

DIE HEBEZEUGE

THEORIE UND KRITIK AUSGEFÜHRTER KONSTRUKTIONEN

MIT BESONDERER BERÜCKSICHTIGUNG

DER ELEKTRISCHEN ANLAGEN

EIN HANDBUCH

FÜR

INGENIEURE, TECHNIKER UND STUDIRENDE

VON

AD. ERNST

PROFESSOR DES MASCHINEN-INGENIEURWESENS AN DER K. TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU STUTTGART

VIERTE NEUBEARBEITETE AUFLAGE

UNTER MITWIRKUNG VON

J. KIRNER

REGIERUNGSBAUFÜHRER U. ASSISTENT AN D. K. TECHN. HOCHSCHULE ZU STUTTGART

MIT 1486 TEXTFIGUREN UND 97 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN

ZWEITER BAND



BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1903

ISBN-13: 978-3-642-89346-9 e-ISBN-13: 978-3-642-91202-3
DOI: 10.1007/978-3-642-91202-3

Alle Rechte vorbehalten,
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen.
Softcover reprint of the hardcover 4th edition 1903

Inhalts-Verzeichniss.

Band II.

Fünfter Abschnitt.

Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb.

	Seite
A. Allgemeine Beziehungen und Gesetze	1
Einleitung. Absolutes Masssystem	1
Mechanische Einheiten	2
Magnetische und elektrische Einheiten	3
Tabelle der absoluten und praktischen Einheiten	3
I. Magnetische Gesetze	4
Coulomb'sches Gesetz. Feldstärke. Kraftlinien	4
Kraftlinienflüsse um stromdurchflossene Leiter. Biot-Savart'sches Gesetz. Stromstärke	6
Elektromagnetische oder elektrodynamische Wirkungen zwischen zwei Leitern	9
Einfaches Solenoid	10
Magnetische Leitfähigkeit. Permeabilität und Charakteristik	12
Bestimmung der Ampèrewindungen für eine bestimmte Kraftlinienzahl. — Magnetomotorisches Gesetz	14
II. Gesetze der galvanischen Ströme	18
Ohm'sches und Joule'sches Gesetz mit den daraus bestimmten elektrischen Grössen	18
Kirchhoff'sche Sätze und resultirender Widerstand	21
III. Elektrische Induktion	24
Lenz'sches Gesetz. — Elektromotorische Gegenkraft	24
Regeln für die Richtungsbeziehungen zwischen dem Hauptfeld, der Leiterbewegung und dem Betriebstrom oder der inducirten elektromotorischen Kraft	25
Selbstinduktion	26
Vorgänge in der einfachen elektrodynamischen Maschine	27
Umsteuerung	30
B. Gleichstrommaschinen	30
Allgemeines über Feldmagnete, Anker und Kollektor	30
Feldmagnete	30
Anker. — Ring- und Trommelanker	32
Stromabnehmer — Bürsten. Kollektor. Kommutator	34
Wirbelströme	35
Berechnung der elektromotorischen Kraft für zwei- und mehrpolige Gleichstrommaschinen. — Induktionsgleichung	36

	Seite
Ankerrückwirkung. Funkenbildung am Kollektor. Bürstenstellung	40
Ankerdrehmoment der Gleichstrommaschinen	42
Abhängigkeit der Umlaufzahl von der Wahl der elektrischen Konstruktionsgrößen	42
Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren	44
Das Verhalten der Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren im Betriebe. — Beziehung zwischen Umlaufzahl und Drehmoment .	45
Vergleich der Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren	47
Die Gefahr des Durchgehens der Hauptstrommotoren	48
Eigenschaften der Doppelschlussmotoren	51
Regulirung der Hauptstrommotoren	51
a. Regulirung der Umlaufzahl durch Ändern der elektromotorischen Gegenkraft	52
α . Widerstandwechsel im Ankerstromkreise	52
β . Wechselnder Anschluss an Netzleiter mit verschiedener Spannung .	53
γ . Spannungsänderung durch Hintereinander- oder Parallelschalten zweier Motoren oder Ankerhälften	53
b. Regulirung der Umlaufzahl durch Wechsel der Feldstärke	55
α . Widerstandschaltung im Erregerstromkreis	55
β . Schaltung mit veränderlicher Windungszahl der Erregerwindungen . .	56
c. Regulirung der Umlaufzahl durch verschiedene Schaltung der Ankerabteilungen mehrpoliger Maschinen	56
Regulirung der Nebenschlussmotoren	56
a. Regulirung der Umlaufzahl durch Ändern d. elektromotorischen Gegenkraft	56
α . Vorschalten von Widerstand im Ankerstromkreise	56
β . Regulirung durch Anschluss an Netzdrähte verschiedener Spannung	57
γ . Reguliren durch Hintereinander- oder Parallelschalten zweier Motoren oder Ankerhälften	57
b. Regulirung der Umlaufzahl durch Wechsel der Feldstärke	59
α . Wechsel der Feldstärke durch Vorschalten von Widerständen . . .	59
β . Wechselnde Schaltung der Erregerwindungen	59
c. Regulirung der Umlaufzahl mehrpoliger Maschinen durch veränderte Schaltung der Ankerleiter	60
Das Anlassen der Gleichstrommotoren	62
Anordnung der Anlasswiderstände	64
C. Grundgesetze des Wechselstromes	65
Sinusgesetz für Spannung und Strom. — Periodenzahl	65
Vektorendiagramme	66
Bestimmung der Resultante aus phasenverschiedenen Wechselströmen oder Wechselspannungen mit Hilfe des Vektorenparallelogrammes	67
Effektiver Werth des Wechselstromes und der Wechselspannung. — Messung von Wechselströmen	69
Wirkung der Selbstinduktion des Wechselstromes	71
Arbeit eines Wechselstromes bei vorhandener Phasenverschiebung zwischen Strom und Klemmenspannung	73
Magnetisirungsarbeit. — Hysteresis oder magnetische Reibung	76
Wirbelstromverluste	79
D. Wechselstrommaschinen	79
I. Allgemeines über die verschiedenen Arten der elektrischen Arbeitsübertragung und über Generatoren	79
Leitung zwischen Generator und Motor	83
Zweiphasenübertragung	83
Dreiphasen- oder Drehstromübertragung	84
a. Sternschaltung	85
b. Dreieckschaltung	86
Energieverbrauch der Drehstrommaschinen	88

	Seite
II. Wechselstrommotoren	88
Motoren mit Kommutator	88
Motoren ohne Kommutator	89
III. Drehstrommotoren im besonderen	90
Primärwicklung	90
a. Drehfeld zweipoliger Motoren — Umsteuerung	91
b. Drehfeld mehrpoliger Maschinen	93
c. Ursachen der Drehfeldverzerrung	95
Antrieb des Läufers durch das Drehfeld	98
Drehmoment unter Berücksichtigung der Streuung	99
Effektverlust im Läufer. — Wirkungsgrad	106
Einfluss des Widerstandes im Sekundärstromkreis und der Streuung auf das Drehmoment, die Läuferstromstärke und den Wirkungsgrad	107
Untersuchung des primären Stromkreises	109
a. Grösse der in den Primärspulen inducirten elektromotorischen Gegenkraft	109
b. Leerlauf des Motors	111
Belasteter Motor. Vollständiges Kreisdiagramm von Kapp. Ge- samtwirkungsgrad	113
Heyland'sches Diagramm	116
Spulenanker. Betriebskurven	119
Regulirung der Umlaufzahl	122
Das Anlassen der Drehstrommotoren	125
a. Motoren ohne besondere Anlassapparate	125
b. Motoren mit besonderen Anlassapparaten	126
1. Veränderung der Stromstärke im Läufer	126
a. Anlauf mit gewöhnlichen Anlasswiderständen	126
β. Görges' Anlaufvorrichtung mit Gegenschaltung der Sekundärspulen	127
γ. Anlauf mit einem Kurzschlussanker, der zweierlei Windungen trägt	130
δ. Anlauf mit Wechsel der Polzahl zum Ausschalten von Läufer- widerstand	131
2. Veränderung der Stromstärke im Primärstromkreis	132
a. Verändern der Spulenspannung	132
Verwendung eines Transformators mit veränderlicher Windungs- zahl. — Autotransformator der Allgemeinen Elektrizitäts- gesellschaft in Berlin	132
Anlauf mit Umwandlung der Sternschaltung des Primärstrom- kreises in Dreieckschaltung	136
Anlauf mit getheilten Primärspulen und Schaltwechsel zwischen Hintereinander- und Parallelschaltung der Spulenabtheilungen	137
β. Verändern der Primärleiterzahl	137
Anlauf mit Vertauschung der Primär- und Sekundärwicklung von der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin	137
γ. Wirkung der Anlassapparate im Primärstromkreis	138
IV. Asynchrone Induktionsmotoren mit Kommutator	138
V. Einphasenmotoren	140
Anlassvorrichtung für einphasige Induktionsmotoren der Ma- schinenfabrik Oerlikon	141
E. Allgemeines über elektrische Betriebsanlagen für Hebemaschinen	142
Vorzüge und Nachtheile der verschiedenen Systeme elektrischer Kraftübertragung für den Betrieb von Hebemaschinen	142
Konstruktive Gesichtspunkte. — Leistungsangabe für Motoren mit intermittirendem Betrieb. — Wahl der Motorgrösse für Hebemaschinen	144
F. Anlasswiderstände	147
Abstufung der Anlasswiderstände	147
a. Nebenschlussmotor	148
β. Hauptschlussmotor	150
γ. Drehstrommotor	153

	Seite
Arbeitsverlust beim Anlassen	155
Ausführung der Widerstände	158
G. Elektrische Bremsen und Kupplungen	160
Allgemeines	160
1. Elektromotoren als Bremsen und Geschwindigkeitsregler	162
a. Gleichstrommotoren als Bremsen	162
α . Wirkung der Gleichstrommotoren als Stoppbremsen	162
Nebenschlussmotor	162
Hauptstrommotor	165
β . Bremsregelung für gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit ohne Rückgewinnung von Energie	166
Bestimmung des Bremswiderstandes für Lastsenken	167
γ . Bremsregelung für gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit mit Rückgewinnung elektrischer Energie	168
b. Drehstrommotoren als Bremsen	173
α . Regulirung auf gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit	173
β . Bremsen durch Gegenstrom	174
γ . Bremsschaltung von Natalis mit Kommutator, ausgeführt von der E.A.G. vorm. Schuckert & Co.	176
2. Wirbelstrombremsen	178
Erklärung der Wirkungsweise	178
Wirbelstrombremse der Electricitätswerke, vormals O. L. Kummer & Co.	183
3. Magnetbremsen	183
a. Bremsmagnete mit Gleichstrom	183
Berechnung der Zugkraft eines Elektromagneten mit festem Eisenkern	184
Bremsmagnete mit beweglichem Eisenkern	186
Einschaltung der Bremsmagnete im Hauptstromkreis oder im Nebenschluss	188
b. Bremsmagnete mit Wechselstrom	190
Berechnung von Elektromagneten für Wechselstrom	190
c. Ausgeführte Magnetbremsen	194
Hufeisenmagnetbremse der Esslinger Maschinenfabrik	194
Magnetische Sperrbremse mit Reibscheiben, von Schuckert in Nürnberg	195
Bremsmagnet mit Tauchanker der Shaw Electric Crane Company	196
Eisengeschlossener Bremsmagnet mit eintauchendem Anker der Union Electricitätsgesellschaft in Berlin	197
Bremsmagnet für Nebenschluss mit selbstthätiger Widerstandschaltung, Bauart Vogelsang-Lindenstruth der Helios E.A.G.	199
Kniehebel-Bremsmagnet von Schuckert.	200
Elektromagnetische Bremse mit Drehanker von Siemens & Halske	201
Drehstrommotor-Bremsmagnet von Schuckert	203
4. Magnetische Kupplungen	205
Magnetische Kupplung von Siemens & Halske	205
H. Elektromagnete als Steuermagnete	205
J. Schutzapparate für elektrisch betriebene Hebemaschinen	206
Funkenlöscher	206
Hilfausschalter zur Schonung der Hauptschaltkontakte beim Abstellen des Stromes von Siemens & Halske	208
Schmelzsicherungen	210
Selbstthätige Starkstromausschalter, Bauart Natalis.	210
Warnsignale	213
Nothausschalter	214
Sprague's Nothausschalter zur Hubbegrenzung elektrisch betriebener Winden	214
Verbindung der Stromausschaltung mit der Fangvorrichtung für elektrische Aufzüge, Von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft	215
Selbstabsteller des Elektromotors in Verbindung mit einer von Hand betriebenen Riemenrückführung für Personen-Paternoster-Aufzüge von F. Scheer in Stuttgart	217

	Seite
Sicherung der Stromwendermittellage gegen unbeabsichtigtes Umsteuern	219
Sicherung der Stromwendermittellage von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft	221
Sicherung der Stromwendermittellage mit selbstthätiger Verriegelung durch den toten Gang des Steuerzuges von Ad. Zaiser in Stuttgart	222
K. Anlasser und Steuerungen	223
A. Einfache Anlasser ohne Stromwender	224
Anlasser für Gleichstrom mit Schurscheibe und Gegengewicht zum raschen selbstthätigen Ausschalten von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin	224
Anlassvorrichtung von Schuckert für Leeranlauf des Motors mit nachträglicher magnetischer Kupplung der Winde	225
Flüssigkeits-Anlasswiderstand für Drehstrommotoren von der A.E.G.	226
Anlasser für Ein- und Mehrphasenmotoren von Siemens & Halske	227
B. Einfache Anlasser mit besonderen Funkenziehern	230
Anlasser mit Flüssigkeitswiderstand und Funkenzieher durch eine Gabel von Kummer	230
Anlasser mit Kohlenkontakten und Schnappschalter von der Esslinger Maschinenfabrik, Abtheilung für Elektrotechnik in Cannstatt	232
Anlasser mit fortlaufender Funkenentziehung beim Schalten für Gleichstrom und Drehstrom von Schuckert	232
C. Einfache Anlasser zum Regeln der Motorumlau fzahl	236
Anlasser der A.E.G. für Nebenschlussmotoren mit Vorschaltspulen im Magnetstromkreis	236
Anlasser von der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals L. Schwartzkopf für Nebenschlussmotoren mit veränderlicher Feldstärke und Parallel- oder Hintereinanderschaltung der Anker	237
D. Anlasser mit Stromwender	241
Einfacher Drehstromwender mit Handgriff für Kra hne ohne Anlasswiderstand von der A.E.G.	241
Drehstromumschalter mit Zugseilen zum Steuern von unten	242
Wendeanlasser für Gleichstrommotoren mit Graphitwiderstand von C. Flohr	243
Umsteuerung mit Flüssigkeitswiderstand für Drehstrommotoren von der A.E.G.	245
Umsteuerung für Drehstrommotoren mit Metall-Anlasswiderstand im Läuferstromkreis von der A.E.G.	248
Wendeanlasser für Gleichstrommotoren mit Kohlenstifthebel für veränderliche Fahrgeschwindigkeit von Siemens & Halske	250
Wendeanlasser für Nebenschlussmotoren mit parallel oder hintereinander geschalteten Ankern für veränderliche Fahrgeschwindigkeit von der Berliner Maschinenbau A.G. vorm. L. Schwartzkopf	254
E. Anlasser mit Ankerbremsung — Nachlaufbremsung	256
Wendeanlasser mit Kohlenkontakten und Selbstbremsung des Motors beim Abstellen von der Esslinger Maschinenfabrik	256
F. Anlasser für besondere Zwecke	257
a. Anlasser für Pumpen der Centralen hydraulischer Hebe- maschinen	257
Selbstthätige Ein- und Ausrückung elektrisch betriebener Pumpen von der E.A.G. vorm. Schuckert & Co.	257
Selbstthätiger Steuerapparat von A. Stigler mit elektrischem Anlasser von Siemens & Halske	260
Selbstthätiger Anlasser für Presspumpenbetrieb mit unverändertem Drehsinn des Schalthebels beim Ein- und Ausrücken durch einen Hilfsmotor von der E.A.G. vorm. Schuckert & Co.	263
b. Anlasser für Spillwinden	267
Anlasser für Spillwinden mit unverändertem Drehsinn des Schalthebels beim Ein- und Ausrücken von der E.A.G. vorm. Schuckert & Co.	267

	Seite
c. Anlasser für Krahnmotoren	269
Umsteuerung mit Flüssigkeitswiderstand und Handbremse für Krahne mit Gleichstrombetrieb von Kummer	269
Zwangläufige Kupplung der mechanischen Bremse mit dem Wendeanlasser für Krahne und Haspel von C. Hoppe, in Verbindung mit einem Siemens'schen Kohlenkontakthanlasser für wechselnde Fördergeschwindigkeit	271
Krahnsteuerung mit Sperrradbrenshebel von Nagel & Kaemp	275
Schuckert-Anlasser für Nebenschlussmotoren mit Ankerbremsung und Funkenbläser zum Einmotorenbetrieb von Krahnmen	277
Schuckert-Anlasser für Nebenschlussmotoren mit Tourenregulirung und Ankerbremsung zum Einmotorenbetrieb von Krahnmen	278
Krahnsteuerungen mit Schaltwalzen	280
Allgemeines über Schaltwalzen	280
α. Schaltwalzen für Gleichstrom	281
Anlasser und Bremssteuerung für Hauptstrommotoren mit Geschwindigkeitsregulirung von Fischinger	281
Stromleitung und Wendeanlasser mit Regelung der Motorgeschwindigkeit durch den Anlasswiderstand für Laufkrahne mit drei Hauptstrommotoren von der Union, E.G. in Berlin	285
Schaltwalzensteuerung von Schuckert für veränderliche Motorgeschwindigkeit mit Nachlaufbremse für die Hauptstrommotoren der Mohr'schen Portalkrahne am Versmannquai in Hamburg	288
Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren von der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Cie.	291
Schaltwalzensteuerung von Siemens & Halske mit wanderndem Stromfinger und festliegenden Widerstandskontakten	292
Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren mit Selbstbremsung des Ankers beim Lastsenken, zwangläufigem Antrieb auf der ersten Senkstufe und Stromstoss für den leeren Haken von der E. A. G. vorm. Schuckert & Co. in Nürnberg	295
Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren mit Nachlaufbremse und Senkbremstufen für Laufkrahnwinden und Schaltwalze für Fahrwerke von Helios, E. A. G. in Köln	299
Krahn-schaltwalze für Doppelschlussmotoren der E. A. G. vormals W. Lahmeyer & Cie.	303
Doppelkollektormotor für Reihen-Parallelschaltung der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, mit untertheilter Feldwicklung	306
Sicherheitsumschalter für abwechselnd hintereinander und parallel geschaltete Motoren oder Wicklungsabtheilungen eines Motors von Siemens & Halske	308
β. Schaltwalzen für Drehstrom	310
Schaltwalze für Drehstrom mit einfacher Umsteuerung und Lüftbremsmagnet. Ausgeführt von der A. E. G., Berlin	310
Schaltwalzen für umsteuerbare Drehstrommotoren mit und ohne selbstthätige Endausschalter von der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft vormals W. Lahmeyer & Cie.	311
Schaltwalze für Drehstrom von W. Ephraim. Ausgeführt von Helios, E. A. G. Köln	315
γ. Universalkrahnsteuerung	316
Steuerapparat von Essberger-Geyer. Ausgeführt von der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin	316
d. Anlasser für Aufzüge	318
Anlasssteuerung von Schelter & Giesecke für Aufzugwinden mit leer anlaufendem Elektromotor und mechanischem Wendegetriebe	318
Drehstromumschalter für Aufzüge mit Steuerseilrolle und verriegelter Mittellage ohne Anlasswiderstand von der A. E. G.	321
Drehstromumschalter für kleine Wirtschaftsaufzüge	323
Umkehranlasswiderstand mit Regulirung durch Pendelruhe für Aufzüge mit Nebenschlussmotoren von der A. E. G.	323
Stromwender mit Flüssigkeitwiderstand und Selbstregulirung der Schaltgeschwindigkeit für Aufzüge mit Gleichstrommotoren von Kummer	328

Seite

Sicherheitsanlasser von S. & H. mit selbstthätiger Schaltsperre für den Anlasswiderstand beim Überschreiten des zulässigen Ankerstromes	331
Aufzugsteuerung von Eickemeyer mit Selbstregulirung der Schaltung durch ein Solenoid	332
Gleichstromanlasser für Aufzüge von Siemens & Halske mit Centrifugalregulator und Kohlenkontakten	339
Wendeanlasser mit Selbstregulirung der Schaltgeschwindigkeit durch den Anlauf des Motors und Selbstbremsung des Ankers beim Abstellen für Aufzugbetrieb mit Nebenschlussmotoren von Schuckert	343
Wendeanlasser mit Kohlenkontakten. Selbstregelung der Schaltgeschwindigkeit durch einen Hilfsmotor, Schutz gegen übermässiges Anwachsen des Anlaufstromes, sowie Kurzschlussbremsung des Ankers beim Abstellen für Aufzüge mit Nebenschlussmotoren von Schuckert	347
Selbstthätiger Aufzuganlasser von Schuckert für Drehstrom	352
Elektrische Steuerung der Sprague Elevator Company mit Bremswirkung des Motors für Aufzüge, welche durch das unausgeglichene Gewicht des Förderkorbes selbstthätig niedergehen	355
Aufzugsteuerung mit selbstthätiger Abstellung an den Fahrgrenzen durch einen Hilfstrom und mit Selbstbremsung des Elektromotors von Otis	358
Elektrische Steuerung für Aufzüge mit selbstthätiger Abstellung an den Fahrgrenzen von Schuckert	363
Aufzugsteuerung mit Kohlenkontakten für Nebenschlussmotoren mit regelbarer Fahrgeschwindigkeit, Selbstabstellung an den Fahrgrenzen und elektrischer Sicherung der Fahrstuhl- und Schachthürverschlüsse von A. Stigler in Mailand	366
Selbstthätige Regelung der Geschwindigkeit zum sanften Anhalten schnellfahrender Aufzüge von Schuckert	369
Elektrische Aufzugsteuerung in der Fahrzelle mit Bedienung der Bremse und Regulirung der Fahrgeschwindigkeit durch Widerstände im Magnetstromkreis von Otis	372
Veränderung der Motorgeschwindigkeit für Aufzüge durch Schaltwechsel der Ankerspannung bei Dreileiteranlagen für Gleichstrom von Otis	376
e. Aufzugsteuerungen mit Stockwerkeinstellung	379
a. Steuerungen mit mechanischer Einstellung der elektrischen Fahrunterbrechung in beliebigen Stockwerken	379
Aufzug mit selbstthätiger Abstellung in den einzelnen Stockwerken von der E. A. G. vorm. Schuckert & Co.	379
Elektrische Selbstabstellung des Aufzugmotors für beliebige Stockwerke mit Steuerzug von der B. A. M. A. G.	381
Stockwerkeinstellung für Wirtschafts- und Aktenaufzüge mit Nebenschlussmotoren von der E. A. G. vorm. Schuckert & Co.	384
β. Knopfsteuerungen	387
Allgemeines über Knopfsteuerungen	387
Knopfsteuerung der Otis Elevator Company	390
Knopfsteuerung von Schuckert	397
Magnetische Verriegelung der Knopfsteuerung von Wahlström	400
Knopfsteuerung für elektrisch betriebene Aufzüge von A. Stigler	405
Elektrische Knopfsteuerung für hydraulische Aufzüge von A. Stigler	410
Knopfsteuerungen von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., sowie von C. Flohr, Siemens & Halske, Bingert, Findeisen u. R. Stahl	414
Knopfsteuerung der E. A. G. vorm. W. Lahmeyer & Co. mit Verriegelungsmagneten und magnetisch gesteuertem Anlasswiderstand	415
Selbstanlasser zur Knopfsteuerung von W. Lahmeyer	421
Druckknopfsteuerung mit elektromagnetisch gesteuertem Selbstanlasser für Gleichstrom und Drehstrom von Schuckert	422
Anlassvorrichtung mit Knopfsteuerung für Einphasenmotoren von Otis	433
Gemeinsame Steuersolenoiden für Umschalter und Stoppbremse bei Einphasen-Aufzugmotoren mit Knopfsteuerung von Otis	439
L. Drahtstützen und Stromabnehmer	442

Sechster Abschnitt.

Hebemaschinen mit Treibkolben.

