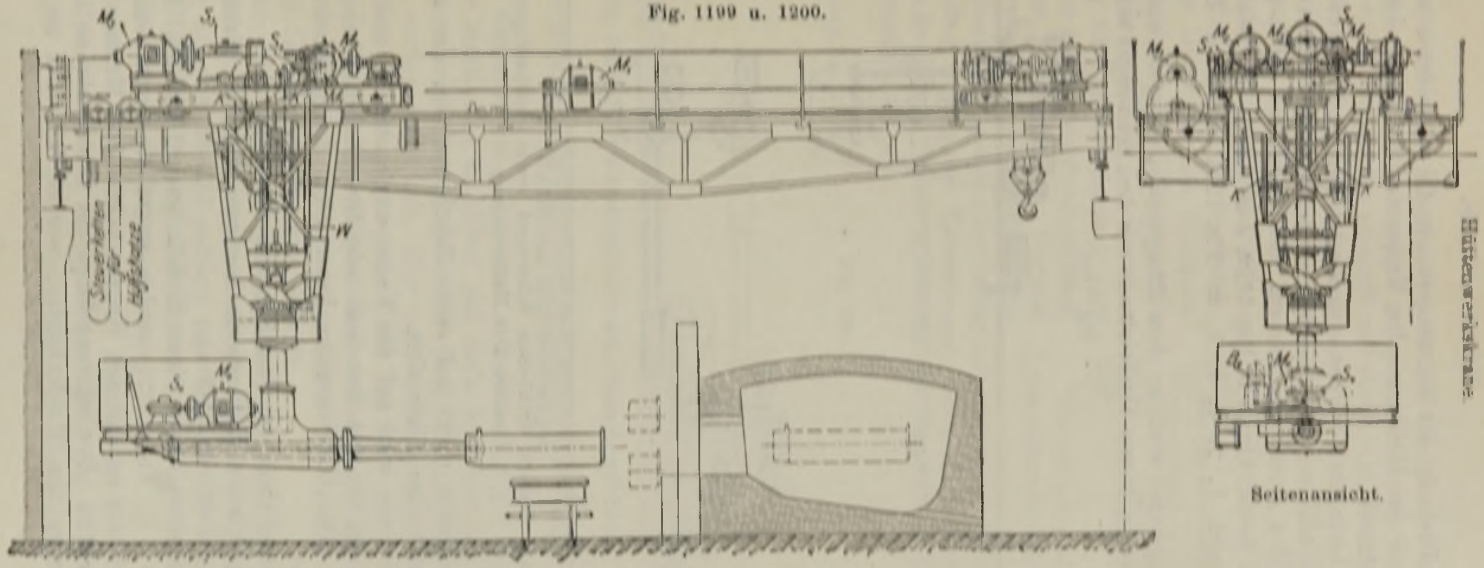
Beschickkrane und Beschickmaschinen.

Aufgabe derselben ist das Einbringen von Schrot und Zuschlägen in die Martinöfen. Beschickkrane haben den weiter unten beschriebenen ebenerdig fahrbaren Beschickmaschinen gegenüber den Vorteil, daß sie den wichtigen Arbeitsraum vor den Öfen vollständig freilassen und neben der Beschickarbeit auch noch andere Hebe- und Transportarbeiten ausführen können, wenn sie mit Hilfskatze ausgerüstet sind.

Diese Krane führen folgende Bewegungen aus:

1. Eine Längsbewegung an den Ofentüren entlang durch Verfahren des ganzen Kranes. Kranfahrmotor 15 PS, $v = 90$ m/min.
2. Eine Vor- und Rückwärtsbewegung dem Ofen gegenüber durch Katzenfahren. Katzenfahrmotor 8 PS, $v = 30$ bis 50 m/min.
3. Eine Wippbewegung des Schwengels, um die erfaßte Mulde über etwaige Hindernisse frei hinwegheben zu können. Wippmotor 12 PS, $v = 5$ m/min.
4. Eine Vertikalbewegung des unteren Katzenhängegerüstes mit daran befindlichem Schwengel zur Überwindung größerer Hindernisse und Anpassung an die Beschickräume bei wesentlichen Höhenunterschieden. Hubmotor 15 PS, $v = 7$ m/min.

Fig. 1199 u. 1200.



Seitenansicht.

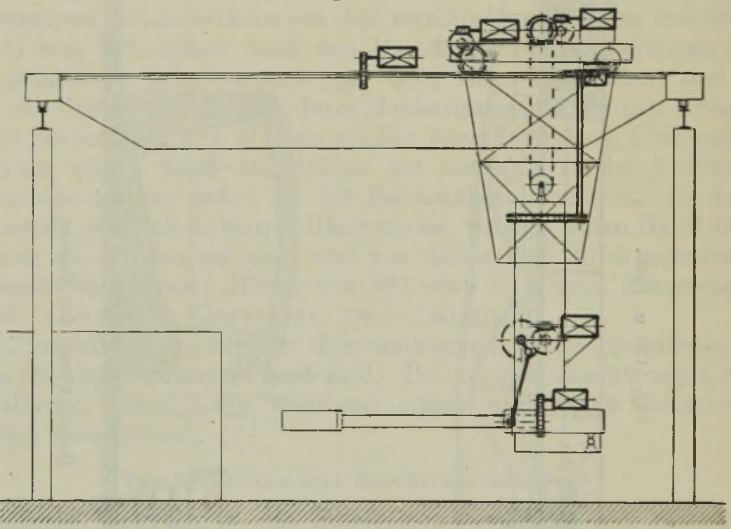
Beschickkran der Demag.

5. Eine Drehung des Schwengels um die Längsachse zwecks Auskippens des Muldeninhalts, Kippmotor 10 PS, 10- bis 15 mal in der Minute.
6. Eine horizontale Schwenkung des Schwengels im vollen Kreisbogen um die senkrechte Mittelachse, um den verschiedenen Anordnungen der Öfen gerecht zu werden. Schwenkmotor 5 PS, 5 Uml./min.

Bei dem Beschickkran in Fig. 1199, Ausführung der Demag, werden die Bewegungen 1, 2, 4, 5, 6, in Fig. 1201 sämtliche Bewegungen ausgeführt.

Der Wippmotor wird an dem Hängegerüst gelagert und wirkt auf einen Kurbeltrieb, dessen Kurbelstange mit dem Schwengel verbunden ist.

Fig. 1201.



Beschickkran mit ringsum drehbarem Schwengel sowie gleichzeitiger Wipp- und senkrechter Hubbewegung.

Der Drehmotor wirkt auf einen Zahnkranz ein, der an der den Schwengel tragenden Säule sitzt.

Der Hubmotor wird auf der Katze untergebracht und wirkt auf einen Rollenzug, der mit dem senkrecht beweglichen Hängegerüst verbunden ist. Die Hubbewegung kann auch durch Schraubenspindel erzielt werden.

Führerstand stets auf dem Schwengelkasten.

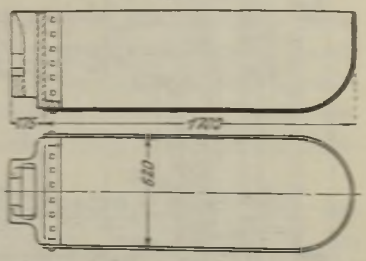
Die angegebenen Zahlenwerte beziehen sich auf einen Kran für einen Muldeninhalt von 1500 kg.

Die Flammöfen fassen einen Einsatz von 20 bis 25 t. Die Mulden (Inhalt 1 bis 5 t), Fig. 1202, werden entweder durch einen Muldentransportkran oder auf kleinen Wagen, welche drei Mulden tragen, vor die Öfen gefahren. Der Schwengelkopf der Beschickkrane legt sich in eine Aussparung des Muldenkopfes, worauf entweder ein durch die

hohle Stange geführter Riegel oder ein auf den Schwengel gesteckter Schuh vorgeschoben wird, welcher mit vorspringenden Zapfen in Aussparungen des Muldenkopfes eingreift und eine Art Muffenkupplung bildet.

Die ebenerdig fahrbaren Beschickmaschinen haben nur noch in Einzelfällen Bedeutung, weil dem Vorteil der fehlenden Fahrbahn der Nachteil gegenübersteht, daß auf alle Hilfsarbeiten, die mit der Hilfskatze des Beschickkranes geleistet werden können, verrichtet werden muß.

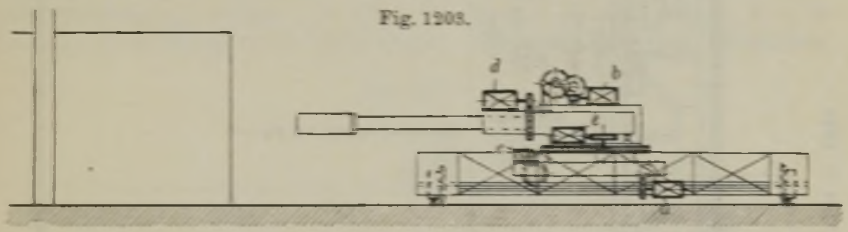
Fig. 1202.



Beschickmulde des Hörder Vereins.

In Fig. 1203 dient Motor *a* zum Längsfahren an der Ofenfront entlang, Motor *b* zur Wippbewegung. Der auf dem Unterwagen in der Querrichtung fahrende Oberwagen ist mit einer Drehscheibe versehen, die den Schwengel trägt. Motor *c* bewegt den Katzenwagen, Motor *d* dreht den Schwengel um seine Längsachse, Motor *e* bewirkt die horizontale Kreisbewegung des Schwengels.

Fig. 1203.



Ebenerdig fahrbare Beschickmaschine mit ringsum drehbarem Schwengel.

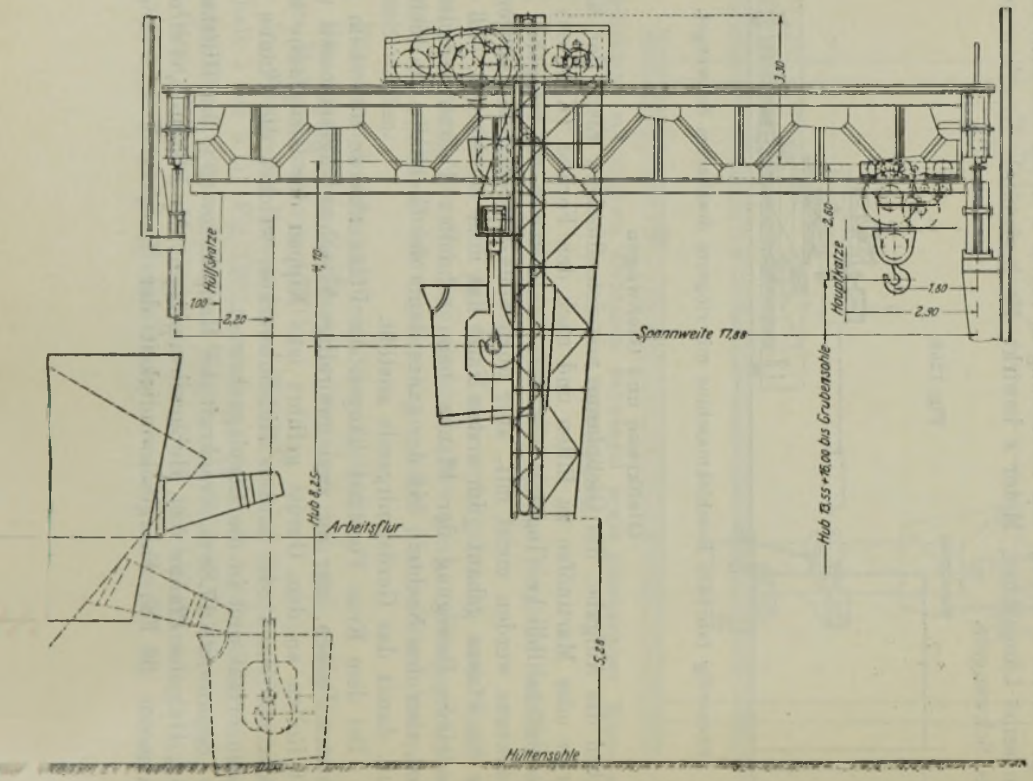
Gießkrane und Gießwagen

haben die Aufgabe, die Gießpfanne mit dem flüssigen Eisen der Konverter oder Martinöfen zu füllen und nach den Formen (Kokillen) für die Gußstahlblöcke (Ingots) oder für Stahlformguß zu bringen. Die Gießkrane werden meist mit, aber auch ohne starrem Führungsgerüst für die Pfanne gebaut. Im ersten Falle hat man den Vorteil, daß die pendelnde Bewegung der Pfanne beim schnellen Fahren vermieden wird, aber den Nachteil, daß der ganze Raum der Gießhalle frei bleiben muß, damit das Gerüst nirgends anstößt.

Bei dem Kran Fig. 1204 hängen die Pfannenhaken an einem genieteten Balken, der an zwei zweirollige Flaschen angeschlossen und mit Rollen an dem Gerüst geführt ist. Kippen der Gießpfanne entweder mit Hand oder mittels Hilfshubwerkes, welches die Pfanne am Boden erfaßt und in die Kipplage bewegt.

Spannweite 17,88 m, Tragkraft der Hauptkatze 45 t, der Hilfskatze 7,5 t, Hub der Pfanne 5 m, Hubgeschwindigkeit der Pfanne 1,84 m/min, Hubmotor 30 PS, Fahrgeschwindigkeit der Hauptkatze 15,4 m/min,

Fig. 1204 u. 1205.



Gießkran für 80 und 20 t Nutzlast.

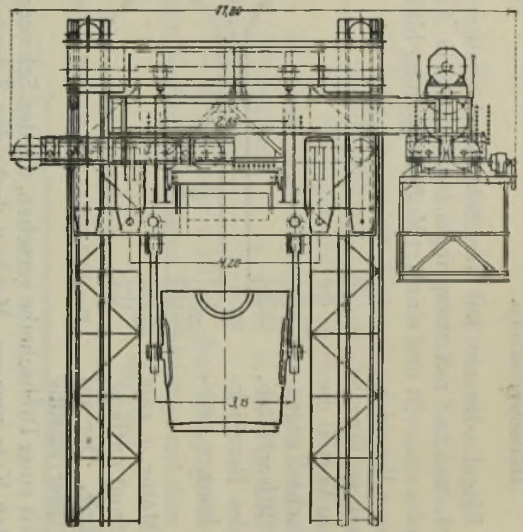
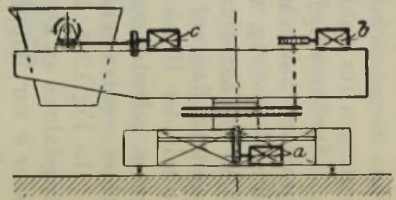


Fig. 1206.



Stahlgießwagen für Martinwerke.

Katzenfahrmotor 8,5 PS, Kranfahrgeschwindigkeit 55 m/min, Kranfahrmotor 30 PS, Hubgeschwindigkeit des Hilfshakens 8,8 m/min, Hubmotor der Hilfskatze 18 PS, Fahrgeschwindigkeit der Hilfskatze 21,5 m, Fahrmotor der Hilfskatze 3 PS.

Bei einzelnen Ausführungen wird der Führerkorb nebst den darin befindlichen Steuerapparaten fahrbar am Kranträger angebracht, damit der Führer stets den günstigsten und für die Beobachtung besten, nicht von der Glut des flüssigen Eisens beeinflußten Platz aussuchen kann.

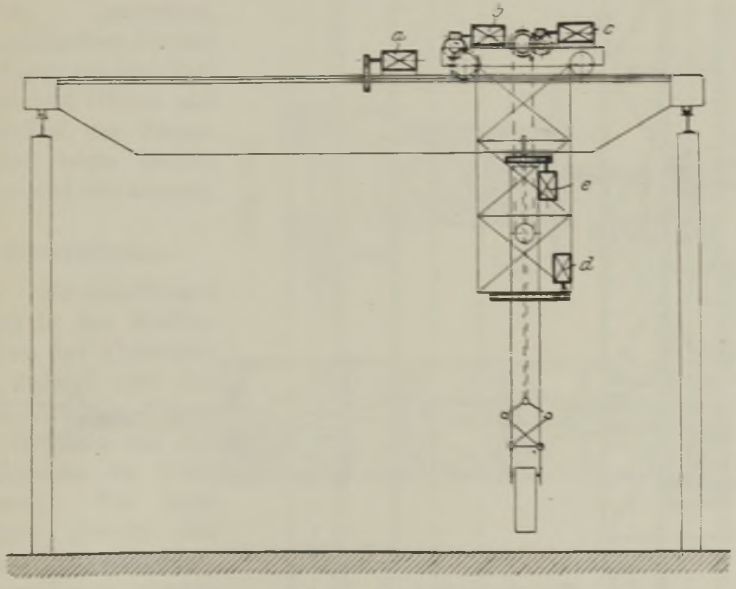
Der Kran in Fig. 1204 ruht auf zwölf Laufrädern (sechs Radgestellen), von denen vier angetrieben werden.

Bei dem Stahlgießwagen für Martinwerke, Fig. 1206, wird der Wagen durch den Motor *a* verfahren, während der Oberteil, der die Pfanne trägt, durch einen Motor *b* um die senkrechte Mittelachse gedreht und die Pfanne mittels Schneckengetriebes durch Motor *c* gekippt wird.

Blocktransport- oder Zangenkrane

erfassen die in den Kokillen erstarrten Stahlgußblöcke mittels Zangen und befördern sie weiter. In Fig. 1207 dienen die Motoren *a*, *b*, *c* in der üblichen Weise zum Kranfahren, Katzenfahren und Lastheben.

Fig. 1207.



Zangenkran.

Motor *d* dreht den Zangenträger um seine Vertikalachse, um die Zangenlage dem Block anzupassen. Motor *e* öffnet und schließt mittels Zahnräder und senkrechter Schraubenspindel die Zange.

Fig. 1208.

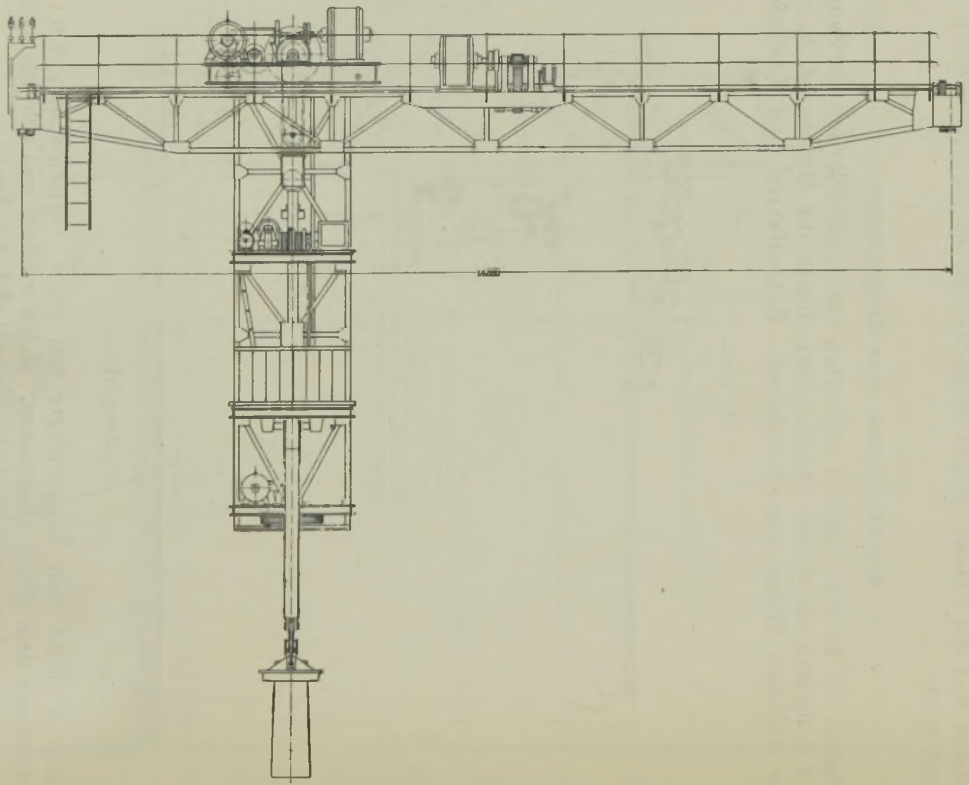
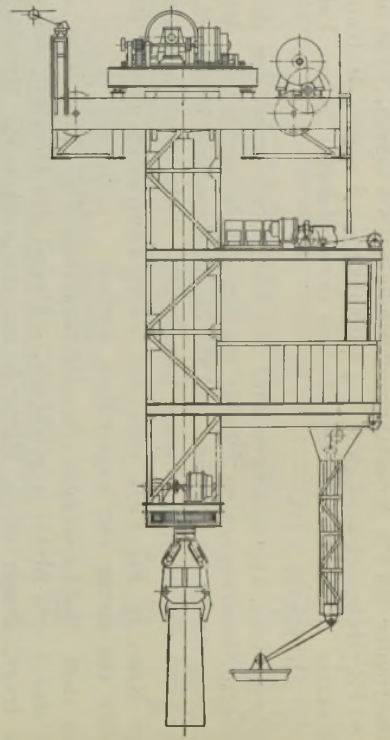


Fig. 1209.



Tiefofenkran für 6000 kg Tragkraft der Maschinenfabrik Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Tiefofenkrane

sind eine Sonderbauart der Blocktransportkrane. Sie dienen zum Einsetzen der vom Stahlwerk kommenden heißen Blöcke in die Durchweichungsgruppen, sowie zum Ausziehen derselben und zum Transport nach dem Blockkipper der Blockstraße.

Die Krane haben ferner noch das Abheben und Wiederaufsetzen der Deckel der Tieföfen auszuführen. Diese Arbeit wird durch einen besonderen am Katzenhängegerüstgelagerten Motor geleistet. Es sind demnach folgende Arbeiten auszuführen: Kranfahren, Katzenfahren, Lastheben, Deckelabheben, Drehen der Zange um ihre Vertikalachse, Öffnen und Schließen der Zange, so daß sechs Motore vorhanden sein können.

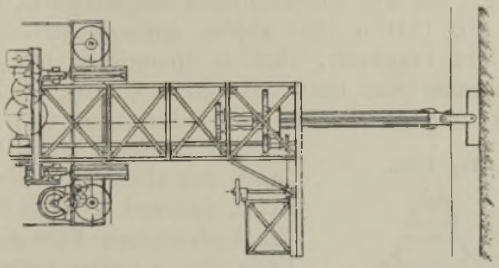


Fig. 1211.

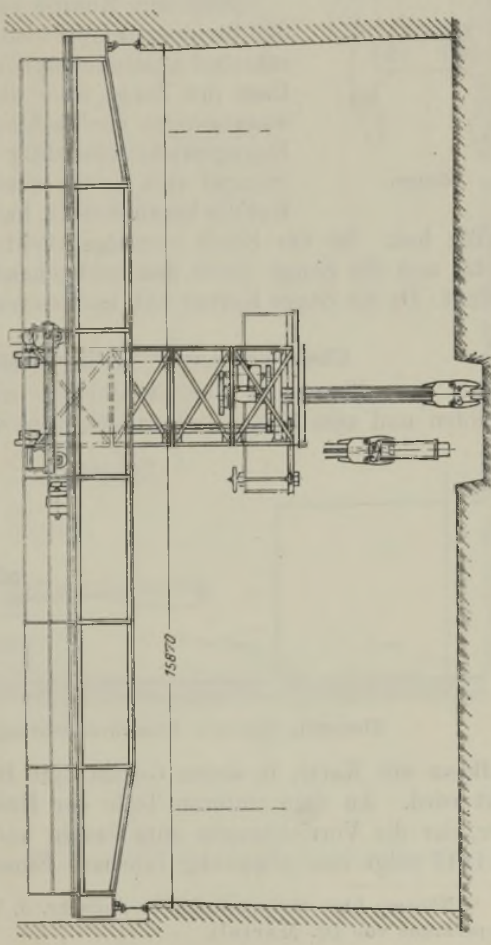


Fig. 1210. Elektrisch betriebener Stripperkran von 3 t Tragkraft.

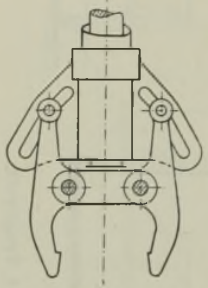
Stripperkrane

oder Blockziehkrane haben in den Martinwerken das Abstreifen der Kokille und den Transport der Blöcke und Kokillen aus den Gießgruben zu übernehmen. Die Ausbildung gleicht den Blocktransportkranen. Stripperkrane werden bei den heutigen Blockgewichten von 4 bis 5 t für eine größte Tragkraft von 10 bis 15 t

und einem Stripperdruck von 50 t gebaut. Hubmotor 23 PS, Hubgeschwindigkeit 12 m/min, Katzenfahrmotor 9 PS, Katzenfahrgeschwindigkeit 32 m/min, Kranfahrgeschwindigkeit 124 m/min, Strippermotor 22,5 PS, Vorschub des Stripperstempels 4,4 m/min, Zangendrehmotor 4,3 PS, bei $4^1/_2$ Umdrehungen der Zange in der Minute.

Fig. 1210 u. 1211 stellen einen elektrisch betriebenen Stripperkran von 3 t Tragkraft, 15,87 m Spannweite und 4,9 m Hubhöhe dar. Die Laufkatze trägt unten ein starres Gerüst, das Zange und Stripperstempel führt und gleichzeitig den Führerstand und das Drehwerk enthält.

Fig. 1212.



Zange.