A. Hebezeuge mit Druckwasserbetrieb	448
1. Allgemeines über Hebezeuge mit Druckwasserbetrieb	448
2. Konstruktionselemente der Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb	451
a. Kolben- und Cylinderformen	451
α . Unmittelbar wirkende Tauchkolben mit ihren Cylindern	451
β . Tauchkolben mit Übersetzungsrollen und Zubehör	454
γ . Teleskopkolben	458
δ . Scheibenkolben	459
b. Berechnung der Cylinder- und Kolbenwandstärken	459
c. Entwässerung und Entlüftung der Cylinder	461
Selbstthätiges Entlüftungsventil für Cylinder	462
d. Stopfbüchsen	462
e. Kolbenführungen	468
f. Rohre und Rohrleitungen	471
α . Rohre	471
Rohrverbindungen	472
Tabelle für Flanschverbindungen von Dinglinger	475
Stopfbüchsenrohre	476
Ersatz für Krümmer von Haniel und von Hoppe	477
Bewegliche Rohranschlüsse	477
β . Allgemeines über Rohrleitungen	479
Entlastetes Stopfbüchsenrohr von Eilert	481
Entlastete Dehnungstopfbüchse von Frahm	482
γ . Absperrventile und Schieber	483
δ . Selbstthätige Entlüftung der Rohrleitungen	485
Selbstthätiges Entlüftungsventil von Eilert in Hamburg	486
Selbstthätiges Lufteinlass- und Auslassventil von Eilert	487
3. Hydraulische Hebemaschinen mit unmittelbar wirkender Druckpumpe	487
Hebebock von Gruson	487
Hydraulische Schlittenwinde	490
Daumenkraft von Gruson	490
Hydraulische Zugwinde von A. Schimmel in Leipzig	491
Schlussbetrachtungen über hydraulische Hebebücker	491
Fahrbarer hydraulischer Krahn mit Laufkatze von Gruson	492
Fahrbarer Drehkrahn mit Winkelhebelausleger von Gruson	493
Fahrbarer Dreh- und Wippkrahn von Petin, Gaudet & Cie.	494
Fahrbarer hydraulischer Verladekrahn mit Handbetrieb von Ritter	495
4. Hydraulische Hebemaschinen mit Druckwasserbehälter	495
a. Druckwasserbehälter — Akkumulatoren	496
α . Offene Druckwasserbehälter	496
β . Geschlossene Druckwasserbehälter	497
Druckwasserkessel	499
Druckwindkessel von C. Hoppe mit selbstthätiger Begrenzung der kleinsten Luftfüllung durch Schwimmerventil	502
Druckwassercylinder — Akkumulatoren	503
Gewichtsakkumulatoren	503
Bestimmung des Akkumulatorinhaltes und der Leistungsfähigkeit der zugehörigen Druckpumpe	506
Dampf- und Luftdruckakkumulatoren	510
Dampfdruckakkumulator von Brown	510
Luftdruckakkumulator von L. W. Breuer, Schumacher & Co.	511

	Seite
b. Selbstthätige Anlass- und Absperrvorrichtungen für Akkumulatorpumpen	512
a. Anlass- und Absperrvorrichtungen für Akkumulator-Dampfpumpen	513
Anlassvorrichtung von G. Luther	514
Anlassvorrichtung von Haniel & Lueg	515
Anlass- und Abstellvorrichtung mit selbstthätiger Veränderung der Hubzahl durch Weiss'schen Leistungsregulator von R. Dinglinger	515
β. Ein- und Ausrückvorrichtungen für Akkumulatorpumpen mit Riemenbetrieb	518
Hydraulische Riemensteuerung des Verfassers	518
γ. An- und Abstellvorrichtungen für Akkumulatorpumpen mit elektrischem Betrieb	521
Kippschalter mit Röhrenfedermanometer zum Anlassen und Abstellen von Elektromotoren für Presspumpen bei bestimmten Druckgrenzen, von der E.A.G. vorm. Schuckert & Co.	522
c. Schutzventile für Akkumulatoren	523
Sicherheitsauslassventil von Dinglinger	523
Sicherheitsauslassventil von Haniel & Lueg	524
Rückschlagventil von Breuer	524
Rückschlagventil von G. Luther	525
Zwangläufig gesteuertes Rückschlagventil von Haniel & Lueg	526
d. Allgemeines über Presspumpen für Druckwasserakkumulatoren	527
e. Steuerungen für einfachwirkende Hebemaschinen	528
Schiebersteuerungen	529
a. Unentlastete Schieber	531
Gewöhnlicher Muschelschieber	531
Cylindrischer Muschelschieber von Gebr. Weismüller	531
Schiebersteuerung von Volmer in Remscheid	532
Hochdruckschieber von G. Luther	532
Schieber für aussergewöhnlich kleine Durchflussquerschnitte (Krauschwenksteuerung)	536
β. Entlastete Schieber	536
Ermittlung der erforderlichen Durchflussquerschnitte und der Druckhöhenverluste in der Steuerung — Betriebskurve	538
Äusseres Steuerwerk — Steuerzüge, Druckknopfsteuerung	544
Centralsteuerung	547
Kolbensteuerungen	547
Kolbensteuerung von Lane & Bodley	548
Kolbensteuerung von Otis	549
Kolbensteuerung mit entlasteter Läderung von Helbig	553
Französische Kolbensteuerung mit Schraubenspindel	554
Kolbensteuerung mit Schraubenspindel von Neuman	555
Selbstthätige Kolbensteuerung mit Anlassschieber von Reynolds	556
Selbstthätige Differentialkolbensteuerung mit Vorsteuerung von Otis	560
Selbstthätige Kolbenschieber mit Vorsteuerung von Hall	562
Differentialkolbenschieber mit Vorsteuerung von Hall-Otis	563
Ventilsteuerungen	565
Ventilsteuerung von Neukirch in Bremen	566
Ventilsteuerung des Verfassers	568
Ventilsteuerung von E. Volmer in Remscheid	570
f. Hebemaschinen mit abgestuftem Wasserverbrauch für verschiedene Lastgrenzen	572
a. Eincylindermaschinen mit veränderlicher äusserer Triebwerkübersetzung	573
Vorrichtung zum Einschalten einer losen Rolle in das Lastseil für Hakenspeicherwinden von R. Dinglinger	573

	Seite
Übersetzungswechsel von Johnson & Ellington	574
Übersetzungswechsel von Lane & Bodley	575
β. Eincylindermaschinen mit doppelt wirkendem Scheibenkolben	577
Aufzugmaschine von Eilert mit hängendem Kolben für zwei Laststufen	577
γ. Gruppencylindermaschinen mit Wechsel in der Zahl oder im Querschnitt der wirksamen Kolben	580
Cylinderanordnung für Hebemaschinen mit Kraftstufen	584
Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und einfacher Steuerung von G. Luther	584
Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und Stufensteuerung von Dankworth	585
Köncentrische Cylinder mit dauernd gekuppelten Kolben und Wechsel der wirksamen Kolbendruckflächen durch Stufensteuerung	587
Dreistufige Maschine von Fr. Neukirch	587
Dreistufige Maschine von Haniel & Lueg	591
Zwei- und dreistufige Maschine von C. Hoppe	592
Zweistufige Maschine von G. Luther	593
Fünfstufige Maschine von Haniel & Lueg	594
Parallele Cylinder mit gekuppelten Kolben und Wechsel der wirksamen Kolbendruckflächen durch Stufensteuerung	596
δ. Stufensteuerungen für veränderlichen Kraftwasserverbrauch bei wechselnden Lastgrössen	598
Zwanglose Stufensteuerungen	598
Zweistufige Steuerung von Armstrong für doppeltwirkende Eincylindermaschinen	598
Dreistufige Steuerung von Armstrong für Gruppencylindermaschinen	599
Stufensteuerung mit Umschalter von Neukirch	600
Zwangläufige Stufensteuerung	602
Flachschiebersteuerung für zwei und drei Laststufen von C. Hoppe	602
Zweistufige Schiebersteuerung von Eilert	605
Drehschieber für fünf Laststufen von Haniel & Lueg	606
Stufenventilsteuerung von Haniel & Lueg	612
Selbstthätige Einstellvorrichtung für verschiedene Laststufen von Fr. Neukirch	613
Steuerungen von R. H. Thorpe und von Carey	615
Rückblick auf den Werth der zwangläufigen Stufensteuerungen	615
g. Hydraulische Aufzüge	618
a. Aufzüge mit unmittelbar wirkenden Treibkolben	618
Aufzüge ohne Ausgleich der toten Last und des wechselnden Kolbenantrieb	619
Einfache Lasthebebühne	619
Einfluss des Betriebsdruckes, der Knickfestigkeit und der vorgeschriebenen Hubkraft auf die Wahl des Kolbenquerschnitts	620
Aufzüge mit Ausgleichplunger für einen Theil der toten Last	621
Hydraulische Aufzüge für Eisenbahnwagen von Haniel & Lueg	621
Doppelaufzüge mit gegenseitigem Ausgleich der toten Last	623
Schiffshebwerke bei Les Fontinettes und La Louvière	623
Schiffshebwerk mit Schwimmern bei Henrichenburg	631
Entwürfe der Schiffshebwerke für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal und für den Marne-Saône-Kanal	633
Differentialpresse mit hydrostatischem Ausgleich für grosse tote Gewichtsmassen von C. Hoppe	633
Aufzüge mit theilweisem Ausgleich für die tote Last und den wechselnden Kolbenantrieb	634
Personenaufzug der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft — Bauart Edoux	634
Gepäck- und Postpacketkarrenaufzüge	639

	Seite
Direkt wirkender Aufzug mit Gegengewichtskolben von Heurtebise und Tommasi	640
Direkt wirkender Aufzug mit Gegengewichtskolben und Druckübersetzung — Bauart Cramer	642
Direkt wirkender Aufzug von Ellington mit hydrostatischem Gegengewicht und Druckübersetzung	650
Direkt wirkender Aufzug mit Gegenkolben und hydraulischem Gestänge für Druckübersetzung mit theilweisem Wiedergewinn der verbrauchten Füllung von Cramer und Hoppe	651
Aufzug von Leroy	652
Hoppe's hydrostatischer Ausgleich der veränderlichen Druckhöhe für direkt wirkende Aufzüge	653
Selbstthätige Durchflussregler als Fahrgeschwindigkeitsbremsen für hydraulische Aufzüge	654
Hydraulische Bremse der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft	654
Geschwindigkeitsregler von Gebr. Weissmüller	655
Hydraulische Bremse von C. Flohr	655
β. Aufzüge mit mittelbar wirkendem Treibkolben	656
Aufzüge mit mittelbar wirkenden Treibkolben ohne Übersetzung	656
Aufzug von Freissler	650
Aufzug von Ph. Mayer in Wien	659
Aufzüge mit mittelbar wirkendem Treibkolben und Hubübersetzung durch Rollenzüge	660
Otis-Aufzug der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft	660
Passagieraufzug von Otis für die North Hudson County Railway	668
Speicheraufzug für 1000 kg Nutzlast mit zehnrölligem Übersetzungsflaschenzug und 50 Atm. Betriebsdruck	670
Hydraulische Hakenwinde von G. Luther in Braunschweig	674
Aufzüge mit mittelbar wirkenden Treibkolben und Seiltrommeln, unter Verwendung gemischter Vorgelege	676
Aufzug von L. Hopmann in Ehrenfeld-Köln	676
Hydraulische Aufzugmaschine von A. Stigler in Mailand	678
Hydraulischer Jigger von G. Luther	682
Hydraulischer Jigger der Österreichischen Alpinen Montangesellschaft für Triest	682
Speicherwinden mit wechselndem Betrieb zweier Förderbahnen	684
Umschaltvorrichtung für Hakenwinden von C. Hoppe	685
Umschaltvorrichtung für Hakenwinden von Haniel & Lueg	686
Hydraulischer Gichtaufzug von Armstrong	687
h. Hebewerke mit mehreren Treibkolben zur Stützung umfangreicher Lasten	688
Lasthebung durch Kolbengruppen mit getrennten Druckleitungen	688
Schiffshebewerk für die Viktoria-Docks in London von Clark	689
Lasthebung durch Kolbengruppen mit gemeinsamer Druckleitung	691
Steuerventil von Clark & Stanfield für Parallelhebung	692
Stellsteuerung von Hoppe für hydraulische Parallelhebung	692
i. Krähne mit Akkumulatorbetrieb	694
Giesserei-Blockkrähne	695
Blockkrähne von R. M. Daelen	695
Blockkrahn für das neue Donnarfvets Bessemerwerk in Schweden	698
Blockkrahn von Gebr. Weissmüller	699
Giesspfannenkrahn mit Hubhebel und Ausgleichung der toten Last von S. Forter	701
Freistehender hydraulischer Drehkrahn mit Hub-, Schwenk- und Katzenfahrcylinder vom Neusser Eisenwerk A. G. vorm. Rud. Daelen	701
Mittelkrähne für Bessemerwerke	704
Giesskrahn von Cockerill für 11 Tonnen	704

	Seite
Giesskrahm des Domnarfvets Bessemerwerkes in Schweden	705
Krahne von Tannet, Walker & Co. und von Thomas Wrightson	706
Fahrbare Giesskrahne für Hüttenwerke	706
Giesswagen des Stahlwerkes der Gutehoffnungshütte	706
Speicherkrahne	708
Gebäudekrahm von C. Hoppe für den Berliner Packhof	708
Freistehender Drehkrahm für Weinkeller von C. Hoppe	711
Hafenkrahne	711
Fahrbarer Hafenkrahm mit drei Laststufen für den Hamburg-Venloer Bahnhof von R. Dinglinger	711
Hydraulische Uferkrahne von Haniel & Lueg mit fünffacher Stufen- steuerung für Hamburg	713
Fahrbare Portalkrahne von Neukirch für Bremen und von Breitfeld, Daněk & Co. in Prag für Triest, mit Vergleichung der beiderseitigen Schwenksteuerungen	717
Vergleichende Übersicht fahrbarer Hafenkrahmgestelle mit hochliegen- dem Ausleger	721
Fahrbare Sockelkrahne	721
Freistehende Portalkrahne	722
Fahrbare Portalkrahne mit Anlehnung des Unterbaues an be- nachbarte Gebäude	726
Fahrbarer Dachkrahm	727
Rückblick	727
Der hydraulische Hebe Maschinenbetrieb der neuen Werft- und Hafen- anlagen in Köln mit elektrischem Antrieb der Presspumpen	729
Schiffskrahne	732
k. Kohlensturzgerüste für hydraulische Kipper	732
Kohlensturzgerüst der Holländischen Rheineisenbahn	733
Selbstthätiger hydraulischer Eisenbahnwagenkipper, Bauart Schmitz & Rohde von Friedr. Krupp-Grusonwerk	734
Kohlensturzgerüste zu Cardiff und Newport in Süd-Wales	736
Kohlensturzgerüst zu Birkenhead	739
Hydraulische Krahnwippe der Albert-Docks zu Hull	740
Kohlenschüttkrahm von C. Hoppe für den Bremer Freihafen	741
1. Hydraulischer Operationstisch für Pferde	741
Hydraulischer Operationstisch in der Thierärztlichen Hochschule Stutt- gart	741
B. Hebe Maschinen mit Dampftreibkolben	745
Fahrbarer Drehkrahm ausgeführt für die Freihafenanlagen in Hamburg von dem Eisenwerk, vorm. Nagel & Kaemp, A. G.	745
Lokomotivkrahm mit Lasthebel von Brown	749
C. Hebe Maschinen mit Luftbetrieb	749
Gichtaufzug von Gjers	751
Drucklufthebezeug mit einfach wirkendem Kolben von der Pedrick & Ayer Company in Philadelphia	752
Drucklufthebezeug von Pedrick mit einstellbarer Hubbegrenzung	754
Drucklufthebezeug mit doppeltwirkendem Kolben von Pedrick	755
Ridgway-Präcisions-Lufthebezeug mit Ölbremse	756
Pneumatische Elevatoren	758

Fünfter Abschnitt.

Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb.

A. Allgemeine Beziehungen und Gesetze.

Einleitung. Absolutes Masssystem.

Die Elektrotechnik verwerthet für den Kraftbetrieb die magnetische Wirkung des galvanischen Stromes, der die Gesetze von Biot-Savart und Lenz in Verbindung mit dem Ohm'schen Gesetz zu Grunde liegen. Die beiden ersten geben die elektromagnetische Wechselwirkung zwischen dem Strom und der Umgebung des Leiters an, das Ohm'sche Gesetz behandelt die rein elektrischen Beziehungen zwischem dem Strom und seinem Leiter. Dazu gesellt sich das Joule'sche Gesetz für die Wärmeerzeugung des elektrischen Stromes, welche bei der Wahl der Leiterquerschnitte in erster Linie berücksichtigt werden muss.

Die elektrischen und magnetischen Grössen lassen sich als Rechnungswerte aus unmittelbar messbaren mechanischen Grundwerthen herleiten. Zum planmässigen Aufbau der Mass- und Begriffsbestimmungen hat man alle Einheiten nach dem sogenannten absoluten Masssystem festgesetzt, das von den drei willkürlich gross, aber international gemeinsam gewählten Grundeinheiten, dem Centimeter (cm) als Einheit der Länge, dem Gramm (g) als Einheit der Masse, der Sekunde (s) als Einheit der Zeit ausgeht und nach den Abkürzungszeichen kurz als cgs-System bezeichnet wird.

Der Umstand, dass aber die absoluten Einheiten in den meisten Fällen unbequem grosse oder kleine Zahlenwerthe für die gemessenen Grössen liefern und dass andererseits vor allem in der Anwendung der Rechnungsergebnisse für die Praxis das Bedürfniss vorliegt, mit den Masszahlen eine unmittelbare Vergleichsvorstellung zu verbinden, hat dazu geführt, hierfür decimale Vielfache der absoluten Einheiten zu vereinbaren, die man als praktische Einheiten bezeichnet und im allgemeinen technischen Verkehr für alle Messungsangaben benutzt.

Dies entspricht vollkommen dem auch sonst praktisch bewährten Gebrauch, dass man mit dem bürgerlichen Masssystem grosse Lasten in Tonnen und nicht in Kilogrammen, grosse Entfernungen nicht in Metern, sondern in Kilometern angiebt oder im umgekehrten Fall, bei sehr kleinen Längen auf das Millimeter als Vergleichseinheit zurückgreift, weil die Vergleichsvorstellung um so unsicherer wird, je grösser der Zahlenfaktor oder je kleiner der echte Bruch ist, mit dem man die Einheitsgrösse zu multipliciren hat.

Da die praktischen Einheiten nach dem Vorstehenden nichts anderes als Vielfache der absoluten sind, ist in den nachfolgenden Darlegungen von der Entwicklung der letzteren auszugehen.

Die absoluten Einheiten der mechanischen und physikalischen Grössen der Elektrotechnik werden in der Weise erhalten, dass man die Proportionalitätskonstante der Funktion, welche die Grössen aus den drei Grundeinheiten bilden, gleich 1 setzt. Die Funktion bezeichnet man an und für sich als die „Dimension“ der Grösse und setzt zur Andeutung dieser Bezeichnungsweise die Abkürzung „dim“ vor die Funktion.

Mechanische Einheiten.

Von den mechanischen Grössen kommen zur Bestimmung der elektrischen die Geschwindigkeit, Beschleunigung, Kraft, Arbeit und der Effekt, d. h. die in der Zeiteinheit geleistete Arbeit, in Betracht.

„Geschwindigkeit“ ist die auf die Zeit der Bewegung bezogene Wegstrecke bei gleichbleibendem Bewegungszustande, also ganz allgemein

$$v = \frac{dl}{dt}$$

oder bei dauernd gleichförmiger Bewegung $v = \frac{l}{t}$.

Mit v und l , gemessen in cm, abgekürzt c , und t , gemessen in s ,

$$\left. \begin{array}{l} \text{folgt: } \dim v = \frac{c}{s} = cs^{-1} \\ \text{die absolute Einheit der Geschwindigkeit} = cs^{-1} \end{array} \right\} \dots 1.$$

Die „Beschleunigung p “ ist die Geschwindigkeitsänderung, bezogen auf die Zeit, während welcher die Geschwindigkeitsänderung gleichförmig vor sich geht, also ganz allgemein

$$p = \frac{dv}{dt}$$

oder bei dauernd gleichförmiger Beschleunigung $p = \frac{v}{t}$

$$\left. \begin{array}{l} \dim p = \frac{\dim v}{s} = cs^{-2} \\ \text{die absolute Einheit der Beschleunigung} = cs^{-2} \end{array} \right\} \dots 2.$$

Die „Einheit der mechanischen Kraft“, die sogenannte „Dyne“, ist diejenige Kraft, welche in einer Sekunde einem Gramm Masse ein Centimeter Beschleunigung erteilt.

Bezeichnet P die beschleunigende Kraft, m die Masse, p die Beschleunigung, so ist

$$\left. \begin{array}{l} P = mp \\ \text{und } \dim P = \dim p \cdot g = cgs^{-2} \\ \text{die absolute Einheit der mechanischen Kraft 1 Dyne} = cgs^{-2} \end{array} \right\} \dots 3.$$

Die praktische Einheit der Kraft ist das Kilogramm, d. h. diejenige Anziehungskraft, welche die Erde auf die Masse von 1000 ccm reinen Wassers bei 4⁰ Celsius und der mittleren Beschleunigung von 9,81 m/sec ausübt.

Da die Masse von 1 kg 1000mal grösser ist, als die Einheitsmasse eines Gramm des absoluten Masssystems und ebenso 9,81 m Beschleunigung 981 cm entsprechen, folgt als Umrechnungswert

$$\left. \begin{array}{l} \text{die praktische Einheit der Kraft 1 kg} = 1000 \cdot 981 \text{ cgs}^{-2} \\ \text{oder 1 kg} = 10^5 \cdot 9,81 \text{ cgs}^{-2} \\ \text{d. h. } \underline{\underline{1 \text{ kg} = 10^5 \cdot 9,81 \text{ Dynen}}} \end{array} \right\} \dots 4.$$

Die mechanische Arbeitseinheit, „das Erg“, wird geleistet, wenn die mechanische Krafteinheit, d. i. die Dyne, auf der Wegstrecke von 1 cm Länge überwunden wird.

Ganz allgemein ist die mechanische Arbeit

$$A = P \cdot l$$

$$\text{und } \dim A = \dim P \cdot l = cgs^{-2} \cdot c = c^2gs^{-2}$$

also die absolute mechanische Arbeitseinheit 1 Erg = c^2gs^{-2} } 5.

Die mechanische Arbeitsleistung, in absoluten Einheiten, beim Heben von 1 kg um 1 Meter hat, da nach Gl. 4 1 kg = $10^5 \cdot 9,81$ Dynen und für 1 Meter 100 c zu setzen ist, den Werth:

$$A = 10^5 \cdot 9,81 \cdot 10^2 c^2gs^{-2} = 10^7 \cdot 9,81 c^2gs^{-2}.$$

Hieraus folgt für die praktische Arbeitseinheit, das Meterkilogramm, der Umrechnungswerth

$$1 \text{ mkg} = 10^7 \cdot 9,81 c^2gs^{-2} = 10^7 \cdot 9,81 \text{ Erg} 6.$$

oder da 1 kg-Kalorie = 424 mkg

$$1 \text{ kg-Kalorie} = 424 \cdot 10^7 \cdot 9,81 \text{ Erg} 7.$$

Die sekundlich geleistete mechanische Arbeit, der sogenannte mechanische „Effekt“ A_e ist

$$A_e = \frac{A}{t}$$

$$\text{somit } \dim A_e = \frac{\dim A}{t} = \frac{c^2gs^{-2}}{s} = c^2gs^{-3}$$

die absolute Einheit der sekundlich geleisteten mechanischen Arbeit, der mechanische Effekt = c^2gs^{-3} } 8.

sowie die praktische Einheit

eine Pferdestärke = 75 Sekundenmeterkilogramm

$$1 PS = 10^7 \cdot 75 \cdot 9,81 c^2gs^{-3} 9.$$

Magnetische und elektrische Einheiten.

Die Entwicklung der Werthe für die magnetischen und elektrischen Einheiten lässt sich erst auf Grund der magnetischen und elektrischen Gesetze durchführen und vertheilt sich deshalb auf verschiedene Stellen in den späteren Kapiteln. Zum übersichtlichen Gebrauch ist die nachfolgende Zusammenstellung den vorstehenden mechanischen Einheiten angeschlossen. Zum Auffinden der Herleitung der einzelnen vorher und später entwickelten Werthe sind in die letzte Spalte der Tabelle die zugehörigen Gleichungsnummern aufgenommen.

Tabelle der absoluten und praktischen Einheiten.

	Grundbegriffe	Dimension oder absolute Grösse	Praktische Einheit		Gleichungsnummer
			Bezeichnung	Grösse	
Mechanische Einheiten	Geschwindigkeit	cs^{-1}	—	—	1
	Beschleunigung	cs^{-2}	—	—	2
	Kraft	$cgs^{-2} = 1 \text{ Dyne}$	kg	$10^5 \cdot 9,81 cgs^{-2}$	3 u. 4
	Arbeit	$c^2gs^{-2} = 1 \text{ Erg}$	mkg	$10^7 \cdot 9,81 c^2gs^{-2}$	5 u. 6
	Arbeitseffekt	c^2gs^{-3}	PS	$10^7 \cdot 75 \cdot 9,81 c^2gs^{-3}$	8 u. 9

Grundbegriffe	Dimension oder absolute Grösse	Praktische Einheit		Gleichungsnummer
		Bezeichnung	Grösse	
Polstärke	$c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$	—	—	11
Magnetisches Feld .	$c^{-\frac{1}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$	—	—	12 a
Strom	$c^{\frac{1}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$	Ampère	$10^{-1}c^{\frac{1}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$	16 u. 17
Spannung	$c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-2}$	Volt	$10^8c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-2}$	48 u. 49
Widerstand	cs^{-1}	Ohm	10^9cs^{-1}	44 u. 45
Elektrische Arbeit .	c^2gs^{-2}	Joule	$10^7c^2gs^{-2}$	54
Elektrischer Effekt .	c^2gs^{-3}	Watt	$10^7c^2gs^{-3}$	50
Selbstinduktion . .	c	Henry	10^9c	69 u. 70

Magnetische und elektrische Einheiten

I. Magnetische Gesetze.

Coulomb'sches Gesetz. Feldstärke. Kraftlinien.

Als Magneten bezeichnet man einen Stahlstab, der die Eigenschaft hat, Eisentheile anzuziehen. Man nimmt wahr, dass Eisentheile mit um so grösserer Kraft angezogen werden, je näher sie sich den Enden eines Magneten befinden. Diese Enden heissen die Magnetpole.

Freischwingende Magnete stellen sich in eisenfreier Umgebung in eine bestimmte Richtung ein und weisen mit dem einen Pol stets nach dem Nordpol der Erde. Man bezeichnet den hierhin gerichteten Magnetpol als seinen Nordpol, den entgegengesetzten als Südpol. Nähert man zwei freischwingende Magnete einander, so beobachtet man, dass sich gleichnamige Pole anziehen, ungleichnamige abstossen.

Hiernach ist der geographische Nordpol der Erde ein magnetischer Südpol.

Die gegenseitige Wirkung zweier Magnetpole wurde von Coulomb in dem Gesetz ausgedrückt:

Zwei Magnetpole stossen sich mit der Kraft ab:

$$P = \alpha \frac{M_1 M_2}{r^2} \dots \dots \dots 10.$$

worin r die Entfernung der beiden Pole

M_1 die Polstärke des einen

M_2 die des anderen Poles

α die Proportionalitätskonstante bedeutet.

Wählt man $M_1 = M_2 = M$ und setzt die Konstante $\alpha = 1$, so ist

$$P = \frac{M^2}{r^2} \dots \dots \dots 10a.$$

Aus dieser Beziehung folgt die Begriffbestimmung für die Einheit der Polstärke:

Zwei gleiche Magnetpole haben je die Stärke 1, wenn sie sich im Abstand 1 cm mit der Kraft von 1 Dyne abstossen.

Ferner folgt aus

$$P = \frac{M^2}{r^2}$$

$$\dim M = c \sqrt{\dim P} = c \sqrt{cgs^{-2}}$$

$$\dim M = c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$$

$$\underline{\text{die Einheitspolstärke}} = c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1} \dots \dots \dots 11.$$

Der im Wirkungsbereich eines Magneten befindliche Raum heisst das Feld des Magneten und erstreckt sich mit abnehmender Wirkung bis ins Unendliche.

Die Richtung, in der ein in einem beliebigen Punkt befindlicher Nordpol unter Einwirkung der beiden Pole eines Magneten nach dem Coulomb'schen Gesetze getrieben wird, bezeichnet man als Richtung des Feldes in dem betreffenden Punkte.

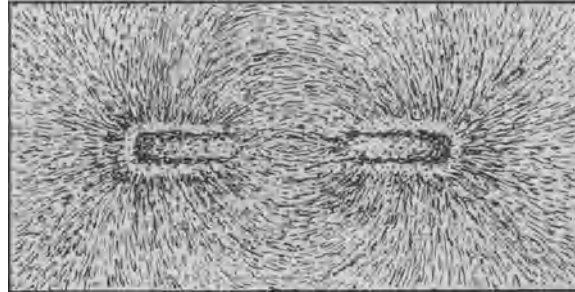


Fig. 1.

Bringt man, Fig. 1, ein mit Eisenfeilspänen bestreutes Blatt Papier über einen Magneten, so ordnen sich die Spähne, indem sie selbst magnetisch werden, in deutlichen, zusammenhängenden Strängen an, die in doppelt symmetrischen Kurven von einem Pol zum andern verlaufen.

Die Tangentenrichtung der Kurven giebt nach dem Vorstehenden jeweils die Feldrichtung an.

Die Feldrichtung entspricht dem Verlauf der Linien ausserhalb des Magneten vom Nord- zum Südpol.

Man bezeichnet den Grad der einem Magnetfelde zukommenden Eigenthümlichkeit, einen freien Nordpol in der Feldrichtung mit einer gewissen Kraft zu bewegen, als Feldstärke. Ihre Grösse wird ausgedrückt durch:
 Polstärke $M \times$ Feldstärke $H =$ mechanische Kraft P (in Dynen)

$$\text{oder Feldstärke} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Polstärke}} \dots \dots \dots \text{12.}$$

$$\dim H = \frac{\dim P}{\dim M} = \frac{cgs^{-2}}{c^{\frac{3}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}} = c^{-\frac{1}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1} \left. \vphantom{\frac{\dim P}{\dim M}} \right\} \dots \dots \dots \text{12a.}$$

Die Einheit der magnetischen Feldstärke = $c^{-\frac{1}{2}}g^{\frac{1}{2}}s^{-1}$

Es herrscht also in einem Punkt die Feldstärke 1, wenn durch sie ein freier, in diesem Punkte befindlicher Einheitspol mit der Kraft von einer Dyne bewegt wird.

Zusammensetzen und Zerlegen von magnetischen Feldern. Durchkreuzen sich zwei Felder von der Stärke H_1 und H_2 , so wird ein Pol von der Stärke M nach Gl. 12 in der Richtung des Feldes H_1 mit der Kraft H_1M und in der Richtung des Feldes H_2 mit der Kraft H_2M getrieben. Diese Kräfte vereinigen sich zu einer Resultante H_rM , die nach Grösse und Richtung der Parallelogrammdiagonale aus H_1M und H_2M entspricht.

H_r wird als resultirende Feldstärke bezeichnet und stellt sich unmittelbar als Diagonale des Parallelogrammes aus H_1 und H_2 dar. In gleicher Weise folgt umgekehrt die Zerlegbarkeit von Feldstärken nach dem Parallelogrammgesetz.

Auf Grund der Erscheinung Fig. 1 denkt man sich ein Feld durch Linien dargestellt, die in der Feldrichtung verlaufen, die sogenannten „Kraftlinien“, und nimmt ferner an, dass die Kraftlinien, ähnlich wie die Eisenfeilspähne, um so dichter, d. h. die Zahl der Kraftlinien, welche ein qcm einer senkrecht zur Feldrichtung gedachten Ebene durchsetzen, um so grösser ist, je grösser die Feldstärke H . In diesem Sinne deutet man H unmittelbar als die Kraftlinienzahl für das Quadratcentimeter.

Die Kraftliniendichte H bestimmt sich aus Gl. 12, ist also ein Rechnungswerth.

Beschreibt man um einen ideellen freien Nordpol von der Stärke M — an dessen Stelle man den Pol eines schlanken Stabmagneten von gleicher Stärke annehmen kann — eine Kugel von r cm Halbmesser, so ist auf deren Oberfläche das Feld gleich stark und radial gerichtet. Aus Gl. 10a und 12 folgt

$$H = \frac{M^2}{r^2} \frac{1}{M} = \frac{M}{r^2} \dots \dots \dots 13.$$

Es gehen also durch ein qcm der Oberfläche $M:r^2$ Kraftlinien.

Die ganze Kugeloberfläche durchdringen bei beliebigem Halbmesser

$$\frac{M}{r^2} \cdot 4\pi r^2 = 4\pi M \text{ Kraftlinien} \dots \dots \dots 13a.$$

Man kann deshalb auch sagen: ein Pol von der Stärke M sendet $4\pi M$ Kraftlinien aus und gleicht einem leuchtenden Punkte, der nach allen Seiten hin gleichmässig sein Licht ausstrahlt.

Kraftlinienflüsse um stromdurchflossene Leiter. Biot-Savart'sches Gesetz. Stromstärke.

Steckt man einen vom elektrischen Strome durchflossenen Leiter, einen geraden Kupferstab, Fig. 2, senkrecht durch ein mit Eisenfeilspähnen bedecktes Blatt Papier, so stellen sich die losen Spähne um den Draht in konzentrischen Kreisen ein. Aus dieser Erscheinung folgt der Schluss, dass um jeden stromführenden Leiter magnetische Kraftlinien erzeugt werden, die den Leiter umkreisen. Das Vorhandensein dieses Zustandes lässt sich auch unmittelbar durch den Einfluss des Leiters auf einen Magnetpol nachweisen, der in die Nähe eines stromführenden Leiters gebracht, in der Richtung der in Fig. 2 zu Tage tretenden Linien bewegt wird, also in der Bildebene dem Kraftlinienverlauf gewissermassen zu folgen sucht. Werden die Anschlüsse des Leiters vertauscht, so wird auch der betrachtete freie Nordpol in entgegengesetzter Richtung bewegt. Gehört der Pol einer drehbaren Magnetnadel an, so dreht er sie in die Richtung der Kraftlinien.

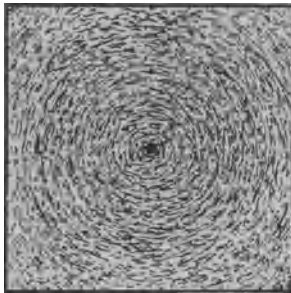


Fig. 2.

Die Kraftlinien werden unter sonst gleichen Verhältnissen um blanke und isolirte Leiter in gleicher Weise und Stärke erzeugt. Abgesehen von Eisen ist ihr Auftreten von der Umgebung des stromführenden Leiters vollkommen unabhängig.

Diese magnetische Erscheinung bildet erstens ein Mittel, das Vorhandensein eines Stromes nachzuweisen, zweitens seine Richtung zu bestimmen.

Die an sich willkürliche Auffassung der Stromrichtung ist durch gemeinsame Vereinbarung festgelegt, aus der sich folgende Regeln ergeben:

Denkt man sich im Strome schwimmend und blickt dabei nach einer Magnetnadel, so schwimmt man mit dem Strome, wenn der Nordpol der Nadel nach links abgelenkt wird,

oder: Wenn man an einem Leiter entlang sieht, und um ihn die Kraftlinien im Uhrzeigersinn verlaufen, fliesst der Strom vom Beschauer weg.

Damit stimmt die Merkregel:

Wenn eine gewöhnliche rechtsgängige Schraube im Sinne des Kraftlinienverlaufes gedreht wird, zeigt ihre Längsverschiebung die Stromrichtung an.

Biot-Savart'sches Gesetz: Bedeutet in Fig. 3.

- M die Stärke des in O befindlichen Poles,
- dl die Länge eines Leiterelementes,
- J den im Leiter fließenden Strom,
- φ den Winkel zwischen Leiterelement und der Verbindungslinie mit dem Pol,
- r die Länge dieser Verbindungslinie,
- P die zwischen Pol und Leiter wirkende Kraft,

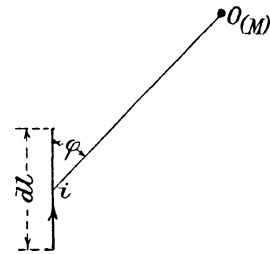


Fig. 3.

so gilt die von Biot-Savart aufgestellte Beziehung:

$$dP = \frac{JM \sin \varphi}{r^2} dl \quad \dots \dots \dots \quad 14.$$

und für eine endliche Leiterstrecke

$$P = JM \int_0^l \frac{\sin \varphi}{r^2} dl \quad \dots \dots \dots \quad 15.$$

Einheit der Stromstärke: Ist für einen Leiter die geometrische Grösse $\int \frac{\sin \varphi}{r^2} dl = 1$ und übt er auf einen Einheitspol die Kraft von einer Dyne aus, so durchfließt ihn ein Strom von der absoluten Stärke 1.

Diesen Fall kann man in folgender Weise erzeugen: Biegt man eine Leiterstrecke von 1 cm Länge nach einem Kreisbogen von 1 cm Halbmesser und bringt in den Kreismittelpunkt einen Einheitspol, so ist $\varphi = 90^\circ$, $\sin \varphi = 1$ und $r = 1$, also

$$\int_0^1 \frac{\sin \varphi}{r^2} dl = 1$$

demnach $P = JM$

und für $M = 1$ und $P = 1$ Dyne auch die Stromstärke $J = 1$, somit

$$\left. \begin{aligned} \dim J &= \frac{\dim P \cdot c^2}{\dim M \cdot c} = \frac{cgs^{-2} \cdot c^2}{c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1} \cdot c} = c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1} \\ \text{d. i. die absolute Einheit der Stromstärke} &= c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad 16.$$

Die praktische Stromeinheit, das „Ampère“ ist zu $\frac{1}{10}$ der absoluten festgesetzt.

Demnach $\underline{1 \text{ Ampère} = 10^{-1} c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1}} \quad \dots \dots \dots \quad 17.$

Wird bei festgehaltenem Leiter der Pol durch die magnetische Wirkung nach links bewegt, so weicht umgekehrt bei festgehaltenem Pol der bewegliche Leiter nach rechts aus.

Drückt man in Gl. 14 die Wirkung des Magneten allgemein durch die Feldstärke aus, so ist nach Gl. 13 S. 6 statt $\frac{M}{r^2}$ die Feldstärke H einzusetzen, da auf einen im Abstand r befindlichen Einheitspol die Kraft $\frac{M \cdot 1}{r^2}$ wirkt. Man erhält dann das Biot-Savart'sche Gesetz in der Form

$$P = J \int_0^l H dl \sin \varphi \quad \dots \dots \dots \quad 18. *)$$

*) In diesem Erfahrungsgesetz ist H die ursprüngliche Stärke des Feldes, in welches der stromführende Leiter eingetreten ist.

Wenn also ein Leiter, wie in Fig. 4, senkrecht zu den Kraftlinien eines homogenen Feldes steht, d. h. $\sin \varphi = 1$ ist, so wirkt auf ihn, mit J in absolutem Mass, die Kraft

$$P = J H l \text{ Dynen} \quad . \quad 19.$$

oder, wenn J in Ampère gemessen ist,

$$P = \frac{J}{10} H l = J H l 10^{-1} \text{ Dynen} \quad 20.$$

Weiter ergibt sich durch Division mit $9,81 \cdot 10^5$ der Werth von P in kg

$$P = \frac{J}{9,81} H l 10^{-6} \text{ kg} \quad . \quad 21.$$

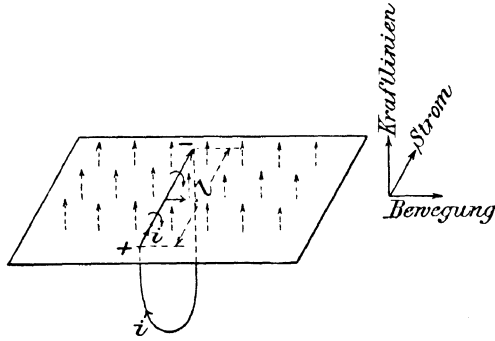


Fig. 4.

Für den Fall, dass der Leiter nicht senkrecht zu den Kraftlinien

steht, ist unter l , dem allgemeinen Werth $l \sin \varphi$ in den Grundgleichungen entsprechend, die Projektion des Leiters auf eine Ebene senkrecht zu den Kraftlinien zu verstehen.

Bewegt man den senkrecht zu den Kraftlinien des homogenen Feldes liegenden Leiter parallel mit sich selbst in einer Ebene, die ihrerseits ebenfalls senkrecht zur Kraftlinienrichtung steht, um die Strecke ds derart, dass der Leiter ein Rechteck lds beschreibt, so werden bei der Feldstärke H

$$Hl ds = dK$$

Kraftlinien geschnitten. Hieraus und aus Gl. 19 folgt für J in absolutem Mass

$$\left. \begin{aligned} P &= J \frac{dK}{ds} \text{ Dynen} \\ \text{oder, wenn } J &\text{ in Ampère gegeben ist,} \\ P &= \frac{J}{10} \frac{dK}{ds} \text{ Dynen} \end{aligned} \right\} 22.$$

Bezeichnet man die hierbei verrichtete Arbeit Pds mit dA , so ist

$$dA = J dK \quad 22a.$$

Demnach wird in Gl. 22 die Kraft P durch die Beziehung $P = \frac{dA}{ds}$, d. h. nach dem allgemeinen Gesetz der virtuellen Bewegung bestimmt.

Schliesslich folgt noch für die endliche Arbeit A eines Leiters, bei gleichbleibendem Strom, mit J in absolutem Mass,

$$A = JK \quad 23.$$

Die vorstehende Beziehung $P = J \frac{dK}{ds}$ gilt ganz allgemein auch für nicht homogene Felder, weil man in diesem Fall sich den Leiter in Elemente zerlegt denken kann, für welche das zugehörige Feldelement als homogen zu betrachten ist, und die Summe der Arbeiten der Leiterelemente die Arbeit Pds liefern muss. Aus demselben Schluss folgt dann auch für die Leiterbewegung um eine endliche Strecke ganz allgemein

$$A = JK.$$

Ist der Leiter nicht einfach geradlinig, so ist zu berücksichtigen, dass in verschiedenen Leiterstrecken Werthe von A mit verschiedenem Vorzeichen behaftet sein können. Das gleiche gilt für die Bestimmung der Kraft P .

**Elektromagnetische oder elektrodynamische Wirkungen
zwischen zwei Leitern.**

Bezeichnen in den schematischen Skizzen, Fig. 5 a und 5 b, des bekannten Ampère'schen Versuchsapparates zum Nachweis der Einwirkung zweier stromdurchflossener Leiter aufeinander *A* und *B* die Querschnitte zweier paralleler, zur Bildebene senkrecht stehender Leiter, von denen *B* feststeht, *A* aber an einem Arme um den Punkt *O* drehbar ist, so folgt aus den angedeuteten Kraftlinien, dass der Leiter *A* in beiden Fällen von einem Strom durchflossen ist, der von oben durch die Bildfläche tritt, während der Strom in *B* im Fall *a* von oben, im Fall *b* von unten die Bildfläche durchdringt.

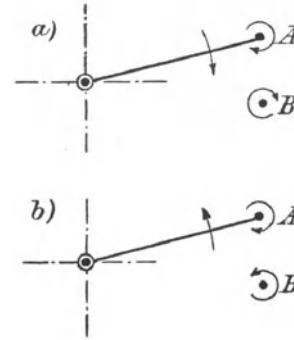


Fig. 5.

A befindet sich in dem von *B* in der Richtung senkrecht zu *AB* erzeugten, nahezu homogenen Felde, das in Fig. 5 a von links nach rechts, in Fig. 5 b von rechts nach links verläuft. Man kann sich das homogene Feld statt durch *B* auch durch einen unendlich fernen Pol erzeugt denken, der sich für Fig. 5 a links, für Fig. 5 b rechts befindet. Nach der Schwimmerregel, S. 6, würde der gedachte Pol im ersten Fall in der Richtung *BA* auszuweichen suchen, weil aber hier der Pol, d. h. der Felderzeuger *B* festliegt, wird umgekehrt *A* in der Richtung nach *B* bewegt, also von *B* angezogen. Im zweiten Fall entfernt sich wegen der entgegengesetzten Feldrichtung, *A* von *B*, d. h. *B* stösst *A* ab.

Die Grösse der Anziehungs- und Abstossungskraft bestimmt sich nach

Gl. 18 durch
$$P = J \int_0^l H dl \sin \varphi.$$

Veranschaulicht man den Vorgang durch die Einwirkung der Ströme auf Eisenfeilspähne, so erhält man bei parallelen, gleichgerichteten Strömen das resultierende Feld Fig. 6, bei entgegengesetzten Fig. 7. In Fig. 6 ver-

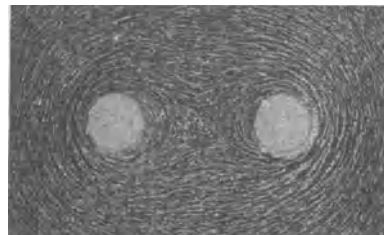


Fig. 6.

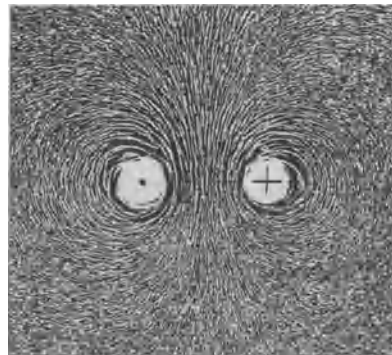


Fig. 7.

laufen in dem Raum zwischen den Leitern, wo die Umkreisung der beiden Drähte durch die entgegengesetzte Richtung gestört wird, sehr wenig Kraftlinien, während sie sich in Fig. 7 gerade hier am dichtesten zusammendrängen*). Aus diesem Kraftlinienverlaufe kann man sich die Wirkung

*) Fig. 6 und 7 und die nachfolgende 8a sind Verkleinerungen von Kraftlinienbildern, die im Elektrotechnischen Institut der Technischen Hochschule Stuttgart erzeugt

der Leiter aufeinander so vorstellen, als wären Kraftlinien elastische Schnüre, die das Bestreben haben, sich in ihrer Längsrichtung zu kürzen und in der Breitenrichtung auszudehnen. Drängen sich die Kraftlinien zwischen den Leitern zusammen, so treiben sie durch ihre Querdehnung dieselben auseinander, umschlingen sie aber die Leiter in grösserer Zahl von aussen, so kommt das Verkürzungsbestreben zur Geltung und presst die Leiter zusammen*).

Für das Drehmoment und den Drehsinn elektrischer Maschinen kommt hauptsächlich das Bestreben der Kraftlinien, sich seitlich auszudehnen, in Betracht, und hierfür kann man die auftretende Wirkung auch in der Wortfassung aussprechen:

Gleichgerichtete Kraftlinien bedeuten Abstossung, entgegengesetzt gerichtete Anziehung der sie erzeugenden Leiter.

Einfaches Solenoid.

Schickt man einen Strom durch eine cylindrische Drahtspule, deren Windungen von der ebenen Kreisform nur sehr wenig abweichen, so entsteht im Inneren der Spule ein resultirendes magnetisches Feld, d. h. ein

Kraftlinienfluss, welcher den aus Fig. 8a ersichtlichen Verlauf hat. Eine solche stromdurchflossene cylindrische Drahtspule, der Ampère den Namen „Solenoid“ gegeben hat, verhält sich genau so, wie ein Stabmagnet mit kreisförmigem Querschnitt.

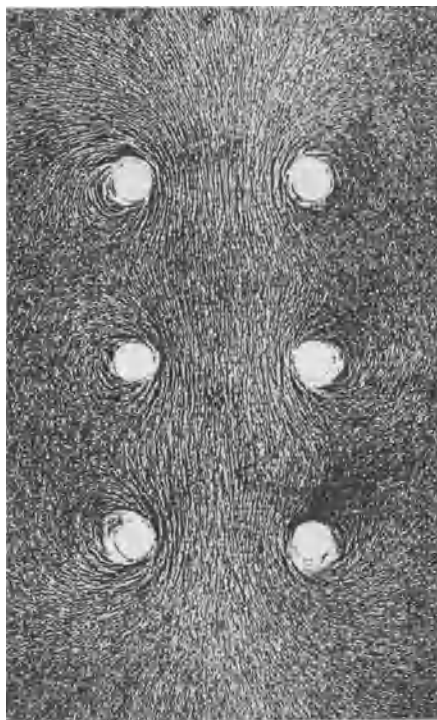


Fig. 8a.

Wenn der Strom in der Pfeilrichtung der Drähte Fig. 8b durch die Spule fliesst, so folgt nach der Schwimmregel, S. 6, dass die Kraftlinien unten ein- und oben austreten, d. h. dass oben ein

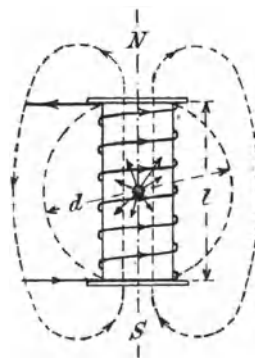


Fig. 8b.

Nordpol ist. Nicht die Wicklungsrichtung, sondern nur der Richtungssinn, in dem der Strom durch die Spule geht, ist für den Kraftlinienverlauf massgebend. Für das Solenoid gilt die Merkregel:

und photographisch festgelegt wurden. Man gewinnt aus diesen Bildern unmittelbar den Eindruck, dass die parallelen Leiter im Fall 6 gewissermassen zusammengeschnürt, im Fall 7 auseinander gedrängt werden.

*) Dieselbe Vorstellung erklärt die Anziehungswirkung, welche zwischen den beiden Hälften eines Stabmagneten auftritt, den man in der Querrichtung zerreisst, und die Abstossungswirkung der Theile, wenn man den Magnet der Länge nach spaltet.

Dreht man eine gewöhnliche rechtsgängige Schraube in dem Sinne des Stromflusses, so zeigt ihre Längsbewegung die Kraftlinienrichtung an.

Nach dem Biot-Savart'schen Gesetz lässt sich die Feldstärke in jedem Punkt des Solenoids bestimmen. Für die Achsenpunkte, die besonders in Betracht kommen, benutzt man am besten die Gleichungsform 22, S. 8,

$$P = J \frac{dK}{ds}.$$

Nach Gl. 12, S. 5, hat man allgemein $P = MH$ oder für $M = 1$, $H = P$. Wenn demnach in einem Punkt des Solenoids die Feldstärke H ist, so wirkt zwischen der Spule und einem in den Punkt gebrachten Einheitspol die Kraft $P = H = J \frac{dK}{ds}$, wo dK die vom Einheitspol erzeugte Kraftlinienzahl bedeutet, welche der Spulendraht schneiden würde, wenn man ihn gegenüber dem ruhend angenommenen Pol um ds in der Achsenrichtung bewegt denkt*).

Bezeichnet

- H die Feldstärke in einem Punkt der Achse des Solenoids,
- z die Zahl der Windungen,
- d die Diagonale eines achsialen Längenschnittes in cm,
- l die Spulenlänge in cm,
- J den Strom in Ampère,
- $AV = Jz$ das Produkt aus Strom und Windungszahl, kurz „Ampèrewindungen“ genannt,

so rückt, wenn die Spule um $\frac{l}{z}$ in achsialer Richtung verschoben wird, jede Windung an den Platz der vorhergehenden, so dass alle Windungen zusammen diejenige Kraftlinienzahl K schneiden, welche von dem Einheitspol ausgehend, die cylindrische Spulenoberfläche durchsetzt.

Denkt man sich zur Berechnung der Feldstärke in der Solenoidmitte in diesem Punkt einen Einheitspol und beschreibt um ihn eine Kugel mit dem Durchmesser d , so ist K die in Rechnung zu stellende Kraftlinienzahl, welche durch die Kugelzone von der Höhe l und vom Durchmesser d geht. Da die ganze Kugel nach Gl. 13a, S. 6, für $M = 1$ gleichmässig von 4π Kraftlinien durchsetzt wird und die Oberfläche der Kugelzone $\pi d \cdot l$, die der ganzen Kugel πd^2 ist, folgt

$$K = 4\pi \frac{\pi d \cdot l}{\pi d^2} = 4\pi \frac{l}{d} \dots \dots \dots \mathbf{24.}$$

Die Feldrichtung fällt wegen der in radialer Richtung vorhandenen Symmetrie mit der Solenoidachse zusammen.

Für $M = 1$ liefert Gl. 22, S. 8, mit J in Ampère

$$P = H = \frac{J}{10} \frac{dK}{ds}.$$

Unter der Voraussetzung, dass für die kleine Spulenverschiebung in der Richtung der Achse um die minimale Ganghöhe der Wicklung die Feldstärke sich nicht ändert, dass also gesetzt werden darf:

*) Die hier und später mehrfach wiederholte Rechnungsweise zur Bestimmung des durch einen Leiter erzeugten Feldes beruht darauf, dass man einen Einheitspol in der Feldrichtung bewegt und die hierbei geleistete Arbeit einmal dadurch ermittelt, dass man die Zahl der vom Pol ausgehenden Kraftlinien bestimmt, welche bei der Bewegung den Leiter schneidet, das andere Mal dagegen die Gl. 12 $P = MH$ benutzt, d. h. die vom Leiterfeld auf den Einheitspol ausgeübte Kraft zur Berechnung der zwischen Einheitspol und Leiter geleisteten Arbeit anwendet und schliesslich beide Werthe einander gleich setzt, um den Werth der Feldstärke H zu erhalten.

$$H = J \frac{dK}{ds} = J \frac{K}{s} \quad \dots \dots \dots 25.$$

erhält man mit $K = 4\pi \frac{l}{d}$, $s = \frac{l}{z}$ und dem Strom J in Ampère

$$H = \frac{4\pi Jz}{10 d} \quad \dots \dots \dots 26.$$

Für lange Solenoide kann mit genügender Annäherung statt der Spulendiagonale d die Länge l gesetzt werden, also

$$H = \frac{4\pi Jz}{10 l} \quad \dots \dots \dots 27.$$

Der Quotient $\frac{Jz}{l}$ giebt die Ampèrewindungen an, welche auf ein Centimeter Länge der Spule vorhanden sind, und somit auch:

$$H = \frac{4\pi}{10} \times \text{Ampèrewindungen für das Centimeter Spulenlänge}^*) \quad \dots \dots 28.$$

Man erhält in gleicher Weise die Feldstärke in jedem anderen Achsenpunkt des Solenoids, wenn man sich einen Einheitspol in diesen Punkt gebracht denkt und mit Hilfe einer um den Pol beschriebenen und durch die Basis der Spule gehenden Kugel die Kraftlinienzahl bestimmt, welche die cylindrische Spulenoberfläche durchsetzt. Diese Zahl ist für das Spulende etwa halb so gross, wie in der Spulenmitte. Verschiebt man den Pol beliebig innerhalb eines Spulenquerschnittes, so bleibt die Zahl der Kraftlinien, welche den Spulenmantel trifft, nahezu unverändert, woraus der Schluss folgt, dass das Feld innerhalb ein und desselben Spulenquerschnittes nahezu homogen ist.

Magnetische Leitfähigkeit. Permeabilität und Charakteristik.

Bringt man in irgend ein Feld H , z. B. in das Innere eines gewöhnlichen Solenoides, einen unmagnetischen Eisenstab, so wird dieser magnetisch und erzeugt seinerseits Kraftlinien, welche die Zahl der ursprünglich vorhandenen vermehren.

Man pflegt daher zur Erzeugung kräftiger Magnete einen Eisenkern mit einer Stromspule zu umgeben und nennt diese Magnete „Elektromagnete“.

Bezeichnet B die Gesamtkraftlinienzahl im Eisen für ein qcm, d. h. die „magnetische Induktion“, so genannt, weil diese Kraftlinien in dem Eisen erst durch das Feld H erzeugt werden und mit dem Verschwinden des Feldes bis auf einen kleinen Rest, den „remanenten Magnetismus“, ebenfalls verschwinden, so wird der Koeffizient μ

$$\mu = \frac{B}{H} \quad \dots \dots \dots 29.$$

welcher das Verhältniss der magnetischen Induktion B zur ursprünglichen Feldstärke, d. h. der Magnetisierungskraft H angiebt, „magnetische Leitfähigkeit“ oder „Permeabilität“ genannt.

*) Bei der Bestimmung der Ampèrewindungen Jz ist nach dem einleitenden Hinweis der Richtungsinne des Stromes zu beachten, wenn die Spule Windungen mit entgegengesetztem Stromlauf enthält. Der Kraftlinienfluss wird dann nur von der algebraischen Summe der Ampèrewindungen erzeugt.

Biegt man einen Draht in der Mitte zusammen und wickelt hiermit eine Spule — sogenannte „bifilare Spulen“ — so durchläuft der Strom die gleichgerichtete Wicklung in entgegengesetzter Richtung hin und zurück und verhindert dadurch das Auftreten eines Kraftlinienflusses, weil sich die Kraftlinien jeder Windung aufheben.

Dieser Koeffizient ist keine unveränderliche Grösse, sondern vielmehr von dem Material, von der Form des Eisenkerns und vor allem von der Grösse abhängig, in der die magnetisierende Kraft selbst auftritt und sich ändert, stellt sich somit als eine Funktion dieser Kraft dar. Die gegenseitige Abhängigkeit lässt sich durch Messungswerte einer Versuchsreihe bestimmen.