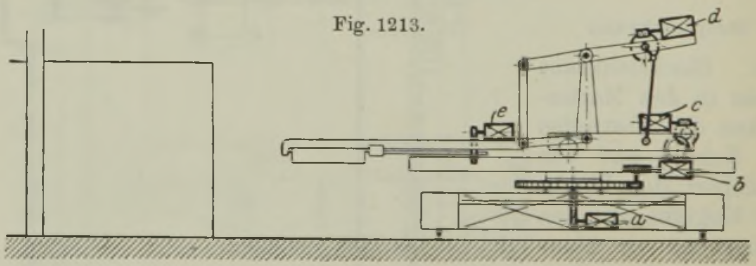
Die Motoren zum Heben und Katzenfahren haben mit allen Getrieben ihren Platz auf der Laufkatze, während sich das Stripper- und Drehwerk an der beweglichen Führungssäule, also am unteren Ende des Katzengerüstes befindet. Zum Drehen dient ein Handrad auf dem Führerstande.

Soll eine Kokille gefaßt werden, so läßt man den Stripperstempel niedergehen, wobei die Zangenschenkel auseinandergedrückt werden. Nachdem die Ösen der Zange über die Ohren der Kokillen hinweggegangen sind, schließt sich die Zange durch ihr Eigengewicht selbsttätig. Während nun der Stripperstempel sich weiter senkt und den Block aus der Kokille herausdrückt, halten die Zangenschenkel die Kokille fest. Ist der Block herausgedrückt, so wird die Kokille aufgesetzt und die Zange durch den hochgehenden Stripperstempel wieder geöffnet. Da die Zange Körner hat, können auch Blöcke gefaßt werden [1]).

Chargierkrane. — Blockeinsetzmaschinen

werden zum Transport der Stahlblöcke aus der Gießhalle zu den Glühöfen und zum Einbringen in dieselben verwendet. Ausbildung als

Fig. 1213.



Ebenerdig fahrbare Einsetzvorrichtung für Wärmöfen.

Laufkran mit Katze, in deren Gerüst eine Hohlsäule gehoben und gesenkt wird. An dem unteren Teile der Hohlsäule schwenkt ein Ausleger, der die Vorrichtungen zum Fassen und Wälzen der Blöcke trägt. Fig. 1213 zeigt eine ebenerdig fahrbare Einsetzvorrichtung.

[1]) Näheres über Stripperkrane in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1917, S. 705. Stripperkrane von Dr. Martell.

Pratzenkrane

dienen zum Verladen von Walzeisen und Schienen in Längen von 4 bis 15 m.

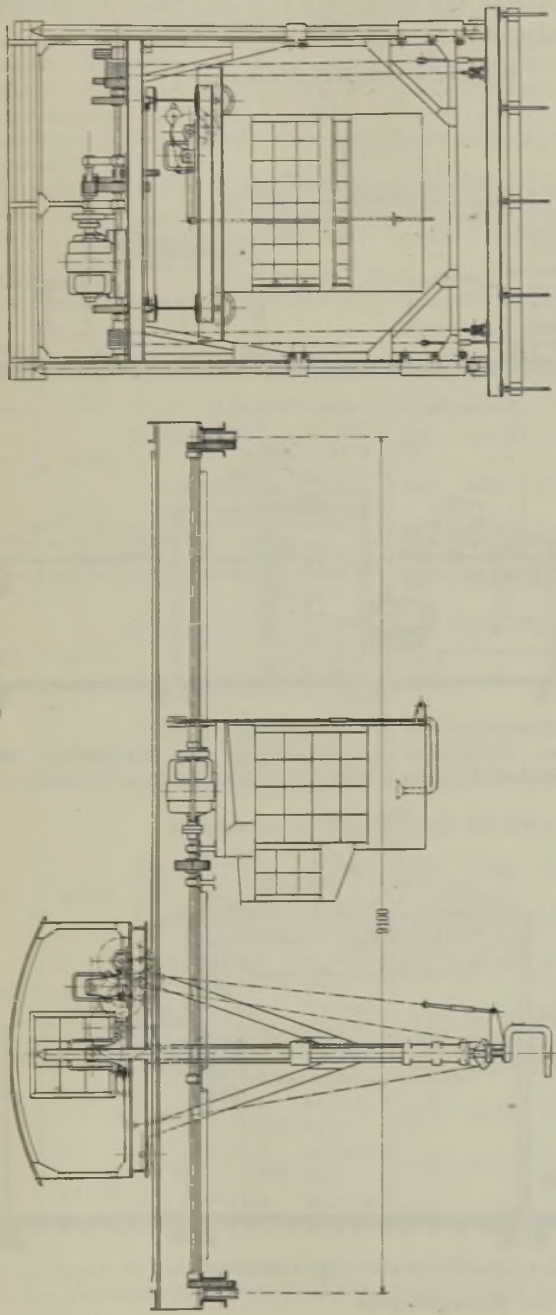


Fig. 1214 u. 1215.

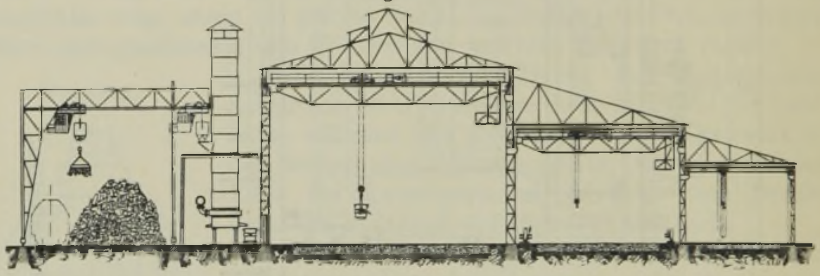
Pratzenkran für 1000 kg Tragkraft von Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Greiferkrane

bezwecken das Bekohlen der Generatoren. Die Greifer fassen 1,5 m³ Kohle und heben dieselbe von einem auf Flur liegenden Vorratsbehälter nach oben in die über den Generatoren liegenden Bunker.

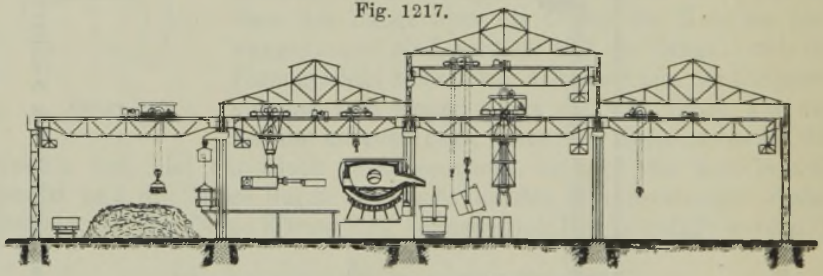
Beispiele von Krananlagen.

Fig. 1216.



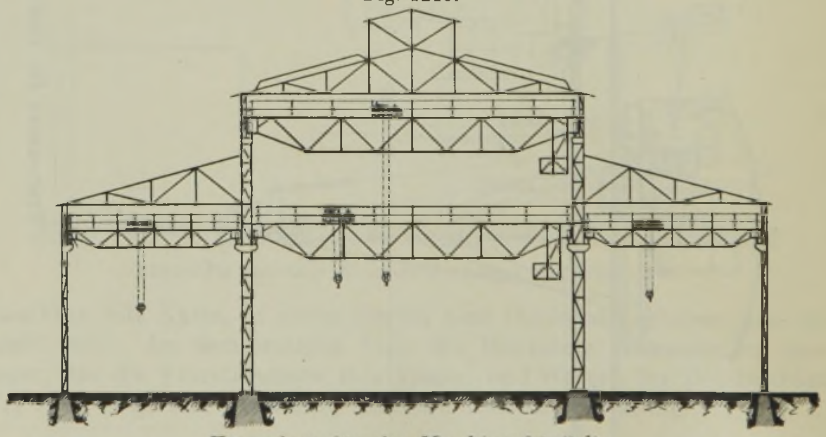
Krananlage für eine Gießerei [1]).

Fig. 1217.



Krananlage für ein Martinstahlwerk [1]).
Von links nach rechts: Schrotlager mit Magnetkran und Muldenbank, Muldenbeschickkran mit elektrischem kippbarem Martinofen, Gießkran und Blockabstreifkran.

Fig. 1218.



Krananlage für eine Maschinenfabrik [1]).

[1]) Ausführungen der Bamag-Meguin.

Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen bei Laufkranen[1]).

Zur Ergänzung des Abschnittes „Berechnung der Fahrwiderstände", S. 307, seien nachstehend die in den früheren Anfragen der Hebezeuge gebrachten Versuchswerte und Vergleichszahlen wieder angeführt.

Laufkran der Düsseldorfer Ausstellung. Herstellungsfirma: Friedr. Krupp, Grusonwerk. Tragkraft 25 t, Spannweite 22,5 m; Gleichstrom 500 Volt.

Laufwinde: Fahrmotor 3,5 PS, 635 n, Fahrgeschwindigkeit 15,4 m/min. 3 Stirnrädervorgelege $z = 22 : 66$, $t = 5$ m; $z = 20 : 76$, $t = 6$ m; $z = 12 : 50$, $t = 11$ m. Laufraddurchmesser 350 mm, Achsendurchmesser 80 mm. Katzengewicht 9170 kg. Flasche 696 kg.

Kranwagen: Fahrmotor 27 PS, 770 n, Fahrgeschwindigkeit 79 m/min. 2 Stirnrädervorgelege $z = 18 : 99$, $t = 10$ m; $z = 13 : 65$, $t = 14$ m. Laufraddurchmesser 900 mm, Achsendurchmesser 120 mm. Gesamtes Fahrengewicht 30900 kg.

Tabelle 91. Kranfahren.

Nutzlast kg	Gesamtlast kg		Geschwindigkeit	Energieverbrauch Volt	A	PS	Fahrwiderstand[2]) kg	in Hundertteilen der Gesamtlast
leer	9366	hin	23,9 m/min = 0,399 m/s	442	1,965	1,171	220	2,35
		her	24,33 m/min = 0,406 m/s	444	1,99	1,20	222	2,35
5922	15479	hin	20,56 m/min = 0,3426 m/s	442	2,02	1,215	360	1,66
		her	21,25 m/min = 0,3575 m/s	443	2,06	1,25	243	1,56
17492	27549	hin	18,92 m/min = 0,3153 m/s	443	3,10	1,87	444	1,62
		her	18,45 m/min = 0,3075 m/s	442	3,06	1,835	447	1,63
21492	31549	hin	17,0 m/min = 0,2835 m/s	440	3,45	2,06	546	1,73
		her	19,45 m/min = 0,3245 m/s	454	2,82	1,665	346	1,22
Kranfahren bei Mittelstellung der Katze.								
leer	40706	hin	87,4 m/min = 1,456 m/s	439	38,44	14,0	721	1,77
		her	86,3 m/min = 1,438 m/s	441	38,54	14,33	743	1,83
5922	46388	hin	81,2 m/min = 1,353 m/s	437	35,30	13,0	939	1,79
		her	84,6 m/min = 1,41 m/s	437,5	36,35	13,6	882	1,79
17492	58256	hin	79,4 m/min = 1,322 m/s	437	29,30	17,4	936	1,69
		her	78,5 m/min = 1,308 m/s	441	39,10	17,65	979	1,68
21492	62456	hin	72,4 m/min = 1,206 m/s	442	31,80	15,1	1139	1,91
		her	81,0 m/min = 1,349 m/s	440	35,30	16,54	943	1,51

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 158.

[2]) Der Fahrwiderstand enthält alle Widerstände einschließlich des Motors.

Der Stromverbrauch beim Verfahren eines Kranes schwankt demnach erheblich. Dies ist aber nicht nur auf die Schwankungen des Fahrwiderstandes, sondern auch auf Torsionsschwingungen in der Welle zurückzuführen[1]).

Die verschiedenen Rechnungen ergeben für obigen Kran bei 21692 kg Nutzlast nachstehende Werte für den Fahrwiderstand:

	Fahrwiderstandsmoment M kgcm	Fahrwiderstand W_m kg
ohne Zuschlag	40597	903
mit 80% Zuschlag	73074	1622
nach Ernst	96809	2150
„ Hilbrand	84067	1870
„ Pape	68079	1510
„ Bülz	66002	1465
Versuchswert	53505	1189 hin
	42435	943 her

Der auf S. 208, Zeile 14 von oben, angeführte Zuschlag von 10 bis 20 v. H. für Spurkranz- und Nabenstirnreibung gilt für Laufkatzen und Kranbrücken für Handbetrieb. Für elektrisch betriebene Krane wird in der Bezugsquelle der Zuschlag mit 20 bis 30 v. H. angegeben.

F. Seilbahnkrane

oder Kabelkrane sind aus einer Vereinigung von Drahtseilbahn und Kran entstanden, wobei ein zwischen zwei festen oder fahrbaren Stützen gespanntes Drahtseil die Verladebrücke ersetzt. Sie finden bei großen Spannweiten Verwendung, bei denen die Brückenkonstruktion zu kostspielig würde. Ausführung bis 500 m und 6 t Nutzlast.

Man unterscheidet bezüglich des Antriebes:

a) Kabelkrane mit Fernbetrieb und festem Führerstand am Turm,
b) „ „ Führerstandslaufkatze,
c) „ „ geteiltem Antrieb,
d) „ „ Lastausgleich durch Gegengewicht,

und bezüglich der gesamten Anordnung:

a) feststehende,
b) zweiseitig parallel verfahrbare,
c) einseitig radial verfahrbare Kabelkrane.

Die Fig. 1219 bis 1221 zeigen einige Anordnungen der Stützgerüste. Die Turmkonstruktionen sind Fachwerkbauten mit Diagonal- oder K-Verband. Die Köpfe der Gerüste müssen mit einer Bühne versehen sein, um Rollen und Seilbefestigungen zwecks Schmierung zugänglich zu machen. Bühnen- oder Führerstände müssen durch Steigleitern mit Rücken- und Seitensicherung bequem erreichbar sein. (In $^1/_3$ bis $^2/_3$ der Höhe Klappsitze.)

a) Die **fernbetriebenen Kabelkrane** gleichen den Einmotor-Laufkranen. Ein Zugseil verfährt die Katze, ein Hubseil bewerkstelligt Heben und Senken.

Die Winde steht an dem einen Ende der Fahrbahn und besitzt Hubtrommel und Fahrtrommel (Fig. 1222).

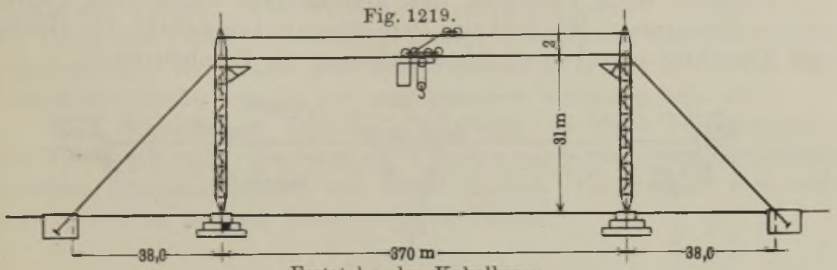
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1063, Fig. 17. Wolf, Die Materialbewegung im Eisenhüttenbetrieb, Dissertation, Berlin 1911, S. 26.

Das Hubseil erfordert bei großen Spannweiten infolge seines erheblichen Durchhanges besondere Vorrichtungen (Reiter) zum Hochhalten des Seiles. Siehe unten.

Vorteil: Geringes Eigengewicht der Katze, daher billigere Anlage.

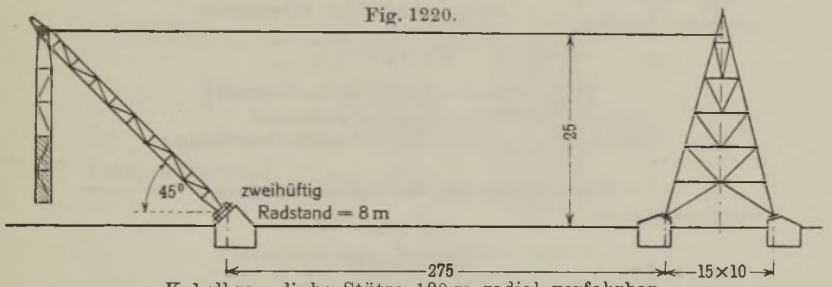
Nachteil: Schwierige Verständigung mit dem Kranführer bei unsichtigem Wetter. (Flaggensignale, Fernsprecher.)

Fig. 1219.



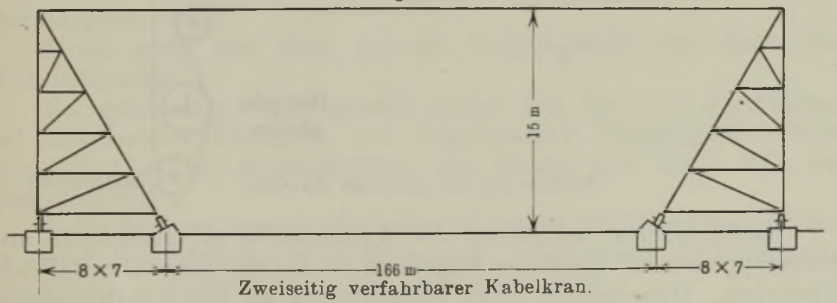
Feststehender Kabelkran.

Fig. 1220.



Kabelkran, linke Stütze 120 m radial verfahrbar.

Fig. 1221.



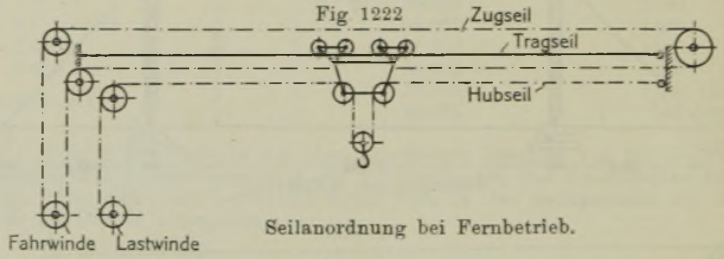
Zweiseitig verfahrbarer Kabelkran.

b) Bei den **Kabelkranen mit Führerstandslaufkatze** sind Fahr- und Hubwerk einschließlich Antriebsmotoren und Steuerapparate in der Katze selbst untergebracht, in welcher auch der mitfahrende Bedienungsmann seinen Platz hat. Erforderlich sind in der Spannweite außer dem Tragseil nur Fahrseil und Schleifleitung. Das Hubseil wickelt sich direkt auf die Hubtrommel und ist von der Spannweite unabhängig. Das Fahrseil ist unter mehrmaliger Umschlingung der Fahrtrommel zwischen den Stützen ausgespannt (Fig. 1223).

Hub- und Fahrtrommel sind durch Kupplung so verbunden, daß beide gemeinsam oder die Hubtrommel allein betrieben werden kann. Beim Heben oder Senken dreht sich nur die Hubtrommel, während die Fahrtrommel durch Bremsen festgestellt wird. Die Bremse ist mit dem Kupplungsgestänge verbunden. Sie ist gelöst, wenn beide Trommeln gekuppelt sind, geschlossen, wenn die Trommeln entkuppelt sind.

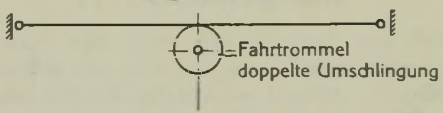
Vorteile: Gute Übersicht des Arbeitsfeldes durch den Führer, genaue Steuerung. Möglichkeit, Doppeltrommelwindwerke für Greifer und Kippkübel einzubauen; leistungsfähiger als Fernbetrieb.

Fig 1222



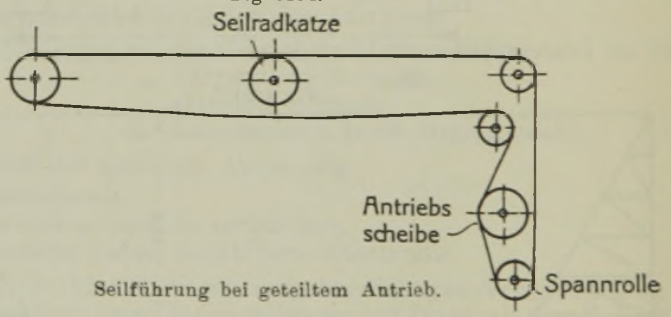
Seilanordnung bei Fernbetrieb.

Fig. 1223.



Fahrseilanordnung bei Führerstandskatze.

Fig. 1224.



Seilführung bei geteiltem Antrieb.

Nachteile: Die Anhäufung der Antriebsmotoren, Triebwerke und Steuerapparate auf der Katze vergrößert die auf das Tragseil entfallende Bruttolast. Dies bedingt einen Mehraufwand an Eisenkonstruktionen, Seilarmaturen, Verankerung und Fundamenten, also teure Anlage.

c) Bei **geteiltem Antrieb** [1]) wird der Motor, welcher wieder gleichzeitig zum Heben und Fahren dient, mit dem ersten Vorgelege nebst Hauptbremse und Schaltern in den einen Turm verlegt, während der Rest des Hub- und Fahrtriebwerkes auf der Katze bleibt. Die Kraft wird mechanisch durch ein Seil vom Motor auf die Katze übertragen.

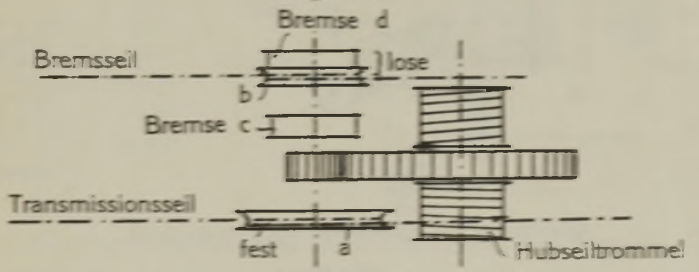
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 501. Heinold, „Seilbahnkrane neuerer Bauart".

Dieses endlose Transmissionsseil ist im Turm nach unten abgelenkt und umschlingt die Haupttreibscheibe des Motorantriebes (Fig. 1224). Der Kranführer hat seinen Platz auf der Katze und vermittelt mittels Fernsteuerung die Bewegungen des Hauptmotors.

Außer dem Tragkabel laufen durch die Katze drei Seile: ein Brems- oder Halteseil und zwei Trume des Transmissionsseiles. Ersteres ist wie das Tragseil zwischen den Stützen ausgespannt. Bremsseil und ein Trum des Transmissionsseiles werden über zwei Treibscheiben der Katze geführt, von denen die Bremstreibscheibe *b* (Fig. 1225) lose, die Transmissionsseilscheibe *a* fest auf derselben Vorgelegewelle sitzt.

Wird Bremse *c* in Fig. 1225 angezogen, so steht Vorgelegewelle und Triebwerk still. Wirkung ist dieselbe, als wenn feste Verbindung zwischen Transmissionsseil und Katze besteht. Katze fährt also vor- bzw. rückwärts, je nach Schaltung des Motors.

Fig. 1225.



Katzentriebwerk bei geteiltem Antrieb.

Beim Lüften der Bremse *c* wird Katze frei und würde dem Gefälle folgend nach der Kranmitte fahren, wenn nicht Katze am Bremsseil festgebremst würde.

Dabei dreht sich dann nur die Vorgelegewelle und damit die Hubseiltrommel.

Bei gebremster Vorgelegewelle erfolgt also Vor- und Rückfahren, bei festgesetzter Laufkatze und ungebremster Vorgelegewelle hebt sich die Last bei Rechtsdrehung des Motors und senkt sich bei Linksdrehung.

Beide Bremsen werden durch einen gemeinsamen Hebel bedient, der in seiner Mittelstellung beide Bremsen schließt, in den Endstellungen jeweils die eine offen, die andere geschlossen hält.

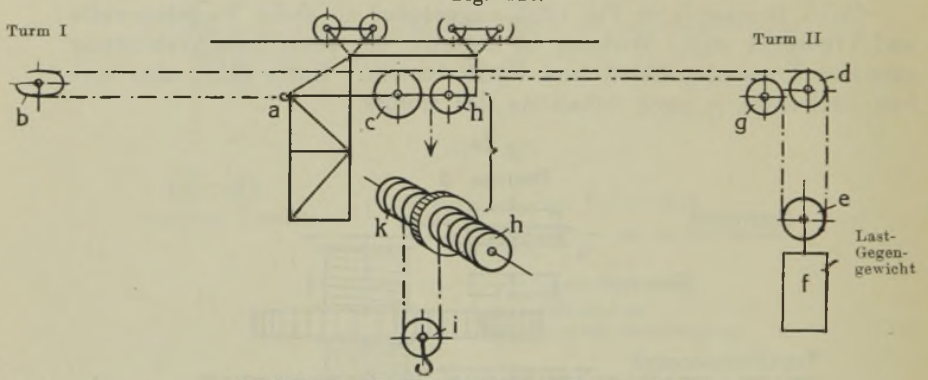
Vorteil der getrennten Triebwerksanordnung: Verminderung des Gewichtes der bemannten Katze und damit des Gesamtgewichtes der Krananlage.

d) Bei dem **Kabelkran mit Lastausgleich durch Gegengewicht** — eine neue Ausführung der Gesellschaft für Förderanlagen, Ernst Heckel — ist außer dem Tragseil und einer Schleifleitung nur ein Seil vorhanden, welches als Fahr-, Hub- und Gegengewichtsseil dient. Der Kranführer hat seinen Platz auf der Katze, auf welcher auch der Antriebsmotor untergebracht ist.