Trägt man zu dem Zweck auf einer Abscissenachse von A aus, in Fig. 9, die Werthe der magnetisierenden Kraft H oder der zugehörigen Ampèrewindungen $AW = Jz$, Gl. 27, ab, und als Ordinaten die jeweilige, ebenfalls durch Messungen bestimmte magnetische Induktion B , d. h. die Zahl der im qcm Eisenquerschnitt erzeugten Kraftlinien, oder auch die Gesamtzahl K der Kraftlinien für den ganzen Querschnitt, so kennzeichnet die hierdurch bestimmte Kurve den Magnetisierungsverlauf und wird deshalb

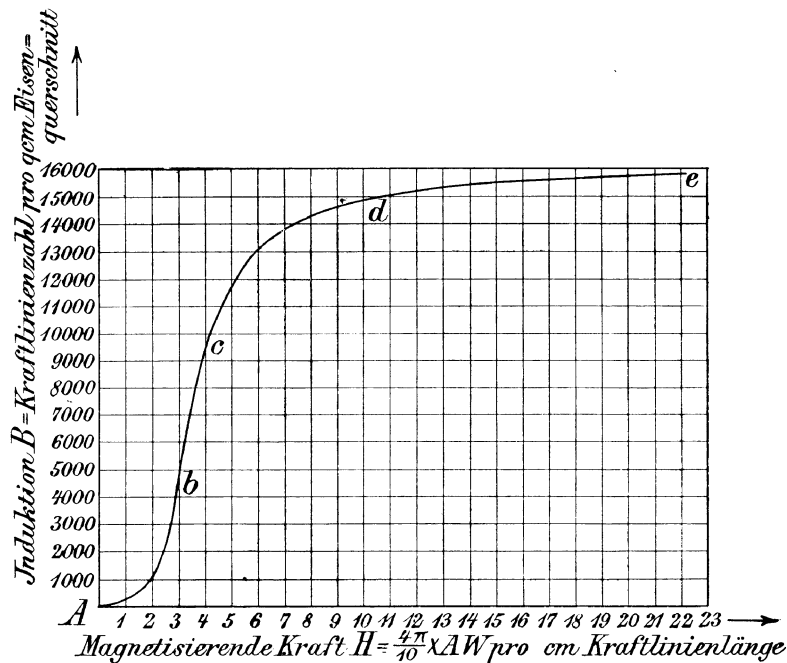


Fig. 9.

die charakteristische Kurve der Magnetisierung oder kurz die „Charakteristik“ genannt.

Aus dem Kurvenbilde ist ersichtlich, dass im Beginn der Magnetisierung auf der Strecke ab die magnetische Induktion B rascher wächst, als die sie hervorrufende Magnetisierungskraft H , bis auf der folgenden Strecke bc die Charakteristik fast geradlinig verläuft.

Auf der anschliessenden Strecke cd erfolgt die weitere Zunahme der magnetischen Induktion langsamer, als die Steigerung der Magnetisierungskraft, bis schliesslich die Charakteristik von d aus in eine ganz langsam ansteigende Linie übergeht, ohne im Endlichen ein Maximum zu erreichen. Von dem Kurvenknie d ab bleibt die weitere Steigerung des Stromes J für die magnetische Induktion praktisch wirkungslos, und man bezeichnet daher die an dieser Stelle erreichte Kraftlinienzahl B als den „Sättigungszustand“ des Materials.

Nach Kapp versteht man unter „Sättigung“ im allgemeinen das Verhältniss der in einem bestimmten Magnetisierungszustande im Eisen vorhandenen Gesamtkraftlinienzahl K zur grössten K_{\max} , die im vollen

Sättigungszustande erreichbar ist, wofür selbstverständlich auch die zugehörigen auf das qcm bezogenen Werthe B und B_{\max} der magnetischen Induktion gesetzt werden können. Es ist also

$$\text{die Sättigung } \sigma = \frac{K}{K_{\max}} = \frac{B}{B_{\max}} \dots \dots \dots 30.$$

Aus den Messungsergebnissen, die in Fig. 10 für verschiedene Materialien wiedergegeben sind, ist ersichtlich, dass Schmiedeeisen den Stahl, vor allem aber das Gusseisen in Bezug auf leichte Magnetisierbarkeit bei weitem überragt, und dass sein Sättigungspunkt wesentlich höher liegt. Stahl wird nur durch besondere Herstellungszusätze in dieser Beziehung mit Schmiedeeisen gleichwerthig.

Aus der unmittelbaren Abhängigkeit der Magnetisierungskraft H von den sie erzeugenden Ampèrewindungen $AV = Jz$ geht hervor, dass zum

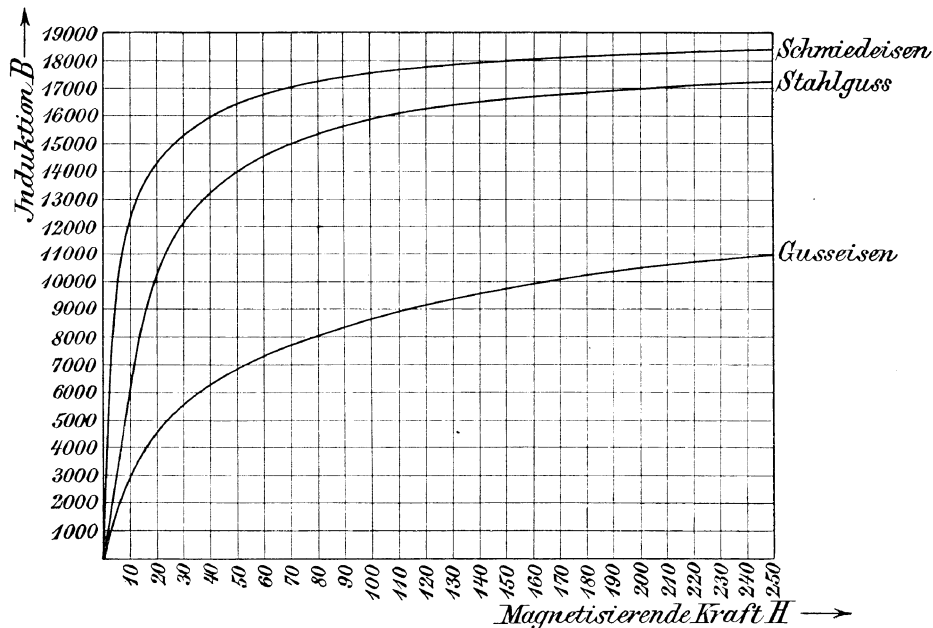


Fig. 10.

Erreichen einer bestimmten magnetischen Induktion B bei Schmiedeeisen und Stahl eine erheblich geringere Stromstärke J oder Spulenwindungszahl z genügt, als bei Gusseisen. Aus diesem Grunde werden in neuerer Zeit die früher aus Gusseisen hergestellten Maschinengerippe meist in Stahlguss ausgeführt, der wesentlich günstigere Magnetisierungseigenschaften besitzt.

Der Einfluss der Gestalt des Eisen- oder Stahlkörpers auf den Verlauf der Charakteristik entzieht sich der genauen Berechnung und lässt sich nur auf dem Wege des Versuches durch Messungen an einer bestimmten Maschinenform ermitteln.

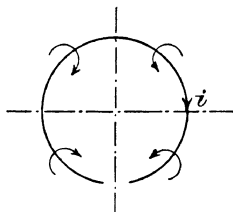


Fig. 11.

Bestimmung der Ampèrewindungen für eine bestimmte Kraftlinienzahl. — Magnetomotorisches Gesetz.

Betrachtet man einen kreisförmig gebogenen Leiter, Fig. 11, für welchen die Lücke die hart nebeneinander liegende Ein- und Austrittsstelle des Stromes andeuten soll, so entsteht um den Leiter der durch krumme Pfeile dargestellte Kraftlinienfluss, wenn der Strom im Uhrzeigersinn durch den Leiter geht.

Befindet sich in der Windungsebene ein Einheitspol im Punkt *A*, Fig. 12, und verschiebt man denselben auf einer ganz flach gekrümmten, nahezu geraden Bahn *a* dicht über den Leiter bis ins Innere der Schleife nach *C*, so schneidet nur die nach unten austretende Hälfte der 4π Polkraftlinien den Leiter im selben Sinn. In gleicher Weise schneidet die nach oben aus dem Pol austretende andere Hälfte der Kraftlinien den Leiter, wenn man den Pol von *C* nach *A* dicht unter dem Leiter zurückbewegt. Der Wirkungsvorgang ist hier der gleiche, weil nicht nur die Verschiebungsrichtung des Poles, sondern auch die Richtung der Polkraftlinien umgekehrt wie vorher ist.

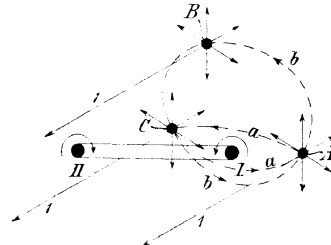


Fig. 12.

Im ganzen schneiden also bei dieser Polwanderung 4π Kraftlinien die Windung, und die hierbei geleistete Arbeit ist nach Gl. 23 S. 8 wenn man die konstante Stromstärke des Leiters in Ampère misst,

$$A = \frac{JK}{10} = \frac{J4\pi}{10} \text{ Erg.} \dots \dots \dots \text{ 31.}$$

Hieran wird aber im Schlussergebniß nichts geändert, wenn man statt der angenommenen flachen Bahn *a— a* dicht über und unter dem Leiter eine beliebig gekrümmte *b— b* wählt, also den Pol z. B. irgend eine Leiterkraftlinie entlang bewegt.

Greift man beispielsweise die Polkraftlinie *i* heraus, welche in der Figur in drei verschiedenen parallelen Lagen für die drei Polstellungen *A*, *B*, *C* gezeichnet ist, so erkennt man, dass sie auf ihrem Wege oberhalb der Windungsebene von *A* nach *C* den Leiter zwar dreimal schneidet, indem sie zuerst durch den Leiterquerschnitt *I*, dann durch den Querschnitt *II* vom Innern des Leiters nach aussen geht, schliesslich aber beim Übergang von *B* nach *C* den Querschnitt *II* nochmals, jedoch im entgegengesetzten Sinn, von aussen nach dem Innern der Schleife passiert. Die Schnittwirkungen für den Querschnitt *II* heben sich also gegenseitig auf und die Arbeitsleistung rührt nur von dem Durchdringen des Querschnittes *I* her.

Das gleiche gilt für die andere Hälfte der nach oben austretenden Kraftlinien bei der Wanderung des Poles von *C* unterhalb der Windungsebene nach *A* zurück.

Wie auch immer ein Einheitspol einen geschlossenen Leiter umkreist, ist die dabei geleistete Arbeit konstant und gleich $\frac{J}{10} 4\pi$ Erg, wenn *J* in Ampère angegeben wird.

Betrachtet man den ringförmigen eisernen Wulst, Fig. 13, der als ein polloser Elektromagnet aufgefasst werden kann, von dem keine Kraftlinien nach aussen austreten, und denkt sich in dem gestrichelt angedeuteten Kraftlinienverlauf des Kernes einen Einheitspol einmal den ganzen Kreis entlang bewegt, so durchkreist der Pol hierbei die vorhandenen *z* Windungen und muss daher nach dem Vorstehenden im Ganzen die Arbeit verrichten

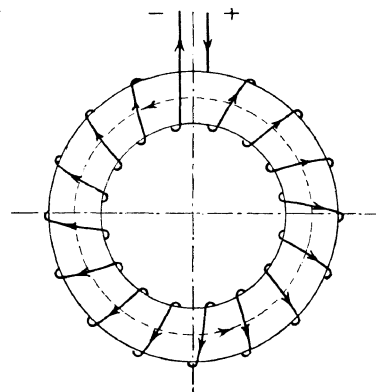


Fig. 13.

$$A = \frac{z \cdot J 4\pi}{10} = \frac{4\pi}{10} zW \dots \dots \text{ 32.}$$

Die geleistete Arbeit ist also der Ampèrewindungszahl *zW* proportional.

Ist der Ring, wie in Fig. 14, durch zwei Luftspalte unterbrochen oder überhaupt aus Segmenten verschiedener Leitfähigkeit zusammengesetzt und bezeichnet

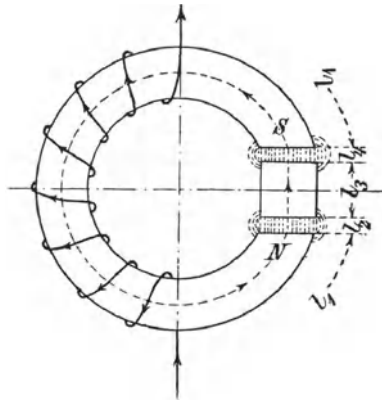


Fig. 14.

- l_1, l_2, l_3 die Länge des Kraftlinienweges in den einzelnen Medien,
- q_1, q_2, q_3 die Querschnitte der einzelnen Ringsegmente,
- μ_1, μ_2, μ_3 ihre einzelnen magnetischen Leitfähigkeiten,
- H_1, H_2, H_3 die Stärke der einzelnen homogen gedachten Felder,
- $B_1 = \mu_1 H_1$ u. s. f. die magnetischen Induktionen in den verschiedenen Ringstücken,
- $K_1 = q_1 B_1$ u. s. f. die Kraftlinienzahl, welche die einzelnen Ringsegmente durchströmt,

so ist nach Gl. 12 S. 5 die vom Felde H auf einen Magnetpol M ausgeübte Kraft P in Dynen $P = MH$

$$\text{für } M = 1 \quad H = P$$

und die vom Einheitspol auf dem Wege l geleistete Arbeit

$$A = Pl = Hl \quad \dots \quad \mathbf{33.}$$

Die Arbeit, welche der Pol beim Durchtritt durch die einzelnen Ringsegmente leistet, ist:

$$A_1 = H_1 l_1 = \frac{B_1}{\mu_1} l_1 = \frac{1}{\mu_1} \frac{l_1}{q_1} K_1$$

$$A_2 = H_2 l_2 = \frac{1}{\mu_2} \frac{l_2}{q_2} K_2$$

$$\text{Mithin } \Sigma A = H_1 l_1 + H_2 l_2 + \dots = \frac{1}{\mu_1} \frac{l_1}{q_1} K_1 + \frac{1}{\mu_2} \frac{l_2}{q_2} K_2 + \dots$$

ΣA stellt die von einem Einheitspol bei einer Durchwanderung des Ringes geleistete Arbeit dar und ist nach Gl. 32

$$\Sigma A = \frac{4\pi}{10} AW = \frac{1}{\mu_1} \frac{l_1}{q_1} K_1 + \frac{1}{\mu_2} \frac{l_2}{q_2} K_2 + \dots \quad \mathbf{34.}$$

Unter der Annahme, dass alle Kraftlinien den betrachteten Ring durchsetzen, d. h. bei konstantem Kraftlinienfluss K , erhält man für die erforderliche Ampèrewindungszahl

$$AW = \frac{10}{4\pi} K \left(\frac{1}{\mu_1} \frac{l_1}{q_1} + \frac{1}{\mu_2} \frac{l_2}{q_2} + \dots \right) \quad \mathbf{35.}$$

Aus der rechten Seite der Gleichung ist der Anteil der einzelnen Ringsegmente an der erforderlichen Gesamtzahl der AW ersichtlich.

Für einen Luftweg von der Länge l und dem Querschnitt q ist bei der Leitfähigkeit der Luft, $\mu = 1$, die Ampèrewindungszahl

$$AW_l = \frac{10}{4\pi} \frac{l}{q} K = \sim 0,8 \frac{l}{q} K \quad \mathbf{36.}$$

erforderlich oder, weil $K = qB$,

$$AV_l = 0,8 l B \dots \dots \dots 37.$$

wo B die Kraftlinienzahl für 1 qcm bezeichnet.*)

Die gleiche Kraftlinienzahl im Eisen beansprucht nur [die Ampèrewindungen

$$AV = \frac{1}{\mu} 0,8 l B \dots \dots \dots 38.$$

Im Hinblick auf die Grösse des Werthes von μ , der beispielsweise für Schmiedeeisen bei der magnetisirenden Kraft $H = 10$ etwa 1220 beträgt, lassen die vorstehenden Beziehungen erkennen, dass jede Luftschicht, welche die Kraftlinien in einer elektrischen Maschine auf ihrem Wege zu durchdringen haben, eine erhebliche zusätzliche Ampèrewindungszahl in Anspruch nimmt. Die Luftzwischenräume sind deshalb auf allen Kraftlinienwegen z. B. zwischen Anker und Polschuhen möglichst zu beschränken.

Meist schreibt man die Beziehung zwischen Ampèrewindungen und dem von ihnen hervorgerufenen Kraftlinienfluss in der dem Ohm'schen Gesetze $J = \frac{E}{W}$ nachgebildeten Form

$$K = \frac{AV}{\frac{10}{4\pi} \frac{l}{\mu} q} \dots \dots \dots 39.$$

und bezeichnet, in Anlehnung an die Benennungen der elektrischen Grössen im Ohm'schen Gesetze, den Zähler als „magnetomotorische Kraft“, weil die Ampèrewindungen die Ursache des Kraftlinienflusses sind. Der Nenner stellt den „magnetischen Widerstand“ dar, der sich der Induktion entgegensetzt, weil sein Werth mit der Zunahme der Weglänge l , welche die Kraftlinien zurückzulegen haben, im gleichen Verhältniss wächst, dagegen um so kleiner ausfällt, je grösser die Leitfähigkeit μ des Materials und der sich zur Aufnahme der Kraftlinien darbietende Querschnitt sind.

Der Faktor von $\frac{l}{q}$ wird zu einem Koeffizienten

$$\sigma_m = \frac{10}{4\pi} \cdot \frac{l}{\mu} \dots \dots \dots 40.$$

zusammenggezogen und „magnetischer Widerstandskoeffizient“ genannt.

Das in der Gleichung niedergelegte Gesetz hat in der Elektrotechnik den Namen „magnetomotorisches Gesetz“ erhalten und lässt sich in der Form schreiben:

$$\text{Kraftlinienfluss } K = \frac{\text{Magnetomotorische Kraft } AV = Jz}{\left(\text{Widerstandskoeffizient } \sigma_m = \frac{10}{4\pi} \cdot \frac{l}{\mu} \right) q} \dots \dots \dots 41.**)$$

Hiernach lässt sich allgemein für einen geforderten Werth von K und bestimmte Verhältnisse des Kraftlinienweges die Zahl der Ampèrewindungen berechnen.

Im Gegensatz zu den Isolationsmitteln für elektrische Ströme giebt es für die magnetischen Kraftlinien keine Nichtleiter oder Isolatoren, deren magnetischer Widerstand dem Eisen gegenüber als unendlich gross ange-

*) Sämmtliche Stoffe, mit Ausnahme von Eisen, haben dieselbe magnetische Leitfähigkeit $\mu = 1$ und unterscheiden sich in dieser Beziehung von Luft nicht.

) Die an Hand der Fig. 6 und 7, S. 9, erklärte Wirkung der Kraftlinien kann man im Hinblick auf das magnetomotorische Gesetz auch allgemein in der Form aussprechen: **Jedes elektromagnetische System hat das Bestreben, eine solche Gestalt anzunehmen, dass der magnetische Widerstand seinen kleinsten Werth erreicht. Dieses Gesetz ist zur einfachen Erklärung einer ganzen Reihe von Vorgängen ausserordentlich beachtenswerth. Bewegliche Magnete und stromführende Leiter stellen ihre Lage hiernach ein.

sehen werden könnte. In allen ausgeführten Elektromagneten und Maschinen schliesst sich daher ein mehr oder minder grosser Theil der Kraftlinien auf dem Wege von einem Spulenende zum andern durch die umgebende Luft, statt im Eisen zu verlaufen. Die Erscheinung wird als „Streuung“ bezeichnet; ihre Grösse hängt von dem Bau der Maschine ab. Sie ist z. B. in der Spulenanordnung nach Fig. 23 grösser als nach Fig. 22 S. 31.

II. Gesetze der galvanischen Ströme.

Ohm'sches und Joule'sches Gesetz mit den daraus bestimmten elektrischen Grössen.

Ohm'sches Gesetz: Bei einer Stromquelle, die man abwechselnd mit verschiedenen Drähten aus demselben Material schliesst, fand Ohm, dass die Stromstärke J sich proportional dem Drahtquerschnitt q und umgekehrt proportional der Drahtlänge l ändert. Wiederholt man den Versuch mit Drähten von anderem Metall, so zeigt sich eine Abhängigkeit der Stromstärke vom Leitermaterial.

Diese Erscheinung fasst man in dem nach Ohm benannten „Ohm'schen Gesetze“ zusammen.

$$J = \frac{E}{l} = \frac{E}{\frac{l}{q} \sigma_e} \dots \dots \dots 42.$$

Hierin bedeutet:

E den Grad der einer Stromquelle zukommenden Fähigkeit, unter sonst gleichen äusseren Verhältnissen einen mehr oder minder starken Strom zu erzeugen. Diese Fähigkeit wird als „elektromotorische Kraft“ bezeichnet und fällt unter den allgemeinen Begriff der „Potential-“ oder „Spannungsdifferenz“,

J den Strom in Ampère,

W den „elektrischen Widerstand“, ausgedrückt durch $W = \frac{l}{q} \sigma_e$,

l die Leiterlänge in Metern,

q den Leiterquerschnitt in Quadratmillimetern,

σ_e eine vom Leitermaterial abhängige Grösse, „spezifischer Widerstand“ genannt.

Joule'sches Gesetz: Joule fand, dass die vom Strom J in einem Leiter mit dem Widerstande W sekundlich entwickelte Wärmemenge proportional $J^2 W$ ist. Dieses nach seinem Entdecker benannte Gesetz gestattet die Bestimmung der Grösse der Spannung E , des Widerstandes W und damit auch des spezifischen Widerstandes σ_e in *cgs*-Einheiten.

Elektrische Grössen: Man bezeichnet, indem man die Proportionalitätskonstante = 1 setzt, den Widerstand als 1, welcher die absolute Stromeinheit führt und in einer Sekunde die Energie von 1 Erg in Wärme entwickelt.

Die sekundlich erzeugte Wärmemenge ist das Äquivalent der sekundlichen Stromarbeit, des sogenannten Effekts, d. h. der elektrische Widerstand

$$W = \frac{\text{Effekt}}{\text{Strom}^2} \dots \dots \dots 43.$$

$$\left. \begin{aligned} \dim W &= \frac{\dim \text{Effekt}}{\dim J^2} = \frac{c^2 g s^{-3}}{c g s^{-2}} = c s^{-1} \\ \text{die absolute Einheit des elektrischen Widerstandes} &= c s^{-1} \end{aligned} \right\} 44.$$

Als praktische Widerstandseinheit wurde der 10⁹fache Werth der absoluten gewählt und „Ohm“ genannt.

Demnach
$$\underline{1 \text{ Ohm} = 10^9 c s^{-1}} \dots \dots \dots \mathbf{45.}$$

Hiermit lässt sich auch der „spezifische Widerstand“ für die verschiedenen Materialien auf Grund der Gleichung $W = \frac{l}{q} \sigma_e$ bestimmen, indem man l in m und q in qmm einsetzt.

Bei 18° Celsius wird σ_e für

Silber	Kupfer	Eisen	Platin	Neusilber	Messing*)
0,0159	0,0172	0,09 bis 1,15	0,14	0,16 bis 0,40	0,07 bis 0,09

Nach dem Ohm'schen Gesetz ist

$$E \cdot J = JW \times J = J^2 W \dots \dots \dots \mathbf{46.}$$

Der elektrische Effekt wird also auch durch $E \cdot J$ ausgedrückt oder E kann als der Faktor angesehen werden, der mit der Stromstärke multipliziert, den elektrischen Effekt bestimmt.

Demnach
$$E = \frac{\text{Effekt}}{\text{Strom}} \dots \dots \dots \mathbf{47.}$$

$$\dim E = \frac{\dim \text{Effekt}}{\dim J} = \frac{c^2 g s^{-3}}{c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1}} = c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-2} \dots \dots \dots \mathbf{48.}$$

die absolute Einheit der elektromotorischen Kraft = $c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-2}$

Die praktische Einheit, „Volt“ genannt, wurde aus Gl. 42 zu $E = JW$ bestimmt, also gemessen durch das Produkt von Ampère und Ohm

$$\underline{1 \text{ Volt} = 10^{-1} c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1} \cdot 10^9 c s^{-1} = 10^8 c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-2}} \dots \dots \dots \mathbf{49.}$$

Die praktische Spannungseinheit, das „Volt“, ist demnach das 10⁸fache der absoluten.

Der elektrische Effekt wird durch Volt \times Ampère ausgedrückt und diese praktische Einheit als „Watt“ bezeichnet. Mit Gl. 17, S. 7, folgt

$$\underline{1 \text{ Watt} = 10^8 \cdot 10^{-1} c^2 g s^{-3} = 10^7 c^2 g s^{-3}} \dots \dots \dots \mathbf{50.}$$

Grosse elektrische Leistungen werden nach Kilowatt (KW) gemessen.

$$\underline{1 \text{ KW} = 1000 \text{ Watt} = 10^{10} c^2 g s^{-3}} \dots \dots \dots \mathbf{51.}$$

Da nach Gl. 9, S. 3, eine Pferdestärke = $10^7 \cdot 75 \cdot 9,81 c^2 g s^{-3}$, so ist

$$\underline{1 \text{ PS} = 75 \cdot 9,81 \text{ Watt} = 736 \text{ Watt}} \dots \dots \dots \mathbf{52.}$$

und

$$\underline{1 \text{ KW} = 1,36 \text{ PS}} \dots \dots \dots \mathbf{53.}$$

Die von den Physikern benutzte Einheit der elektrischen Arbeit wird als „Joule“ bezeichnet und durch das Produkt von Watt \times Sekunde ausgedrückt. Demnach

$$\underline{1 \text{ Joule} = 10^7 c^2 g s^{-3} \cdot s = 10^7 c^2 g s^{-2}} \dots \dots \dots \mathbf{54.}$$

Drückt man die in jedem stromführenden Leiter erzeugte Joule'sche Wärme in Calorien aus, so folgt mit der Beziehung 1 Calorie = 424 mkg

$$1 \text{ Calorie} = 10^7 \cdot 9,81 \cdot 424 c^2 g s^{-2} = 9,81 \cdot 424 \text{ Joule,}$$

$$1 \text{ Joule} = 1 \text{ Wattsekunde} = \frac{1}{9,81 \cdot 424} = 0,000235 \text{ kg-Calorien,}$$

$$\underline{1 \text{ Kilowattsekunde} = 0,235 \text{ kg-Calorien}} \dots \dots \dots \mathbf{55.}$$

Seitens der Elektrizitätswerke wird der Arbeitsverbrauch meist nach Hektowatt- oder nach Kilowattstunden berechnet. Eine Hektowatt-

*) Kohlrausch, Leitfaden der praktischen Physik, 1900.

stunde bedeutet die von 100 Watt in einer Stunde geleistete Arbeit, entsprechend 360000 Wattsekunden oder Joule, während eine Kilowattstunde zehnmal grösser ist und deshalb 3600000 Wattsekunden entspricht*).

Besitzt beispielsweise ein Quaikrahn für 10000 kg Last und 0,2 m/sec. Hubgeschwindigkeit einen Gesamtwirkungsgrad der Maschine mit Elektromotor und doppeltem Stirnrädervorgelege von 0,85, so ist zum Heben der Last ein Motor von

$$\frac{0,2 \cdot 10\,000}{75 \cdot 0,85} = 32 \text{ PS}$$

erforderlich. Der zugehörige Schwenkmotor mit steilgängiger Schnecke möge 5,5 PS zu leisten haben.