Das Seil ist mit einem Ende bei *a* an der Katze befestigt (Fig. 1226), läuft über Rolle *b*, umschlingt Treibscheibe *c*, bildet im Turm II eine Schlinge für die lose Rolle *e* des Gegengewichtes *f* und wickelt mit seinem anderen Ende unter Einschaltung einer losen Rolle *i* auf die Hubseiltrommel *h*.

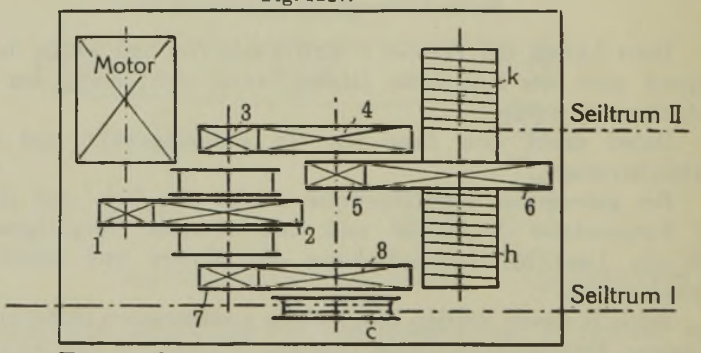
Der Antrieb erfolgt vom Motor (Fig. 1227) gemeinsam auf Treibscheibe *c* und Hubtrommel *h* durch ein Planetengetriebe (Fig. 1228) oder Kupplungen. Verfahren der Katze: Je nach der Drehrichtung der Treibscheibe holt diese das Seil von der einen Seite her und gibt

Fig. 1226.



Seilführung für Kabelkrane mit Lastausgleich.

Fig. 1227.



Katzentriebwerk für Kabelkrane mit Lastausgleich.

es nach der anderen Seite ab, verkürzt also das Seil vor der Katze und verlängert es hinter derselben. Das Gegengewicht ändert hierbei seine Höhenlage nicht. Heben: Treibscheibe und Katze stehen still. Die Lasttrommel erhält Antrieb und wickelt das Seil auf, wobei sich aus denselben Rillen der nach dem Gegengewicht laufende Seilstrang abwickelt. Dieses Seiltrum wird verlängert, das Gegengewicht senkt sich. Hierbei wird die Hubarbeit nur zur Hälfte vom Motor geleistet, wodurch der Materialaufwand für Schleifleitung und alle elektrischen Hilfsapparate verringert wird. Reiter werden überflüssig, Fahrgeschwindig-

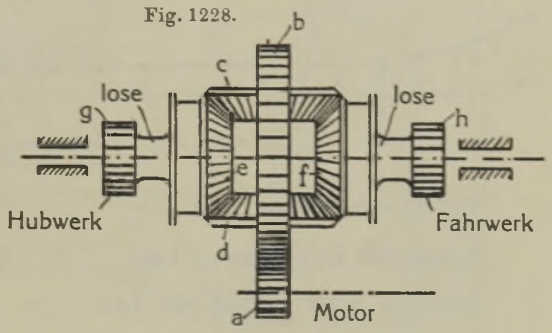
keit kann deshalb erhöht werden, weil die mit dem Auffangen der Reiter verbundenen Stöße vermieden werden.

Die Leistung des Motors beim Heben der Vollast und beim Senken des leeren Hakens ist gleich groß, wenn das Gegengewicht der Rollen und die Spannung des Gegengewichtsseiles derselben Maximallast entspricht.

Bei Verwendung von Kipp-Pritschen und Greifern ist ein Doppeltrommelwindwerk erforderlich.

Planetengetriebe, Fig. 1228. Stirnrad *a* wird vom Motor angetrieben. In *b* sind zwei Kegelräder *cd* gelagert, welche in die Kegelräder *ef* eingreifen; *e* trägt Ritzel *g* für das Hubwerk, *f* das Ritzel *h* für das Fahrwerk. *e* und *f* sind je mit einer Bandbremse verbunden. Durch Stillsetzung des einen oder anderen Rades *ef* mittels der Bremse wird Hubwerk oder Fahrwerk getrieben.

Fig. 1228.



Planetengetriebe.

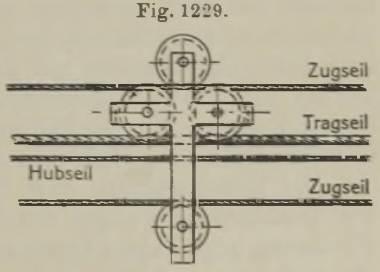
Mittel zur Verminderung des Durchhanges der Zugseile.

1. Knotenseil. Ein Seil wird in größeren Abständen mit Knoten von verschieden großem Durchmesser versehen. Beim Verfahren der Katze fangen sich entsprechend ausgebildete Seilreiter oder Mäuse, die lose auf der Katze sitzen und durch die das Hubseil hindurchgeführt ist, an diesen Knoten und werden zurückgelassen. Bei der Rückfahrt nimmt die Katze die Reiter wieder auf. Nachteil: Die Stoßwirkung verbietet hohe Fahrgeschwindigkeiten.

2. Seiltragerollen. Am Tragseil werden fest aufgehängte Tragerollen vorgesehen, auf welche die Katze das Seil ablegt.

3. Mitlaufende Reiter. Das die Katze ziehende Fahrseil ist über dem Tragseil angeordnet und legt sich auf die Räder des Reiters; außerdem wird es noch durch eine Druckrolle, entsprechend dem Reitergewicht, belastet. Der Reiter wird also durch die Seilreibung mitgenommen. Der Reiter bewegt sich derart gegen die Katze, daß er jeweils den halben Weg macht, also immer zwischen Katze und Turm steht. Da der Reiter nicht mit der Katze in Berührung kommt, sind große Fahrgeschwindigkeiten möglich.

Fig. 1229.

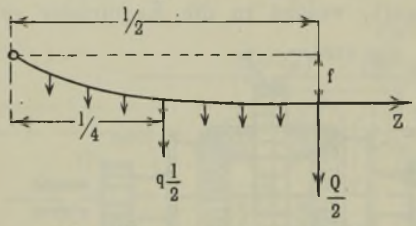


Reiter.

Tragseil. Es kommen hier verschlossene Seile zur Verwendung, die aus Formdrähten, ohne Hanfeinlage und mit glatter Oberfläche hergestellt werden. Vorzüge: Geringerer Durchmesser, Verhütung des Rostens von innen nach außen wegen der fehlenden Hanfseile, geringere Abnutzung und nur auf der Oberseite, die glatte Oberfläche vermindert den Laufwerkverschleiß.

Bezeichnet l = Spannweite, Z = Spannkraft in kg, q = Seilgewicht in kg/m, f = Durchhang, Q = Bruttolast in kg, so ist ohne Belastung

Fig. 1230.



$$Z \cdot f = \frac{ql}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{ql^2}{8},$$

und mit Belastung in der Mitte

$$Z \cdot f = \frac{Q}{2}\frac{l}{2} + \frac{ql^2}{8} = \frac{l}{4}\left(Q + \frac{ql}{2}\right).$$

Durchhang f unter Last . . . . . $f = {}^1/_{25}\, l$ in m,

Länge des Kabels unter Last. . . . $L = 2\sqrt{\frac{l^2}{4} + f^2}$,

Längung unter Einfluß der Last . . $= 0{,}08$ v. H.

Durchhang ohne Last bei Montage . $f' = \frac{1}{4}\sqrt{3\,(L^2 - l^2)}$.

Formeln gelten für Temperatur von 10° C. Für 1° Temperaturdifferenz sind für 100 lfd. m Kabel 0,64 mm zuzuzählen oder abzuziehen, Durchhang ändert sich für 1° um 2,5 cm.

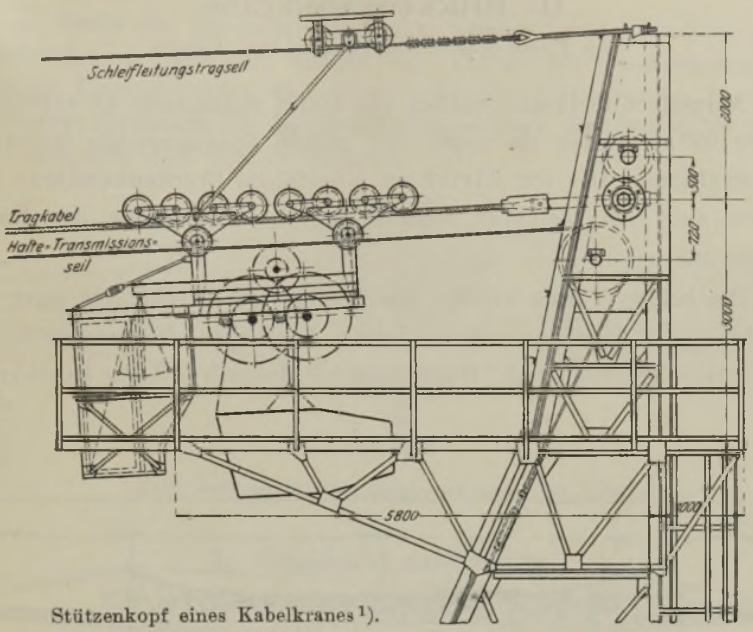
Das Tragseil wird entweder an beiden Türmen gelenkig verankert oder an einer Seite mit einem Gegengewicht versehen. Ein Gelenk (auch Auflagerschuh) ist deshalb erforderlich, weil sich der Durchhang der Katzenstellung entsprechend ändert. Spannschloß, aus Spindel mit Flachgewinde bestehend, ist zweckmäßig. Die Größe des Spanngewichtes bestimmt sich wie oben aus der Momentengleichung

$$Z \cdot f = \frac{l}{4}\left(Q + \frac{ql}{2}\right).$$

Katze. Die Katze mit schmiedeeisernem Rahmen und angeschlossenem Führerstand wird an Hängeschienen so aufgehängt, daß sich die Gesamtlast auf acht Laufräder gleichmäßig verteilt. Je zwei Laufräder werden in einem schmiedeeisernen Rahmen gelagert und diese Rahmen sind durch Gelenkbolzen mit Zwischenhebeln verbunden. In Fig. 1231 beträgt bei 300 mm Laufraddurchmesser der Abstand zwischen zwei Rädermitten 440 mm, so daß sich die Last auf etwa 3100 mm Tragseil verteilt. Zulässiger Raddruck 300 kg.

Der Einzelraddruck darf nicht mit dem Seilquerschnitt wachsen, weil Drahtbrüche weniger durch zu hohe Beanspruchung als durch die Abnutzung beim Fahren hervorgerufen werden und die Drahtquerschnitte für starke und schwache Seile im wesentlichen dieselben bleiben.

Fig. 1231.



Stützenkopf eines Kabelkranes[1]).

Schleifleitung und Kontaktwagen. Kupferdrähte können nicht mit dem erforderlichen geringen Durchhang verlegt werden. Deshalb Anordnung von zwei Schleifleitungstragseilen, welche die Laufbahn für die Räder des Kontaktwagens bilden und durch Winkeleisenquerstücke miteinander verbunden werden, auf denen die Leitungsdrähte liegen. Gestänge zwischen Katze und Wagen muß wegen des verschiedenen Durchhanges zwischen Tragkabel und Leitungskabel nachgiebig in seiner Länge sein.

Ausgeführte Kabelkrane.

Last	Spannweite	Durchhang	Turmhöhe	Tragkabel ⌀	Geschwindigkeiten in m/s			Motor	Bemerkung
					Last	Katze	Stütze		
t	m	m	m	mm				PS	
5	300	10,5	25	—	0,25	1,25	—	25	radial fahrbar, Z. D. I. 1910, S. 759,
4,2	160	8	15	—	1	3	0,2 / 12 PS	80	beide Stützen fahrbar, Z. D. I. 1911, S. 232,
2,5	370	—	33	60	1	5	—	100	Z. D. I. 1916, S. 502,
3	141	5,5	33	63	0,5	3	—	12	Z. D. I. 1906, S. 962.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 506. Heinold: Seilbahnkrane neuerer Bauart.

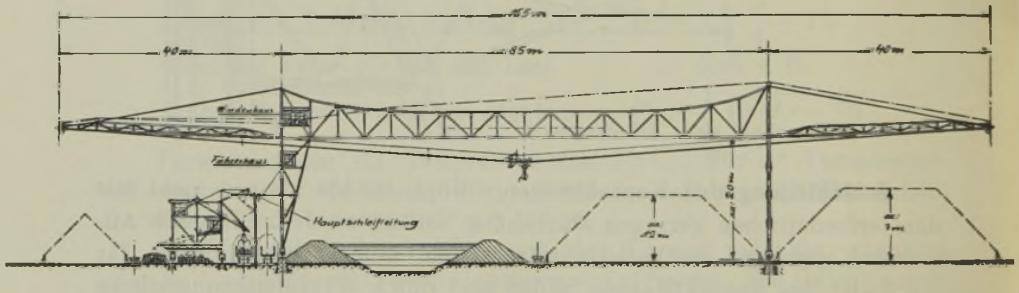
G. Brückenkabelkrane.

der Firma Adolf Bleichert & Co., Leipzig.

Normale Kabelkrane werden von 100 m Spannweite ab verwendet. Unter 100 m werden sie wegen der großen Spanngewichte teurer als Brückenkrane. Der von Bleichert eingeführte Brückenkabelkran läßt jedoch auch bei kleineren Spannweiten die Anwendung des Kabelkranes zu.

Die beiden Türme werden durch einen Fachwerkträger starr verbunden. Als Fahrbahn dienen jedoch Tragkabel, die an den Enden des Trägers befestigt sind. Der Träger hat deshalb fast nur Druckkräfte

Fig. 1232.



Fahrbarer Brückenkabelkran für 4,3 t Tragkraft, 44 mm Spannweite und 8,5 m Auslagerlänge. 28 Förderspiele in der Stunde.

aufzunehmen, weil die Biegungsspannungen des Eigengewichtes beim Befahren durch die Tragkabelbefestigung etwas unterhalb der neutralen Zone ausgeglichen werden.

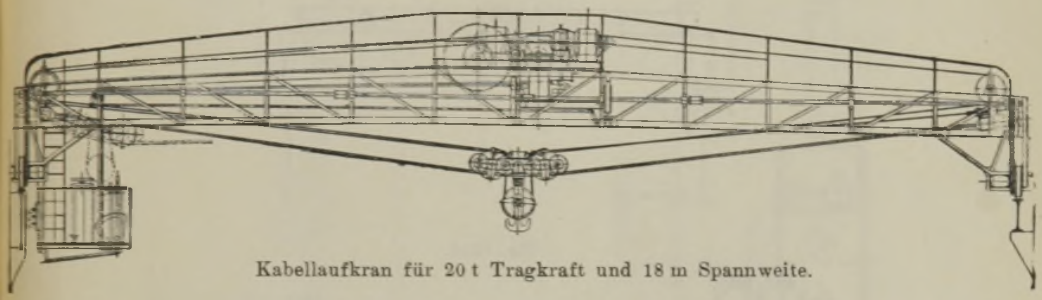
Der Verbindungsträger und die übrige Konstruktion können wesentlich leichter ausgeführt werden als bei Brückenkranen, deren Träger die gesamten Biegungsmomente aufnehmen müssen. Außerdem fallen die großen Gewichte zum Spannen des Tragseiles fort und die Gründungen werden leichter.

Diese Bauart hat sich für die Beförderung von Lasten bis zu 10 t je Seil auf Entfernungen von 80 bis 800 m hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Betriebssicherheit gut bewährt.

H. Kabellaufkrane.

An Stelle der normalen Laufkrane werden in neuerer Zeit auch Kabellaufkrane verwendet, welche den Vorteil eines außerordentlich geringen Eigengewichtes und daher geringer Anlagekosten besitzen. Die Bauart entspricht der der Brückenkabelkrane. Die Bedienung kann mit Lasthaken oder Greifer erfolgen.

Fig. 1233.



Kabellaufkran für 20 t Tragkraft und 18 m Spannweite.

J. Sonder-Laufkrane für explosionsgefährliche Räume[1]).

Ausführung der Demag.

Zur Vermeidung von Explosionen in Fabrikationsräumen, in denen mit dem Auftreten von explosionsgefährlichen Gasen gerechnet werden muß, wie in Luftstickstoffgewinnungsanlagen, Fabriken für Gaserzeugung und chemischen Fabriken, ist die elektrische Ausrüstung so durchzubilden, daß keine Funkenbildung auftreten kann.

Zum Antrieb der Hub- und Fahrwerke werden Käfigankermotoren bis 19 kW mit vergrößertem Luftspalt oder mit gekapselten außenliegenden Schleifringen verwendet. Normale gekapselte Motoren sind unzureichend, weil sich bei schlechtem Verschluß oder beim Nachsehen der Schleifringe im Innern Gase ansammeln können. Auch die Verwendung von Kurzschlußmotoren bietet keine Schwierigkeiten.

Die Kontakte der Steuerwalzen und Umschalter müssen ebenso wie Widerstände unter Öl verlegt werden bei vollkommen dichter Kabeleinführung.

Da blanke Schleifleitungen mit Schleif- oder Rollenkontakten für die Stromzuführung ausgeschlossen sind, so hat die Demag eine Stromzuführung mit Gummischlauchleitung durchgebildet. Die Leitungen werden an beiden Enden durch Anschlußkästen fest angeschlossen und über die ganze Fahrlänge durch Tragwagen geführt.

[1]) Demag-Nachrichten, Juli 1929.

Diese Wagen haben Aufhängestücke mit Kurven, auf denen die Kabel in Abständen befestigt sind. Sie laufen auf besonderen Führungen längs der Kran- bzw. Katzenfahrbahn. Beim Verfahren der Katze oder des Kranes folgen die Wagen der Streckung des Kabels ziemlich gleichmäßig, da ihr Fahrwiderstand sehr klein ist. Die Anordnung geht aus den Fig. 1234 und 1235 hervor. Die Bedienung der Krane erfolgt wie bei jedem anderen Krane vom Flur aus mittels Zugketten oder vom Führerkorb aus.

Fig. 1234.

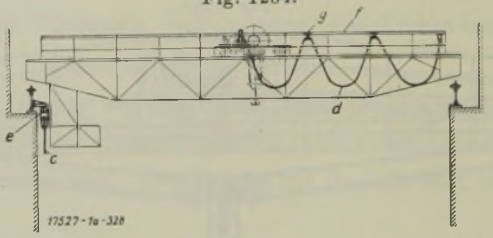
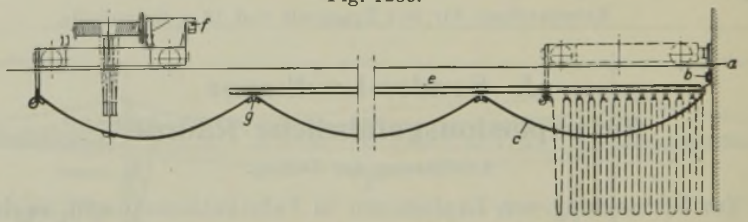


Fig. 1235.



Anordnung der Stromzuführungskabel bei einem 50 t-Kran mit 17,4 m Spannweite.
a = Erdkabel, b = Anschlußkasten, c = Hauptkabel, d = Kabel für die Laufkatze, e = Kabelwagenbahn längs der Kranbahn, f = Kabelwagenbahn längs der Katzenfahrbahn, g = Tragwagen mit Kurvenaufhängestück.

K. Kletterkatze.

D.-R.-P. a. der ATG, Allgemeine Transportanlagen-Gesellschaft, Leipzig.

Der neue Konstruktionsgedanke liegt in der Verwendung des Eigengewichtes der Katze, welche hier als Kletterkatze ausgebildet ist, als Hauptanteil des Gegengewichtes. Beim Hochziehen der Last klettert die Katze am hinteren Teil des Gerüstes derart abwärts, daß zwei Ritzel in Zahnstangen eingreifen, wobei vier Laufrollen an Schienen die Führung der Katze übernehmen.

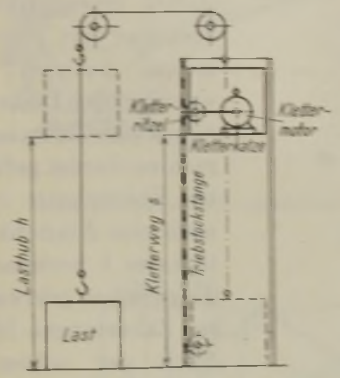
Der einfachste Fall für Stückgutbetrieb ergibt sich, wenn Kletterweg = Lasthub (Fig. 1236). In den meisten Fällen muß der Kletterweg durch Einschaltung eines Rollenzuges verkürzt werden (Fig. 1237). In beiden Fällen ist keine Wickeltrommel erforderlich. Der Klettermotor tritt demnach an die Stelle des Hubmotors bei ortsfester Winde.

Durch diese Anordnung wird der Kran leichter. Das sonst geräumige Maschinenhaus fällt fort, weil das Hubwerk in der Kletter-

katze liegt. Es genügt für den Kranführer und die Steuereinrichtung ein wesentlich kleinerer Raum, ferner für die Drehwerkteile eine Schutzvorrichtung. Da die sinkende Katze einen Teil der Vollast hebt, so kann der Hubmotor kleiner gewählt werden.

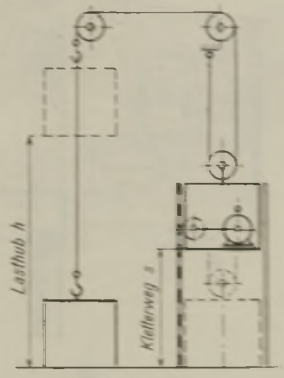
Bei Greiferbetrieb ist ein zweiter Motor erforderlich, welcher die Hubtrommel antreibt. Greifer hängt am Entleerseil, welches unter

Fig. 1236.



Einfachster Fall.
Kletterweg = Lasthub.

Fig. 1237.

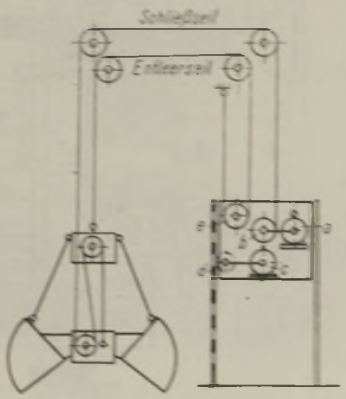


Verkürzung des Kletterweges durch Rollenzug.
Kletterweg = $^1/_2$ Lasthub.

Einschaltung eines Rollenzuges die Kletterkatze trägt. Das Schließseil geht über den Rollenblock des Greifers nach der Trommel der Katze (Fig. 1238). Während des Entleerens und Schließens des Greifers steht das Kletterwerk still. Am Ende des Schließens ist der Klettermotor dem die Trommeln antreibenden Schließmotor hinzuzuschalten.

Beim Abbremsen des Hubvorganges wirkt das Eigengewicht des Greifers, beim Abbremsen des Senkvorganges das der Kletterkatze den Trägheitsenergien von Greifer und Kletterkatze entgegen. Dadurch werden sanftes Anheben und Absetzen der Lasten, sowie kurze Auslaufwege beim Ausschalten ermöglicht.

Fig. 1238.

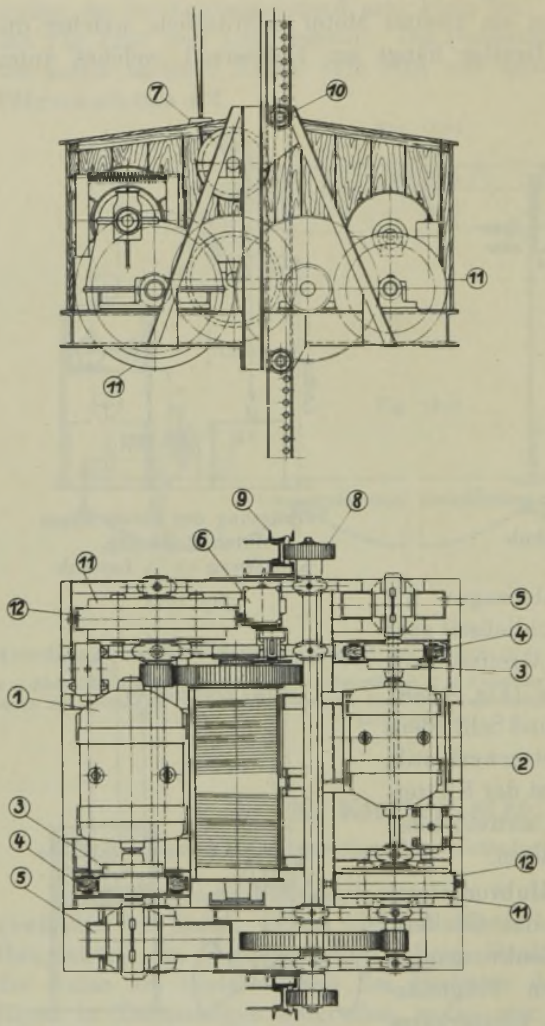


Anordnung für Greiferbetrieb.
a = Schließmotor
b = Schließtrommel
c = Klettermotor
d = Kletterritzel
e = Ausgleichrolle

Zur Verhinderung des Seilverschleißes bei großen Hubhöhen mit kleinem Kletterweg wird auch der Einbau einer mit den Kletterritzeln verbundenen Seiltrommel vorgesehen.

Für die Grenzstellungen von Katze und Greifer sind Endschalter vorhanden. Schließbremsen und Rutschkupplungen fallen bei Greiferbetrieb fort. Fig. 1239 u. 1240 zeigen das Windwerk einer Kletterkatze für Greiferbetrieb.

Fig. 1239 u. 1240.