Unter der Annahme, dass der volle Hub 40 Sekunden, das Schwenken 35 Sekunden erfordert, ist der elektrische Energieverbrauch

$$\begin{array}{l} \text{zum Heben der Last } 32 \cdot 736 \cdot 40 = 942\,000 \text{ Wattsekunden} \\ \text{zum Schwenken „ „ } 5,5 \cdot 736 \cdot 35 = 141\,700 \text{ „} \\ \hline \text{insgesamt } 1\,083\,700 \text{ Wattsekunden} \end{array}$$

$$1\,083\,700 \text{ Wattsekunden} = \frac{1\,083\,700}{360\,000} \text{ Hektowattstunden} \sim 3,1 \text{ Hektowattstunden.}$$

Das leere Zurückschwenken des Krahnens und Senken des Hakens erfordert einen wesentlich geringeren Arbeitsaufwand, der etwa 0,5 Hektowattstunden beträgt, so dass der Gesamtenergieverbrauch für ein volles Krahnspiel ungefähr 360 Wattstunden entspricht, und bei einem Preise von 2 Pfennig für die Hektowattstunde 7,2 Pf. für elektrische Energie kosten würde. Die Kosten erhöhen sich durch den nicht unwesentlich stärkeren Anlaufstrom, der einige Sekunden dauert.

Geometrische Deutung des Ohm'schen Gesetzes: Statt des mehrfach zu findenden unvollkommenen Vergleichs der Beziehungen des Ohm'schen Gesetzes zwischen Spannung, Strom und Widerstand mit den

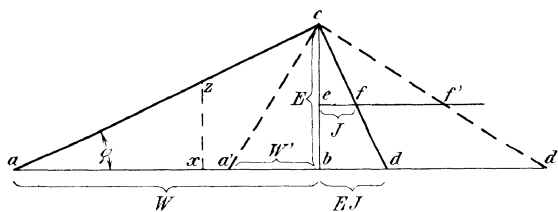


Fig. 15.

einfachen mechanischen Vorgängen in einer Druckwasserleitung empfiehlt sich die nachfolgende Veranschaulichung durch graphische Darstellung, Fig. 15.

Man trägt den Widerstand W , in Ohm gemessen, als Abszisse ab auf und in b als Ordinate, im selben Massstabe,

die in Volt gemessene Spannung $E = bc$. Errichtet man auf ac in c ein Loth, das die Abszisse ab in d schneidet, so stellt bd den von der Spannung E beim Widerstand W ausgeübten Effekt dar, denn in dem rechtwinkligen Dreieck ist

$$bd = \frac{(bc)^2}{ab} = \frac{E^2}{W}, \text{ also nach Gl. 42, S. 18} \\ bd = E \cdot J \quad \dots \dots \dots 56.$$

Die Stromstärke J veranschaulicht

$$\text{tg } \sphericalangle bac = \text{tg } \varphi = \frac{E}{W} \quad \dots \dots \dots 57.$$

Trägt man auf cb die Längeneinheit des Figurenmasstabes $= ce$ ab

*) Die in der Praxis zu findende Bezeichnung der Wattsekunde als „Watt“ ist nicht zu empfehlen, weil der damit für „Watt“ geschaffene Doppelsinn zu Irrthümern führen kann.

und zieht durch e eine Parallele zu ab , ef , so ist $ef = J$, weil $\sphericalangle ecf = \varphi$ und $\operatorname{tg} \varphi = \frac{ef}{1} = \frac{E}{W}$ ist.

Mit Hilfe dieses Verfahrens wird der Strom J unmittelbar durch die Strecke ef dargestellt.

Verkleinert man W , z. B. auf $W' = a'b$, während E unverändert bleibt, so rücken die Punkte f und d nach aussen, nach f' und d' ; der Strom J und der Effekt $E \cdot J$ nehmen zu. Die Zunahme erfolgt nach der Figur um so rascher, je kleiner an sich W ist, und erreicht für $W = 0$ unendlich grosse Werthe.

Dieses Verhalten erklärt die sogenannte „Kurzschlusswirkung“ mit ihren starken Licht- und Verbrennungserscheinungen selbst bei geringen Spannungen E , welche auftritt, wenn der Strom statt auf seinem ordnungsmässigen Wege mit entsprechendem Widerstand, einen anderen Weg mit geringerem Widerstand wählt. Dabei ist nicht die Länge des Weges, sondern nur die Kleinheit des Widerstandes für die Kurzschlusswirkung massgebend.

Bei konstantem Leiterquerschnitt ist nach dem Ohm'schen Gesetz Gl. 42, S. 18, der Widerstand $W = l \frac{\sigma_e}{q}$ der Leiterlänge direkt proportional. Für diesen Fall kann daher auch die Strecke ab in Fig. 15 unmittelbar als Leiterlänge aufgefasst werden und Theilstrecken derselben als proportionale Theile der gesammten Leiterlänge.

Da im ganzen Leiter derselbe Strom $J = \frac{E}{W}$ fliesst, muss E , der Spannungsunterschied zwischen zwei Punkten, proportional W oder der Leiterstrecke wachsen, und die Linie ac ist daher auch die Schaulinie der Spannungen für alle Leiterpunkte. Zwischen den Punkten a und x besteht der Spannungsunterschied oder die sogenannte Potentialdifferenz xz , zwischen x und b der Unterschied $bc - xz$. Der grösste im ganzen System zur Verfügung stehende Spannungsunterschied E wird als „elektromotorische Kraft“ bezeichnet.

Temperaturkoefficient: Bei allen Stoffen ändert sich der spezifische Leitungswiderstand σ_e mit der Temperatur. Für alle Metalle steigt er mit zunehmender Temperatur und nur bei wenigen Stoffen, z. B. Kohle, nimmt er ab.

Den reciproken Werth von σ_e , λ , nennt man das „specifische Leitungsvermögen“.

Bezeichnet $\sigma_t = \frac{1}{\lambda_t}$ den specifischen Widerstand bei t^0

$$\sigma_0 = \frac{1}{\lambda_0} \quad \text{''} \quad \text{''} \quad \text{''} \quad \text{''} \quad \sigma^0,$$

so kann man für die beiden Werthe die Gleichung aufstellen

$$\sigma_t = \sigma_0 (1 + \alpha t) \text{ oder } \lambda_t = \frac{\lambda_0}{1 + \alpha t} \quad \dots \quad \text{58.}^*)$$

Hierin ist α der Abhängigkeitskoefficient von der Temperatur, kurz „Temperaturkoefficient“ genannt.

Kirchhoff'sche Sätze und resultirender Widerstand.

Um bei Stromverzweigungen die Beziehungen zwischen Spannung, Strom und Widerstand rasch zu ermitteln, benutzt man am besten die folgenden für diesen Zweck aus dem Ohm'schen Gesetze abgeleiteten Sätze:

*) Der genauere Ausdruck lautet:

$$\sigma_t = \sigma_0 (1 + \alpha t + \beta t^2).$$

1. Bei hintereinander geschalteten Widerständen ist der resultierende Widerstand gleich der Summe der Einzelwiderstände.

2. Erster Kirchhoff'scher Satz. Für einen Knotenpunkt gilt die Beziehung

$$\Sigma J = 0 \dots \dots \dots 59.$$

weil ebensoviele Strom abfließt, wie zugeführt wird. Daraus folgt für Fig. 16

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \text{ und } J - J_1 - J_2 - J_3 = 0$$

indem man mathematisch den zufließenden Strom als positiv, den abfließenden als negativ in Rechnung setzt.

3. Für parallel geschaltete Widerstände bestimmt sich der resultierende Widerstand aus der Beziehung

$$\frac{1}{W} = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_3} + \dots \dots \dots 60.$$

d. h. sein reziproker Werth ist gleich der Summe der reciproken Werthe der Einzelwiderstände, wie aus nachstehender Betrachtung folgt.

Besteht zwischen den beiden Verzweigungspunkten *A* und *B*, Fig. 16, der Spannungsabfall *E*, und bezeichnen *J*₁, *J*₂, *J*₃ ... die einzelnen Zweig-

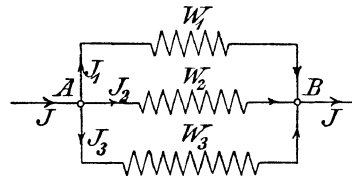


Fig. 16.

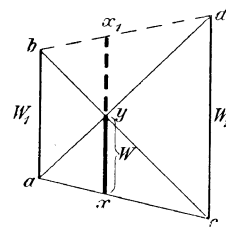


Fig. 17.

ströme, *W*₁, *W*₂, *W*₃ ... die zugehörigen Leitungswiderstände, so ist nach dem Ohm'schen Gesetz

$$J = \frac{E}{W} \quad J_1 = \frac{E}{W_1} \quad J_2 = \frac{E}{W_2} \quad J_3 = \frac{E}{W_3} \dots$$

und da $J = J_1 + J_2 + J_3 + \dots$

oder $\frac{E}{W} = \frac{E}{W_1} + \frac{E}{W_2} + \frac{E}{W_3} + \dots$

$$\frac{1}{W} = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_3} + \dots$$

Zur graphischen Darstellung des resultirenden Widerstandes paralleler Einzelwiderstände sind in Fig. 17 *W*₁ und *W*₂ in beliebigem Abstand parallel aufzutragen. Es sei *ab* = *W*₁, *cd* = *W*₂. — Winkel *bac* braucht kein rechter zu sein. — Man ziehe *ad*, *bc* und *ac* und durch den Schnittpunkt *y* eine Parallele zu *W*₁, so stellt *xy* oder *x*₁*y* den resultirenden Widerstand *W* dar.

Denn es ist

$$\frac{W}{xc} = \frac{W_1}{ac} \text{ und } \frac{W}{ax} = \frac{W_2}{ac}$$

oder

$$xc = \frac{W}{W_1} ac$$

$$ax = \frac{W}{W_2} ac$$

addirt: $ax + xc = ac = W \cdot ac \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)$ und in Übereinstimmung mit Gl. 60

hieraus

$$\frac{1}{W} = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}.$$

Für mehrere Widerstände erhält man den resultierenden durch Fortsetzung des Verfahrens.

Bei fünf Widerständen z. B. ziehe man in Fig. 18 zwei Parallelen und trage auf der einen $bc = W_1$, auf der anderen $ad = W_2$, $ae = W_3$, $af = W_4$, sowie $ag = W_5$ ab. Zieht man dann ac und bd , so stellt x_1y_1 die Resultante W'_r von W_1 und W_2 dar. Zieht man x_1e , so erhält man in x_2y_2 die Resultante von W'_r und W_3 , d. h. von W_1, W_2 und W_3 . Weiter liefert x_2f die Strecke x_3y_3 , d. h. die Resultante von W_1 bis W_4 , und zieht man zuletzt x_3g , so ist x_4y_4 die Resultante W_r aller fünf Widerstände.

Beim Parallelschalten von Widerständen nimmt mit wachsender Widerstandszahl der resultierende Widerstand wegen des vergrößerten Leitungsquerschnittes ab, beim Hintereinanderschalten dagegen zu.

Das Diagramm bietet das einfachste Mittel, auch umgekehrt für bestimmte Abstufungen des resultierenden Widerstandes die erforderlichen Einzelwiderstände rasch zu ermitteln.

4. Zweiter Kirchhoff'scher Satz. Befindet sich auf der Leiterschleife $abcdea$ Fig. 19 in a eine Stromquelle und sind die Knotenpunkte

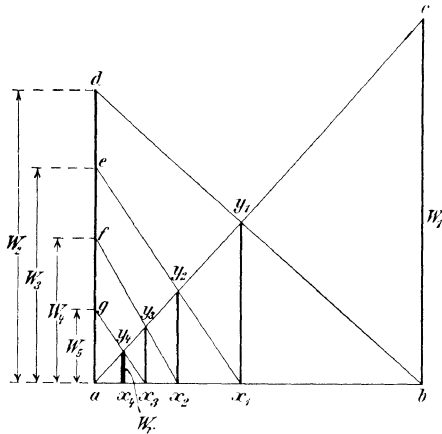


Fig. 18.

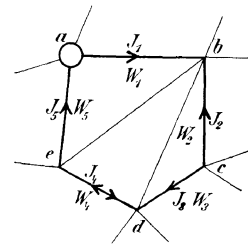


Fig. 19.

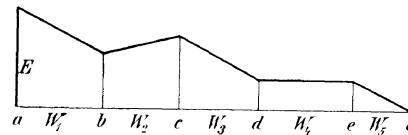


Fig. 20.

in beliebiger Weise mit anderen Stromleitungen verbunden, so besteht zwischen der Ein- und Austrittsstelle des Stroms bei a ein gewisser Spannungsunterschied, gleich der elektromotorischen Kraft E , die beispielsweise durch eine hier aufgestellte Dynamomaschine erzeugt wird. Die Stromstärken in den einzelnen Strecken seien $J_1, J_2 \dots$ und die zugehörigen Widerstände W_1, W_2, \dots . Nach dem Ohm'schen Gesetz besteht zwischen zwei benachbarten Knotenpunkten der Spannungsunterschied $E = JW$. Ausserdem ist ersichtlich, dass in den Knotenpunkten, soweit sie keine Stromerzeugungsquelle enthalten, die Spannung keinen Sprung machen kann. Benutzt man die auf S. 20 an Hand der Fig. 15 besprochene graphische Darstellung und trägt in Fig. 20 der Reihe nach die Widerstände $W_1, W_2 \dots$ als Abscissen ab, so bildet die zugehörige Spannungslinie eine fortlaufende gebrochene Linie, deren Neigungen den Stromstärken in den einzelnen Leitungstrecken entsprechen. Aus dieser Figur, deren Linienzug vom Anfangspunkt a bis zum Endpunkt der letzten Widerstandsabszisse von der Spannungsordinate E bis auf Null abfällt, ist unmittelbar abzulesen, dass die algebraische Summe der einzelnen Spannungsabfälle gleich der elektromotorischen Kraft, d. h. dem Gesamtspannungsunterschied in der Stromquelle ist

$$E = J_1 W_1 + J_2 W_2 + \dots$$

oder auch ganz allgemein, wenn mehrere Stromquellen in der Schleife liegen,

$$\Sigma E = \Sigma JW \dots \dots \dots 61.$$

Das Gesetz wird in der Fassung ausgesprochen:

In jedem einfach in sich geschlossenen Theil eines verzweigten Stromkreises ist die Summe der Produkte aus den Stromstärken und den zugehörigen Widerständen gleich der Summe der in diesem Theile wirkenden Spannungsunterschiede.

III. Elektrische Induktion.

Lenz'sches Gesetz. — Elektromotorische Gegenkraft.

Wir haben für die Kraft, die auf einen im homogenen Felde H befindlichen und den Strom J führenden geraden Leiter wirkt, ohne Berücksichtigung der magnetischen Leitfähigkeit μ , S. 12 u. f. in Gl. 19, S. 8, die Beziehung gefunden:

$$P = JHl,$$

worin alle Grössen in cgs-Einheiten ausgedrückt sind.

Führt man J in Ampère ein und bezeichnet die wirkliche Feldstärke mit B ,

$$\text{so ist } P = \frac{J}{10} Bl \text{ Dynen } \dots \dots \dots 62.$$

Überlässt man den Leiter der Wirkung der Kraft P , so wird er in der Zeit dt den Weg ds zurücklegen und hierbei durch den Strom die mechanische Arbeit $P \cdot ds$ leisten, weil P während der Zeit dt als konstant anzunehmen ist. Der Leiter spielt die Rolle einer elektrisch angetriebenen Kraftmaschine, d. h. eines „Elektromotors“. Erhält der Draht seinen Strom von einer mit konstanter Spannung arbeitenden Stromquelle, so sinkt die Stromstärke hierbei weiter, als nach dem Ohm'schen Gesetze zu erwarten ist, und es erweckt den Anschein, als ob die Spannung der Stromquelle um einen gewissen Betrag abgenommen hätte. Die Ursache der scheinbaren Spannungsabnahme kann nur das Auftreten einer entgegengesetzten Spannung in dem bewegten Leiter sein, die ihren Grund in seiner Arbeitsleistung hat und als „elektromotorische Gegenkraft“ bezeichnet wird, weil sie der arbeitenden Spannung entgegenwirkt. Ihre Grösse folgt aus dem Satz von der Erhaltung der Energie:

Die zum Überwinden der elektromotorischen Gegenkraft — E zugeführte Arbeit $EJ \cdot dt$ ist gleich der geleisteten Arbeit $JBl \cdot ds$ oder

$$\left. \begin{aligned} E &= Bl \frac{ds}{dt} = Blv \text{ in cgs-Einheiten} \\ E &= 10^{-8} Blv \text{ in Volt} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 63.$$

Hier ist unter v die Geschwindigkeitskomponente der Bewegung senkrecht zur Feldrichtung zu verstehen.

Ganz allgemein erhält man aus Gl. 22, S. 8, und dem vorstehenden Werth für die zugeführte Arbeit die Arbeitsgleichung im cgs-System

$$P \cdot ds = J \cdot dK = EJ \cdot dt. \dots \dots \dots 64.$$

$$\left. \begin{aligned} \text{damit} \quad E &= \frac{dK}{dt} \text{ in cgs-Einheiten} \\ \text{oder} \quad E &= 10^{-8} \frac{dK}{dt} \text{ in Volt} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 65.$$

Wenn man andererseits einen Leiter unter mechanischem Arbeitsaufwand gegen die Kraft des Feldes bewegt, wird eine positive elektromotorische Kraft oder ein Spannungsunterschied erzeugt, der die zugeführte mechanische Arbeit in Form von elektrischer Energie wieder abgibt. Man hat dann eine „Dynamomaschine“, einen Stromerzeuger, vor sich. Für die Grösse

der erzeugten elektromotorischen Kraft gelten die obigen Beziehungen, nur ist ihre Richtung entgegengesetzt.

Spannung und Strom dauern so lange, wie Kraftlinien geschnitten werden. Leiter, die sich in einem ruhenden Felde selbst im Ruhezustand befinden, besitzen demnach keine elektromotorische Kraft.

Den Vorgang selbst bezeichnet man als Induktion, die erzeugte elektromotorische Kraft als inducirt.

Lenz'sches Gesetz: In allgemeiner Fassung hat Lenz den Vorgang der Induktion in dem nach ihm benannten Gesetz niedergelegt:

Ändert sich in der Umgebung eines Leiters ein Kraftlinienfeld, so haben die in dem Leiter inducirten Spannungen eine solche Richtung, dass die von ihnen erzeugten Ströme der Änderung des Kraftlinienfeldes entgegenzuwirken suchen.

Regeln für die Richtungsbeziehungen zwischen dem Hauptfeld, der Leiterbewegung und dem Betriebsstrom oder der inducirten elektromotorischen Kraft.

Erste Regel. Man merke sich, dass bei einer Dynamomaschine die elektromagnetische Kraft der Bewegungsrichtung entgegengesetzt und bei einem Elektromotor gleichgerichtet ist, weil man im ersten Fall mechanische Energie zuführen, d. h. elektromagnetischen Widerstand überwinden muss, um elektrische Energie zu erzeugen, während im zweiten Fall die elektromagnetische Kraft den stromdurchflossenen Leiter zu bewegen hat, um hierbei einen mechanischen Arbeitswiderstand zu überwinden.

Hat man aus der gegebenen Strom- und Feldrichtung die Bewegungsrichtung zu bestimmen, so lässt sich der Kraftlinienverlauf um die Leiter nach der Schraubenregel, S. 6 — Rechtsgewinde — ermitteln, während sich die Richtung der elektromagnetischen Kraft aus den Regeln, S. 10 — Kraftlinien, gespannte elastische Schnüre — ergibt, wonach gleichgerichtete Kraftlinien Abstossung, entgegengesetzte Anziehung kennzeichnen.

Wenn Feld- und Bewegungsrichtung bekannt sind, kann man, je nachdem man einen Motor oder Generator vor sich hat, die Richtung der elektromagnetischen Kraft und daraus den nothwendigen Kraftlinienverlauf um den Leiter ermitteln. Hieraus bestimmt sich dann die Stromrichtung.

Da es für die Induktionswirkung in den Leitern der Maschine gleichgültig ist, mit welchen Hilfsmitteln sie durch das magnetische Feld bewegt werden, entsteht in jedem Elektromotor, unabhängig vom treibenden Strom, durch die Ankerdrehung im Felde, genau wie in der mechanisch angetriebenen Dynamomaschine, eine Spannung, die sogenannte elektromotorische Gegenkraft, welche daher auch nach der Richtungsregel für Dynamomaschinen zu bestimmen ist, wo Spannung und Strom gleichgerichtet sind.

Die vorstehenden Regeln sind weiterhin allein benutzt, weil sie den Vorzug haben, die Vorgänge auf einige viel gebrauchte, leicht zu behaltende Grundgesetze zurückzuführen, während die nachfolgende reine Gedächtnissregel bei seltener Benutzung eher zu Irrthümern führt, und nur bei häufigem Gebrauch mit der nöthigen Sicherheit den Vorzug rascher Auskunft bietet.

Zweite Regel: Stehen Feldrichtung, Strom und Bewegungsrichtung senkrecht zu einander und bringt man für Elektromotoren, Fig. 21, die drei ersten Finger der linken Hand in die Achsenrichtung eines rechtwinkligen, räumlichen Koordinatensystems, so zeigt

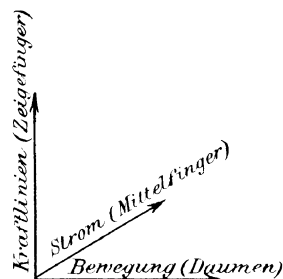


Fig. 21.

der Daumen die Richtung der Bewegung des Ankers an,
 der Zeigefinger die Richtung der Kraftlinien der Magnete,
 der Mittelfinger die Richtung des Betriebstromes,

wobei zum leichten Festhalten der Regel noch zu bemerken ist, dass die drei zu unterscheidenden Richtungen, die der Bewegung des Ankers, der Kraftlinien und des Stromes mit den Anfangsbuchstaben der Wortbezeichnung B , K und S in alphabetischer Reihe, wie die Nummern der drei zu benutzenden Finger auf einander folgen.

Für Dynamomaschinen giebt die rechte Hand in gleicher Weise die Vorgänge an, mit der Massgabe, dass hier an Stelle des Betriebstromes der erzeugte Strom tritt. Das Gleiche gilt hinsichtlich der elektromotorischen Gegenkraft bei Elektromotoren, die mit der Stromerzeugung in der Dynamomaschine richtungsgleich ist.

Selbstinduktion.

Wenn ein Leiter bei einer Stromzunahme oder Abnahme von den eigenen Kraftlinien geschnitten wird, welche im ersten Fall aus ihm hervorgehen und im zweiten sich auf ihn zurückziehen, so wirkt er auf sich selbst inducierend. Die Erscheinung zeigt sich schon bei jedem geraden Draht, besonders aber bei Spulen, weil hier beim Entstehen oder Verschwinden eines Stromes jede einzelne Windung nahezu von allen entstehenden oder verschwindenden Kraftlinien geschnitten wird.*)

Nach dem Lenz'schen Gesetz muss die Selbstinduktion einen abnehmenden Strom wieder zu verstärken, einen anwachsenden zu hemmen suchen. Dieses Verhalten zeigt grosse Ähnlichkeit mit der Wirkung der Trägheit oder dem Einfluss der Masse von Körpern, die man in Bewegung setzen oder zur Ruhe bringen will.

Die elektromotorische Kraft der Selbstinduktion bestimmt sich ebenfalls nach Gl. 65, aber weil sie jeder angestrebten Änderung entgegenwirkt, ist sie mit negativem Vorzeichen in die Rechnung einzuführen, also

$$E = - \frac{dK}{dt} \dots \dots \dots 66.$$

Die Bestimmung der Grösse $\frac{dK}{dt}$ ist gewöhnlich schwieriger, als die Ermittlung der Stromänderung. Da dJ ausserdem die eigentliche Ursache der Kraftlinienänderung bildet und dK im allgemeinen proportional dJ ist, schreibt man das Gesetz in der Form

$$E = - L \frac{dJ}{dt} \dots \dots \dots 67.$$

Den Proportionalitätsfaktor L bezeichnet man als „Selbstinduktionskoeffizienten“. Es ist demnach

$$L = \frac{dK}{dJ} \dots \dots \dots 68.$$

d. h. der Selbstinduktionskoeffizient bestimmt sich als das Verhältniss der Änderung des Stromes im Leiter zu der Zahl der den Leiter hierbei schneidenden Kraftlinien.

Innerhalb der Grenzen, in denen vollkommene Proportionalität zwischen Leiterstrom und erzeugter Kraftlinienzahl besteht, ist L konstant, also für Leiterwindungen ohne Eisenumgebung ganz allgemein und für Leiter, die

*) Ausnahmen hiervon bilden nur die Spulen mit entgegengesetztem Stromlauf. — Vgl. Fussnote zu S. 12. — Gleichen sich die Ampèrewindungen mit entgegengesetzter Wicklung vollständig aus, so tritt überhaupt keine Selbstinduktion auf. Derartige Spulen bilden „induktionlose Widerstände“.

einen Eisenkern umschliessen, innerhalb der Sättigungsgrenzen, die z. B. in der Wechselstrompraxis stets eingehalten werden.

Die absolute Einheit des Selbstinduktionskoeffizienten

$$L = \frac{dK}{dJ}$$

bestimmt sich mit der Beziehung $K = \text{Feldstärke } H \times \text{Querschnitt des Kraftlinienflusses}$ oder $\text{dim } K = \text{dim } H \cdot c^2$ aus $\text{dim } H$ und $\text{dim } J$ durch

$$\text{dim } L = \frac{\text{dim } K}{\text{dim } J} = \frac{c^{-\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1} \cdot c^2}{c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1}} = c \dots \dots \dots \mathbf{69.}$$

Die praktische Einheit wurde so festgesetzt, dass man aus Gl. 67 die elektromotorische Kraft in Volt erhält, wenn J in Ampère eingesetzt wird. Umgekehrt hat man also zur Bestimmung der praktischen Einheit von L , in der Gl. 67, J in Ampère und E in Volt einzusetzen und erhält, weil 1 Ampère $= 10^{-1} c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1}$ und 1 Volt $= 10^8 c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-2}$ ist,

die praktische Einheit des Selbstinduktionskoeffizienten zu $\frac{10^8 c^{\frac{3}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-2} s}{10^{-1} c^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} s^{-1}} = 10^9 c$.

Dieselbe wird jetzt vorwiegend „Henry“ genannt, während sie früher als „Quadrant“ bezeichnet wurde, da $10^9 c$ ungefähr gleich dem Erdquadranten ist.

Also 1 Henry $= 10^9 c \dots \dots \dots \mathbf{70.}$

Vorgänge in der einfachen elektrodynamischen Maschine.

Der Grundgedanke der stromerzeugenden Dynamomaschine, auch Generator genannt, beruht darauf, dass ein langer Leiter quer durch ein Kraftlinienfeld bewegt wird. Der Einfachheit halber möge zunächst angenommen werden, dass die Bewegung, wie in Fig. 4, S. 8, geradlinig erfolgt und die Kraftlinien, der Strom und die Bewegung senkrecht zu einander gerichtet sind. Hierbei herrscht, nach Gl. 63, S. 24, in dem Leiter von der Länge l , bei der Feldstärke B und der Bewegungsgeschwindigkeit v die elektromotorische Kraft in absolutem Mass

$$E = Blv.$$

So lange der Leiter nicht geschlossen ist und deshalb keinen Strom führt, wird er ohne Arbeitsaufwand — vom Reibungswiderstand abgesehen — durch das Feld gebracht. Schliesst man ihn an irgend einen Stromverbraucher an, so entsteht ein Strom J im Leiter und der zu überwindende Widerstand P ist nach Gl. 19, S. 8, mit B statt H

$$P = JBl \text{ Dynen.}$$

Für den mechanischen Effekt $Pv = JBlv$ erhält man mit E statt Blv in absolutem Mass den Werth

$$Pv = JE \dots \dots \dots \mathbf{71.}$$

Die Gleichungen für E und P zeigen die beachtenswerthe Verwandtschaft zwischen Spannung E und Geschwindigkeit v einerseits, sowie zwischen Strom J und mechanischer Kraft P andererseits.