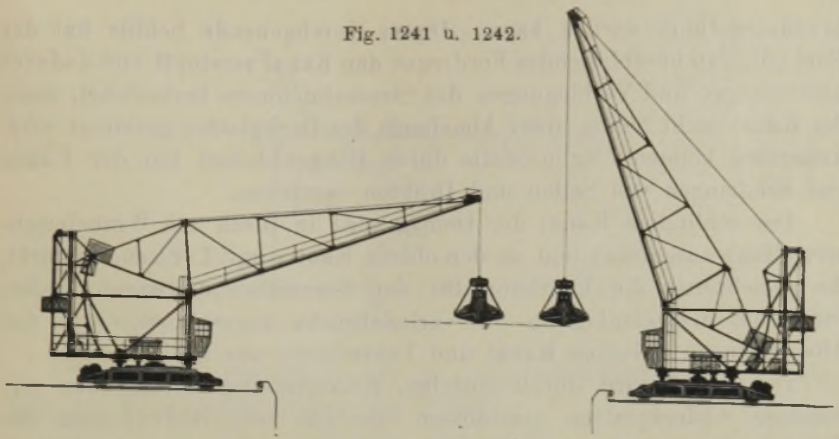
Kletterkatze für Greiferbetrieb.

1. Hubmotor
2. Klettermotor
3. Elastische Kupplungen
4. Magnetbremsen
5. Öldichte Räderkasten
6. Hubendschaltung
7. Ausgleichsrollen
8. Kletterritzel
9. Zahnstange
10. Führungsrollen
11. 12. Schnellsenkvorrichtung

Die Fig. 1241 u. 1242 stellen einen Greiferdrehkran mit einziehbarem Ausleger bei wagerechtem Lastwege dar. Außer der im senkrechten Gerüst geführten Kletterkatze *a* ist noch eine Einziehkletterkatze *b* vorhanden, die zwischen gekrümmten Zahnstangen läuft. Nach der schematischen Darstellung der Fig. 1243 greift an dieser Katze ein Seil an, welches die Greiferseile so beeinflußt, daß sich der Greifer beim Einziehen des Auslegers in gleicher Höhe befindet. Dabei steht die Greifer-Kletterkatze still. Zur wagerechten Einziehung dient, wie in Fig. 907, S. 494, außerdem ein Schwinghebel.

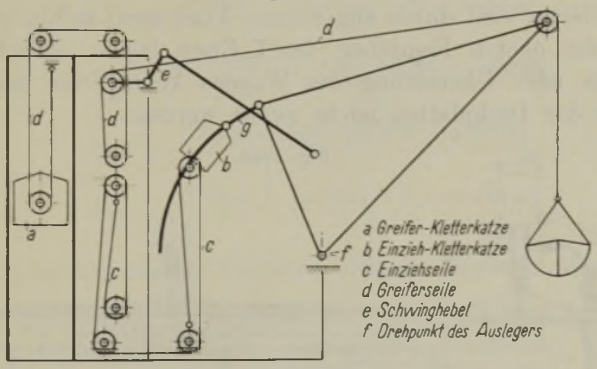
Die Kletterkatze findet für alle Kranarten und Verladebrücken bei verschieden großen Lasten und veränderlicher Hubgeschwindigkeit Anwendung. Die Fig. 1244 und 1245 zeigen einen Vergleich der Ausführungsgewichte und der Motorstärken bei ortsfestem Windwerk und bei Kletterkatze.

Fig. 1241 u. 1242.



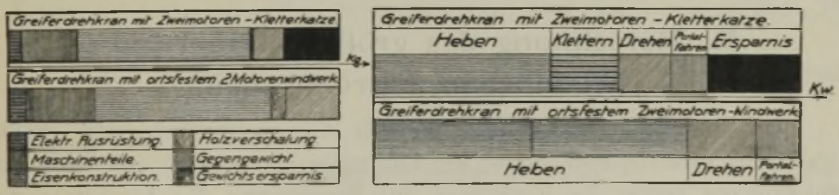
Greiferdrehkran mit einziehbarem Ausleger bei wagerechtem Lastweg.

Fig. 1243.



Schema der Seilführung.

Fig. 1244 u. 1245.



Vergleich der Ausführungsgewichte. Vergleich der Motorstärken.

L. Schlitzloser Schleifleitungskanal

für elektrisch betriebene Verladevorrichtungen [1]).

Die in Kanälen liegenden Schleifleitungen elektrisch betriebener Verladebrücken oder Drehkrane bedingen bei der üblichen Ausführung in der Abdeckung einen Schlitz, durch welchen der Stromabnehmer

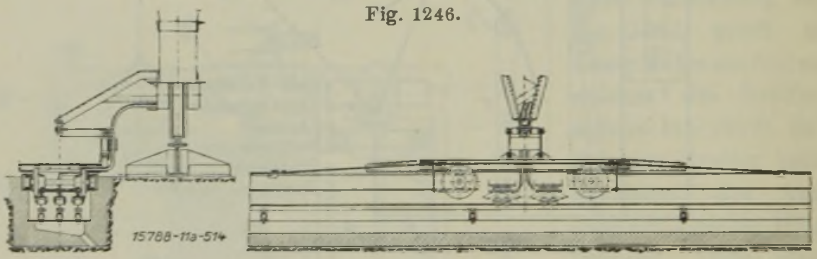
[1]) Demag-Nachrichten, Januar 1929.

hindurchgeführt werden kann. Dieser durchgehende Schlitz hat den Nachteil, daß herabfallendes Fördergut den Kanal verstopft und dadurch Klemmungen und Verbiegungen des Stromabnehmers herbeiführt, wenn der Kanal nicht häufig unter Abnehmen der Deckplatten gereinigt wird. Außerdem können Unglücksfälle durch Hängenbleiben mit den Füßen und Eindringen von Seilen und Drähten entstehen.

Der schlitzlose Kanal der Demag wird in Blech mit Winkeleisenversteifung ausgeführt und an den oberen Kanten mit ⊏-Eisen verstärkt, die gleichzeitig die Fahrbahn für den Stromabnehmerwagen bilden. Dieser ist dreigelenkig an die Verladebrücke angeschlossen, so daß Abweichungen zwischen Kanal und Fahrschiene unschädlich sind.

Der Kanal wird durch einzelne, scharnierartig miteinander verbundene Abdeckplatten geschlossen, die von zwei Rollenpaaren des Stromabnehmerwagens soweit gelüftet werden, daß dieser beim Fahren der Brücke darunter hinwegstreichen kann. Eine seitliche Verschiebung der Belagbleche wird durch angenietete Flacheisen verhindert, die sich zwischen die oberen Flanschen der ⊏-Eisen legen. Zwecks Revision des Kanals oder Überholung des Wagens können die klauenartigen Scharniere der Deckplatten leicht gelöst werden.

Fig. 1246.



Schlitzloser Schleifleitungskanal in Beton ausgeführt.

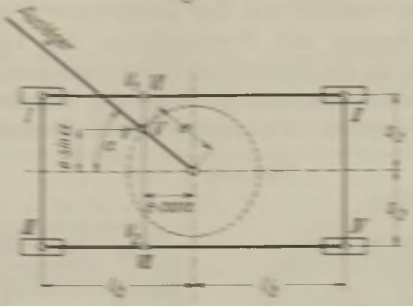
M. Berechnung des größten Raddruckes bei fahrbaren Drehkranen.

Die Raddrücke ändern sich mit der Auslegerstellung. Der größte Raddruck wird zur Berechnung der Laufräder, der Achsen und Schienenfundamente, ferner bei Torkranen zur Berechnung der Torstützen gebraucht. Die Mittelkraft sämtlicher am drehbaren Teil angreifenden senkrechten Kräfte sei V. Sie greife im Punkte V in der Entfernung e von der Drehachse an.

Zunächst ist V mittels der Momentengleichungen um VII bzw. VI in die in VI und VII angreifenden Seitenkräfte V_1 und V_2 zu zerlegen. Es ist für den am häufigsten vorkommenden Fall, daß die Drehachse in der Mitte des Unterwagens liegt

$$V_1 \cdot s = V\,(s/2 + e \sin \alpha), \qquad V_2 \cdot s = V\,(s/2 - e \sin \alpha).$$

Fig. 1247.



Werden die Raddrücke mit $P_I \cdots P_{IV}$ bezeichnet, so ergibt sich P_I mit der Momentengleichung um II aus

$$P_I \cdot l = V_1 (l/2 + e \cos \alpha),$$

und mit V zu

$$P_I = \frac{V (s/2 + e \cdot \sin \alpha)(l/2 + e \cos \alpha)}{s \cdot l},$$

und ebenso

$$P_{II} = \frac{V (s/2 + e \cdot \sin \alpha)(l/2 - e \cdot \cos \alpha)}{s \cdot l},$$

$$P_{III} = \frac{V (s/2 - e \sin \alpha)(l/2 + e \cos \alpha)}{s \cdot l},$$

$$P_{IV} = \frac{V (s/2 - e \sin \alpha)(l/2 - e \cdot \cos \alpha)}{s \cdot l}.$$

Häufig macht man die Annahme, daß der Ausleger über Eck steht. In diesem Falle erhält man α aus der Gleichung $\operatorname{tg} \alpha = \frac{s/2}{l/2}$. Man erhält aber hierbei nicht immer den größten Raddruck.

Am einfachsten nimmt man verschiedene Werte für α an und trägt die für $P_I \cdots P_{IV}$ berechneten Werte zeichnerisch auf. Für $s = l$ wird P_I bei $\alpha = 45°$, also bei Auslegerstellung über Rad I am größten, für $s = \frac{3}{4} l$ bei $\alpha = 40°$.

In der „Fördertechnik" 1929, S. 332, werden von Fricke Nomogramme zur Ermittlung des größten Raddruckes angegeben.

N. Elektro-Doppelwinde[1])

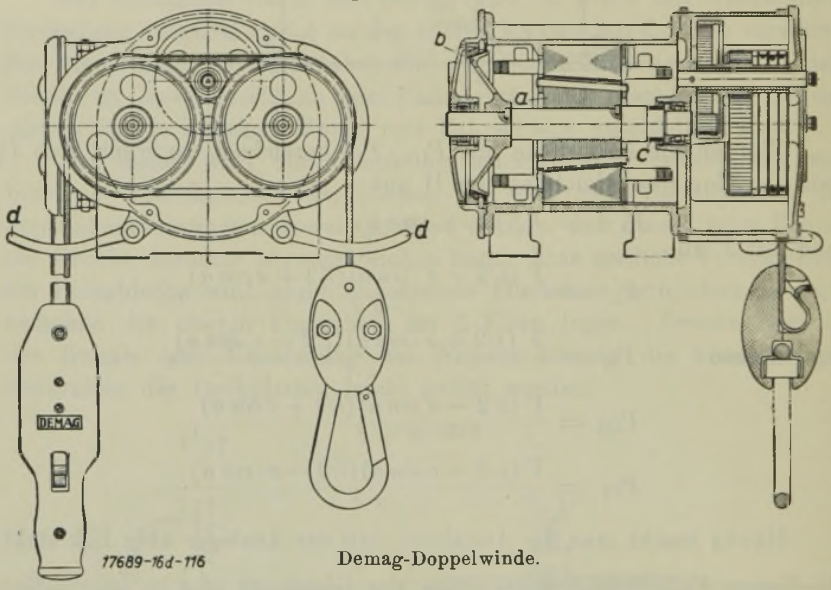
der Demag A.-G. Duisburg.

Bei der neuen 125 kg-Demag-Doppelwinde, deren Herstellung ebenfalls wie beim normalen Demagzug in Fließfertigung am Band erfolgt, heben oder senken sich zwei Lasthaken abwechselnd mit einer Geschwindigkeit von etwa 22 m/min. Dadurch wird die tote Zeit gespart, die bei Zügen mit nur einem Seilstrang zum Senken des leeren Hakens erforderlich ist.

[1]) Demag-Nachrichten, Juli 1929.

Der Antriebsmotor ist ein Drehstrommotor von 0,75 PS mit einem Kurzschlußläufer *a*, welcher mit der Lastbremse *b* gekuppelt ist. Bei ruhendem Motor kommt die Bremsscheibe des Läufers durch eine Feder *c* zur Anlage an die Bremsfläche des Gehäuses, beim Einschalten wird der Läufer in das magnetische Feld des Ständers eingezogen und dadurch die Bremse gelöst. Dadurch wird ein Bremsmagnet vermieden. Vgl. S. 146.

Fig. 1248 u. 1249.



Demag-Doppelwinde.

Der Läufer arbeitet durch ein doppeltes Zahnradvorgelege auf die beiden Treibscheiben, die je von 2,5 Seilwindungen umschlungen sind. Es läuft also stets gleichviel Seil auf und ab. Durch gleichlaufende, nicht schraubenförmige Rillen wird erreicht, daß die Haken genau senkrecht auf- und abgehen. Endschalter mit Bügel *d* ist vorgesehen. Beim Anfahren des Hakengeschirres an denselben wird der Motor stromlos, wobei der Verschiebeanker durch Feder *d* die Bremse anlegt.

Die Bedienung erfolgt durch zwei gegenseitig verriegelte Druckknöpfe. Beim Eindrücken des einen Knopfes geht das eine Seil, beim Eindrücken des zweiten das andere Seil hoch. Nach Aufhören des Druckes geht der Knopf zurück und der Motor wird stromlos.

O. Berechnungsgrundlagen für die Eisenkonstruktionen von Kranen.

Auszug aus dem DIN-Entwurf 1 E 120.

Gruppeneinteilung.

Als Maßstab für die Betriebsart und Arbeitsbedingungen der Krane gilt:

a) Die **relative Betriebsdauer,** das ist das Verhältnis der Summe aller reinen Betriebszeiten zur Summe aller Betriebszeiten und Ruhepausen innerhalb eines Tages mit lebhaftem Betrieb.

b) Die **relative Größe** der Belastung: Krane mit Vollast und Krane mit wechselnder Last. Letztere ist dann vorhanden, wenn die Hälfte aller Belastungen nur $^2/_3$ der Vollast beträgt.

c) Die **Größe der Stöße**, abhängig davon, ob mit Lasthaken bei normaler Hubgeschwindigkeit, oder mit Greifer bei hoher Hubgeschwindigkeit gearbeitet wird. Normale Stöße sind ferner vorhanden bei einer Katzenfahrgeschwindigkeit bis 90 m/min, starke Stöße bei Geschwindigkeit über 90 m/min.

Gruppe	Relative Betriebsdauer	Relative Größe der Belastung	Stöße	Art des Kranes
I	normal	wechselnd	normal	Kleinkrafthebezeuge, Handkrane.
I ··· II	—	—	—	Maschinenhauskrane, Montagekrane, Schwerlastkrane.
II	groß normal normal	wechselnd voll wechselnd	normal normal schwer	Lokomotivhebekrane, Werkstattkrane und Lagerplatzkrane mit großer Tragkraft, Hellingkrane, ferner Dreh- und Torkrane, Verladebrücken, Schwimmkrane bei Stückgutbetrieb.
II ··· III	—	—	—	Werkstatt- und Lagerplatzkrane mit kleiner Tragkraft, Gießereikrane, Nietkrane.
III	groß groß normal	voll wechselnd voll	normal schwer schwer	Kipperbrücken, Kokillen- und Blockkrane.
III ··· IV	—	—	—	Dreh- und Torkrane, Verladebrücken, Schwimmkrane bei Greifer- und Magnetbetrieb, Tiefofenkrane.
IV	groß	voll	schwer	Stripperkrane, reine Fallwerkkrane, Walzeisentransportkrane II ··· IV.

Art der Berechnung.

Zeichen und Abkürzungen nach DIN 1350.

Bei Blechträgern ist jede Gurtplatte mit mindestens zwei Nietpaaren über den rechnerischen Endpunkt hinauszuführen.

Bei Berechnung des erforderlichen Querschnittes sind im Zuggurt die Löcher der Kopfniete abzuziehen. Ist der Abstand von Kopf- und Halsniete kleiner als $2\,d$, dann sind Kopf- und Halsnietlöcher abzuziehen. Nietlöcher im Druckgurt brauchen nicht abgezogen zu werden.

Liegen Schienen unmittelbar auf der Gurtung, so muß der Schienendruck unmittelbar vom Stehblech aufgenommen werden.

Zu den Hauptkräften gehören Last nebst Beschleunigungs- und Verzögerungskräften, ferner Eigengewicht.

Zu den Zusatzkräften gehören Winddruck, Bremskraft und die Kräfte von der Belastung der Laufstege, Treppen und Geländer.

Nebenspannungen, welche durch exzentrische Lage der Nietanschlüsse verursacht werden, kann man vernachlässigen.

Belastungsannahmen.

Ist das der Berechnung zugrunde gelegte **Eigengewicht** gegenüber dem der Ausführung zu klein, so ist die Berechnung nur dann neu aufzustellen, wenn die mit dem wirklichen Gewicht ermittelten Gesamtspannungen um mehr als 5 v. H. über den zulässigen Spannungen liegen.

Massenkräfte können als Lasten unberücksichtigt bleiben, wenn sie gegenüber den Zusatzkräften klein sind.

Der **Winddruck** ist wagerecht und im Betriebszustand mit 50 kg/m² = Windstärke 10 ··· 12 (vgl. S. 385) anzunehmen. Bei unbelastetem, außer Betrieb gesetztem Kran ist im Binnenland mit 150 kg/m², an der Küste mit 200 kg/m² Winddruck zu rechnen.

Die in Fahrtrichtung in Höhe der Schienenoberkante wirkende größte Bremskraft ist zu $^1/_7$ der Belastung aller gebremsten Räder anzunehmen.

Laufstege und Treppen sind für eine wandernde Einzellast von 300 kg auszuführen, die Geländer für eine wandernde wagerechte Einzellast von 30 kg zu bemessen. Schneebelastung braucht nicht berücksichtigt zu werden.

Zulässige Spannungen.

Als Grenzen für die Zug- und Biegungsspannungen für ruhende Belastung gelten für St. 37 nach DIN 1612 $\sigma_{zul.} = 1400$ kg/cm² für die Hauptkräfte allein und $\sigma_{zul.} = 1600$ kg/cm² für die Hauptkräfte und Zusatzkräfte zusammen.

Für hochwertigen Baustahl St. 37 · 12 darf bei einer mittleren Streckgrenze von $\sigma_S = 2400$ kg/cm² zugelassen werden:

$$\text{für Hauptkräfte} \ldots\ldots \sigma_{zul.} = 1400 \frac{\sigma_S}{2400} \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{für Haupt- und Zusatzkräfte } \sigma_{zul.} = 1600 \frac{\sigma_S}{2400} \text{ kg/cm}^2.$$

Für Baustahl St. 48 mit $\sigma_S = 3120$ kg/cm² ergibt sich danach $\sigma_{zul.} = 1820$ kg/cm² bzw. 2080 kg/cm².

Als Grenzen für die Scherspannung für ruhende Belastung gelten für Nieteisen St. 34 nach DIN 1613 $\tau_{zul.} = 1200$ kg/cm² für Hauptkräfte und $\tau_{zul.} = 1400$ kg/cm² für Haupt- und Zusatzkräfte.

Der zulässige Lochleibungsdruck beträgt das Zweifache der zulässigen Scherspannung.

Ist die Belastung der Konstruktionsteile keine ruhende, sondern „schwellend", d. h. änderlich zwischen 0 und Höchstwert, so ist es erforderlich, die von der Belastung herrührenden Stabkräfte, Querkräfte und Momente durch Multiplikation mit einem Ausgleichfaktor ψ in ideelle ruhende Kräfte usw. zu verwandeln und die mit diesen Kräften ermittelten ideellen Spannungen in die Rechnung einzuführen.

Ausgleichfaktoren für die Krangruppen I ··· IV.

Gruppe	Ausgleichfaktor ψ
I	1,2
II	1,4
III	1,6
IV	1,8

Standfestigkeit.

Sie muß für eine ruhende Probelast in Höhe von der 1,5-fachen Tragkraft gewährleistet sein. Für den Betriebszustand soll die Standfestigkeit bei 25 v. H. Überlast und 50 kg/m² Winddruck noch ausreichen. Außerdem müssen die Krane im unbelasteten Zustande im Binnenlande 200 kg/m², an der Küste 250 kg/m² Winddruck aushalten.

Eine Ausnahme bilden Drehkrane, die auf Normal- oder Schmalspur laufen. Für diese gilt eine ruhende Probelast in Höhe der 1,3-fachen Tragkraft, für den Betriebszustand 25 v. H. Überlast ohne Wind bzw. Vollast mit 25 kg/m² Winddruck zur Bemessung der Standfestigkeit. Ohne Last müssen diese Krane mit in die Windrichtung gestelltem Ausleger bei 150 kg/m² Winddruck standfest sein.

Schwimmkrane dürfen bei einer betriebsmäßigen Belastung in Höhe der angegebenen Tragkraft nur soweit einsinken, daß an der tiefer liegenden Seite des Schwimmkörpers noch Freibord von mindestens 300 mm bleibt.

Durchbiegungen.

Die größte Durchbiegung eines Kranträgers durch die Nutzlast darf bei Fachwerkträgern nicht mehr als $^1/_{1000}$, bei Vollwandträgern nicht mehr als $^1/_{750}$ der Stützweite betragen. Für Handlaufkrane und Krane für untergeordnete Zwecke nicht mehr als $^1/_{500}$ der Stützweite.

Bauliche Durchbildung.

Kleinere Profile als 50 · 50, dünnere Bleche als 5 mm und kleinere Niete als 14 mm Durchmesser sind nicht zu verwenden, ausgenommen bei Geländern, Bordwinkel, Schutzhäusern, Schutzkästen usw.

Für die Kennzeichnung der Niete und Schrauben in den Zeichnungen sind die Sinnbilder nach DIN 139 maßgebend. Die Mitten der Niete sollen voneinander mindestens $3\,d$, vom Rande mindestens $1{,}5\,d$ entfernt sein. Größter Nietabstand bei Kraftnieten soll nicht mehr als $6\,d$ und nicht mehr als das 15-fache der Dicke des dünnsten der zu verbindenden außenliegenden Teile, bei Heftnieten in Druckstäben nicht mehr als $8\,d$ und nicht mehr als das 20-fache der kleinsten Dicke, und bei Heftnieten in Zugstäben nicht mehr als $10\,d$ und nicht mehr als das 25-fache der dünnsten Teile betragen.

Die Gurtplatten der Vollwandträger sollen mindestens 5 mm über die wagerechten Schenkel der Gurtwinkel hervorragen.

Abdeckungsbleche von Laufstegen dürfen mit zum Windverband gerechnet werden, wenn sie mindestens 4 mm stark sind und die Mittenteilung nicht größer als die 50-fache Blechstärke ist.

Berechnung der Drahtseile.

Sofern Drahtseile nach DIN 655 verwendet werden, ist folgende Berechnung anzuwenden:

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

6- bis 9-fache Sicherheit auf Zug für blanke Seile,
8- „ 11 „ „ für blanke feuerbestrahlte Seile.

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

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

500 bis 600 bei Wickeltrommeln,
550 „ 700 „ 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 $D:d$ (Biegungsdurchmesser : Seildurchmesser) soll bei Wickeltrommeln größer als 20, bei Leitrollen größer als 22 sein, um die Verwendung allzu dünner Drähte auszuschließen.

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

Die nach Vorstehendem errechneten Seile entsprechen bewährten Ausführungen.

Aufstellung der Krane.

Die Kosten eines Kranes sind mit von der Aufstellung desselben abhängig. Nachstehende Zeilen verfolgen den Zweck, den Studierenden auf verschiedene Punkte aufmerksam zu machen, die bei dem Entwurf und der Montage zu beachten sind.

1. Rücksichtnahme beim Entwerfen.

Es ist zu überlegen, ob das Krangerüst mit Rücksicht auf den Transport in der Werkstatt oder auf dem Bauplatz zusammengenietet werden muß. Im letzteren Falle sind die Teile so zu halten, daß sie auf Eisenbahnwagen verladen werden können (Länge nicht über 10 m, sonst Lagerung auf Drehschemel erforderlich) und das Durchgangsprofil nicht überragen.

Alle Stoß- und Knotenbildungen müssen sich leicht ineinanderfügen lassen, und zwar möglichst seitlich, nicht vom Kopfende aus. Auf einige Niete mehr einzuziehen kommt es hierbei nicht an.

2. Transport vom Werk zum Bauplatz.

Die Beladung der Fuhrwerke im Fabrikhof und der Eisenbahnwagen auf den Bahnhöfen wird meist mit vorhandenen Kranen erfolgen können. Wo dies nicht der Fall ist, sind für größere Stücke Dreibeinkrane mit angehängten Flaschenzügen zu benutzen.

Das Entladen am Bauplatz erfolgt entweder durch Abrutschen auf Langbäumen, durch Dreibeinkrane mit Flaschenzügen, oder durch neben den Gleisen aufgestellte Mastbäume, welche mit Halteseilen verspannt werden.

Horizontale Bewegung schwerer Stücke auf Rollen oder Schleifen mittels Brechstangen oder Pferden, Zahnstangenwinden, Schraubenwinden, Flaschenzügen. Von derartigen Hilfsmitteln ist ausgiebiger Gebrauch zu machen. Zug- und Schlingseile bzw. Ketten müssen zur Hand sein.

Beim Tragen langer Stücke werden die Arbeiter der Größe nach geordnet und so verteilt, daß sie gleichmäßig zu tragen haben. Tragkraft eines Mannes 30 bis 50 kg. Kleine, aber schwere Lasten werden auf Tragbäume gelegt, damit viele Leute anfassen können. Auf Sicherung gegen Rutschen ist zu achten. Unterlaghölzer erleichtern das Anfassen der Lasten. Das Bewegen erfolgt stets auf Kommando. Hindernisse sind vorher aus dem Wege zu räumen.