Der zulässige Arbeitswiderstand P ist also bei gegebener Feldstärke B und bestimmter Leiterlänge l von der Stromstärke J abhängig, d. h. die Zugkraft P im einzelnen Fall durch die Stromstärke begrenzt, welche die

Maschine verträgt, während der Effekt $Pv = EJ$ noch durch Erhöhung von v und entsprechende Zunahme von E weiter gesteigert werden kann, bis die Grenze erreicht wird, wo entweder v Werthe erlangt, durch welche der mechanische Zusammenhang der Maschine gefährdet wird, oder E zu einer solchen Höhe ansteigt, dass die Sicherheit gegen Durchschlagen der Isolation verloren geht.

Bezeichnen für den umgekehrten Fall, dass Fig. 4, S. 8, die Vorgänge im Motor, der elektrischen Arbeitsmaschine, veranschaulicht:

Z die Zugkraft, d. h. die bewegende Kraft in Dynen, die unter der Wechselwirkung des Hauptfeldes und des Leiterfeldes auf den Leiter ausgeübt wird,

B die Stärke des feststehenden Feldes,

l die Länge des Leiters, welche Kraftlinien schneidet, in Centimetern,

v die geradlinige Fortbewegungsgeschwindigkeit des Leiters, senkrecht zu den Kraftlinien des Feldes in Centimetern, bezogen auf die Sekunde,

J die Stromstärke im Leiter in Ampère,

D den Spannungsunterschied, gemessen an den Endpunkten des Leiters in Volt, die sogenannte „Klemmenspannung“,

E die elektromotorische Gegenkraft in Volt,

W den Widerstand des Leiters in Ohm,

Q eine Last, gemessen in Dynen, die mittelst Schnur unter Anwendung einer Leitrolle derart mit dem Leiter verbunden zu denken ist, dass sie eine Nutzbelastung darstellt und durch die Zugkraft des sich bewegenden Leiters gehoben wird,

so muss die Spannung D an den Enden des Leiters erstens die elektromotorische Gegenkraft E überwinden und gleichzeitig noch einen Spannungsüberschuss besitzen, der den Strom J durch den Widerstand W des Leiters hindurchtreibt und nach dem Ohm'schen Gesetz durch die Grösse JW bestimmt ist.

Wir erhalten demnach die Gleichgewichtsbedingung für die Klemmenspannung des Motors

$$D = E + JW \dots \dots \dots 72.$$

Der Spannungsverbrauch JW wird als Spannungsverlust infolge Ohm'schen Widerstandes oder auch kurz als „Ohm'scher Verlust“ bezeichnet.

Bei den Generatoren dagegen verringert der Ohm'sche Verlust die an den Klemmen verfügbare Spannung. Hier gilt daher die Beziehung:

$$\text{Klemmenspannung des Generators } D = E - JW \dots \dots 73.$$

Der mit Q Dynen belastete Leiter wird durch die früher klargelegte elektromagnetische Wirkung des Stromes, nach der Gl. 62, S. 24, für die auftretende Zugkraft, unter Berücksichtigung der für den vorliegenden Fall an Stelle von P gewählten Bezeichnung Z durch

$$Z = JB/l 10^{-1} \text{ Dynen } \dots \dots \dots 74.$$

in Bewegung gesetzt.

Im ersten Augenblick der Bewegung ist in dem bis dahin ruhenden Leiter noch keine elektromotorische Gegenkraft vorhanden und somit die anfängliche Stromstärke nach Gl. 72, mit $E = 0$, $J = \frac{D}{W}$.

Dem anfänglichen grössten Werth von J entspricht auch der grösste Werth von Z als Anzugkraft im Augenblick der beginnenden Bewegung, und die Last Q wird beschleunigt gehoben, so lange $Z > Q$ ist.

In dem Masse, wie der Leiter selbst beschleunigt fortschreitet und dabei die Kraftlinien des ruhenden Hauptfeldes schneidet, entsteht und

wächst die elektromotorische Gegenkraft E und drückt somit nach Gl. 72, in der die Betriebsspannung D und der Leiterwiderstand W gleichbleibende Grössen darstellen, durch das eigene Anwachsen fortlaufend die Stromentnahme J für den Leiter herab, bis sich der Gleichgewichtszustand zwischen der Zugkraft und der Belastung einstellt, und die Bewegung damit in den gleichförmigen Beharrungszustand übergeht.

Der Betriebsstrom nimmt also im Elektromotor beim Anlaufen so lange ab, bis

$$Z = Q$$

$$\text{oder} \quad J = \frac{Q}{Bl_{10}^{-1}} \dots \dots \dots 75.$$

$$\text{und nach Gl. 72} \quad E = D - \frac{Q}{Bl_{10}^{-1}} W \dots \dots \dots 76.$$

wird.

Der mechanische Effekt des Elektromotors berechnet sich ebenso wie bei der Dynamomaschine. Wir erhalten daher unter Berücksichtigung, dass vorstehend E in Volt und J in Ampère eingeführt ist, aus der Gl. 71 mit der Gl. 50, S. 19

$$Qv = EJ_{10}^7 \dots \dots \dots 77.$$

Weil ferner der an den Klemmen verfügbare Effekt JD und nach Gl. 72 die Nutzarbeit $JE = JD - J^2W$ ist, folgt als Wirkungsgrad der betrachteten einfachen Maschine

$$\text{für den Motor} \quad \eta = \frac{JE}{JD} = \frac{E}{D} = \frac{D - JW}{D} = 1 - \frac{JW}{D} \dots \dots 78.$$

Bei Generatoren erhält man in ähnlicher Weise das Verhältniss zwischen Nutzarbeit JD und aufgewendeter Arbeit JE , d. h. den Wirkungsgrad

$$\text{für den Generator} \quad \eta = \frac{JD}{JE} = \frac{D}{E} = \frac{E - JW}{E} = 1 - \frac{JW}{E} \dots \dots 79.$$

In den ausgeführten Maschinen liegen die Wirkungsgrade noch etwas niedriger, weil ausser den vorstehenden Verlusten auch die mechanischen Reibungswiderstände, die später auseinandergesetzten Einflüsse der Hysteris und Wirbelströme und der Stromverbrauch zur Erregung der Feldmagnete Effektverluste darstellen.

Gleichung 77 und 78 zeigen, dass der geleistete mechanische Effekt und der Wirkungsgrad eines Elektromotors unmittelbar mit seiner elektromotorischen Gegenkraft wachsen. Diese ist also nicht etwa die schädliche Ursache eines Wirkungsverlustes, wie aus der Benennung Gegenkraft irrtümlich gefolgert werden könnte, sondern die nothwendige Folge der Arbeitsleistung des Stromes. Im ersten Augenblick der Bewegung mit der Anfangstromstärke $J = \frac{D}{W}$ verwandelt sich die ganze verfügbare Energie DJ in Wärme. Erst die mit der Bewegung entstehende und mit der Geschwindigkeit wachsende elektromotorische Gegenkraft verwerthet den Energiebetrag EJ für die mechanische Arbeitsleistung der Maschine und beschränkt den Verlust durch Wärmeerzeugung auf einen kleineren Werth J^2W .

Die Joule'sche Wärme ist nicht nur ein Arbeitsverlust, sondern sogar noch schädlich.

Bei konstanter Feldstärke und gleicher Netzspannung wirkt die elektromotorische Gegenkraft ausserdem wie ein Regulator, indem sie nach den kurz vorangegangenen Betrachtungen mit zunehmender Geschwindigkeit die Stromstärke soweit verringert, bis diese mit der Belastung ins Gleichgewicht tritt.

Nach Gl. 77 ist es möglich, denselben Effekt durch kleineres J und entsprechend grösseres E zu erzielen, d. h. durch die Verkleinerung der Kraft und die Vergrösserung der Geschwindigkeit.

Hieraus folgt, dass in einer Maschine mit demselben W für die gleiche Leistung der Wirkungsgrad mit der Spannung steigt. Bei doppelter Spannung und halbem Strom wird z. B.

$$\eta = 1 - \frac{\frac{J}{2} W}{2D} = 1 - \frac{1}{4} \frac{JW}{D}.$$

Der Koeffizient des Wirkungsverlustes $\frac{JW}{D}$ ist in diesem Falle nur $\frac{1}{4}$ des früheren Werthes.

Die raschlaufenden Motoren mit hohem Wirkungsgrad haben für den Betrieb von Hebe­maschinen den Nachtheil, dass sie erstens stärkere Übersetzungen verlangen und zweitens, beim häufigen Anfahren und Anhalten, grössere Beschleunigungsverluste herbeiführen.

Raschlaufende Motoren besitzen aber andererseits noch den zuweilen sehr ins Gewicht fallenden Vortheil, dass sie bei gleicher Leistung erheblich kleiner und billiger ausfallen als langsamlaufende Maschinen.*)

Umsteuerung.

Für die Dynamomaschine folgt aus den Richtungsregeln, S. 25, dass unter gleichbleibender Feldrichtung der Hauptstrom seine Richtung ändert, je nachdem man den Leiter in dem einen oder anderen Sinne bewegt. Dieselbe Wirkung erhält man, wenn die Bewegungsrichtung unverändert bleibt, durch Umkehr der Feldrichtung, also Umschalten des Erregerstromes.

Ähnlich wechseln Motoren ihren Umlaufsinn, wenn man das Feld oder den Ankerstrom allein umkehrt. Daraus folgt der Satz:

Zum Umsteuern eines Gleichstrommotors ist nur die Feldrichtung oder die Stromrichtung im Anker zu wechseln. Der gleichzeitige Wechsel beider Richtungen verändert die Umlauf­richtung des Motors nicht.**)

Im allgemeinen pflegt man den Ankerstrom zu wenden. Es ist die Lehrmeinung, dass dies praktisch allein zulässig sei, ziemlich weit verbreitet, aber in nicht wenigen Ausführungen wird statt dessen der Erregerstrom zum Umsteuern des Motors umgekehrt. Man erreicht hierbei den Vortheil, dass nur schwache Ströme zu wenden sind, auf Schaltwalzen geringere Spannungsunterschiede zwischen den einzelnen Kontaktflächen herrschen und weniger Stromfinger erforderlich werden. Andererseits ist freilich damit der Nachtheil verbunden, dass man bei jedem Umsteuern zunächst den remanenten Magnetismus vernichten muss und deshalb der Motor bei schnellem Wechsel der Steuerung unter Umständen nicht sofort gehorcht.

B. Gleichstrommaschinen.

Allgemeines über Feldmagnete, Anker und Kollektor.

Feldmagnete.

Man unterscheidet Gleichstrom- und Wechselstrommaschinen, je nachdem der Betriebsstrom den äusseren Stromkreis zwischen Generator und Motor ständig in gleicher oder in stetig wechselnder Richtung durchläuft.

*) Nach der Preisliste der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft zu Berlin kostet beispielsweise ein geschlossener Gleichstromhauptschlussmotor

der Type EG_{100} für $N=12$ PS bei 220 Volt, 46,5 Ampère und $n=900$, Mark 940,

" " EG_{101} " $N=6$ " " 220 " 23,3 " " $n=450$, " 1100.

***) Die Umsteuerung der Drehstrommotoren wird später behandelt.

Jede Gleichstrommaschine besteht aus drei Haupttheilen:

1. dem Erzeuger des magnetischen Feldes, den sogenannten Feldmagneten,
2. dem Anker, der als Träger des Leiters dient und ihn entweder unter Arbeitsaufwand durch das Magnetfeld treibt oder von ihm angetrieben und befähigt wird, äusseren Arbeitswiderstand zu überwinden,
3. dem Stromabnehmer oder Kollektor, dem die Aufgabe zufällt, den Strom von den bewegten Leitern in das Netz überzuführen oder umgekehrt daraus aufzunehmen.

Die Feldmagnete werden immer im feststehenden Maschinenrahmen und bei Motoren so untergebracht, dass sie den rotirenden Anker von aussen concentrisch umschliessen.

Die Bauart mit Feldmagneten zu beiden Seiten eines scheibenförmigen oder im Innern eines als Hohlcylinder ausgeführten Ankers findet sich nur noch vereinzelt für Generatoren benutzt.

Die als Elektromagnete ausgebildeten Feldmagnete bestehen aus Drahtspulen, welche am vortheilhaftesten möglichst dicht an die zu inducirenden Ankerleiter herangerückt werden, — in Fig. 22 besser

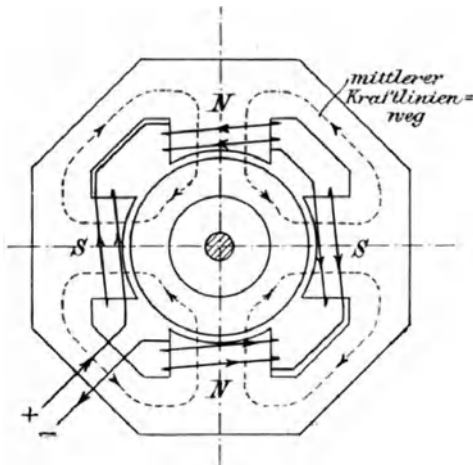


Fig. 22.

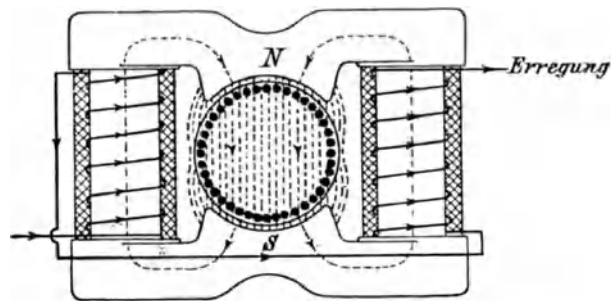


Fig. 23.

als in Fig. 23 — und deren eiserner Kern entweder aus einem Stück mit dem Gestell besteht oder der bequemen Herstellung wegen nur mit ihm verschraubt ist.*)

Den bewickelten Theil der Kerne bezeichnet man als „Magnet-schenkel“, die zur ausgedehnten Anschmiegung an den Ankerumfang meist schuhartig erweiterten Polenden als „Polschuhe“.

Früher wurden die Polschuhe allgemein rechteckig, mit der langen Kante parallel zur Maschinenachse ausgeführt. Schuckert hat statt dessen die rhombische Form mit schrägliegender Kante gewählt, um den schroffen Übergang beim Eintritt der einzelnen Leiter in das stärkere Feld unter den Polschuhen zu vermeiden. Die Allgemeine Electricitätsgesellschaft in Berlin verbindet zum gleichen Zweck sämtliche Polschuhe untereinander durch einen sehr dünnen Blechcylinder, „Polbüchse“ genannt.

Die Maschinen werden entweder mit zwei oder mit mehr Polen gebaut, müssen aber stets eine gerade Anzahl von Polen enthalten, weil zu jedem Feld ein Süd- und ein Nordpol, d. h. ein Polpaar gehört. Man unterscheidet daher zweipolige, vierpolige Maschinen u. s. w. Die Feld- oder Polpaarzahl

*) In der E.T.Z. 1902, S. 235, ist eine Gleichstrommaschine von Albert Hundt beschrieben, deren Magnete längsbeweglich sind, um die Umlaufzahl durch Verändern des Luftspaltes zwischen 3,5 und 15,6 mm von 350 auf 1500 zu erhöhen.

ist halb so gross wie die Polzahl. Gewöhnlich wechseln dabei die Nordpole mit den Südpolen ab.

Der erzeugte Kraftlinienfluss geht von einem Nordpol durch den Anker nach dem nächst benachbarten Südpol und von hier durch das Gestell zum Nordpol zurück. Bei mehrpoligen Maschinen ordnet man mit Rücksicht auf gute Ausnutzung des Drahtes der Magnetwicklung die Pole in regelmässiger Wechselfolge, Nord, Süd, Nord, Süd u. s. w. an. Nur bei vierpoligen Maschinen hat Essberger, um die Schaltung ändern zu können, im einen Fall einerseits die Nordpole und andererseits die Südpole nebeneinander eingeschaltet.

Den Erregerstrom der Magnete entnimmt man dem Betriebsstrom. Über den Charakter der einzelnen Pole entscheidet die Richtung des Stromlaufes in der Erregerspule nach der Schraubenregel S. 11.

Anker. — Ring- und Trommelanker.

Auf dem Anker werden die stromerzeugenden oder stromführenden Leiter, kurz „Ankerleiter“ genannt, meist in Spulenform mit grosser

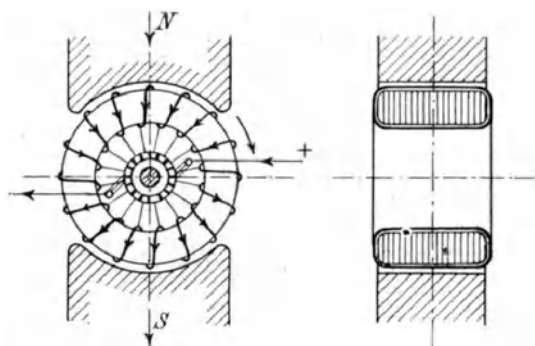


Fig. 24.

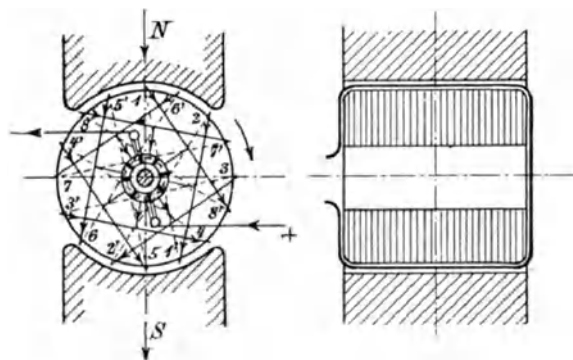


Fig. 25.



Fig. 26.



Fig. 27.

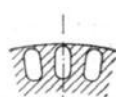


Fig. 28.

Die Wicklungen selbst sind wegen der hohen Umlaufzahl der Anker gegen den Einfluss der Schleuderkraft zu schützen und werden daher entweder durch Bandagen zusammengehalten oder in Nuthen, Fig. 26 und 27, oder in Kanälen parallel zur Mantellinie des Ankers, Fig. 28, eingebettet — „Glatte, Nuthen- und Lochanker“.

Der eiserne Ankerkern wird aus 0,5 bis 0,6 mm starken, durch Papier

Windungszahl untergebracht, um eine genügend hohe und möglichst gleichmässige Spannung zu erzeugen. Die einzelnen Leiter oder Spulen vereinigt man, abgesehen von der Bauart einiger Bogenlichtmaschinen, zu einer fortlaufenden, in sich geschlossenen Wicklung, indem man den Anfang jedes Leiters mit dem Ende des anzuschliessenden, um eine gewisse Strecke vorausliegenden Leiters verbindet.

Der eiserne Ankerkern erhält entweder die Form eines Ringes, „Ringanker“, Fig. 24, mit voller Umwicklung jedes Querschnitts zwischen Welle und äusserem Umfang, oder die Gestalt einer Trommel, „Trommelanker“, Fig. 25, deren Bohrung die Welle meist ausfüllt, weil die Wicklung nur auf dem äusseren Umfang liegt und über die Stirnflächen fortläuft.

Die Wicklungen selbst sind wegen der hohen Umlaufzahl der Anker gegen den Einfluss der Schleuderkraft zu schützen und werden daher entweder durch Bandagen zusammen-

voneinander getrennten Blechscheiben hergestellt, um das Auftreten der störenden, S. 35 erläuterten Wirbelströme möglichst zu verhindern.

Die im allgemeinen ziemlich kleinen Motoren der Hebezeuge werden vorwiegend mit Trommelwicklung versehen, welche sich am bequemsten ausführen lässt, weil man ihre Spulen in Schablonen herstellen kann. Sie gewährt ausserdem eine bessere Ausnutzung des Drahtes, läuft auch leichter funkenfrei. Die Ringwicklung — nach ihrem Erfinder auch Gramme'sche Wicklung“ genannt, — bietet dagegen den Vortheil, dass der Spannungsabfall zwischen zwei benachbarten Drähten erheblich kleiner ist und eine zerstörte Windung sich leicht ersetzen lässt, während hierfür beim Trommelanker zunächst alle über der schadhaften Stelle liegenden Windungen abgewickelt werden müssen.

In Ringankern, Fig. 24, werden nahezu sämtliche Kraftlinien von dem eisernen Ring selbst aufgenommen und nur bei sehr starker Sättigung theilweise durch den Luftraum gedrängt.

Die nach innen abgedrängten Kraftlinien induciren in den Leiterstrecken auf dem inneren Ringumfang elektromotorische Kräfte, welche den auf dem äusseren Umfang erzeugten entgegenwirken.

Ferner ist wesentlich, dass sich Maschinen mit Trommelanker leichter als mit Ringanker umsteuern lassen*). Die Erklärung folgt aus der S. 40 besprochenen Ankerrückwirkung.

Weil für die Induktionswirkung nur die Komponente der Richtung des magnetischen Feldes senkrecht zur Bewegungsrichtung des Leiters in Betracht kommt, ist die Induktionswirkung beim Durchgang der einzelnen Leiter durch die wagerechte Mittellinie, Fig. 24 und 25, wo die Geschwindigkeit senkrecht zur Kraftlinienrichtung = Null ist, ebenfalls = Null, dagegen am grössten im höchsten und tiefsten Punkt des Ankers, da die Leiter hier die Feldkraftlinien senkrecht durchschneiden.

Man bezeichnet die diametral gegenüberliegenden Stellen als „neutrale Zone“, ihre Verbindungslinie in der Figur als „neutrale Linie“.

Bei der Drehrichtung des Ankers im Sinne der eingezeichneten Pfeile bewegen sich die Leiter oberhalb der wagerechten Mittellinie nach rechts, unterhalb nach links.

Um die angedeutete Drehrichtung der Maschinen als Motoren zu erzielen, muss der Betriebsstrom nach den Richtungsregeln S. 25 in der oberen Ankerhälfte in den senkrecht zur Bildfläche verlaufenden Leiterelementen auf dem äusseren Ankerumfang nach vorn, in der unteren Ankerhälfte nach hinten gerichtet sein. Vergl. Fig. 4, S. 8. Die hierbei durch die Drehung erzeugte elektromotorische Gegenkraft — in Generatoren die elektromotorische Kraft und der entsprechende Strom — ist umgekehrt in der oberen Ankerhälfte nach hinten, in der unteren nach vorn gerichtet.

Die elektromotorische Kraft der Generatoren oder die Gegenkraft in den Spulen der Motoren ändert also bei jedem Durchgang durch die neutrale Linie ihre Richtung. Der Richtungswechsel des Betriebsstromes erfordert besondere Vorkehrungen für den Anschluss des Netzes.

Denkt man sich die Wicklung, Fig. 24 oder 25, S. 32, an der Neutralzone links aufgeschnitten und in Fig. 29 als Abscisse derart abgetragen, dass *A* dem Beginn der Wicklung an der Schnittstelle, *B* dem gegenüberliegenden Punkt in der neutralen Zone entspricht, und zeichnet die Zunahme der sich von Leiter zu Leiter addirenden elektromotorischen Kräfte

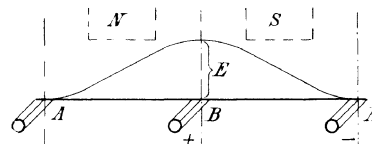


Fig. 29.

*) Weiteres siehe Fischer-Hinnen, Gleichstrommaschinen, 4. Aufl., 1899, S. 39.

über den betreffenden Abscissenpunkten auf, indem man die in dem Punkte A der neutralen Zone herrschende geringste Spannung der Maschine gleich Null setzt, so erhält man die Spannungslinie. Sie steigt zuerst langsam, dann in den unter den Polen liegenden Leitern rascher und schliesslich ganz allmählich zu ihrer grössten Höhe E an. Auf den beiden Zweigen zwischen B und A , d. h. auf den beiden Ankerhälften ist die Spannungszunahme wegen der oben und unten geschnittenen gleichen Kraftlinienzahl und der Gleichartigkeit der Ankerbewicklung in richtig gebauten Maschinen symmetrisch. Zwischen A und B , den beiden diametral gegenüberliegenden Punkten der neutralen Zone, herrscht der grösste Spannungsunterschied in der Maschine.

Stromabnehmer. — Bürsten, Kollektor, Kommutator.

Stromabnehmer: Die neutrale Zone liegt fest, die diametral gegenüberliegenden Ankerleiter dagegen, zwischen denen der grösste Spannungsunterschied in dem Augenblick auftritt, wo sie durch die neutrale Zone laufen, lösen sich in stetiger Aufeinanderfolge ab, und die Punkte des grössten Spannungsunterschiedes wandern demnach auf dem Anker selbst von Windung zu Windung, der Drehrichtung entgegen weiter. Das Stromleitungsnetz kann daher die Verbindung mit dem Generator- oder Motoranker nur durch Schleifstücke herstellen, welche in stetig ununterbrochener Folge den Anschluss an die rotirenden Leiter in dem Augenblick ihres Durchganges durch die neutrale Zone vermitteln. Zu dem Zweck setzt man auf die Ankerwelle einen Cylinder aus gegenseitig und gegen die Welle isolirten Kupferlamellen, den sogenannten „Kollektor“ oder „Kommutator“, und verbindet die einzelnen Lamellen der Reihe nach mit den aufeinanderfolgenden Ankerwindungen oder Spulen, Fig. 24 und 25, S. 32, um am Kollektorumfang die Schleifkontakte der Netzleitung anzubringen. Dabei ist es nicht nöthig, dass die Stromabnehmer selbst am Kollektor in der neutralen Zone anliegen, wenn nur die von ihnen überdeckte Lamelle mit dem Leiter verbunden ist, welcher zur Zeit der Überdeckung durch die neutrale Zone geht, wie z. B. in Fig. 25.

Früher wurden die Stromabnehmer in Form tangential anliegender metallischer Bürsten ausgeführt und daher kurz „Bürsten“ genannt, eine Bezeichnung, die dann auch auf die jetzt mehr in Aufnahme gekommene Anwendung radial anliegender kleiner Klötze aus Kupfer oder Kohle übertragen ist. Die Anpressung erfolgt stets durch leichten Federdruck. Die Bürsten müssen in jedem Augenblick mindestens eine Lamelle, und beim Übergang von einer zur nächstfolgenden mindestens beide gleichzeitig überdecken. In der Übergangstellung schliesst die Bürste zwei benachbarte Lamellen kurz.

Der Name Kollektor stammt daher, dass der Segmenteylinder die in den beiden Ankerhälften zu beiden Seiten der neutralen Linie fliessenden Ströme vereinigt in die Leitung abgibt, Fig. 24 und 25.

Die in beiden Ankerhälften eines Generators inducirten elektromotorischen Kräfte rufen erst durch den Kreisschluss der äusseren Leitungen, also durch Vermittlung der Bürsten einen Stromlauf hervor. Der stromabführenden Bürste fliessen die Ströme aus den beiden angeschlossenen Windungszweigen, die sich in ihr vereinigen, von entgegengesetzten Richtungen zu. Jede Lamelle, die im Augenblick, wo sie unter die Bürste tritt, Strom aus der einen Zweigrichtung führt, liefert kurz darauf, während sie unter der Bürste wieder herausgleitet, Strom aus der anderen Zweigrichtung des Ankers in die äussere Leitung. Durch die Anlage der Bürsten in der neutralen Zone fallen die getrennten Stromflüsse mit den Wir-

kungen der in beiden Ankerhälften entgegengesetzten elektromotorischen Kräfte zusammen.

Die Bürsten spielen an den Grenz- oder Vereinigungspunkten der beiden Stromzweige die Rolle eines selbstthätigen Stromwenders für jede einzelne unter ihnen fortgleitende Lamelle und verwandeln somit den in den einzelnen Spulen erzeugten Wechselstrom für die Leitung in Gleichstrom. Im Hinblick hierauf wird die Verbindung des Segmenteylinders mit den Bürsten auch als Kommutator bezeichnet.