Der Monteur soll sich zur Ausführung der Montage erst dann an den Ort der Aufstellung begeben, wenn von dort die Mitteilung angelangt ist, daß die Maschinen und Werkzeuge bereits angelangt sind. Er hat dann zunächst zu untersuchen, ob durch den Bahntransport kein Schaden entstanden ist. Beim Abladen hat er dafür zu sorgen, daß Beschädigungen vermieden werden. Wenn auch im allgemeinen die empfindlicheren Teile (elektrische Ausrüstung) sorgfältig in Kisten verpackt werden, so entstehen doch die meisten Beschädigungen auf dem Transport vom Waggon bis zur Montagestelle durch unzulängliche Hilfsmittel, ungeschultes Hilfspersonal und durch Unaufmerksamkeit.

3. Zusammenbau am Bauplatz.

Vor Inangriffnahme der Arbeiten soll ein wohldurchdachter Montierungsplan aufgestellt sein.

Kleinere Krane lassen sich meist ohne besondere Hilfsgeräte aufstellen. Bei größeren Kranen werden Rüstungen und Hilfskrane erforderlich.

Drehkrane werden — falls nicht der drehbare Teil im ganzen aufgestellt werden kann — durch Auskragen, d. h. durch allmähliches Aneinanderfügen der einzelnen Stücke zusammengebaut. Das Zusammennieten erfolgt nach vorherigem Zusammenheften mittels Schrauben, bei kleinen Anlagen durch Handnietung, bei größeren durch Maschinennietung (fahrbarer Kompressor).

Laufkrane und Brückenkrane werden mit vollständiger Ausrüstung einschließlich Laufkatze an mit Seilen verspannten Mastbäumen nach den folgenden Abbildungen hochgezogen und nach dem Einschwenken auf die Fahrbahn gesetzt. Mitunter erfolgt das Hochziehen bei elektrisch betriebenen Kranen durch die mit dem Kranwagen fest verbundene Laufwinde selbst.

Aufstellung größerer Masten unter Anwendung einer Schere derart, daß das Flaschenzugseil von der beim Heben mitgehenden Schere im rechten Winkel am Mast angreift.

Die Fig. 1252 bis 1254 stellen die einzelnen Montagestadien beim Heben eines Laufkranes unter Anwendung von zwei Mastbäumen dar.

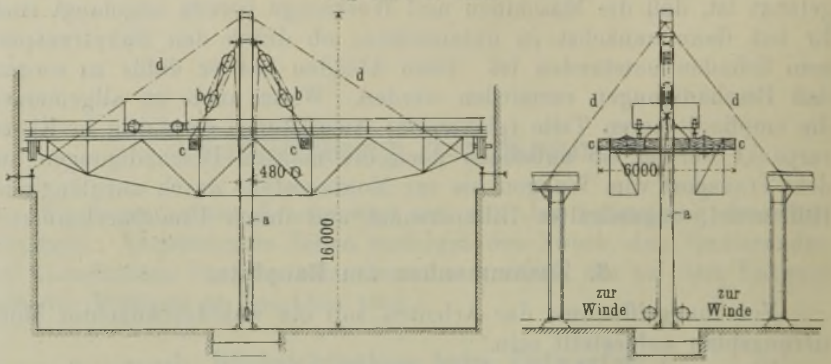
In Fig. 1250 wird ein Laufkran und in Fig. 1255 ein Brückenkran unter Anwendung eines zwischen den Laufkranträgern stehenden Mastes gehoben.

Fig. 1256 zeigt den Anschluß des Auslegers eines Schwimmkranes mit Hilfe eines Werftkranes.

4. Fundament.

Feststehende Drehkrane werden auf Ziegel- oder Betonfundamenten aufgestellt und durch Ankerschrauben befestigt. Auf die Bodenbeschaffenheit ist besondere Rücksicht zu nehmen. Kleine Fundamente müssen bis auf Frosttiefe gehen. Bei größeren Kranen ist unter Umständen ein Pfahlrost (oben durch Balken verholmt) erforderlich, auf welchem das Eisenbetonfundament ruht (vgl. S. 457).

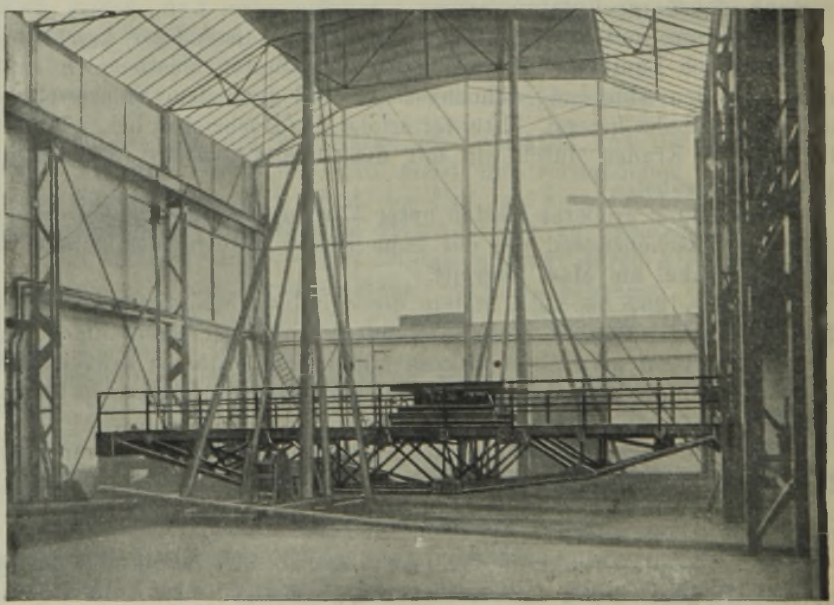
Fig. 1250 u. 1251.



Aufhängung eines Laufkranes beim Aufbringen auf die Fahrbahn.
(Mast steht zwischen den Kranträgern.) (M A N.)

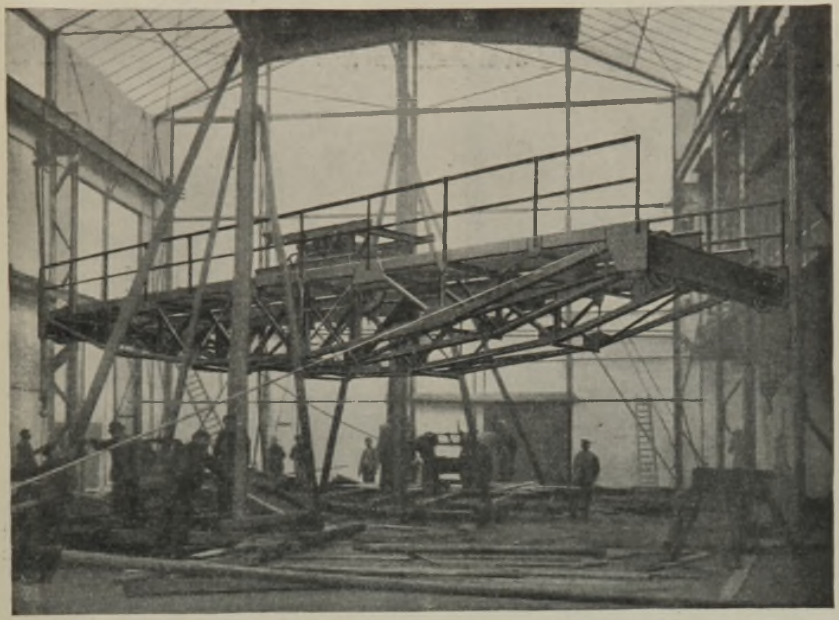
a = ein Holzmast,
b = zwei Flaschenzüge mit je vier Rollen,
c = zwei Holzbalken, 450 mm ⌀,
d = vier Verspannungsseile für den Mast.

Fig. 1252.



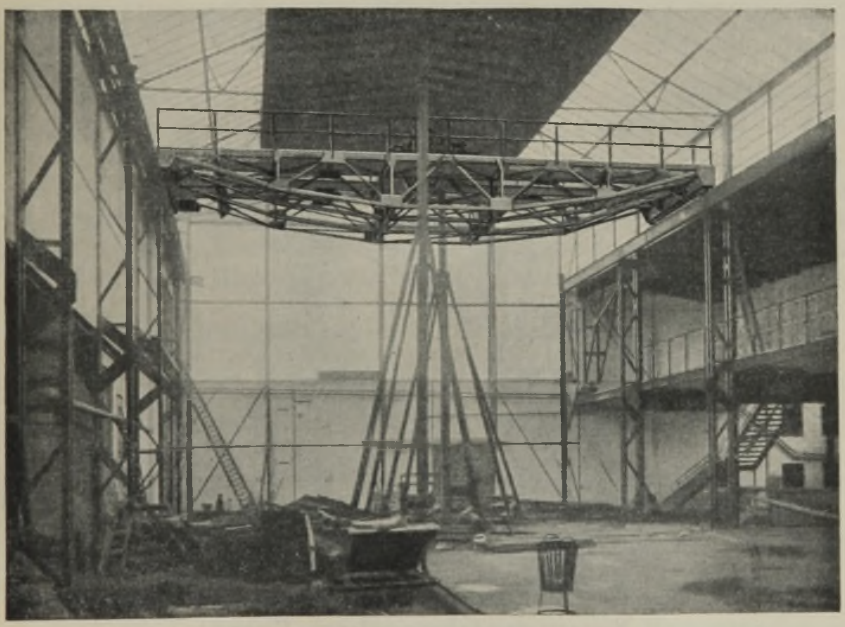
Hochziehen eines Laufkranes mittels zweier Masten außerhalb des Kranwagens.
Erstes Montagestadium. Weyermann-Hebezeuge G. m. b. H.

Fig. 1253.



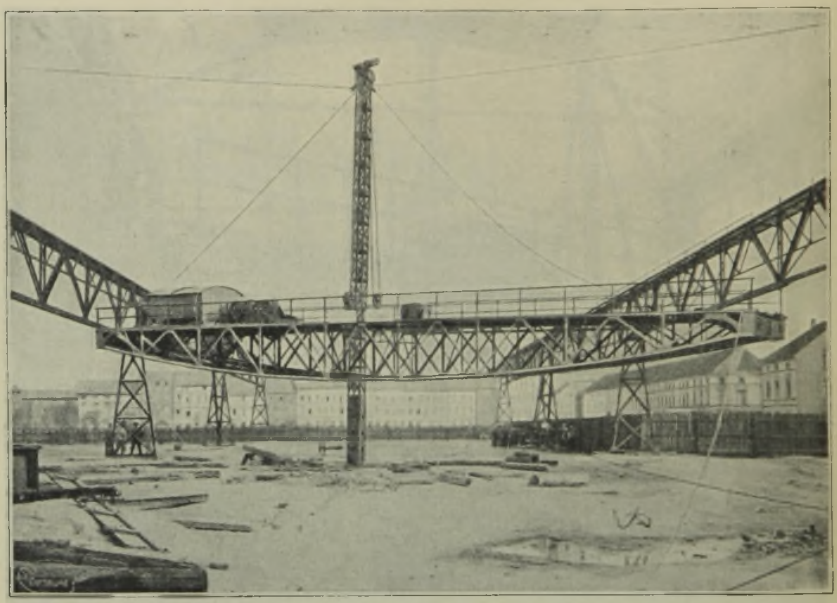
Hochziehen eines Laufkranes. Zweites Montagestadium.

Fig. 1254.



Hochziehen eines Laufkranes. Drittes Montagestadium.

Fig. 1255.



Aufbringen eines Brückenkranes auf die Fahrbahn mittels eines Mastes. (Demag.)

Fig. 1256.

Montage eines Schwimmkranes. (Demag.)
Der Ausleger wird durch einen Werftkran hochgezogen.

Fig. 1357. Fig. 1358.

Montage eines Hammerkranes mit Hilfe zweier fahrbarer Turmdrehkrane. (Demag.)

Als Material für Betonfundamente wird eine Mischung von Portlandzement, Sand und Kies bzw. Schotter verwendet. Mischungsverhältnis etwa 1:3:4,5. Größe der Stücke bei Kies bis zu 5 cm, bei Schotter bis 7 cm (Kiesbeton und Schotterbeton).

Aussparungen unter den Ankerplatten können durch eingesetzte Holzkästen oder durch einige Ziegelsteine hergestellt werden. Um den Raum für die Anker freizuhalten, werden Eisenrohre oder Rundhölzer während des Stampfens eingebracht. Nachträgliches Ausgießen und Untergießen der Fundamentplatte mit Zementguß (1 Teil Zement, 2 Teile feiner Sand) erforderlich. Ziegelfundamente können nach 3 bis 4 Tagen, Betonfundamente frühestens nach 14 Tagen benutzt werden.

Aufstellung eines Wolff-Turmkranes (D. R.-P.)
nach dem Verfahren der Maschinenfabrik und Eisengießerei Jul. Wolff & Co., G. m. b. H., Heilbronn a. N.

Die Aufstellung des Kranes ohne Gerüst und ohne Hilfsmast geht in folgenden Teilarbeiten vor sich.

1. Das Portal wird fertig zusammengebaut, auf einem Lastwagen verladen, zur Baustelle gebracht und auf das Kranglcis abgesetzt.

2. Turmunterteil mit Windwerk und Führerhaus wird auf Wagen zum Transport auf die Baustelle verladen.

3. Ist der Transport des zusammengebauten Portals nicht möglich, so wird das Portal auf der Baustelle mittels eines Montagebockes zusammengebaut.

4. Turmunterteil mit Windwerk und Führerhaus werden mit dem ersten Zwischenstück zusammengebaut, mittels des fahrbaren Montagebockes an einer Seite hochgehoben und mit dem Portal durch ein Gelenk verbunden.

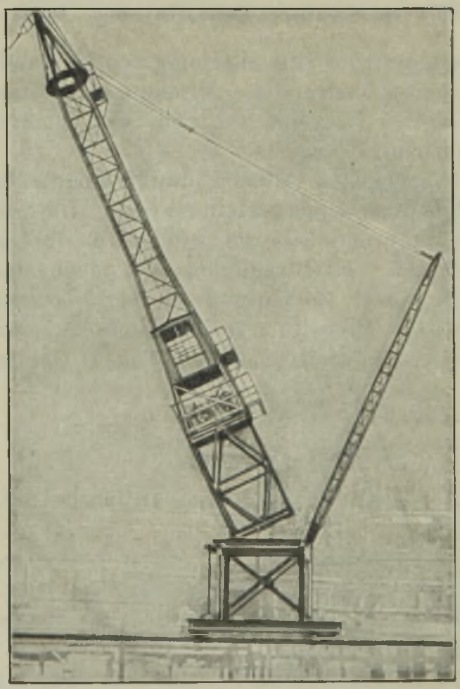
5. Der Turm wird fertig zusammengebaut und die Turmspitze bis zur wagerechten Lage gehoben. Der Kranausleger wird als Strebe am Portal befestigt und das Lastseil von der Trommel der elektrischen Hubwinde über die Leitrolle in der Turmspitze zur Strebe geführt und flaschenzugartig eingeschert.

6. Der Turm wird hochgezogen und mit dem Portal verbunden.

7. Der Kranausleger wird hochgezogen und mit der Turmspitze gelenkig verbunden. Die Hubwinde arbeitet weiter und bringt den Ausleger in die gewünschte Stellung.

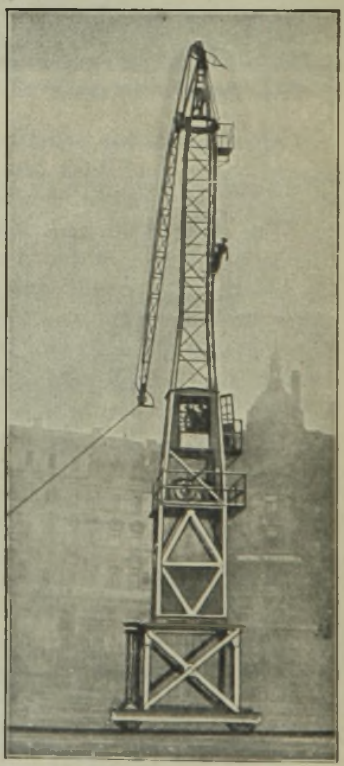
Die Fig. 1259 und 1260 zeigen zwei dieser Teilarbeiten. Das Aufstellen erfolgt in 4 Minuten, so daß die Verwendung des Kranes auch bei kleineren Bauten noch nutzbringend ist. Das Niederlegen geht in derselben Weise vor sich.

Fig. 1259.



Turm kurz vor dem Aufsetzen auf das Portal

Fig. 1260.



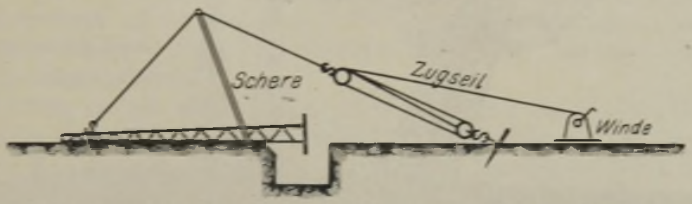
Der hochgezogene Ausleger wird durch die Hubwinde in die gewünschte Stellung gebracht.

Aufstellung von Masten für Hochspannungs-Fernleitungen[1]).

Während für Leitungen von 3000 ... 20000 Volt Holzmasten von 9 ... 12 m Länge, deren Aufstellung keine Schwierigkeiten macht, genügen, sind für Leitungen von etwa 50000 ... 220000 Volt Eisen- oder Eisenbetongestänge erforderlich, deren Länge 20 ... 30 m und an besonderen Punkten bis 100 m bei einem Gewicht von 2 ... 20 ... 100 t beträgt.

Größere Maste werden in einzelnen Schüssen auf der Bahn befördert und auf der Baustelle zusammengeschraubt. Leichtere Maste werden

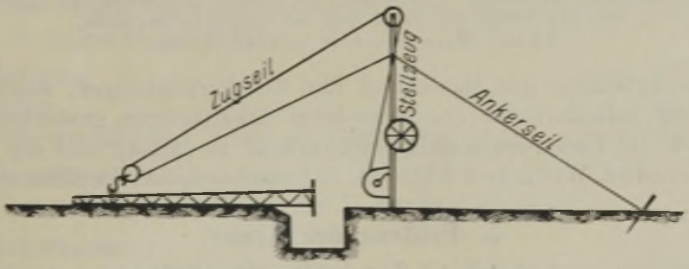
Fig. 1261.



Aufstellung eines Mastes mittels Schere, Flaschenzug und Winde.

dann nach Fig. 1261 mittels Schere, Flaschenzug und Winde aufgestellt, größere Maste nach Fig. 1262 mit einem Stellgerät aus Holz oder Eisenkonstruktion mit angebauter Winde. Auf der einen Seite greift das Zugseil mit loser Rolle am Mast an, läuft über eine an der Spitze des Stellzeuges befindliche Rolle nach der Winde; auf der Gegenseite ist das Stellzeug mit Drahtseil verankert. Das Stellzeug ist fahrbar, die Aufstellung erfolgt durch Anziehen des Windenseiles.

Fig. 1262.

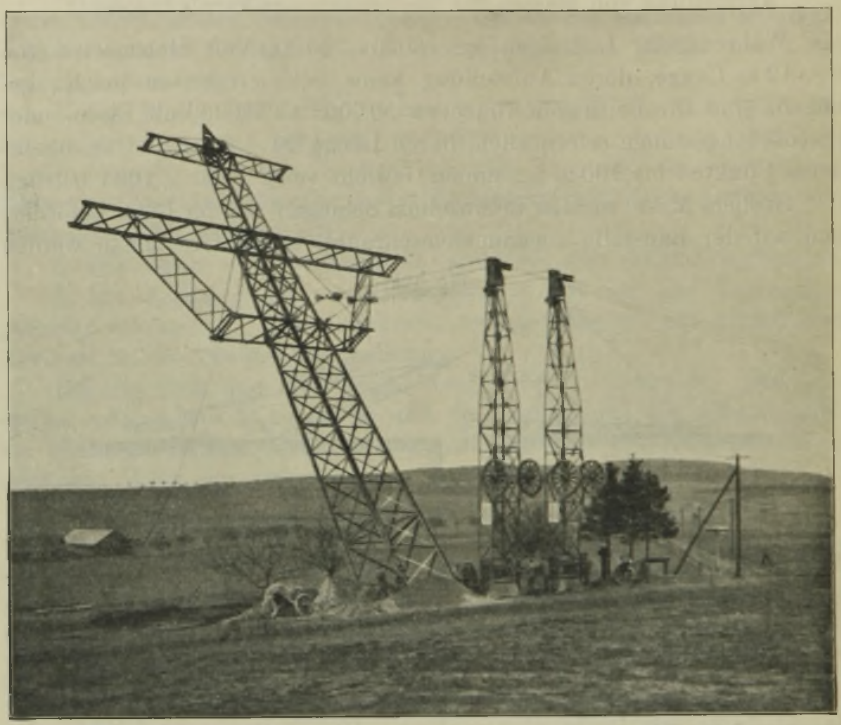


Aufstellen eines Mastes mittels eines Stellzeuges.

Eisenmaste von einer Länge über 50 m können nicht mehr mit dem Stellgerät aufgerichtet werden. Sie werden schußweise aufgebaut, indem man die einzelnen Teile mit Hilfe eines Montagebaumes mit drehbarem Ausleger hochzieht und dann verschraubt. Mit fortschreitendem Aufbau des Mastes wird auch der Montagebaum höher gerückt.

[1]) Ausführliche Abhandlung des Verfassers in der Zeitschrift „Fördertechnik" 1926, S. 205.

Fig. 1263.



Aufrichten eines 32 m langen und 34 t schweren Mastes mittels zweier eiserner Stellgeräte von 15 m Länge, deren Winden je 3 t Zugkraft besitzen. Zugseil 15 mm Durchmesser, Ankerseil 32 mm Durchmesser. Der Mast steht auf 10 m tiefem Bimssand. Die Grube ist deshalb auch 10 m tief. Es wurden zwei Stellgeräte angewendet, um den Druck auf die Ecken der Grube zu verteilen.
Elektro-Baugesellschaft m. b. H., Dessau.

Das Aufstellen der Maste und Bau der Fernleitungen, welche viel Erfahrung erfordert, ist ein besonderes Arbeitsgebiet geworden, dem sich z. B. die Elektrobaugesellschaft m. b. H. in Dessau und die Firma Dyckerhoff & Widmann Akt.-Ges. in Cossebaude bei Dresden widmen.

5. Prüfung der Krane.

Probelast = 1,25 bis 1,5 Tragkraft. Die Prüfung erstreckt sich auf Seile, Ketten, Bremsen, Endausschalter, Stromverbrauch, Arbeitsgeschwindigkeiten, bei Dampfkranen auch auf den Kessel.

Hub-, Fahr- und Schwenkbewegungen müssen noch gut ausführbar sein, und zwar ohne unzulässige Erwärmung der Motoren und Widerstände.

Bei Laufkranen dürfen sich die Hauptträger bei ungünstigster Katzenstellung (um $a/4$ von Kranmitte) nach einstündiger Belastung nicht dauernd durchbiegen und keine Lockerung der Niete aufweisen. Der Kran darf bei Endstellung der Katze nicht ecken. Die zulässige Belastung muß am Kran erkenntlich sein.

Veranschlagen.

Die nachfolgenden Zeilen und Angaben sollen den Studierenden anregen, sich auch mit der Kalkulation seiner Konstruktion zu befassen. Er soll sich beim Entwurf auch bewußt sein, welche Werte er in diese hineinlegt und daß er später auch auf den Wettbewerb Rücksicht zu nehmen hat.

Näheren Anhalt über das Veranschlagen bietet das Göschenheft des Verfassers: „Die Kalkulation im Maschinenbau", ferner der vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung im Verein deutscher Ingenieure herausgegebene „Grundplan der Selbstkostenberechnung" und die „Selbstkostenberechnung im Maschinenbau" des Vereins deutscher Maschinenbauanstalten.

Wichtig ist vor allen Dingen auch, daß sich der Studierende mit der viel zu wenig geübten Gewichtsberechnung befaßt und für die durchgeführte Konstruktion den Materialaufwand in geordneter Form festlegt.

Der Verkaufswert eines Maschinenteiles oder einer Maschine setzt sich aus den allgemeinen Grundelementen der Kalkulation zusammen:

a) Material, einschl. Fracht, Zoll, Verpackung,
b) Arbeitslöhne,
c) Geschäftsunkosten, einschl. Abschreibungen,
d) Gewinn.

Die Geschäftsunkosten sind von den jeweiligen Fabrikverhältnissen abhängig. Sie werden prozentual zu den Arbeitslöhnen ausgedrückt und ergeben sich aus der Buchführung, die überhaupt die Grundlage für eine geordnete Kalkulation bietet.

Für Übungszwecke können die prozentualen Zuschläge dem nachstehenden Beispiel entnommen werden. Für einen Maschinenteil ergibt sich z. B. folgende Aufstellung:

Material	ℳ 70,—
Lohn	„ 50,—
Betriebsunkosten (200 v. H. vom Lohn)	„ 100,—
Herstellungskosten	ℳ 220,—
Vertriebskosten (15 v. H. der Herstellungskosten)	„ 33,—
Selbstkosten	ℳ 253,—
Gewinn (20 v. H. der Selbstkosten)	„ 50,—
Verkaufspreis	ℳ 303,—

Die Preisbildung einer Maschine ist demnach ganz besonders von der richtigen Festsetzung der Arbeitslöhne abhängig. Diese sind — soweit es sich um Bearbeitung auf Werkzeugmaschinen handelt — mit Hilfe der Formeln für die Arbeitszeiten der Werkzeugmaschinen festzustellen, im übrigen zu schätzen.

Ungefähre Angaben über Löhne und Materialien.

1. Löhne:

Facharbeiter über 23 Jahre	0,86 ··· 1,04	*RM*
Ungelernte Arbeiter über 23 Jahre	0,76 ··· 0,93	„

2. Eisen und Bleche ab Werk:

Stabeisen = ○ □	für 100 kg	18,—	*RM*
Profileisen L ⊥ I ⊏	„ 100 „	19,—	„
Werkzeugstahl	„ 100 „	52,— ··· 100,—	„
Grobbleche	„ 100 „	23,—	„
Feinbleche	„ 100 „	30,—	„
Gußeisen bei normaler Formarbeit	„ 100 „	40,—	„

3. Metalle:

Kupfer	für 100 kg	170,—	*RM*
Blei	„ 100 „	55,—	„
Zinn	„ 100 „	420,—	„

4. Holz:

Fichte und Tanne	für 1 m³	80,—	*RM*
Eiche	„ 1 „	210,—	„
Kiefer	„ 1 „	160,—	„

5. Verschiedenes:

Zement	für 100 kg	8,—	*RM*
Sand	„ 1 m³	16,—	„
Kies	„ 1 „	16,—	„
Ziegel	„ 1000 St.	50,—	„
Sauerstoff[1])	„ 1 m³	1,—	„
Karbid	„ 100 kg	120,—	„
Leuchtgas	„ 1 m³	0,20	„
Elektrizität	„ 1 kW-h	0,50	„
Benzin	„ 100 Liter	34,—	„
Petroleum	„ 100 „	45,—	„
Wasser (städtisches)	„ 1 m³	0,25	„
Braunkohlenbriketts	„ 1 t	13,—	„
Steinkohle	„ 1 t	30,—	„
Maschinenöl	„ 100 kg	70,—	„
Reiner Firnis	„ 100 „	120,—	„
Fensterglas	„ 1 m²	6,—	„

Im Kleinverkehr erhöhen sich die Preise zum Teil um 10 bis 30 v. H.

[1]) Stahlflaschen von 40 Liter Inhalt enthalten bei 150 at 6 cbm Gas.

Preise für blanke Drahtseile für 100 kg in Reichsmark bei normalen Längen.

Drahtseilverband G. m. b. H., Essen.

Drahtstärke	Eisendraht		Gußstahldraht	Gußstahlförderseildraht		
	Zugfestigkeit kg/mm²					
mm	40/60	60/80	130/140	130/150	160/170	170/180
2,0	58	62	73	91	102	109
1,8	61	64	76	94	105	112
1,6	66	70	81	99	110	117
1,4	71	75	88	104	115	122
1,2	76	80	95	112	123	130
1,0	81	85	103	121	132	139
0,9	87	90	111	132	143	149
0,8	94	98	121	143	154	161
0,7	105	109	132	154	165	171
0,6	115	119	147	169	180	187
0,5	137	141	176	202	213	219
0,4	178	181	241	264	288	301

Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Geräten.

(Für die nachstehenden Angaben bleiben die Listen der AEG verbindlich.)

Tabelle 92.

Geschlossene AEG-Gleichstrom-Einheitskranmotoren mit Reihenschlußwicklung. Type GEK für 220 Volt Spannung.

Größe	15% ED, Belastungsr. II				25% ED, Belastungsr. III				40% ED, Belastungsr. IV				Gewicht netto kg	Preis RM
	PS	kW	Drehzahl	A	PS	kW	Drehzahl	A	PS	kW	Drehzahl	A		
							Nenndrehzahl: 1500							
4	1,6	1,2	1230	7,6	1,4	1	1360	6.2	—	—	—	—	47	275
6	3,4	2,5	1170	14,4	3	2,2	1270	12,2	—	—	—	—	64	350
8	6,5	4,6	1280	24,8	5,5	4	1350	21,6	—	—	—	—	104	490
10	11	8	1270	42	9,5	7	1380	36,6	—	—	—	—	158	630
							Nenndrehzahl: 1000							
4	1,2	0,85	820	5,8	1	0,75	900	5	0,75	0,55	1070	3,6	47	275
6	2,4	1,7	800	10,4	2	1,5	880	8,8	1,5	1,1	1050	6,4	64	350
8	4,8	3,5	860	20	4	3	930	16,6	3	2,2	1070	12,2	104	490
10	8	6	770	32,4	7,5	5,5	800	29	5	3,8	1960	12,1	158	630
11	13	9,4	850	52,5	10	7,7	920	43	9	6,5	1000	35	230	1160
12	22	16	820	90	18	13	900	72	14	10	990	54	324	1550
							Nenndrehzahl: 750							
8	3,4	2,5	620	15	3	2,2	670	12,8	2	1,5	870	8,4	140	490
10	6	4,6	630	25	5,5	4	670	22,4	3,8	2,8	830	15,6	158	630
11	9,5	7,1	670	40,6	8	6	710	33	7	5	760	27	230	1100
12	15,9	11,7	580	68	13	9,7	640	54	10	7,4	700	40	324	1550

Tabelle 93.

Geschlossene AEG-Gleichstrommotoren mit Reihenschlußwicklung. Type WD für 220 Volt Spannung.

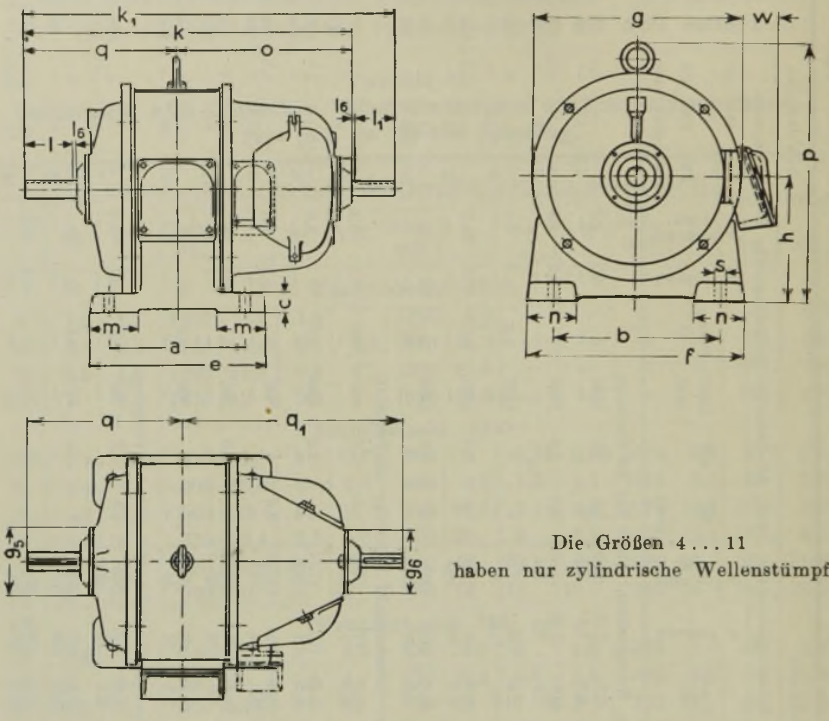
Größe	15% ED, Belastungsr. II				25% ED, Belastungsr. III				40% ED, Belastungsr. IV				Gewicht netto kg	Preis RM
	PS	kW	Drehzahl	A	PS	kW	Drehzah	A	PS	kW	Drehzahl	A		
VI	16,3	12	595	66	12,7	9,4	670	50	9,1	6,7	790	35,5	400	1800
	19,7	14,5	715	78,5	15,2	11,2	815	59,4	11	8,1	980	43,5		
VII	20,9	15,4	580	84,6	14,7	10,8	685	58	10,7	7,9	800	42,5	550	2200
	25,3	18,6	690	102	19,3	14,2	785	76	13,6	10	930	53		
VIII	29,1	21,4	580	112	22,3	16,4	640	84,8	15,6	11,5	780	59	690	2650
	37,2	27,4	675	144	28,8	21,2	755	110	20,4	15	920	78		
IX	37,7	27,7	515	145	29	21,3	575	110	21	15,5	665	79	900	3200
	47,6	35	620	183	36,7	27	700	137	26,5	19,5	840	97,5		
X	55,3	39	485	200	40	29,5	545	149	29	21,4	845	107	1225	4100
	64,3	46,5	600	235	47,8	35,2	690	178	35,4	26	820	130		

Tabelle 94. **Geschlossene Drehstrom-Einheits-Kranmotoren, Type DEK, mit 2 Wellenstümpfen und 2-phasigem Schleifringläufer bis 500 V.**

Größe	Aussetzleistungen: 15 % ED-Gleichlast, Belastungsreihe II: PS etwa	kW	Drehzahl	$D\,max/D$	Läufer[1] A	Ständer[2] A 380 V	25 % ED-Gleichlast, Belastungsreihe III: PS etwa	kW	Drehzahl	$D\,max/D$	Läufer[1] A	Ständer[2] A 380 V	40 % ED-Gleichlast, Belastungsreihe IV: PS etwa	kW	Drehzahl	$D\,max/D$	Läufer[1] A	Ständer[2] A 380 V	Zeitleistungen Minuten 30: PS etwa	45: PS etwa	60: PS etwa	Läufer[1] A	DEK Gewicht netto kg	Preis RM
Geschlossen, Nenndrehzahl 1500 für 50 Perioden.																								
4	(1,4)	(1)	(1280)	(2,4)	(8,4)	(2,9)	(1,2)	(0,9)	(1300)	(2,7)	(7,5)	(2,6)	1,1	0,8	1340	3	6,6	2,3	—	—	1,1	75	~ 48	275
	1,9	1,4	1280	2,3	9,7	3,9	1,5	1,1	1370	2,9	7,5	3,1	—	—	—	—	—	—	1,9	1,5	—	88		
6	(2,8)	(2)	(1350)	(2,4)	(7,8)	(4,9)	(2,5)	(1,8)	(1370)	(2,6)	(7,2)	(4,5)	2,2	1,6	1380	3	6,2	3,9	—	—	2,2	150	~ 60	320
	3,8	2,8	1360	2,3	9,2	6,7	3	2,2	1390	2,9	7,2	5,4	—	—	—	—	—	—	3,8	3	—	176		
8	(5)	(3,7)	(1380)	(2,7)	(14)	(7,9)	(4,6)	(3,4)	(1400)	(2,9)	(13)	(7,3)	4	3	1425	3,3	11,3	6,4	—	—	4	140	~ 95	420
	7	5	1400	2,5	16,7	11	5,5	4	1430	3,1	13,2	9	—	—	—	—	—	—	7	5,5	—	160		
10	(9,5)	(6,8)	(1430)	(2,7)	(25)	(14)	(8,5)	(6,2)	(1430)	(2,9)	(23)	(12,8)	7,5	5,5	1450	3,3	20,5	11,7	—	—	7,5	150	~ 144	600
	12	9	1430	2,6	28,7	19,2	10	7,5	1440	3,2	23,8	16,4	—	—	—	—	—	—	12	10	—	176		
11	—	—	—	—	—	—	(14)	(10,6)	(1450)	(3,2)	(42)	(23)	12	8,6	1460	4	34	20	—	13	12	137	~ 205	910
	20	14,5	1450	3	48	34	16	11,5	1470	3,7	38	29	—	—	—	—	—	—	16	13	11	164		
Geschlossen, Nenndrehzahl 1000 für 50 Perioden.																								
6	(1,9)	(1,4)	(870)	(2,8)	(8)	(4,3)	(1,7)	(1,2)	(890)	(3,2)	(7)	(3,9)	1,5	1,1	910	3,6	6,1	3,4	—	—	1,5	109	~ 60	320
	2,5	1,8	850	2,0	9,3	5,7	2	1,5	890	2,5	7,7	5	—	—	—	—	—	—	2,5	2	—	120		
8	(3,8)	(2,8)	(910)	(2,1)	(11,7)	(8,2)	(3,4)	(2,5)	(930)	(2,4)	(10,5)	(7,7)	3	2,2	930	2,7	10	5,8	—	—	3	135	~ 95	420
	5	3,6	900	2,1	14	9,7	4	3	925	2,5	11	8,4	—	—	—	—	—	—	5	4	—	154		
10	(7)	(5)	(940)	(2,4)	(23)	(12)	(6,5)	(4,6)	(950)	(2,6)	(21)	(11,2)	5,5	4	960	3	18,2	9,6	—	—	5,5	124	~ 144	600
	9,5	7	940	2,4	27,6	17,4	8	5,8	945	2,7	23	15,4	—	—	—	—	—	—	9	7,5	—	144		
11	—	—	—	—	—	—	(10)	(7,5)	(950)	(2,4)	(36)	(17,5)	8	5,9	965	3,1	28	15	—	9	8	115	~ 205	910
	14	10,5	935	2,5	43	28	10	7,5	960	3,0	28	23	—	—	—	—	—	—	11,5	8	—	140		
12	—	—	—	—	—	—	(16)	(11,7)	(950)	(2,2)	(39)	(26)	14	10	950	2,9	33	23	—	15	14	168	~ 280	1210
	21	15,2	950	2,5	42,5	36	15	11,4	960	3,3	31	29	—	—	—	—	—	—	17	13	—	200		
Geschlossen, Nenndrehzahl 750 für 50 Perioden.																								
10	(5,5)	(4,2)	(680)	(2)	(17,8)	(11,2)	(5)	(3,8)	(690)	(2,2)	(16)	(10)	4,5	3,3	700	2,5	13,7	8,9	—	—	4	138	~ 144	600
	7,5	5,5	680	2	20	15,7	6	4,4	690	2,5	16	13,6	—	—	—	—	—	—	7	5,5	—	160		
11	—	—	—	—	—	—	7,5	(5,5)	690	2,4	40	13,5	6	4,3	710	3,1	32	12	—	7	6	74	~ 205	910
	11	8	695	2,3	50	22	(7)	(5)	(710)	(3,5)	(32)	(17)	—	—	—	—	—	—	8	6	—	89		
12	—	—	—	—	—	—	(13)	(9,5)	(700)	(2,4)	(52,5)	(20,5)	11	8	710	3	43,5	18	—	12	11,5	98	~ 280	1270
	16	12	690	2,1	60	29	13	9,5	705	2,7	46,5	24	—	—	—	—	—	—	14	12	10,5	116		

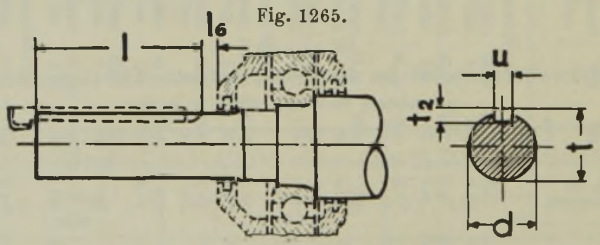
Maßskizzen der Einheits-Kranmotoren GEK und DEK für Gleichstrom und Drehstrom. Geschlossene Bauart der AEG.

Fig. 1264.

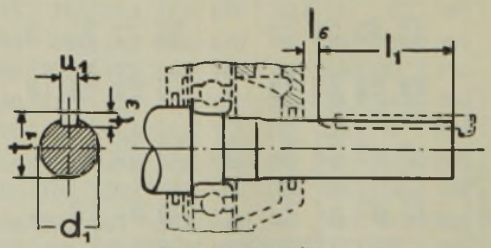


Die Größen 4 . . . 11
haben nur zylindrische Wellenstümpfe.

Fig. 1265.



Antriebsseite.



Kommutatorseite.

Tabelle 95.

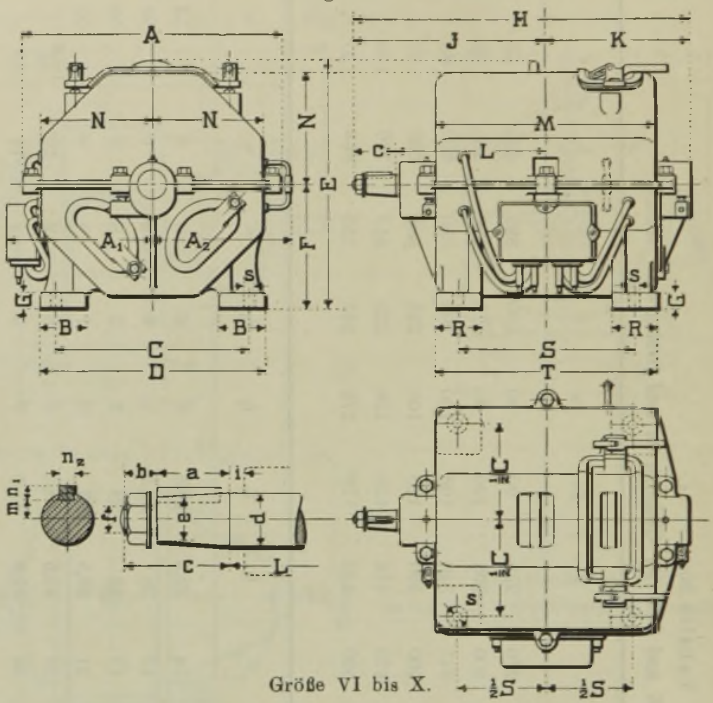
Maße der Einheits-Kranmotoren GEK und DEK für Gleichstrom und Drehstrom. AEG.

Größe	a	b	c	d	d_1	e	f	g	g_5	g_6	h	k	k_1	l	l_1
4	150	220	25	20	20	190	270	273	90	90	150	395	455	55	55
6	180	235	32	25	20	230	300	295	100	90	170	430	490	65	55
8	225	265	36	30	25	290	345	340	108	100	200	530	600	80	65
10	238	320	36	35	30	310	400	390	120	108	225	580	665	90	80
11	310	390	40	40	35	380	470	416	158	158	225	617	710	100	90
12	360	430	50	50	45	440	520	480	178	178	245	753	866	120	110

Größe	m	n	o	p	q	q_1	s	t	t_1	t_2	t_3	u	u_1	w
4	45	60	207	320	188	267	14	22,5	22,5	6	6	6	6	53
6	65	65	219,5	352	210,5	279,5	17	28	22,5	7	6	8	6	55
8	80	80	285	417	245	355	17	33	28	7	7	8	8	59
10	80	80	305	465	275	390	21	38,5	33	8	7	10	8	58
11	100	100	306	433	311	399	21	43,5	38,5	8	8	12	10	DEK 35: 33 / GEK 70: 69
12	115	110	380	485	378	493	24	52,5	47,5	9	9	14	14	

Maße der Gleichstrom-Kranmotoren, Type WD.

Fig. 1266.



Größe VI bis X.

WD-Motoren, Größe VI und VII erhalten, wie in der Figur gezeichnet, eine angegossene Transportöse, Größe VIII bis X dagegen zwei seitliche Ösen.

Tabelle 96.

Type	Größe	A	A_1	A_2	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P_1	P_2
WD	VI	**576**	330	310	110	**452**	520	570	**275**	40	**773**	**450**	323	**340**	496	260	—	—
	VII	**640**	370	340	110	**490**	576	612	**300**	40	**859**	**498**	361	**378**	533	288	—	—
	VIII	**670**	405	375	120	**500**	600	633	**315**	40	**990**	**582**	408	**442**	630	300	—	—
	IX	**720**	425	390	130	**530**	640	661	**325**	45	**1050**	**623**	427	**468**	655	320	—	—
	X	**830**	475	440	150	**600**	720	770	**380**	50	**1105**	**645**	460	**485**	690	370	—	—

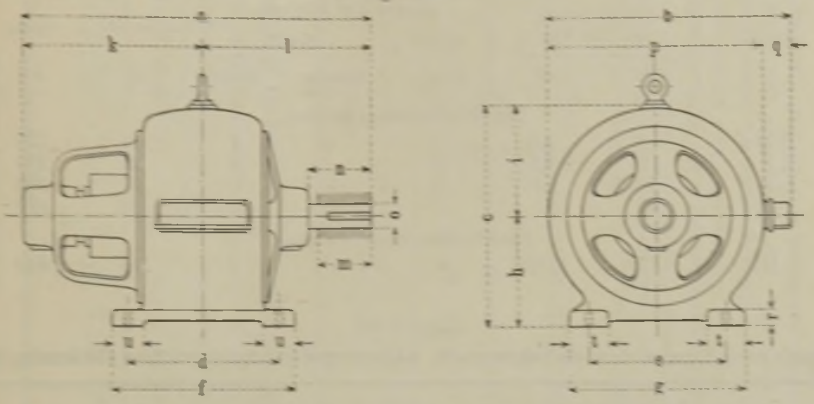
Type	Größe	R	S	T	a	b	c	d	e	f*	g	h	i	m	n_1	n_2	s
WD	VI	120	**388**	496	**80**	30	110	**50**	**42**	$1\frac{1}{8}$"—7	—	—	7	16	14	14	**20**
	VII	130	**417**	533	**85**	35	120	**60**	**51,5**	$1\frac{1}{4}$"—7	—	—	6	20	16	16	**23**
	VIII	140	**500**	630	**100**	40	140	**65**	**55**	$1\frac{1}{4}$"—7	—	—	10	22,5	16	16	**23**
	IV	150	**520**	655	**110**	45	155	**70**	**59**	$1\frac{1}{2}$"—6	—	—	10	22,5	18	18	**26**
	X	160	**550**	690	**120**	40	160	**80**	**68**	$1\frac{1}{2}$"—6	—	—	10	27	20	20	**30**

Wellenstumpf. Im Interesse der leichteren Beschaffung von Reserveankern ist dringend zu empfehlen, nur normale Wellenstümpfe zu verwenden.

Kommutatorklappen. Bei dem Einbau des Motors in das Windwerk ist vor den Kommutatorklappen ein freier Raum von genügender Größe vorzusehen, um die Klappen abheben und das Innere des Motors besichtigen zu können.

Gleichstrom-Nebenschlußmotoren der AEG.

Fig. 1267.



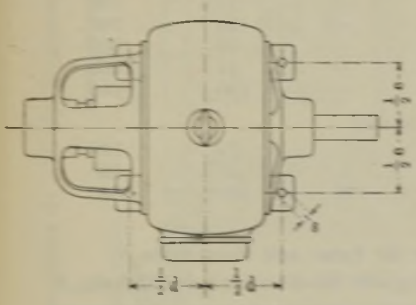


Tabelle 97.

Größe	Normalleistung PS	Umdr./min bei 220 Volt	Drehmoment bei 220 Volt	η Proz.	Gesamtverbrauch Watt	Stromverbrauch b. 220 V. Amp.	Gewicht kg
5	0,35	670	0,375	61	425	1,92	34
10	0,70	680	0,738	70	735	3,35	47
20	1,30	510	1,82	65	1470	6,7	78
30	2,10	530	2,84	69	2240	10,2	116
50	3,00	440	4,89	72	3080	14,0	160
75	10,0	840	8,85	83,5	8800	40,0	265
100	13,5	800	11,8	84,5	11800	53,5	315
125	17,0	810	15,0	86,0	14500	66,0	465
150	22,0	740	21,3	87,0	18600	84,5	533
200	30,0	645	33,3	89,0	24800	112,5	710
75	7,5	670	8,0	79,0	7000	31,8	265
100	10,0	600	11,9	80,5	9150	41,5	315
125	12,5	600	14,9	82,0	11200	51,0	465
150	16,0	540	21,2	83,0	14200	64,5	533
200	22,0	470	33,5	86,0	18800	85,5	710

Tabelle 98. **Abmessungen.**

Größe	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
5	441	263	235	94	190	140	230	122	113	218	223	50	55	16	226	37	13	15	50	—
10	521	298	272	100	220	150	266	142	130	256	265	60	65	20	260	38	15	15	55	—
20	505	395	353	260	220	310	280	180	173	255	250	75	85	30	345	50	25	17	60	65
30	610	450	405	290	250	345	320	205	200	310	300	100	110	35	400	50	28	17	70	65
50	705	460	415	320	250	370	320	210	205	365	340	110	120	40	410	50	28	17	70	65
75	768	590	545	360	320	420	400	275	270	403	365	125	135	45	540	50	30	21	80	75
100	826	615	555	380	320	440	400	280	275	433	393	130	140	50	550	65	30	21	80	75
125	968	735	685	410	440	480	540	350	335	528	440	140	150	60	570	65	40	24	100	95
150	998	775	725	410	480	480	580	370	355	538	460	150	160	65	710	65	40	24	100	95
200	1123	810	730	510	480	580	580	370	360	590	533	170	180	65	720	90	45	24	100	95

Tabelle 99. **Gleichstrom-Steuerwalzen für Hubbetriebe für Starkstrom-Endschaltung beim Heben. Anlaufregulier-Schaltbetrieb bei 120 Schaltg./h.**

Größe	Schaltleistung bei 220 Volt		Anzahl der Stellungen			Gewicht	Preis
			Heben	Senken			
	PS	kW	Kraft	Bremse	Kraft	kg	*RM*
			Senkkraft-Steuerwalzen				
K IIa	3	2,2	5	—	4	16	125
L I	6	4,5	5	—	5	25	210
L I	10	7,5	5	—	5	25	210
II	12	9	5	—	5	52	370
			Senkbrems-Steuerwalzen				
III	16/30	12/22	4	5	2	110	640

Tabelle 100.

Gleichstrom-Steuerwalzen für Fahrbetriebe. Anlaufregulier-Schaltbetrieb bei 120 Schaltg./h.