In dem Augenblick, wo zwei benachbarte Lamellen gleichzeitig von einer Bürste überdeckt werden, ist der zwischen den Lamellen befindliche Leiter kurz geschlossen und kommt demnach für die Spannungserzeugung nicht in Betracht. Der Umstand, dass in diesem Augenblick die Leiterzahl um zwei verringert ist, verursacht wegen der an sich grossen Leiterzahl und der geringen Induktion in der neutralen Zone kein Schwanken der Spannung*).

Wirbelströme.

In den Ankerleitern der Elektromotoren Fig. 24 und 25 entstehen infolge des Durchschneidens der Feldkraftlinien elektromotorische Gegenkräfte, welche den eingezeichneten Pfeilrichtungen des Betriebstromes im Anker entgegengesetzt, d. h. im oberen Ankerumfang von vorn nach hinten und unten gegen den Beschauer gerichtet sind, im übrigen nach der neutralen Zone zu allmählich auf Null abnehmen. Führt man die Anker nicht aus einzelnen Blechen, wie in den Querschnittsfiguren 24 und 25 angedeutet, sondern ungetheilt aus, so muss die Induktionswirkung der Kraftlinien im Ankerquerschnitt, genau wie in den äusseren Leitern, elektromotorische Kräfte von gleicher Richtung hervorrufen. Diese Spannungen sind aber nach Massgabe der Geschwindigkeit, mit welcher die Kraftlinien geschnitten werden, dem Abstand von der Neutralachse ungefähr proportional und deshalb bei Trommelankern im äusseren Umfang stärker als an der Welle, bei Ringankern sogar an der inneren Laibung schon nahezu Null, wegen der geringen oder ganz fehlenden Induktion in den hier liegenden Leiterstrecken. Die elektromotorische Kraft erzeugt Ströme, welche in Ebenen senkrecht zur Neutralachse kreisen, weil hier die grössten Spannungsunterschiede auftreten. Die Stromrichtung stimmt aussen mit der in den Ankerleitern inducirten elektromotorischen Kraft überein, muss also in Generatoren mit dem Betriebstrom gleichgerichtet, in Motoren dem Ankerstrom entgegengesetzt verlaufen und daher die Motorleistung schwächen. Diese Ströme werden als Wirbelströme bezeichnet.**)

Ihr Auftreten wird wesentlich beschränkt, wenn man den Anker senkrecht zu seiner Achse, wie allgemein üblich, aus einzelnen Blechlamellen mit Isolationszwischenlagen, Papier u. s. w. herstellt, — sogenannte Ankeruntertheilung —, die den parallel zur Achse erzeugten Wirbelströmen den Weg verlegen, ohne den Kraftlinienfluss der Feldmagnete quer durch den Anker zu beeinträchtigen.

*) Man bezeichnet die Anschlusspunkte des äusseren Stromkreises, die Klemmen oder Bürsten einer elektrischen Maschine nach der zugehörigen Leitungstrecke als positiv oder negativ, indem man dem vom Generator ausgehenden Strom stets das positive Zeichen, dem zurückkehrenden das negative Vorzeichen beilegt, und hiernach, wie schon weiter oben erwähnt ist, die Austrittsklemme oder Bürste am Generator und die Eintrittsklemme oder Bürste am Motor ebenfalls positiv nennt, weil beide in der positiven Stromleitung liegen, während die entgegengesetzten Anschlüsse zur negativen Rückleitung gehören.

**) Der Umstand, dass sich Foucault mit der Wärmeerzeugung dieser schon vor ihm bekannten Ströme eingehend beschäftigt hat, gab Anlass, die Ströme auch Foucault-Ströme zu nennen.

In den Polschuhen der Feldmagnete entstehen Wirbelströme vor allem bei Benutzung von offenen Nuthen- oder Zahnankern, Fig. 27 S. 32, weil hier in den Theilen, welche den Zähnen gegenüber liegen, eine stärkere Induktion, als in den unter den Nuthen liegenden Stellen herrscht. Bei Verwendung von Zahnankern müssen deshalb die Polschuhe im allgemeinen, wie die Anker, aus Blechen mit Papierzwischenlagen hergestellt werden.

Schliesslich treten auch noch in den kupfernen Ankerleitern Wirbelströme auf, und zwar besonders in den Augenblicken, wo die Leiter plötzlich in ihrer ganzen Länge unter das stärkere Feld der Magnete treten. Es wird dann die vorausseilende Leiterhälfte, welche zuerst in den vollen Kraftlinienfluss eintritt, stärker inducirt als die andere, und sendet deshalb durch die schwächer inducirte nacheilende Hälfte kreisförmig verlaufende Ausgleichströme. Dieser Störung wirken die S. 31 erwähnten Polbüchsen oder die Anordnung rhombischer Polschuhe entgegen.

Berechnung der elektromotorischen Kraft für zwei- und mehrpolige Gleichstrommaschinen. — Induktionsgleichung.

Bezeichnet z die Gesamtzahl der Drähte auf dem ganzen Ankerumfange,

z^1 die Windungszahl für Ring- und Trommelanker,

E die gesammte im Anker erzeugte elektromotorische Kraft,

K die Gesamtzahl der Kraftlinien, welche von einem Nordpol aus- und in einen Südpol eintritt,

n die minutliche Umdrehungszahl,

p die Zahl der vorhandenen Polpaare,

K^1 den grössten Kraftlinienfluss, welcher durch die Fläche einer Windung im Ringanker oder im Trommelanker geht,

so ist für den Trommelanker allgemein die Drahtzahl gleich der doppelten Windungszahl, also $z = 2z^1$, weil zwei auf dem Ankerumfang liegende Drähte eine Windung bilden, und nach Fig. 25, S. 32, ferner $K^1 = K$.

Beim Ringanker dagegen liegt von jeder Windung nur eine Drahtstrecke auf dem Ankerumfang, die andere auf der innern, induktionfreien Ringlaibung, somit $z = z^1$. Andererseits ist der grösste durch eine Windungsebene gehende Kraftlinienfluss K^1 unter sonst gleichen Verhältnissen nur halb so gross, wie beim Trommelanker, weil sich nach Fig. 24, S. 32, für den Gesamtkraftlinienfluss zwei Ringhälften darbieten, deren Querschnitte die Windungsfläche bilden.

Für Ringanker ist demnach $K = 2K^1$ und $z = z^1$ in die Rechnung einzuführen.

Zweipolige Maschinen. In den zweipoligen Maschinen mit Ringanker, Fig. 24, addiren sich die elektromotorischen Kräfte der einzelnen hintereinander liegenden Leiter der beiden Wicklungshälften, nach Fig. 29, S. 33 je zur vollen Maschinenspannung. Bei den grossen Leiterzahlen der ausgeführten Maschinen schwankt die gesammte elektromotorische Kraft so wenig, dass sie als konstant angesehen werden darf.

Man kann also in Gl. 65, S. 24, setzen

$$E = \frac{dK}{dt} = \text{konstans} = \frac{k}{t}$$

worin k die in der endlichen Zeit t geschnittene Kraftlinienzahl bedeutet.

Werden in 1 Minute n Umdrehungen ausgeführt, so ist die Zeitdauer einer Umdrehung $\frac{60}{n}$ Sekunden und bei z Leitern $\frac{60}{nz}$ die Sekundenzahl, in welcher jeder Leiter an den Platz seines vorhergehenden rückt, also sämtliche Leiter die K Kraftlinien des Feldes schneiden.

Die hierbei in den einzeln hintereinander geschalteten Leitern erzeugten elektromotorischen Kräfte addiren sich in jedem Zweig nach der vorstehenden Beziehung zu der Gesamtspannung.

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{K}{60} = \frac{nzK}{60} \text{ in absolutem Mass} \\
 \text{oder} \quad E &= \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} \text{ Volt}
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} E &= \frac{K}{60} \\ \text{oder} \quad E &= \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} \end{aligned}} \right\} \dots \dots \dots \text{ 80.}$$

Für die Grösse von E ist es ganz gleichgültig, ob die Kraftlinien K in einem homogenen Felde erzeugt werden oder nicht, wenn sie nur in der Zahl K die Ankeroberfläche zwischen den beiden Bürstenanlagestellen durchsetzen.

Für den Trommelanker gilt dieselbe Beziehung. Aus Fig. 25, S. 32, ist ersichtlich, dass sich der Strom von der positiven Bürste gleichmässig in zwei

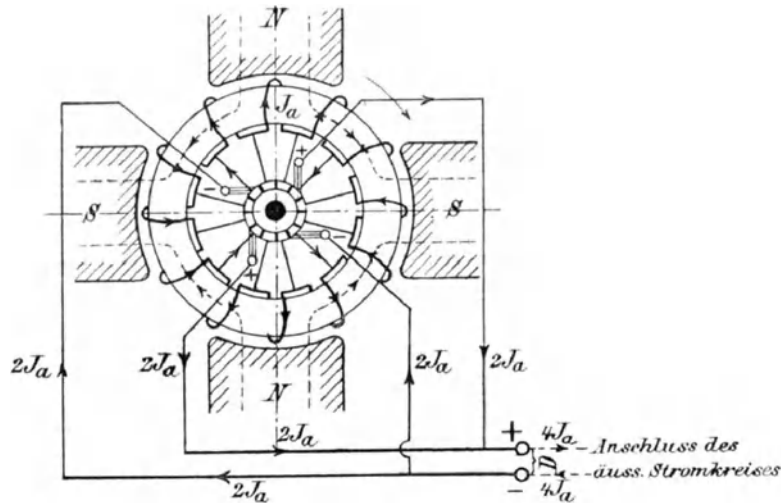


Fig. 30.

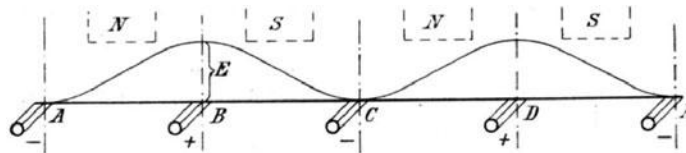


Fig. 31.

symmetrische Äste theilt, die zur Hälfte unter dem Nordpol, zur Hälfte unter dem Südpol liegen. Die abwechselnd unter verschiedenen Polen liegenden Leiter lassen sich, wie in Fig. 25, so zu einer fortlaufenden Reihe verbinden, dass sich auch hier, wie beim Ringanker, die einzelnen elektromotorischen Kräfte in den Zweigen, von der — zur + Bürste fortschreitend, zum Gesamtspannungsunterschied E addiren.

Mehrpole Maschinen. Für mehrpolige Maschinen sind die beiden verschiedenen Wicklungsarten des Ankers mit Parallel- oder Hintereinanderschaltung der einzelnen Abtheilungen getrennt zu untersuchen.

Bei der reinen Parallelschaltung mit fortlaufender Ringwicklung der als Generator gedachten Maschine, Fig. 30, erhält man für die 4 Pole zwei zu einander senkrecht stehende neutrale Linien mit vier neutralen Punkten und ebenso vielen Bürsten. Die Spannungslinie verläuft etwa nach Fig. 31,

in welcher die Punkte *B* und *D* den positiven, *A* und *C* den negativen Bürsten entsprechen. Nach Fig. 30 sind einerseits die positiven, andererseits die negativen Bürsten unter sich durch Parallelschaltung verbunden und theilen sich in die Stromabführung und Rückleitung, welche wegen der vorhandenen Symmetrie in allen vier Zweigen gleichmässig erfolgt.

Bei der Parallelschaltung und der vollkommenen Symmetrie sind die elektromotorischen Kräfte *E*, welche in den einzelnen Abtheilungen der Ankerwicklung erzeugt werden, einander gleich, und weil in $\frac{60}{nz}$ Sekunden die Leiter sämtliche Kraftlinien schneiden, indem jede Drahtwindung an den Platz der vorhergehenden rückt, ist auch hier, wie bei der zweipoligen Maschine nach Gl. 80,

$$E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} \text{ Volt} \dots \dots \dots \mathbf{81.}$$

unabhängig von der Polzahl.

Bezeichnet J_a den Ankerstrom,
J den Netzstrom,
p die Zahl der Polpaare,

so erkennt man aus Fig. 30, dass bei $p = 2$ jeder positiven Ankerbürste aus dem Anker von zwei Seiten der Strom J_a zufliesst, jede Bürste also $2 J_a$ Strom führt, und daher die beiden positiven Bürsten zusammen $4 J_a$ in das Netz abliefern, die beiden negativen ebenso viel aus dem Netz aufnehmen. Das gleiche gilt selbstverständlich für den Motor.

Ganz allgemein folgt hieraus für *p* Polpaare

bei parallel geschalteten Abtheilungen der Ankerwicklung $J = 2 p J_a$. **82.**
 und die Leistung, mit dem Werth von *E* aus Gl. 81,

$$E \cdot J = E \cdot 2 p J_a = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} \cdot 2 p J_a = \frac{nzK}{30 \cdot 10^8} p J_a \text{ Watt} \dots \dots \dots \mathbf{83.}$$

Der Fall der Hintereinanderschaltung ist durch Fig. 32 veranschaulicht.

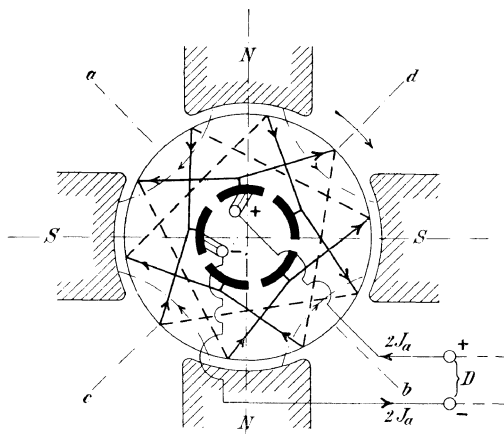


Fig. 32.

Auf dem Trommelanker der als Motor gezeichneten Maschine sind die Leiter in Wellenwicklung verbunden, d. h. der Strom gabelt sich unter der positiven Bürste in zwei Zweige, geht im linken Zweig unter dem linken Südpol nach hinten, unter dem unteren Nordpol nach vorne, unter dem folgenden Südpol wieder nach hinten u. s. w. Ebenso geht der Strom im anderen Zweig der Reihe nach unter den verschiedenen Polen durch zur negativen Bürste. Es bilden also sämtliche Windungen, wie bei der zweipoligen Maschine, auch nur zwei parallel geschaltete Zweige, in denen je

die Hälfte der Windungen hintereinander geschaltet ist und die gesammte elektromotorische Kraft erzeugt.

Da im vorliegenden Fall die *z* Windungen gleichmässig von den $2K$ Kraftlinien inducirt werden, bei zwei Polen aber nur von *K*, muss auch die gesammte elektromotorische Kraft doppelt so gross sein, wie nach Gl. 80, und ganz allgemein bei *p* Polpaaren

für hintereinandergeschaltete Ankerwicklung $E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} p \text{ Volt} \dots \dots \dots \mathbf{84.}$

Aus der Schaltweise folgt, dass die Bürstenzahl in diesem Falle, unabhängig von der Polzahl, stets auf zwei beschränkt bleibt, dass aber der Winkel, unter dem die Bürsten am Kommutator voneinander abstehen, von der Zahl der Polpaare abhängt und bei vierpoligen Maschinen, wie in Fig. 32, nur noch 90° , bei sechspoligen 60° beträgt.

Ganz allgemein sind bei mehrpoligen Maschinen die beiden Bürsten um $\frac{360^\circ}{2p}$ oder ein ungerades Vielfaches dieses Betrages gegeneinander zu versetzen.

Für gleiche Werthe von n , z und K ist in Maschinen mit hintereinandergeschalteten Ankerwicklungen die gesammte elektromotorische Kraft p mal so gross wie in Maschinen mit Parallelschaltung. Die Gesamtstromstärke J ist dagegen nur gleich dem doppelten Ankerstrom J_a , weil die hintereinandergeschalteten Windungen von demselben Strom durchflossen werden, und jede Bürste von zwei Seiten aus dem Ankerstrom aufnimmt, bzw. abführt.

$$J = 2 J_a \dots \dots \dots \mathbf{85.}$$

Es folgt daraus, dass die Wahl der Reihen- oder Parallelschaltung keinen Einfluss auf die Leistung der Maschine hat, wenn man den Ankerstrom J_a in beiden Fällen gleich wählt.

Die Leistung der Maschine mit hintereinander geschalteter Ankerwicklung ist

$$E \cdot J = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} p \cdot 2 J_a = \frac{nzK}{30 \cdot 10^8} p J_a \text{ Watt} \dots \dots \mathbf{86.}$$

genau so gross, wie bei reiner Parallelschaltung der Ankerwicklung mit demselben Werth von n und K .

Die abgeleiteten Beziehungen gelten für Dynamomaschinen, wie für Elektromotoren, die in gleicher Weise und aus gleichen Gründen mehrpolig gebaut werden. In den Dynamomaschinen haben Strom und elektromotorische Kraft gleiche, in den Elektromotoren entgegengesetzte Richtung. — Elektromotorische „Gegenkraft“. —

Führt man statt der Drahtzahl die Windungszahl in die Gleichung für E ein, und ebenso statt der Gesamtkraftlinienzahl, die von einem der Nordpole ausgeht, nur denjenigen Theil, der im Maximum durch die ganze Fläche einer Windung geht, so folgt aus den im Anfang dieses Kapitels ermittelten Beziehungen, dass sowohl für Ringanker, als auch für Trommelanker gesetzt werden kann

$$zK = 2 z^1 K^1 \dots \dots \dots \mathbf{87.}$$

Es lautet die allgemeine Gleichung für Reihenschaltung dann nach Gl. 84

$$E = \frac{n \cdot 2 z^1 K^1}{60 \cdot 10^8} p = \frac{nz^1 K^1}{30 \cdot 10^8} p \text{ Volt} \dots \dots \mathbf{88a.}$$

für reine Parallelschaltung nach Gl. 81

$$E = \frac{n \cdot 2 z^1 K^1}{60 \cdot 10^8} = \frac{nz^1 K^1}{30 \cdot 10^8} \text{ Volt} \dots \dots \mathbf{88b.}$$

und für beide Schaltungsweisen nach Gl. 83 oder 86

$$E \cdot J = \frac{2 nz^1 K^1}{30 \cdot 10^8} p J_a \text{ Watt} \dots \dots \mathbf{89.}$$

Die für mehrpolige Maschinen abgeleiteten Gleichungen gelten für Ring- und Trommelwicklungen.

Auf Trommelankern lässt sich sowohl Parallel-, wie Reihenschaltung ausführen. Fig. 32 liefert ein Beispiel für Wellenwicklung mit Reihenschaltung. Die Parallelschaltung ist noch bequemer in der Form der sogenannten Schleifenwicklung herzustellen, leidet aber überhaupt unter dem

Übelstand, dass in den parallel zu schaltenden Zweigen leicht verschiedene Induktion auftritt. Die von Arnold eingeführte Reihenparallelwicklung umgeht diese Schwierigkeit *)

Ankerrückwirkung. Funkenbildung am Kollektor. Bürstenstellung.

In Fig. 33 ist der Ringanker eines Elektromotors schematisch mit 8 Spulen und den zugehörigen 8 Kommutatorsegmenten skizziert. Zur Zeit stehen die Spulen 1 und 5 in der neutralen Zone AB . Der von rechts in die Ankerwicklung eintretende Betriebsstrom gabelt sich unter der Bürste in zwei Zweige und durchfließt die beiden Ankerhälften in der durch die Pfeile angegebenen Richtung.

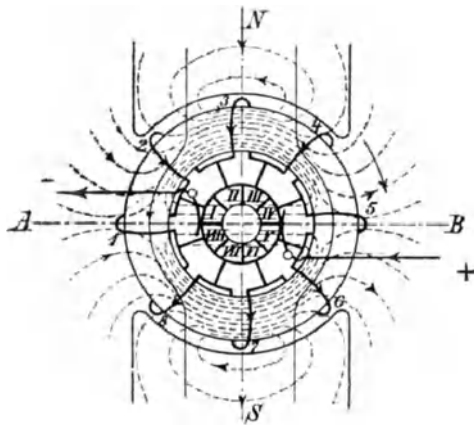


Fig. 33.

Sekundärpole fällt mit der Verbindungslinie der Bürstenanlagen zusammen. Die Kraftlinien des Ankerfeldes, welche sich durch die Maschinenmagnete hindurch schliessen, sind unter den Verhältnissen der Fig. 33 in der Zone AB von links nach rechts gerichtet und vereinigen sich mit den Kraftlinien des primären Feldes zu einer resultierenden Wirkung. Die resultierende Kraftlinienrichtung ist demnach im betrachteten Falle nach rechts abwärts gerichtet — vergl. Fig. 34 — und die resultierende neutrale Zone geht senkrecht dazu durch die Ankermitte nach rechts aufwärts.

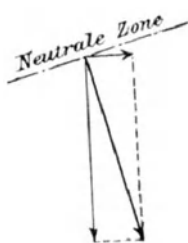


Fig. 34.

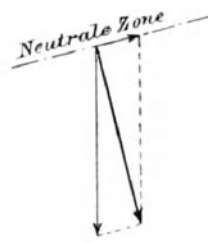


Fig. 35.

Die neutrale Zone verschiebt sich durch das magnetische Feld des Ankers, dem Drehsinn desselben entgegen, aus der senkrecht zu den Hauptkraftlinien stehenden Mittellage.

Mit veränderter Bürstenstellung verändert sich auch die Lage des Ankerfeldes. Werden die Bürsten so angelegt, dass das Ankerfeld senkrecht zum resultierenden Feld steht, Fig. 35, so fällt die Verbindungslinie der Bürstenanlagepunkte mit der neutralen Zone zusammen:

Es wird also im Motor durch die Ankerrückwirkung die neutrale Linie der Drehrichtung entgegen und im Generator in der Drehrichtung verschoben, weil bei gleicher Feld- und Stromrichtung Dynamomaschine und Elektromotor entgegengesetzt umlaufen.

Verfolgt man zunächst die Vorgänge des stetigen Wechsels der Stromrichtung in der neutralen Zone, so sieht man, dass die Spule 5, Fig. 33, kurz vor Eintritt in ihre augenblickliche Lage, einen Strom in der Rich-

*) E. Arnold, Die Ankerwicklungen und Ankerkonstruktionen für Gleichstromdynamomaschinen, III. Aufl.

tung des Pfeiles der Windung 4 geführt hat, während sie zur Zeit infolge der Überdeckung der Lamellen IV und V durch die positive Bürste vorübergehend kurzgeschlossen ist, um gleich darauf einen Strom im Sinne des zu 6 gehörigen Pfeiles aufzunehmen. Die Selbstinduktion der Spule 5 erzeugt eine dem abnehmenden Strome gleichgerichtete elektromotorische Kraft, welche das Verschwinden des Stromes unter den Bürsten verzögert. Der Übergangsquerschnitt zwischen dem sich drehenden Kommutatorsegment V und der feststehenden Bürste B nimmt gleichmässig rasch ab und so entsteht eine grosse Stromdichte in den Bürstenspitzen und den darunter fortgleitenden Lamellenkanten. Hierdurch werden diese Stellen leicht bis zum Glühen erhitzt und geben Anlass zum „Funken“.

Der schädlichen Wirkung der Selbstinduktion begegnet man am besten durch Verschieben der Bürsten, die man von der neutralen Zone an eine Stelle versetzt, wo noch eine gewisse Feldstärke herrscht und die hiervon abhängige elektromotorische Kraft oder Gegenkraft — Dynamo oder Motor — der Selbstinduktionswirkung entgegengesetzt gerichtet ist, sie also deshalb nicht zu Stande kommen lässt.

Um dies zu erreichen, müssten die Bürsten bei Generatoren in der Laufrichtung des Ankers noch über die resultierende neutrale Zone nach vorwärts und bei Motoren umgekehrt, der Drehrichtung entgegen, nach rückwärts verschoben werden. Das erfordert bei Motoren, wie bei Generatoren für jede Drehrichtung, ja schon für jede Belastung eine andere Bürstenstellung.

Die Betriebsrücksichten verlangen dagegen, wenigstens für die Motoren unbedingt, feste Bürstenstellungen. Man verwendet deshalb statt Kupferbürsten, Kohlenbürsten, welche durch ihren bedeutend grösseren Übergangswiderstand den Induktionstrom in der kurzgeschlossenen Spule erheblich abschwächen. Die Selbstinduktion wird ihrerseits durch Anwendung grosser Kommutatoren mit grosser Segmentzahl, d. h. bei kleiner Windungszahl der einzelnen Spulen, vermindert, weil die Selbstinduktion unmittelbar proportional der Windungszahl ist. Aus demselben Grunde eignen sich für umsteuerbare Motoren Trommelanker besser als Ringanker, deren innen liegende Leiter die Selbstinduktion verstärken.

Von wesentlichem Einfluss auf den funkenlosen Gang ist die möglichste Beschränkung des Ankerfeldes durch Wahl geeigneter Konstruktionsverhältnisse, denn das Ankerfeld verzerrt mit wachsender Grösse das resultierende Feld derart, dass in der wagerechten Mittellinie, wo die Bürsten wegen der symmetrischen Verhältnisse für Vor- oder Rücklauf unterzubringen sind, Feldstärken auftreten, welche die schädliche Wirkung der Selbstinduktion in den kurzgeschlossenen Spulen unterstützen, statt schwächen.

Die Grösse des Ankerfeldes ist von der Leiterzahl und dem Ankerstrom abhängig und lässt sich daher klein halten, wenn man die erforderliche Maschinenspannung E , Gl. 81, S. 38, durch grosse Kraftlinienzahl K bei geringer Leiterzahl z erzeugt.

Ferner kann man das Ankerfeld dadurch schwächen, dass man den magnetischen Widerstand des Kraftlinienweges durch Einschneiden der Feldmagnete oder Untertheilung derselben mit Papierzwischenlagen, wie bei den Ankerkonstruktionen, erhöht, weil sich die Kraftlinien quer durch die Feldmagnete zu schliessen suchen. Die Untertheilung wirkt andererseits dem Auftreten von Wirbelströmen in den Feldmagneten wirksam entgegen.*)

*) Näheres s. Fischer-Hinnen, Gleichstrommaschinen, Zürich 1899, 4. Aufl., S. 40. Im übrigen ist zu erwähnen, dass die Hysteresiserscheinungen in Motoren das resultierende Feld im Sinne des Ankerumlaufes verdrehen und dadurch den funkenfreien Gang bei feststehenden Bürsten begünstigen, während sie für Generatoren den entgegengesetzten Einfluss ausüben.

Ankerdrehmoment der Gleichstrommaschinen.