Größe	Schaltleistung bei 220 Volt		Anzahl der Stellungen		Gewicht	Preis
	PS	kW	Kraft	Bremse	kg	*RM*
			mit Fahrschaltung			
K I	1,1	0,8	1	—	9	69
K II	3	2,2	4	—	15,5	110
L 0	4/7,5	3/5,5	4	—	20	160
L I	6/10	4,5/7,5	5	—	25	200
II	8/12	6/9	5	—	44	260
III	16	12	7	—	100	440
			mit Fahrbremsschaltung			
L I	6/10	4,5/7,5	3	1	22	190
II	8/12	6/9	4	2	46	320
III	24	18	5	3	105	530

Tabelle 101. **Drehstrom-Steuerwalzen für Fahr- und Hubbetriebe und für Motoren mit Schleifringläufer DEK. Anlaufregulier-Schaltbetrieb bei 120 Schaltg./h.**

Größe	Schaltleistung bei 220 Volt		Anzahl der Stellungen	Läufer, zweiphasig, Höchst-A	Gewicht	Preis
	PS	kW			kg	*RM*
K II	4,5	3,3	2	55	10	90
K II	8	6	4	55	10,5	90
L I	11	8	5	55	20	150
II	15	11	6	100	42	225
III	23	17	8	150	95	425

Die Wahl der Steuerwalzen hat sich nach der Betriebsar zu richten.

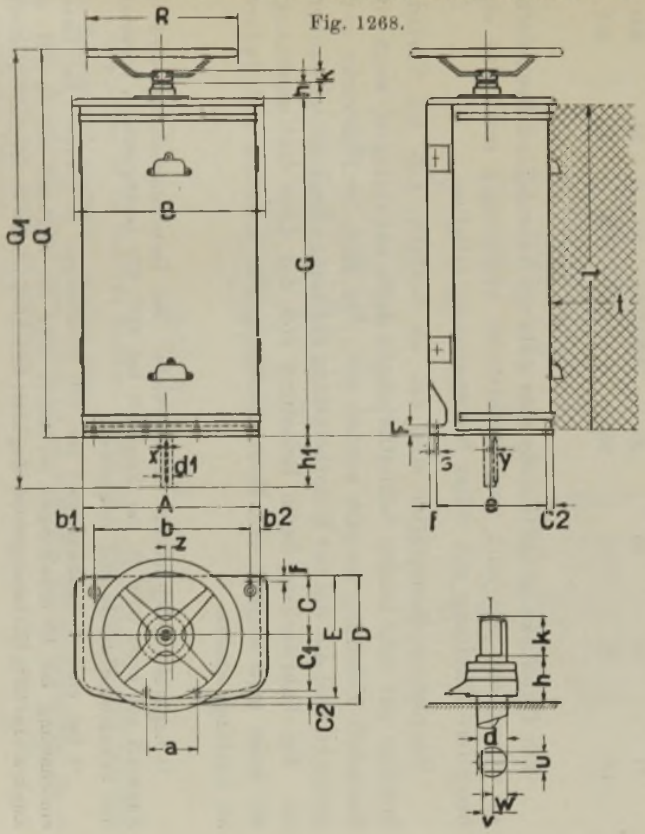
Gewöhnlicher Betrieb: Stoßfreies Anlassen, nur gelegentliche Drehzahlregulierung. Kleinhebezeuge, Werkstattkrane bis 30, Transportkrane bis 120 Schaltungen je Stunde.

Anlaufregulierbetrieb: Häufiges Benutzen der Schaltstellungen. Montage-, Gießerei- und Greiferkrane, bis 120 und 240 Schaltungen je Stunde.

Beschleunigungsbetrieb: Schnelles Durchschalten zur raschen Massenbeschleunigung. Hüttenkrane.

Tabelle 102. **Kransteuerwalzen Größe II ··· IV für Drehstrom und Gleichstrom.** Bedienung durch Handrad.

Fig. 1268.



Größe	Gehäuse															
	A	B	C	C_1	C_2	D	E	F	G	Z	a	b	b_1	b_2	e	f	s
II	240	240	135	30	43	220	208	25	670	—	190	190	25	25	150	15	10,5
IIa									850								
III	365	380	118	112	25	270	255	24	670	10	100	310	25	30	218	12	10,5
IIIa									850								
IIIb	365	380	118	112	25	270	255	24	1050	10	100	310	25	30	218	12	10,5
IV	430	460	145	125	35	317	305	22	850	10	150	380	25	25	250	20	13
IVa									1050								

Größe	Welle						Unterer Wellenstumpf				Handrad			Raum f. Wartung	
	d	h	k	u	v	w	h_1	d_1	x	y	Q	Q_1	R	l	t
II	22	32	27	17,5	9	11	100	22	8	7	747	847	220	634	200
IIa											927	1027		814	
III	22	32	40	17,5	9	11	100	22	8	7	759	859	300	644	250
IIIa											939	1039		824	
IIIb	22	32	40	17,5	9	11	—	—	—	—	1139	—	300	1024	250
IV	25	35	40	17,5	9	11	100	25	10	8	950	—	350	818	250
IVa											1150	1050		1028	

Die Kabelausführungen liegen auf der Rückseite der Steuerwalzen. Vor den Steuerwalzen ist der gestrichelt gezeichnete Raum zur Überwachung und Wartung des Steuerwalzeninnern freizulassen.

Bei kleinen Arbeitsgeschwindigkeiten, z. B. beim Katzefahren mit 20 bis 25 m/min, kommt man im allgemeinen ohne Bremsung aus.

Steuerwalzen mit Senkbremsschaltung werden für nicht selbstsperrende Gleichstrom-Hubwerke verwendet. Der Motor wird zum Senken durchziehender Lasten als Dynamo geschaltet und die frei werdende Energie in Widerständen vernichtet.

Tabelle 103.

Nebenschluß-Magnetbremslüfter für Gleichstrom mit ziehender Kraftwirkung.

Größe	Normaler Betrieb bis 25% ED		Schwerer Betrieb bis 40% ED		Ankergewicht	Gewicht	Preis
	Zugkraft[1]) kg	Hub mm	Zugkraft[1]) kg	Hub mm	kg	kg	RM
XI	6,5	30	4,5	30	0,65	13	110
XII	12,5	40	9,5	40	1,3	21	140
XIII	19	60	14	60	2,6	32	175
XIV	30	80	21	80	6	42	260

Tabelle 104.

Magnetbremslüfter für Drehstrom mit ziehender Kraftwirkung.

Größe	Normaler Betrieb[2]) bis 25% ED		Schwerer Betrieb[2]) bis 40% ED		Ankergewicht	Gewicht	Preis
	Zugkraft kg	Hub mm	Zugkraft kg	Hub mm	kg	kg	RM
0	8	20	8	20	1,6	12	110
I	10	40	10	40	3,5	20	170
II	20	50	20	50	5,4	31	200
III	35	50	35	50	11,2	45	225

Für Hubwerke ist bei Gleichstrom stets ein Nebenschluß-Bremslüfter zu verwenden. Er muß vom Motorstrom unabhängig sein, also eine besondere Zuleitung mit voller Netzspannung erhalten.

Hauptstrom-Bremslüfter sind nur im Notfalle, z. B. bei Verladebrücken mit sehr langen Schleifleitungen dann anzubringen, wenn eine besondere Zuleitung gespart werden soll. Sie sind für Hubwerke nicht geeignet, weil die von der Motorbelastung abhängige Zugkraft schwankend ist. Bei Fahrwerken, deren Belastung von der Last fast unabhängig ist, kann man Magnet und Motor hintereinander schalten und dadurch an Leitung sparen.

[1]) Zugkraft einschließlich Ankergewicht. Bei Dauereinschaltung wird die Zugkraft auf etwa 35 v. H. der Zugkraft bei 25% ED herabgesetzt. Vorschalt- und Schutzwiderstände sind vorzusehen.

[2]) Bei einer Schalthäufigkeit von 150 Schaltungen je Stunde. Bei Dauereinschaltung bis 10 Schaltungen je Stunde wird die Zugkraft auf 75 v. H. der Zugkraft bei 25% ED herabgesetzt. Zugkraft einschließlich Heben des Ankergewichts.

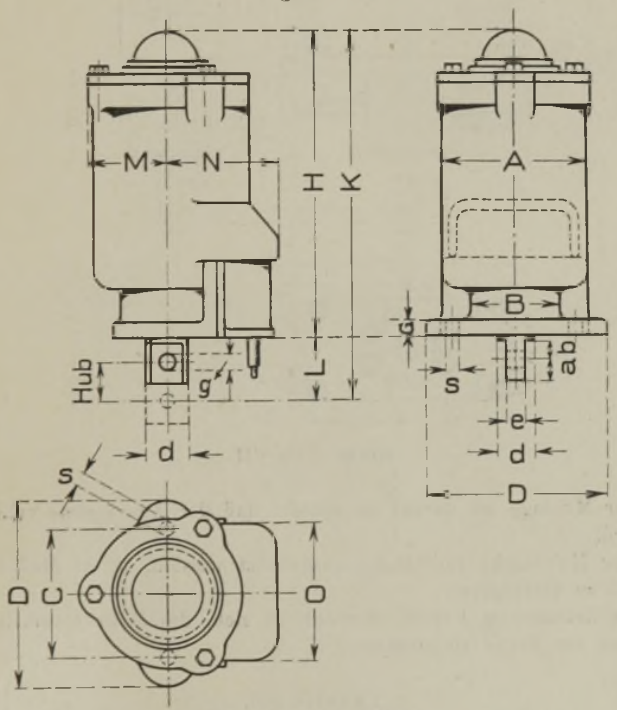
Die Zugkraft der Bremslüfter ist möglichst auszunützen. Bei gelüfteter Bremse soll der Kern vollständig angezogen sein.

Der in der Liste angegebene Magnethub ist nicht voll auszunützen, um den Totgang des Bremsgestänges und die Abnützung der Klötze zu berücksichtigen und um ein sicheres Anziehen zu erzielen. Zweckmäßig sind Luftpuffer, um stoßweises Arbeiten der Bremse zu vermeiden.

Drehstrom-Magnetbremslüfter haben den Nachteil, daß sie im Augenblick des Einschaltens großen Strom verbrauchen, der dann bei angezogenem Anker auf einen geringen Betrag abnimmt. Sie sind deshalb da angebracht, wo sie längere Zeit eingeschaltet werden.

Maße der Gleichstrom-Magnetbremslüfter.

Fig. 1269.



Größe XI bis XIII.

Der Anker ist im Gehäuse drehbar, so daß die Aufhängeöse in jeder Richtung des Bremshebels eingestellt werden kann.

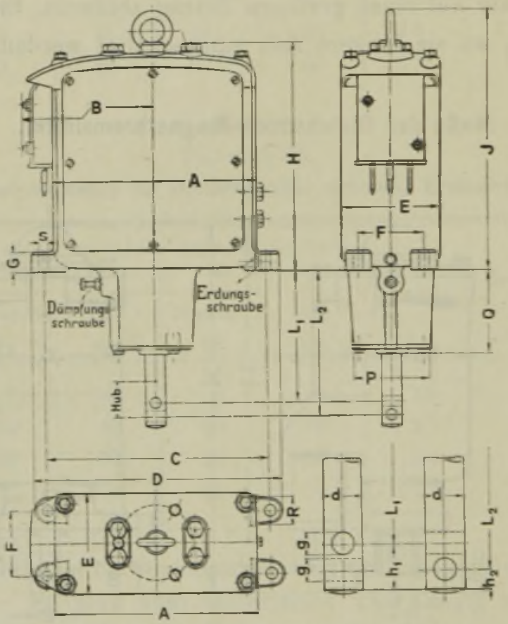
Bei Aufstellung im Freien empfiehlt es sich, die Magnetbremslüfter durch ein Blechdach vor Regen zu schützen.

Tabelle 105.

Größe	Hub	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*L*	*M*	*N*	*O*	*a*	*b*	*d*	*e*	*g*	*s*
XI	30	96	60	86	114	—	—	10	204	250	46	55	80	96	15	15	28	14	10	9
XII	40	120	80	104	134	—	—	13	249	310	61	69	90	96	15	20	36	16	12	11
XIII	60	140	80	120	160	—	—	15	305	388	83	80	103	125	20	20	45	20	15	14
XIV	80	170	110	180	225	—	—	20	370	475	105	96	110	125	25	25	63	25	20	14

Maße der Drehstrom-Magnetbremslüfter Type BD.

Fig. 1270.



Größe 0 bis VII.

Bei der Montage ist darauf zu achten, daß der Anker stets vollständig angezogen wird.

Soll der Hub nicht vollständig ausgenutzt werden, so ist Maß L_1 bzw. L_2 entsprechend zu verringern.

Bei Aufstellung im Freien empfiehlt es sich, die Magnetbremslüfter durch ein Blechdach vor Regen zu schützen.

Tabelle 106.

Größe	Hub	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*J*	L_1	L_2	*P*	*Q*	*R*	*d*	*g*	h_1	h_2	*s*
0	20	190	140	220	248	90	60	17	205	—	112	122	82	78	28	20	7	20	10	8
I	40	248	180	270	298	114	70	20	210	—	157	169	90	98	28	22	8	24	12	9
II	50	280	200	308	340	140	96	25	285	—	183	198	93	115	32	25	10	27	12	11
III	50	310	220	340	380	150	100	30	340	397	200	220	115	128	40	30	14	35	15	14

Drehstrom-Motorenbremslüfter.

Fig. 1271.

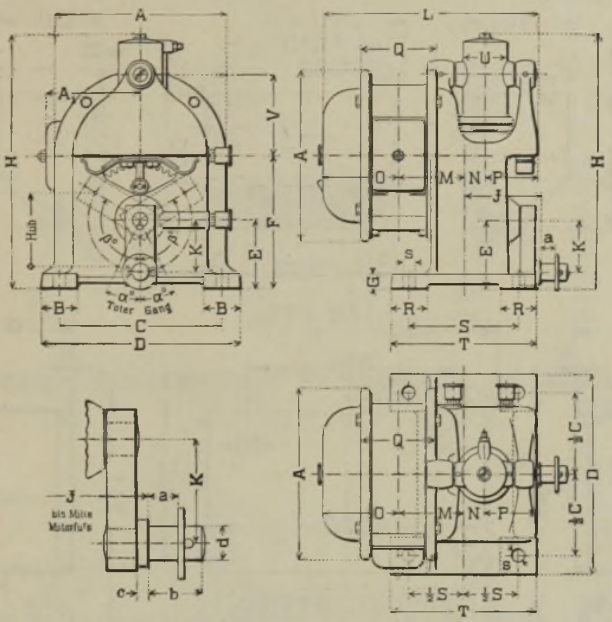


Tabelle 107.

Drehstrom-Bremslüftmotoren m. ziehender oder stoßender Kraftwirkung u. Luftdämpfung; für Frequenz 15 bis 50 und Spannungen bis 500 Volt. Nutzbare Zugkraft = 20 kg, Hub = 100 mm, Gewicht = 40 kg.

Größe	Hub	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*J*	*K*	*L*	*M*	*N*	*O*
X	100	282	50	346	396	145	195	30	550	166	70	528	189	75	137
XI	100	300	50	346	396	145	195	30	550	166	70	578	221	71	154

Größe	Hub	*P*	*Q*	*R*	*S*	*T*	*U*	*V*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	α^0	β^0
X	100	64	116	60	178	238	136	240	19	37	9	23	17	25^0	120^0
XI	100	64	124	60	178	238	136	240	19	37	9	23	17	25^0	120^0

Tabelle 108.

Größe	Zugkraft kg	Hub mm	Kleinstes zulässiges Bremsgewicht kg	Gewicht kg	Bauart
X	50	100	25	105	offen
XI	25	100	25	125	geschlossen
	35		30		
	45		45		

Kranwiderstände für Gleichstrom und Drehstrom.

Fig. 1272.

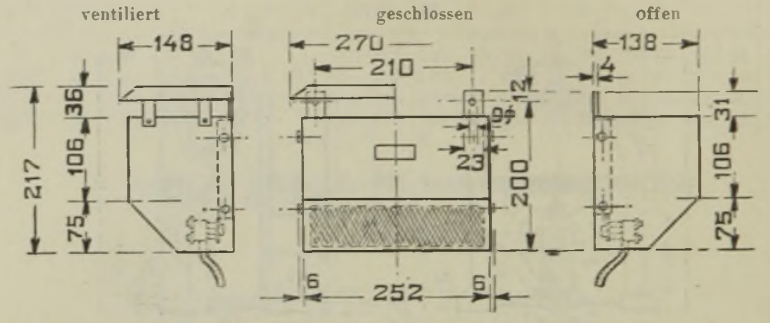
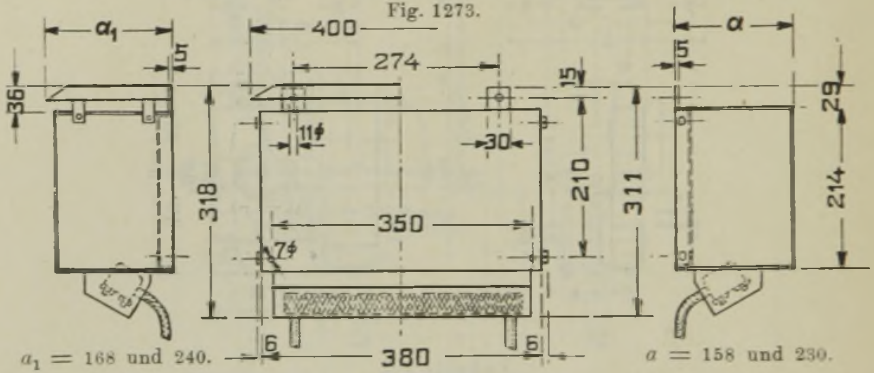


Fig. 1273.



Bemerkungen: 1. Bei ventiliert geschlossener Ausführung ist Aufstellung im Freien und in staubigen Räumen zulässig; bei Gefahr starker Schneeverwehungen ist jedoch ein besonderes Schutzdach notwendig.

2. Die Kästen sind sämtlich **nur** in der gezeichneten Lage einzubauen.

3. Es ist darauf zu achten, daß die Luft von **unten** frei in die Kästen eintreten und **oben** ungehindert abströmen kann.

4. Mit Rücksicht auf die oben austretende heiße Luft sind andere elektrische Geräte (z. B. Schützen oder Schaltkästen) erst in einem Abstand von mindestens 250 mm über dem Widerstand anzuordnen.

Tabelle 109. **Kranwiderstände für Gleichstrom 220 Volt.**

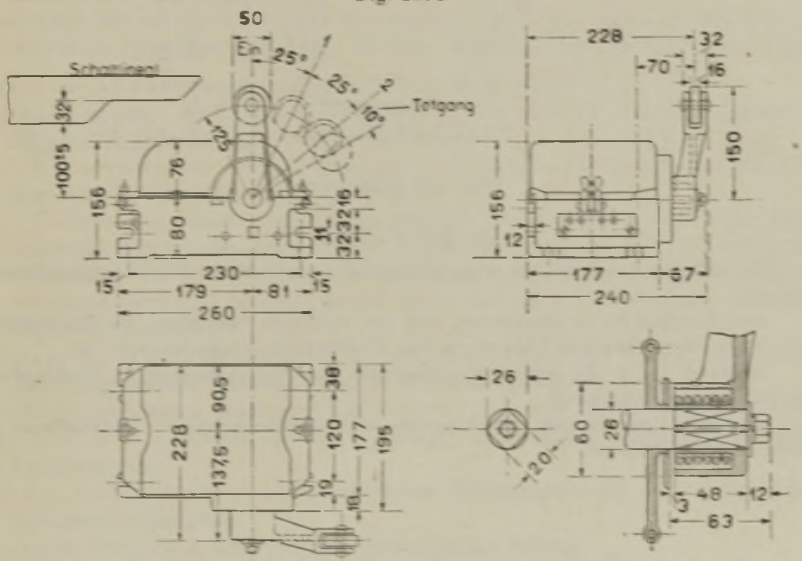
Leistung		Für Steuerwalzen mit Senkbremsschaltung				Für Steuerwalzen mit Fahrbremsschaltung			
		Regulierbetrieb		schwerer Betrieb		Regulierbetrieb		schwerer Betrieb	
PS	kW	Gewicht kg	Preis *RM*	Gewicht kg	Preis *RM*	Gewicht kg	Preis *RM*	Gewicht kg	Preis *RM*
1,5	1,1	11	60	12	85	—	—	—	—
2	1,5	12	65	14	100	—	—	—	—
3	2,2	13	80	16	135	11	70	25	125
4	3	14	95	25	160	13	80	30	150
5,5	4	35	150	62	225	14	90	34	170
7,5	5,5	36	170	70	250	25	110	38	190
10	7,5	50	185	70	280	30	125	60	220
15	11	55	210	85	330	35	150	70	260
20	15	70	240	130	380	37	170	82	310
30	22	85	290	160	520	60	200	115	390
41	30	120	350	200	650	70	240	145	480

Tabelle 110. **Kranwiderstände für Drehstrom.**

Für Steuerwalzen für Hub- und Fahrbetriebe							
Leistung		gewöhnlicher Betrieb		Regulierbetrieb		schwerer Betrieb	
PS	kW	Gewicht kg	Preis RM	Gewicht kg	Preis RM	Gewicht kg	Preis RM
1,5	1,1	5	37	—	—	—	—
2	1,5	5	40	9	48	11	70
3	2,2	5	42	9	55	11	85
4	3	8	48	11	70	14	95
5,5	4	10	53	14	80	16	115
7,5	5,5	13	75	17	100	24	140
10	7,5	15	90	20	120	28	160
15	11	20	115	26	155	36	210
20	15	24	135	30	180	42	230
30	22	33	160	60	225	75	275
41	30	40	180	80	265	140	340

Hilfsstrom-Hebel-Endschalter für Gleichstrom und Drehstrom.

Fig. 1274.



Bemerkungen zu Fig. 1274.

Der Schalter kann an einer wagerechten oder senkrechten Fläche festgeschraubt werden.

Der Schalthebel ist durch das Schaltlineal im Sinne des Uhrzeigers nach „Aus" zu drehen; er wird durch eine Rückzugfeder nach „Ein" zurückbewegt.

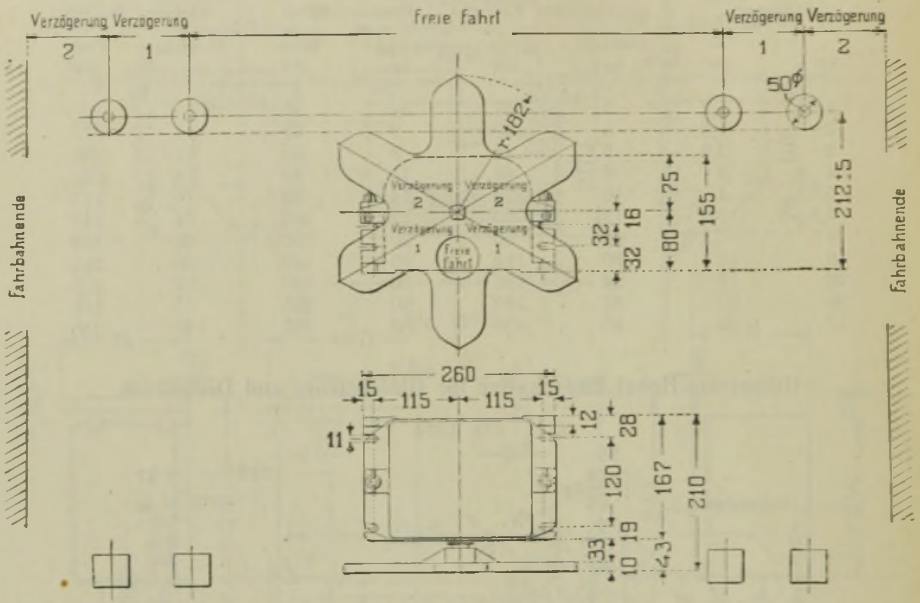
Der Hebel kann statt nach oben auch senkrecht nach unten oder wagerecht nach rechts oder links aufgesteckt werden.

Länge des Schaltlineals = Nachlaufweg bei voller Geschwindigkeit.

Bei den Endschaltungen mit Geschwindigkeitsverminderung ist ein zweistufiges Schaltlineal zu benutzen; Länge der zweiten Stufe = Nachlaufweg bei halber Geschwindigkeit.

Hilfsstrom-Hebel-Endschalter für Gleichstrom und Drehstrom.

Fig. 1275.



Type mit Schaltstern

Bemerkungen.

Der Schalter kann an einer wagerechten oder senkrechten Fläche festgeschraubt werden.

Der Schalter ist so einzubauen, daß ein zufälliges Verstellen des Schaltsterns, z. B. beim Einsteigen des Führers in den Führerkorb, ausgeschlossen ist.

Abstand 1 + 2 der ersten Anschlagrolle vom Fahrbahnende = Nachlaufweg bei voller Geschwindigkeit.

Abstand 2 der zweiten Anschlagrolle vom Fahrbahnende = Nachlaufweg bei halber Geschwindigkeit.

Firmenverzeichnis.

Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin NW 40. Abteilung für Hebezeuge. Kranmotoren, Kranausrüstungen, Schaltungen, Greiferwindwerke, Kipperkatzen.

Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde bei Berlin. Greifer mit Seileinziehwinde, Magnetschutzeinrichtung, Akkumulatordrehkran, Dampfdrehkran, Autokran.

ATG Allgemeine Transportanlagengesellschaft m. b. H., Leipzig. Verladebrücken, Kletterkatze.

Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit (A.W.F.), Berlin. Betriebsblätter, Lastaufnahmemittel.

Balmung-Armaturen-Gesellschaft m. b. H., Stuttgart.

Bamag-Meguin, Aktiengesellschaft, Berlin NW 87. Werke: Dessau I, II und III, Köln-Bayenthal, Butzbach-Hessen.

Konzernwerke: Büttnerwerke A.-G., Uerdingen. Österr. Bamag-Büttnerwerke A.-G., Wien und Linz a. d. Donau.

Tochtergesellschaften: Bamag-Meguin (Great Britain) Ltd., Broadway-Buildings, Westminster, London SW 1. Kohlenauswertung, G. m. b. H., Düsseldorf. Torkret, G. m. b. H., Berlin. International Cement Gun Company, Berlin. Borrmann-Bamag, G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg 4. Hebemagnete, Elektrozüge, Verladebrücken.

Becker, E., Maschinenfabrik, Berlin-Reinickendorf. Lastdruckbremse, Zentrifugalbremse, Sicherheitskurbel, Grissonkupplung.

Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G., Dessau. Siehe Bamag-Meguin.

Bleichert & Co., Adolf, A.-G., Leipzig. Seilklammer, Brückenkabelkrane, Kabellaufkrane.

Bolzani, Gebr., Berlin. Lastdruckbremse, Zahnstangenwinde, Schraubenwinde, Schneckenradlaufkatze.

Briegleb, Hansen & Co., Gotha. Stirnräderflaschenzug.

Bünger, Baumaschinenfabrik, A.-G., Düsseldorf. Turmkran.

Burgdorf, Paul, Ingenieurbüro, Altona (Elbe). Einkettengreifer.

Dampfkessel- und Gasometerfabrik, A.-G., vorm. Wilke & Co., Braunschweig. Geräuschloses Zahngesperre.

Demag A.-G., Duisburg. 1. Werk Benrath, 2. Werk Duisburg, 3. Werk Wetter, 4. Werk Mühlheim, 5. Werk Jaeger, Duisburg, 6. Betriebswerkstätte Ottweiler a. d. Saar.

Tochtergesellschaften und Beteiligungen: 1. Demag-Untertage G. m. b. H., Essen-Ruhr, 2. Saar-Demag, G. m. b. H., Ottweiler a. d. Saar, 3. Demag G. m. b. H., Kattowitz, 4. Skip-Comp., Essen, 5. S. A. des Etablissements Paul Wurth, Luxemburg, 6. Hydraulik, G. m. b. H., Duisburg.

In der Demag aufgegangene Werke: Märkische Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G., Wetter a. d. Ruhr. Duisburger Maschinenbau-A.-G., vorm. Bechem & Keetmann, Duisburg. Benrather Maschinenfabrik, G. m. b. H., Benrath. Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Maschinenbau-A.-G. Tigler, Duisburg-Meiderich. Maschinenfabrik Jaeger, G. m. b. H., Duisburg. Elektrotechnische Fabrik Weuste & Overbeck, G. m. b. H., Duisburg. Drahtseilwerke Krapoth, Mühlheim (Ruhr)-Broich. Maschinenfabrik der Thyssenwerke A.-G., Mühlheim (Ruhr). Greifer, Lastdruckbremse, Elektrozug, Untergurtkatzen mit Demagzug, Entwicklung der Drehkrane, Hammerkrane, Derrick-Krane, Akkumulator-Drehkran, Dampfkran, Raupenkrane, Volltorkrane, Wippkrane mit wagerechter Einziehbewegung, Schwimmkrane, Doppelkrane, Dreifachkran mit Wippkran, Lokomotivhebekran, Laufkrane mit Demagzügen, Bockkran, Verladebrücken, Hüttenwerkskrane, Sonderlaufkrane für explosionsgefährliche Räume, Elektro-Doppelwinde, Schleifleitungskanal.

Deutsche Hebezeugfabrik Pützer-Defries, G. m. b. H., Düsseldorf. Geschwindigkeitswechsel, Wandwinde, Druckwasser-Hebeböcke.

Deutsche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig-Plagwitz. Einbau von Kugel- und Rollenlagern.

Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg. Siehe Demag A.-G.

Deutscher Kranverband e. V., Berlin SW 61, Wartenburgstr. 17. Berechnungsgrundlagen.

Deutscher Normenausschuß, Berlin (DINORM). Werkstoffe, Einheitszeichen, Drahtseile, Ketten, Seilrollen, Haken, Bremsscheiben, Lager, Laufräder, Laufkrane, Berechnungsgrundlagen für die Eisenkonstruktionen von Kranen.

Drahtseilverband, G. m. b. H., Essen. Drahtseile.

Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. Siehe Losenhausenwerk.

Elektro-Baugesellschaft m. b. H., Dessau. Aufstellung eiserner Masten für Fernleitungen.

Erste automatische Gußstahl-Kugelfabrik, vorm. Friedrich Fischer, Schweinfurt a. Main. Kugel- und Rollenlager, Einbaubeispiele.

Felten & Guilleaume, Carlswerk A.-G., Köln-Mülheim. Gruppe: Eisen und Stahl. Siehe auch Drahtseilverband Essen. Drahtseile.

Felten & Guilleaume, Mechanische Hanfspinnereien, Köln a. Rh. Hanfseile.

Findeisen, C. Herrm., Maschinenfabrik, Chemnitz-Gablenz. Wanddrehkrane, Säulendrehkran, Wanddrehkran mit Laufkatze, Elektrischer Lokomotivdrehkran, Zweiradkran, Elektrisch betriebene Laufkrane.

Fischer. Siehe Erste automatische Gußstahl-Kugelfabrik.

Fröndenberger Kettenfabrik, Heinrich Prünte jr., Fröndenberg-Ruhr. Angaben über Ketten.

Fürst Stolberg-Hütte, Ilsenburg a. Harz. Dieselmotorkran.

Gauhe, Gockel & Cie., G. m. b. H., Oberlahnstein. Siehe Maschinenfabrik Rhein und Lahn.

Gelsenkirchner Bergwerks-A.-G. Laufkranschienen.

Georg, Arn., Aktiengesellschaft, Neuwied. Angaben über Ketten.

Gutmann, Alfred, Aktiengesellschaft für Maschinenbau, Altona-Ottensen. Keilradwinde.

Heckel, Ernst, Gesellschaft für Förderanlagen, Saarbrücken. Kabelkrane.

Hofmann, J. W., Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda bei Dresden. Drahtseilklemme.

Humbold. Siehe Maschinenbauanstalt Humbold.

Jaeger, Maschinenfabrik, Duisburg. Siehe Demag.
Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Neukölln. Druckluftbremse.

Kauermann, G. m. b. H., Düsseldorf. Bibby-Kupplung.
Krupp, Friedr., Grusonwerk A.-G., Magdeburg. Dampfdrehkran.
Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt. Siehe Erste automatische Gußstahl-Kugelfabrik.

Lauchhammerwerk, Lauchhammer. Siehe Mitteldeutsche Stahlwerke.
Lauchhammer-Rheinmetall A.-G., Berlin (aufgelöst). Siehe Mitteldeutsche Stahlwerke.
Laudi, Carl, Maschinenfabrik, Einbeck (Prov. Hannover). Zweiseilgreifer, Motorgreifer.
Losenhausenwerk, Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., Düsseldorf-Grafenberg. Kranwaage, Verladebrücke mit Greiferbetrieb.
Lutterbeck, Carl, Damphammerwerk, Façon- und Gesenkschmiederei, Leipzig-Schönefeld. Angaben über Lasthaken.

Magnetwerk Eisenach, G. m. b. H. Hebemagnete.
Malmedy & Co. A.-G., Düsseldorf. Bibby-Kupplung.
MAN Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G., Werk Nürnberg. Säulendrehkran, Turmdrehkran, Schwinghebel-Wippkran, Konsolkran, Laufdrehkran.
Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff, Mannheim. Wanddrehkran mit Laufkatze, Wippkran mit wagerechter Einziehbewegung.
Maschinenbauanstalt Humbold, Köln-Kalk. Elektrisch betriebene Laufkatze mit Geschwindigkeitsregulierung.
Maschinenfabrik Rhein und Lahn, Oberlahnstein. Seilbefestigung, Sicherheitshaken, Hakenaufhängung, Sicherheitsgesperre, Säulendrehkran mit Kiesplatte.
Menck & Hambrock, Altona-Hamburg. Raupenbandfahrwerk.
Mitteldeutsche Stahlwerke, A.-G., mit den Lauchhammerwerken Lauchhammer, Riesa und Gröditz, ferner dem Stahlwerk Weber, Brandenburg. Autokran.

Norma-Compagnie, Cannstatt-Stuttgart. Siehe SKF-Norma.

Ottenser Waagenfabrik Albert Essmann & Co., Altona-Ottensen. Seilzugwaagen.

Pekrun, Maschinenfabrik, Coswig i. Sa. Pekrungetriebe.
Peschke, Karl, Maschinenfabrik, Zweibrücken. Turmkran.
Piechatzeck, F., Hebezeugfabrik, Berlin. Stirnräderflaschenzug, Laufkran.
Pohlig, J., A.-G., Köln-Zollstock. Einseilgreifer.
Pützer-Defries. Siehe Deutsche Hebezeugfabrik Pützer-Defries.

Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co., Rheine i. W. Schrägzahn-lastdruckbremse.

Sartorius Nachf., Düsseldorf. Klemmenzwinge.
Saxonia-Werk Paul Heuer, Dresden. Schrägzahngetriebe.
Siemens-Schuckertwerke, Berlin. Elektromotoren, Kranausrüstungen, Schaltungen.
SKF-Norma, G. m. b. H., Berlin (SKF = Schwedische Kugellagerfabrik in Göteborg, Norma = Werk in Stuttgart-Cannstatt). Einbaubeispiele von Kugel- und Rollenlagern.
Sonnenthal jun., Berlin. Kantenschützer.

Stahl, R., A.-G., Maschinenfabrik, Stuttgart. Elektrozug.
Stettiner Maschinenbau-A.-G., Vulkan. Hellinganlage.
Stotz, A., Stuttgart. Treibketten.

Vereinigte Kölner-Welter-Hebezeug und Eisenwerk Heerdt A.-G., Düsseldorf-Heerdt. Lenkbarer Handkran.
Vereinigte Stahlwerke A.-G., Dortmunder Union-Hoerder Verein, Dortmund. Angaben über Ketten.

Weismüller, Gebr., Bockenheim-Frankfurt. Geräuschloses Zahngesperre, Sicherheitskurbel, Wandwinde.
Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G., Köln. Siehe Vereinigte Kölner-Welter-Hebezeug.
Weyermann, G. m. b. H., Berlin. Kranausrüstungen, Führerstände für elektrische Laufkrane, Montagebilder.
Wolff, Julius, & Co., Maschinenfabrik und Eisengießerei, Heilbronn. Steinzange, Elektrisch betriebener Drehkran, Turmdrehkran.

Zahnräderfabrik Augsburg, vorm. Joh. Renk A.-G., Augsburg. Stirnschneckengetriebe.
Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Gallsche Gelenkketten, Kranflasche, Lastdruckbremse, Hebebock mit elektrischem Antrieb, Eisenbahndrehkran mit benzol-elektrischem Antrieb, normale Hemmschuhe, Handlaufkatze, Gewindelastdruckbremse, Tiefofenkran, Pratzenkran, Lokomotivhebekran.

Sachverzeichnis.

Abschlußgeländer für Laufstege 595.
Achsen 181.
Achshalter 182.
Akkumulator-Drehkran 465.
Anlassen von Motoren 280.
Anlasser 289.
Anlaßwiderstände 693.
Anlaufperiode 243.
Antriebsarten 232.
Apparatenanordnung im Führerhaus 580.
Arbeitsleistung von Menschen 87.
Aufhängung der Haken 49.
Aufstellung der Krane 668.
Ausleger, s. Drehkrane.
Autokrane 477.
Automatische Fettschmierung 508.

Backenbremsen 100.
Bandbremsen 108.
Bauwinde 309.
Begrenzung der Fahrbahn 531.
Beispiele von Krananlagen 646.
Benzol-elektrischer Antrieb 481.
Berechnungsgrundlagen für Eisenkonstruktionen 664.
Beschickkrane 636.
Bindeketten 55.
Blechträger 392.
Blocktransportkrane 641.
Bockkrane 618.
Bockwinden 309.
Bodenpressung 367.
Bremsband 115.
Bremsen 99, 242, 579, 610.
—, elektromagnetisch. 144.
—, mechanische 99.
Bremshebel 120.
Bremslüftmotoren 297.
Bremsmagnete 296.
Bremsscheiben 121
Bremsscheibendurchmesser 114.
Bremsvorgang 99.
Bremsweg 603.
Brennkraftmaschinenantrieb 266.
Brückenfahrwerk 626.
Brückenkabelkran 656.

Chargierkrane 644.
Cremonapläne 540.

Dampfantrieb 264.
Dampfkessel 422.
Dampfkrane 418, 469.
Dampfwinden 319.
Daumenrollen 28.
Daumenzange 57.
Derrickkrane 383, 449.
Dieselmotorkran 479.
Differentialbremse 111.
Differentialflaschenzug 219.
Doppelbackenbremse 103.
Doppelhaken 47.
Doppelkrane 609.
Doppelwinde 663.
Drahtseile 7, 667.
Drehkrane 364.
— mit Ober- und Unterzapfen 368.
— mit drehbarer Säule 384.
— mit feststehender Säule 389.
— mit Wippausleger 449.
—, fahrbare 459.
Drehrichtung der Motoren 282.
Drehscheibenkrane 416.
Drehstrommotor 270.
Dreifachkran 612.
Dreimotorenlaufkrane 576.
Drucklagerbremse 129.
Druckluftantrieb 266.
Druckluftbremse 146.
Druckwasserantrieb 265.
Druckwasserhebeböcke 345.
Durchbiegung 519, 578.

Einflußlinien 546.
Einheitszeichen 4.
Einphasenmotoren 271.
Einschaltdauer 274.
Einspurige Drehkrane 497.
Elastische Kupplungen 178.
Elektrisch betriebene Drehkrane 412, 415, 433, 461.
Elektrische Ausrüstung von Laufkranen 582.
Elektrische Bremsung 282.
Elektrischer Antrieb 267.
Elektro-Doppelwinde 663.
Elektromagnetische Bremsen 144.
Elektromotoren 267, 680.
Elektrozüge 223.
Elektrozüge an Laufkranen 616.
Endausschalter 297.
Entwicklung der Drehkrane 364.
Entwicklung der Hafenkrane 496.

Fachwerkträger 536.
Fahrbahnträger 554.
Fahrbare Drehkrane 459.

Fahrbremsen, Berechnung derselben 600.
Fahrtriebwerk 239, 562, 577.
Fahrwiderstand 207, 647.
Fallwerkkrane 636.
Feste Rolle 213.
Flaschenzüge 212.
Fördergefäße 59.
Friktionswinde 315.
Führerstand 580, 582.
Fundament 366, 404.
Fundamentplatte 404.
Fundamentschrauben 405.

Gallsche Gelenkketten 23.
Gebäudeentwurf 583.
Gegengewicht 367.
Geländer 595.
Genietete Träger 519.
Geräuschlose Klinken 95.
Gerüstberechnung 349.
Geschwindigkeiten 241.
Geschwindigkeitswechsel 237.
Gewichtsanzeiger 81.
Gewinde-Lastdruckbremsen 134.
Gießkrane 639.
Gleichstrommotoren 267.
Greiferkrane 589, 646.
Greiferwindwerke 628.
Greifzeuge 56.
Gründung 366.

Haken 42
Hakengeschirre 49.
Halbtorkran 492.
Hammerkrane 384.
Hammerwippkran 453,
Handantrieb 232.
Handkran, lenkbarer 363.
Hanfseile 6.
Haspelrad 89.
Hauptstrommotor 267.
Hebeböcke 341.
Hebelwinde 333.
Hebemagnete 76.
Hellingkrane 606.
Hemmschuhe 532.
Hilfsträger 534, 576.
Hubgeschwindigkeiten 241.
Hüttenwerkskrane 635.
Hydraulischer Antrieb 265.

Installation 299.

Kabelkrane 648.
Kabellaufkran 657.
Kalibrierte Ketten 22.
Kastenträger 392, 534.
Kegelbremsen 108.
Keilräder 171.
Keilradwinde 315.
Ketten 20.
Kettendaumenräder 28.
Kettenführungen 30.
Kettennuß 28.
Kettenrollen 27.
Kettenschloß 22.
Kettentrommeln 40.
Kipperkatzen 634.
Kippkübel 60.
Kistenzange 57.
Klappmulden 60.
Klemmenzwinge 59.
Klemmgesperre 97.
Kletterkatze 658.
Klinkenbolzen 93.
Klotzbremsen 100.
Knotenpunkte 550.
Konsolkran 486.
Konsolwinden 323.
Kontroller 293.
Kopfträger 552.
Kranbrücke 627.
Krane 349.
Kranfahrbremsen 600.
Kranflasche 53.
Krangerüst, s. Drehkrane.
Krangeschwindigkeiten 241.
Kransäule 396.
Kranspielzähler 275.
Kranträger 517.
Kranwaagen 81.
Kugellager 190.
Kupplungen 177.
Kurbel 85.
Kurbelwellen 307.
Kurzschlußbremsung 282, 579.

Lager 185.
Lamellenbremse 123.
Lastdruckbremse 127.
Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb 236.
— bei Maschinenantrieb 241.
Lastmagnete 76.
Laufdrehkrane 608, 613.
Laufkatze zum Einhängen von Flaschenzügen 229.
Laufkrane 508.
— mit Handbetrieb 561.
— mit elektrischem Antrieb 576.
— mit Elektrozügen 616.
— mit verschiebbarem Ausleger 616.
Laufräder 200.
Laufschienen 209.
Leistungsfähigkeit eines Arbeiters 87.
Leitrolle 213.
Leonardschaltung 287.
Lichtbogenschweißverfahren 359.
Lokomotivhebeböcke 341.
Lokomotivhebekrane 614.
Lose Rolle 214.
Lüftweg bei Bremsen 111.

Magazinkran 369.
Magnetbremse 144.
Magnetkrane 636.
Magnetschutzeinrichtung 80.
Mannesmannröhren 392.
Maschinenantrieb 239.
Mastenkrane, s. Scherenkrane.
Materialpreise 678.
Mehrfachkrane 609.
Motorleistung 273.
Muldentransportkrane 635.

Nebenschlußmotor 269.
Nietverbindung 355.

Pekrungetriebe 170.
Portalkrane 491.
Pratzenkrane 645.

Querbeanspruchung von Kranträgern 533. 552.
Querverband 552.
Querversteifung von Kranträgern 533.

Raddruck 200.
— bei fahrbaren Drehkranen 662.
Rädervorgelege 232.
Räderwinden 300.
Radstand 517.
Raupenbandfahrwerk 483.
Regulieren der Drehzahl 282.
Reibräder 171.
Reibungskoeffizienten 159, 183, 191.
Reibungskupplungen 180.
Reibungsleistung bei Bremsen 104.
Relative Einschaltdauer 274.
Reserveteile 583.
Riementrieb 263.
Ritter sche Schnittmethode 352, 541.
Rollenbolzen 181.
Rollenlager 197.
Rollenzüge 212.
Rundeisenketten 20.

Schaltungen von Kranen 303.
Scherenkran 459.
Schleifkontakte 302.
Schleifleitungskanal 661.
Schleuderbremse 135.
Schlingketten 55.
Schlittenwinde 338.
Schmierlöcher 189.
Schmiermaterial 159, 190.
Schneckengetriebe 156.
Schnecken-Lastdruckbremse 129.
Schrägzahngetriebe 154.
Schrägzahn-Lastdruckbremse 135.
Schrauben 211.
Schraubenflaschenzüge 220.
Schraubenwinden 335.
Schraubenzwingen 341.
Schützensteuerung 296.
Schwenkgeschwindigkeit 241.
Schwenkwiderstand 375, 406, 416.
Schwimmkrane 503.
Schwinghebel-Wippkran 494.
Seilbahnkrane 648.
Seilbefestigung 37.
Seile 6.
Seilgehänge 15.
Seilklemmen 18.
Seil-Lastdruckbremse 128.
Seilösen 16.
Seilrollen 26.
Seiltrommeln 34.
Selbstgreifer 61.
Selbsttätige Bremsen 127.
Senkbremsschaltung 285.
Senksperrbremsen 127.
Sicherheitskurbel 140.
Sicherheitsvorrichtungen 297.
Sonderlaufkrane 657.
Sperradbremsen 124.
Sperräder 91.
Spurkranzreibung 207.
Spurzapfen 184.
Standfestigkeit von fahrbaren Drehkranen 460.
— von freistehenden Kranen 368, 417.
Staufferbuchsen 189.
Steinzange 58.
Steuergeräte 288.
Steuerung der Motoren 283.
Steuervorrichtungen 283.
Steuerwalzen 293.
Stirnräderflaschenzüge 221.
Stirnschneckengetriebe 155.
Stripperkrane 643.
Stromzuführungsmaterial 301.
Stromzuleitung 366.
Stützzapfen 398.

Tiefofenkrane 643.
Trägheitsmomente genieteter Träger 530.
Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf von Hebemaschinen 243.
Transmissionsantrieb 262.
Transmissionswinde 315.
Traverse 403.
Treibketten 24.
Treibrollenzüge 216.
Trommeln 34.
Trommelwellen 307.
Turmdrehkrane 486.

Überhebekrane 616.
Überladekrane, s. Bockkrane.
Übersetzung 232.
Umsteuerung, s. Wendegetriebe.
Unfallverhütungsvorschriften 509.

Veränderung der Ausladung 423.
Veranschlagen 677.
Verbindung der Trägerteile 354.
Verbundmotor 270.
Verladebrücke 625.
Versatzkrane 609.
Verschiebeanker 146.
Verschiebung der Laufkatze durch Zugketten 431, 574.
Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen 647.
Verzahnte Kettenrollen 28.
Vierkantscheiben für [- und I-Träger 561.
Volltorkrane 491.
Vorgelege 232.
Vorgelegewellen 306.

Wagenwinde 327.
Wahl der Hebezeuge 1.
Wanddrehkrane 368.
— mit Laufkatze 423.
Wandwinden 323.
Wellen für Hebemaschinen 181.
Wendegetriebe 174.

Werftkrane 384.
Werkstoffe 2.
Widerstände, elektrische 289.
Widerstandsmomente von genieteten Trägern 530.
Winddruck 385.
Winden 306.
Windenschilde 307.
Windenwellen, Berechnung 306.
Windgeschwindigkeit 385.
Windverband 552.
Wippkrane 495, 612.
Wirkungsgrad von Rädertriebwerken 236.
— von Rollenzügen 215.
— von Schneckengetrieben 159.
— von Winden 236.
— von Zahnrädern 154.
Wirtschaftlichkeit 1.

Zahngesperre 91.
Zahnräder 151.
Zahnrädervorgelege 232.
Zahnstangenwinden 327.
Zangenkrane 584.
Zentrifugalbremse 135.
Zugwinden 334.
Zuleitungen 299.
Zweiradkrane 497.
Zwillingsdampfwinde 319.
Zwillingsrollenzüge 217.
Zwischenverbindungen 374, 542.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Von dem Verfasser erschienen ferner:

im Verlage der Friedr. Vieweg & Sohn A.-G., Braunschweig:

Der Aufzugbau

Ein Handbuch für das Konstruktionsbüro. Mit 166 Abbildungen im Text und auf 29 Tafeln, sowie 52 Tabellen. XVII, 720 Seiten. gr. 8°. Preis geb. ..... RM 24,—

Aus dem Inhalt:

Wahl der Betriebsart, Fahrgeschwindigkeiten, Betriebskosten, Fahrbühnen, Führungen, Fangvorrichtungen, Fahrschacht, Steuerungen, Schachttüren und deren Verschlüsse, Zeigervorrichtung, Handaufzüge, Transmissionsaufzüge, elektr. betriebene Aufzüge, hydraulische Aufzüge. — Besondere Sorgfalt ist den Fangvorrichtungen und den elektr. betriebenen Aufzügen gewidmet. Der letztere Abschnitt umfaßt Elektromotoren, Anlasser und Umschalter, Steuerungen, Aufzugwinden, Sicherheitsvorkehrungen, Tür- und Steuersicherungen, Ausführungen. — Das Werk bietet mit seinen vielen Rechnungsbeispielen und Konstruktionszeichnungen sowohl für den Studierenden wie für den ausführenden Konstrukteur eine wertvolle Unterlage für die Einarbeitung in das schwierige und umfangreiche Spezialgebiet des Aufzugbaues.

im Verlage von Gauthiers-Villars & Cie., Paris:

Die Hebezeuge

in französischer Ausgabe. 2. Auflage

im Verlage Walter de Gruyter & Co., Berlin:

(in der Sammlung Göschen)

Die Kalkulation im Maschinenbau

126 Seiten und 61 Abbildungen. 3. Auflage. Preis RM 1,50

im Verlage von Oskar Leiner, Leipzig:

Die Pumpen,
deren Berechnung und Konstruktion

239 Seiten und 316 Abbildungen. 3. Auflage. Preis RM 5,—

Kurzer Abriß der Spinnerei, Weberei und Appretur

100 Seiten und 104 Abbildungen. 3. Auflage. Preis RM 2,—

im Verlage von Carl Scholtze, Leipzig:

Sägegatter u. Hilfsmaschinen für Sägewerke

175 Seiten und 199 Abbildungen. 3. Auflage. Preis RM 6,—
(dasselbe in tschechischer und russischer Sprache)

BG Politechniki Śląskiej
nr inw.: 102 - 130441
Dyr.1 130441