Bezeichnet M_d das Drehmoment eines Elektromotors in kgcm,

p die Anzahl der Polpaare,

K die Anzahl der von einem Nordpol ausgehenden Kraftlinien, ohne Rücksicht auf eine besondere Vertheilung derselben,

K^1 die grösste Zahl der durch die Fläche einer Windung gehenden Kraftlinien,

z die Zahl der Leiter auf dem Ankerumfang,

z^1 die Zahl der Windungen,

r den mittleren Halbmesser der Ankerwicklung in cm,

J_a die Ankerstromstärke in Ampère,

so ist nach Gl. 86, S. 39, für den Effekt ganz allgemein

$$E \cdot J = \frac{nzK}{30 \cdot 10^8} p J_a \text{ Watt} = \frac{nzK}{75 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 10^8} p J_a \text{ PS} \quad \dots \quad 90.$$

Für die Umfangskraft P in kg ist das Moment $M_d = P \cdot r$ in kgcm und der Effekt $Pv = E \cdot J$, weil v in m und r in cm gemessen ist,

$$Pv = E \cdot J = \frac{zPr\pi n}{60 \cdot 75 \cdot 10^2} = \frac{M_d \pi n}{30 \cdot 75 \cdot 10^2} \text{ PS} \quad \dots \quad 91.$$

Setzt man die rechten Seiten der beiden Beziehungen 90 und 91 einander gleich, so folgt

$$\frac{zK}{9,81 \cdot 10^8} p J_a = \frac{M_d \pi}{10^2}$$

$$\text{oder } M_d = \frac{p}{\pi} J_a z K \cdot \frac{1}{9,81} \cdot 10^{-6} \text{ kgcm} \quad \dots \quad 92.$$

Führt man in die Beziehung, statt der Leiterzahl z , die Windungszahl z^1 und statt der von einem Nordpol ausgehenden Kraftlinienzahl K die grösste Zahl K^1 der Kraftlinien ein, welche durch die Fläche einer Windung gehen, so ist nach Gl. 87, S. 39

$$zK = 2 z^1 K^1$$

und demnach

$$M_d = \frac{2p}{\pi} J_a z^1 K^1 \frac{1}{9,81} \cdot 10^{-6} \text{ kgcm} \quad \dots \quad 93.$$

Die Gleichung gilt für Generatoren und für Motoren.

Mit der Annäherung $\frac{1}{9,81} = \sim 10^{-1}$ erhält man

$$M_d = \sim \frac{p}{\pi} J_a z K \cdot 10^{-7} = \sim \frac{2p}{\pi} J_a z^1 K^1 10^{-7} \text{ kgcm} \quad \dots \quad 94.$$

Abhängigkeit der Umlaufzahl von der Wahl der elektrischen Konstruktionsgrössen.

Wir fanden für Gleichstrommaschinen mit reiner Parallelschaltung der Ankerwicklung, Fig. 30, S. 37, ganz allgemein bei beliebiger Polzahl die Grösse der erzeugten elektromotorischen Gegenkraft in Gl. 81, S. 38

$$E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} \text{ Volt}$$

und für Maschinen mit p Polpaaren, deren Ankerwicklung derart geschaltet ist, dass die ganze Ankerwicklung nur in zwei parallele Stromkreise mit zwei Bürsten zerfällt, Fig. 32, S. 38 in Gl. 84, S. 38,

$$E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8} p \text{ Volt.}$$

Diesen beiden verschiedenen Fällen entsprechen die Umlaufzahlen:
für parallel geschaltete Ankerwicklung

$$n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{zK} \dots \dots \dots 95.$$

und für hintereinander geschaltete Ankerwicklung

$$n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{zK} \cdot \frac{1}{p} \dots \dots \dots 96.$$

Die Umlaufzahl der Gleichstrommotoren ist direkt proportional mit der elektromotorischen Gegenkraft, umgekehrt proportional zur Feldstärke der Magnete, zur Windungszahl des Ankers und bei hintereinander geschalteten Ankerwicklungen auch umgekehrt proportional der Polzahl.

Hiernach lässt sich die Umlaufzahl ändern:

- a) durch Ändern von E , d. h. durch Ändern der Bürstenspannung D , die nach Gl. 72, S. 28, $D = E + JW$ die Grösse der elektromotorischen Gegenkraft bestimmt;
- b) durch Ändern des durch den Anker gehenden Kraftlinienflusses K ;
- c) durch Ändern von z , d. h. durch Ändern der Ankerwindungszahl;
- d) bei mehrpoligen Maschinen durch Hintereinander- oder Parallelschalten der Ankerwicklung.

Weil, wie schon S. 30 erwähnt, für die Motoren der Hebezeuge zweckmässig möglichst kleine Umlaufzahlen gewählt werden und die Netzspannung gewöhnlich gegeben ist, wird man die Polzahl thunlichst hoch nehmen. Die Kraftlinienzahl K vermehrt man für denselben Zweck durch grosse Polquerschnitte bei hoher Sättigung und geringem Luftweg im Spalt, den man vor allem durch Einbetten der Leiter, in Nuthen- oder Lochanker, klein halten kann. Die Leiterzahl wird so weit gesteigert, wie es einerseits der Platz auf dem Anker, andererseits die Rücksicht auf ausreichende Beschränkung des Ankerfeldes gestattet. Vergl. S. 41.

Die obigen Gleichungen zeigen auch den Weg zur „Geschwindigkeitsregelung“ der Maschinen im Betrieb.

Die unter c und d aufgeführten Mittel kommen für die Regulierung nicht oder wenig in Betracht, weil das Verändern der Leiterzahl z konstruktiv nicht leicht ausführbar und das Verändern der Schaltung mit einer gleichzeitigen Umwechslung der Pole verbunden ist.

Man greift deshalb hauptsächlich zur Änderung der Kraftlinienzahl, die

- α) durch verschiedene Stärke des Erregerstromes,
 - β) durch wechselnde Windungszahl,
 - γ) durch Ändern des magnetischen Widerstandes, d. h. veränderliche Grösse des Luftspaltes,
 - δ) durch theilweises Ablenken des Kraftlinienflusses
- erzielt werden kann.

Das Verfahren unter γ und δ wird für Hebezeugmotoren kaum benutzt. Die Spannung lässt sich ändern:

- α) durch Vorschalten von Widerständen, wodurch freilich ein Theil der Spannung unwirtschaftlich vernichtet wird,
- β) durch Anschluss an Netze verschiedener Spannung,
- γ) durch Verwendung zweier getrennter Maschinen oder vollständig getrennter Ankerwicklungen mit zwei Kommutatoren, wobei sich dann die Anker hintereinander geschaltet in die Gesamtspannung zur Hälfte theilen oder parallel geschaltet beide mit voller Netzspannung arbeiten.

Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren.

Man unterscheidet je nach der Art der Erregung Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren. Die ersteren, auch Serien- oder Reihen-, oder Hauptschlussmotoren genannt, werden von demselben Strom erregt, der ihren Anker durchfließt, während bei den Nebenschlussmotoren der Erregerstrom vom Netz abgezweigt und deshalb von der Stärke des Ankerstromes kaum beeinflusst wird. Ausserdem verwendet man noch die gemischte Schaltung der sogenannten „Doppelschluss- oder Compoundmotoren“.

Damit der Motor rasch anläuft und gleichzeitig die elektromotorische Gegenkraft so schnell erzeugt wird, dass sie den Anlaufstrom abschwächt,

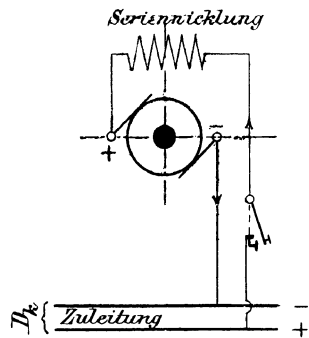


Fig. 36.

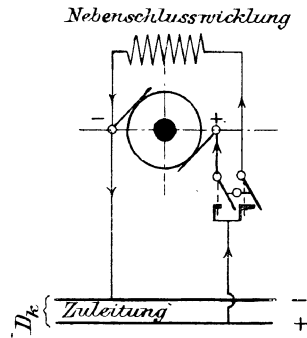


Fig. 37.

ehe der Anker durch die erzeugte Stromwärme gefährdet wird, sollen die Magnete schon vor Eintritt des Betriebstromes in den Anker, mindestens aber gleichzeitig voll erregt werden. Für Hauptstrommotoren ist dieser Bedingung dadurch genügt, dass der Strom, Fig. 36, in den Magneten zu gleicher Zeit und in gleicher Stärke wie im Anker auftritt.

Für Nebenschlussmotoren lässt sich die Vorerregung der Magnete durch Abzweigen des Erregerstromes vor den Bürsten erreichen, wie z. B. nach

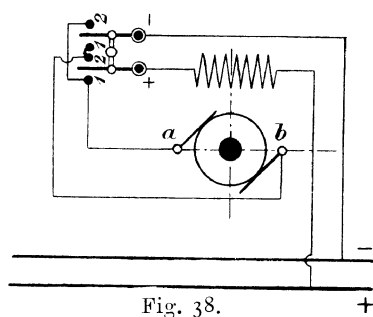


Fig. 38.

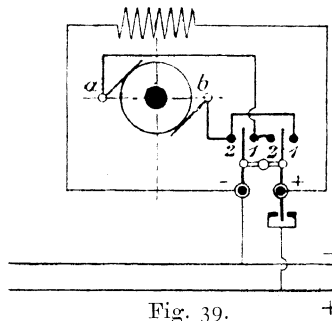


Fig. 39.

der schematischen Fig. 37, wo der Stromschlusshebel erst den Nebenschluss, dann den Ankerstrom einschaltet und umgekehrt zuerst den Ankerstromkreis öffnet, dann den Nebenschluss unterbricht.

In Fig. 38 und 39 sind Schaltvorrichtungen für umsteuerbare Haupt- und Nebenschlussmotoren mit Stromwendung im Anker schematisch skizziert.

Für Hauptstrommotoren ist demnach der in Fig. 38 schematisch angedeutete Stromwender erst hinter der Erregerspule einzuschalten.

Der Stromwender ist in der Skizze durch ein Hebelpaar angegeben, das unter sich durch eine gegen beide Hebel isolierte Kuppelnschiene mit Griff in der Mitte zwangsläufig verbunden ist. Die Doppelkreise mit vollem

Schwarzdruck der inneren bezeichnen die Drehpunkte der Hebel, die Punkte 1,1 und 2,2 die Stromschlussklötze, mit denen die Hebel in leitende Verbindung gebracht werden können.

In der gezeichneten Mittelstellung der Hebel ist sowohl der Erregewie der Ankerstromkreis unterbrochen. Führt man die Hebel auf die Kontaktklötze 1, 1, so schliesst sich der Stromkreis, und der Strom fliesst von der Erregerspule aus durch den Anker über den Stromwender von der Bürste *a* nach *b*, umgekehrt dagegen von *b* nach *a*, wenn die Stromwendehebel auf den Kontaktklötzen 2, 2 liegen. Der Stromverlauf bleibt in den Feldmagneten in beiden Fällen der gleiche und genügt damit der S. 30 aufgestellten Bedingung. Fig. 39 veranschaulicht die Anordnung für einen Nebenschlussmotor.

Um die im Betrieb immer gleichsinnig vom Strome durchflossene Erregung durch die Mittellage der Steuerung auszuschalten, ist der rechte Stromwendehebel nach rückwärts verlängert und derart mit einem Kontakt verbunden, dass er erst nach einem gewissen Rechts- oder Linksausschlag den Erregestromkreis schliesst.

Das Verhalten der Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren im Betriebe. — Beziehung zwischen Umlaufzahl und Drehmoment.

In den nachstehenden Betrachtungen sehen wir zunächst von den meist unentbehrlichen Vorschaltwiderständen und irgend welchen anderen Regulirvorrichtungen ab.

Abhängigkeit des Drehmomentes von der Umlaufzahl: In den Hauptstrommotoren werden beim Anlaufen, bevor die elektromotorische Gegenkraft zur Geltung kommt, die Magnete durch den anfangs ungeschwächten Strom *J_a*, der den Anker und die Erregerspulen durchfliesst, kräftig erregt. Man erhält deshalb nach Gl. 94, S. 42, ein sehr beträchtliches Anlaufmoment

$$M_d = \frac{p}{\pi} J_a z K 10^{-7}.$$

Mit dem Wachsen der Umlaufzahl und der dadurch erzeugten elektromotorischen Gegenkraft nimmt das Drehmoment rasch ab, und zwar bedeutend schneller als die Stromstärke, weil gleichzeitig mit *J_a* auch *K*, die von *J_a* erzeugte Kraftlinienzahl, kleiner wird.

Der Zusammenhang zwischen der Stromstärke *J* und der erzeugten Kraftlinienzahl *K* ist durch die Charakteristik Fig. 9, S. 13, gegeben, derzufolge *K* gleichsinnig und nahezu proportional mit *J* wächst, d. h.

$$J_a \sim cK \dots \dots \dots 97.$$

und deshalb auch

$$M_d \sim \frac{p}{\pi} z c K^2 10^{-7},$$

oder, mit Zusammenfassung der konstanten Faktoren,

$$K \sim C \sqrt{M_d} \dots \dots \dots 98.$$

Hieraus und aus Gl. 95, S. 43, für die Umlaufzahl $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{z K}$ folgt

$n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{z C \sqrt{M_d}}$, oder auch, unter abermaliger Zusammenfassung der Konstanten,

$$n \sim \frac{C^1}{\sqrt{M_d}} \dots \dots \dots 99.$$

Man erkennt aus dieser Annäherungsbeziehung, dass *n* mit abnehmender Belastung wächst und für *M_d* = 0 schliesslich *n* = ∞ wird.

Der Hauptstrommotor besitzt die Neigung, bei geringer Belastung durchzugehen.

In der Nebenschlussmaschine ist der Erregerstrom und daher auch die Kraftlinienzahl K konstant. Das Drehmoment ändert sich deshalb proportional mit der Stromstärke J_a im Anker. Im unbelasteten Zustande, d. h. mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände beim Leerlauf, ist J_a gleich Null und nach Gl. 72, S. 28, $E = D - JW$, die elektromotorische Gegenkraft E gleich dem Spannungsunterschied zwischen der Eintritt- und Austrittsklemme des Motors, d. i. gleich der sogenannten Klemmenspannung, $E = D$.

Nach Gl. 95 und 96, S. 43, erreicht die von E abhängige Umlaufzahl ihren grössten Werth für die Maschine als Motor, wenn E auf seinen Grenzwert steigt, also für $E = D$.

Bezeichnet man diese Grenzgeschwindigkeit, welche ein reibungsloser Nebenschlussmotor im Leerlauf annehmen würde und thatsächlich beim Senken von Lasten erreicht, wenn der Antrieb durch die Last den Reibungswiderstand ausgleicht, als kritische Geschwindigkeit oder kritische Tourenzahl, so erhält man hierfür die Beziehung:

$$n_k = \frac{D \cdot 60 \cdot 10^8}{zK} \dots \dots \dots \text{100.}^*)$$

Steigert sich durch den äusseren Antrieb die Umlaufzahl n über die kritische n_k , so wächst nach Gl. 95 und 96 auch die elektromotorische Gegenkraft E in gleicher Weise und überschreitet die Klemmenspannung D . Der Motor entsendet dann in der Richtung seiner elektromotorischen Gegenkraft Strom ins Netz.

Der Nebenschlussmotor wird beim Überschreiten der kritischen Tourenzahl zum Generator und wirkt durch die Umkehr des Stromlaufes bei unveränderter Feldrichtung bremsend auf die ihn treibende mechanische Kraft zurück.

Bezeichnet n_v die Abnahme der Umlaufzahl in Bezug auf die kritische Tourenzahl, den sogenannten Tourenverlust, der sich für eine bestimmte Belastungsstufe einstellt, so ist die wirkliche Umlaufzahl n des Motors für diesen Fall

$$n = n_k - n_v \dots \dots \dots \text{101.}$$

Für den Spannungsabfall im Anker erhält man mit dem Ankerwiderstand W_a

$$J_a W_a = D - E.$$

Setzt man hier D aus Gl. 100 und E aus Gl. 95 ein, so wird

$$J_a W_a = \frac{zK}{60 \cdot 10^8} (n_k - n) = \frac{zK}{60 \cdot 10^8} \cdot n_v \dots \dots \dots \text{102.}$$

$$\text{und hieraus } J_a = \frac{zK}{W_a \cdot 60 \cdot 10^8} \cdot n_v \dots \dots \dots \text{103.}$$

Mit diesem Werth geht die Gleichung für M_d , S. 42, über in

$$M_d = \frac{p}{\pi} zK \cdot 10^{-7} \cdot \frac{zK}{W_a \cdot 60 \cdot 10^8} \cdot n_v = \frac{p}{\pi} \frac{z^2 K^2}{W_a \cdot 60} 10^{-15} \cdot n_v \dots \dots \text{104.}$$

Da K und die übrigen Faktoren von n_v konstant sind, kann man auch schreiben

$$M_d = C \cdot n_v \text{ kgcm} \dots \dots \dots \text{105.}$$

*) Für die Klarlegung des Verhaltens der Nebenschlussmotoren genügt es vollkommen, nur Gl. 95: $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{zK}$ zu benutzen, da die nachfolgende, wichtige Gl. 105 nicht beeinflusst wird, wenn man für den anderen Fall, den der Hintereinanderschaltung, von Gl. 96: $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{zK} \cdot \frac{1}{p}$ ausgeht. Gl. 100 und 102 bis 104 ändern sich nur insofern, als man statt K den Werth pK und für K^2 den Werth $p^2 K^2$ zu setzen hat.

Es ist also für Nebenschlussmotoren das Drehmoment, ebenso wie nach Gl. 103 die Anker-Stromstärke, dem Tourenverluste unmittelbar proportional.

Vergleich der Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren.

Die Hauptstrommotoren haben die besonders für den Krahnbetrieb werthvolle Eigenschaft, dass sie mit gesteigerter Belastung langsamer, mit kleiner schneller arbeiten und ein so kräftiges Anzugmoment äussern, dass sie selbst mit voller Last rasch in Gang kommen. Andererseits ist damit der Nachtheil verbunden, dass sie die Neigung haben, unter geringer Belastung durchzugehen.

Weil eine längere Anlaufzeit einen grösseren Energieverlust verursacht, als eine kurze, ist die Verkürzung der Anlaufzeit nicht nur wegen des Zeitgewinnes, sondern auch wirthschaftlich von einer Bedeutung, die mit der Häufigkeit des Anlassens der Motoren wächst.

Bei den Nebenschlussmaschinen ist die Gefahr des Durchgehens ausgeschlossen, dafür das Anzugmoment nur mässig gross. Sie besitzen jedoch die im Aufzugbetrieb schätzenswerthe Eigenschaft, unter verschiedener Belastung ihre Umlaufzahl kaum zu ändern, weil sich im Beharrungszustande, nach der Beziehung $E = D - J_a W_a$, E wegen der Kleinheit von W_a , also auch von $J_a W_a$ nur sehr wenig von der Klemmenspannung D unterscheidet und die übrigen Grössen der Gl. 95, S. 43, $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{z K}$ konstant sind.

Diese Eigenschaften der beiden Motorgattungen lassen sich am besten aus den S. 48 bis 50 zusammengestellten Betriebskurven ersehen. Fig. 40 bis 43 sind Siemens'schen, Fig. 44 und 45 Schuckert'schen Motoren entnommen.

Ebenso zeigt die nachfolgende Zahlentabelle der Messungswerte eines von der Elektrizitätsgesellschaft Union in Berlin gebauten, mit 110 Volt arbeitenden Hauptstrommotors die Eigenschaften der Maschine.

Indicirte Ampère	Indicirte PS.	Gebremste Nutz.-PS.	Umdrehungs- zahl in der Minute	Wirkungs- grad in Procenten
30	4,5	2	3700	44,0 %
40	6	3,5	3080	58,5 %
60	9	7	2180	72,0 %
80	12	10	1640	83,0 %
98	14,6	12,5	1320	85,5 %
119	17,7	15,5	1160	87,5 %
136	20,4	18	1050	88,2 %
159	23,8	21	975	88,1 %
182	27,3	24	900	88,0 %
201	30,2	26,5	890	87,5 %
260	39,1	34	840	87,0 %

Die Änderung des Wirkungsgrades ist sehr bemerkenswerth, besonders das geringe Schwanken zwischen den Leistungen von 10 bis 34 PS.

Bei Dauerbetrieb wird der Motor mit dem höchsten Wirkungsgrad, d. h. in diesem Fall für eine Leistung von 18 PS verwendet. *)

*) Über die Wahl der Motorgrössen für intermittirenden Betrieb, siehe weiterhin: „Kapitel E. Allgemeines über elektrische Betriebsanlagen für Hebeanlagen“.

Die Gefahr des Durchgehens der Hauptstrommotoren.

Bei allen Kranmotoren für die Katzen- und Bühnenfahrwerke tritt der Fall des Leerlaufs nie ein, weil die Eigengewichte schon eine ausreichende Arbeitsbelastung liefern.

Anders liegen die Verhältnisse für die Lastwinde, wo vor allem die Steuereinrichtungen für das Senken des leeren Hakens und leichter Lasten mit Strom gelegentlich irrtümlich zum Senken von Lasten in Thätigkeit gesetzt werden können, die von selbst ablaufen würden, und wo der Hauptstrommotor nicht nur durch die Stromwirkung, sondern sogar noch durch die anhängende Last beschleunigt wird. Der Kranführer beobachtet nur die Hakengeschwindigkeit, und weil diese in den meisten Fällen für grosse Werkstättenkrahne im regelrechten Betrieb ausserordentlich gering ist — 2 bis 4 m in der Minute — so erscheint ihm eine erhebliche Geschwindigkeits-

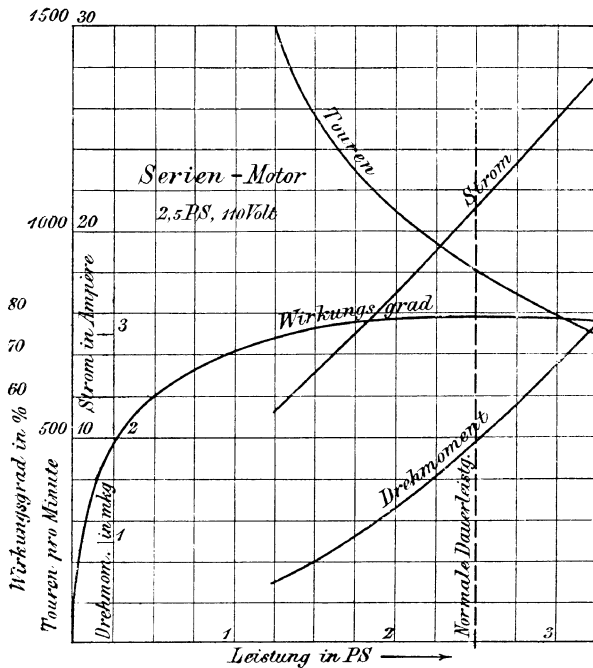


Fig. 40.

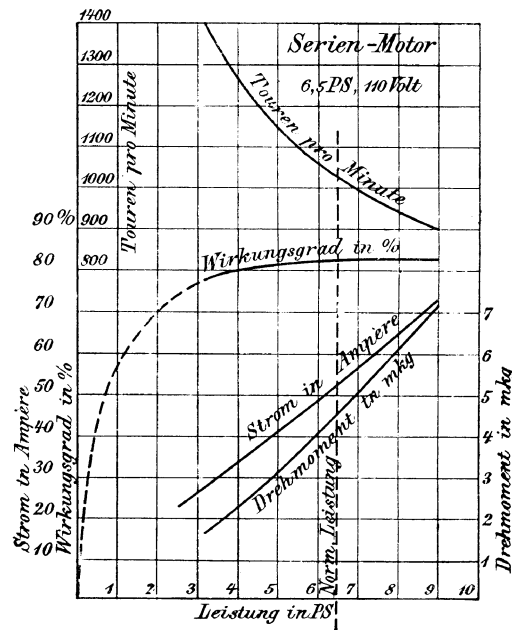


Fig. 41.

zunahme für die Last an sich ungefährlich und ist schwer genau zu schätzen. Es handelt sich aber keineswegs um den leeren Haken oder die Last allein, über die man etwa die Herrschaft zum rechtzeitigen Anhalten verliert, sondern vielmehr um die Gefahr, dass der Motor durch die Centrifugalkraft zertrümmert wird. Diese Gefahr liegt wegen der starken Übersetzung zwischen Haken und Motor um so näher, je grösser die regelrechte Umlaufzahl und die Übersetzung sind, weil die Centrifugalkraft mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst.

Deshalb sind Warnvorkehrungen in Form von einfachen Centrifugalklingelwerken sehr empfehlenswerth, und sollten ebensowenig fehlen, wie die elektromagnetischen Bremsen zum schnellen Anhalten des Triebwerkes beim Abstellen des Stromes.

Im übrigen sind die Vortheile der Hauptstrommotoren, das kräftige Anzugmoment und die Selbstregelung der Geschwindigkeit nach Massgabe der Belastung für die Leistungsfähigkeit der Anlage so gross, dass auch gelegentliche Unfälle mit den Motoren die ständige Zunahme ihrer Ver-

wendung nicht gehindert haben und Nebenschlussmotoren im Krahnbetrieb mehr und mehr verschwinden.

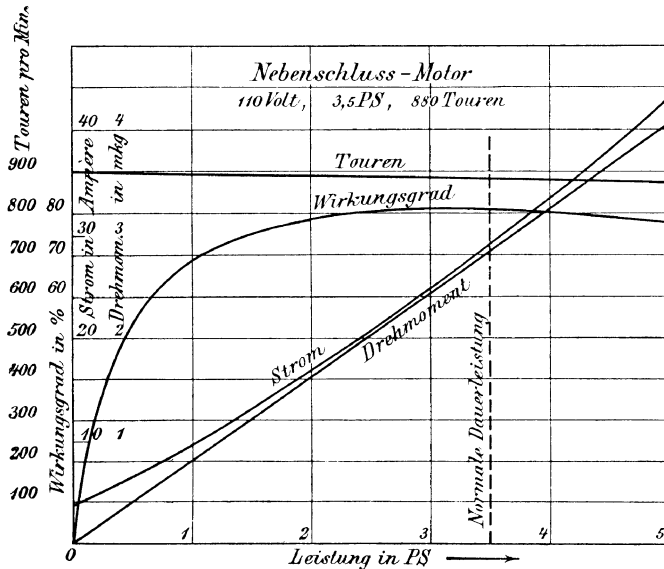


Fig. 42.

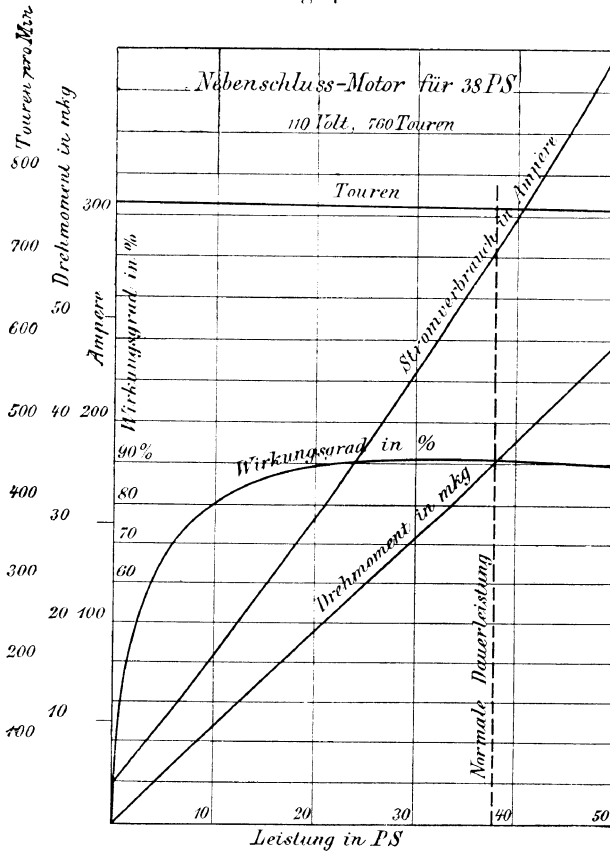


Fig. 43.

Für Aufzüge werden dagegen vorwiegend Nebenschlussmotoren und nur ausnahmsweise Hauptstrommotoren verwendet, weil hier starke Veränderlichkeit der Motorgeschwindigkeit bei wechselnden Lasten die an sich

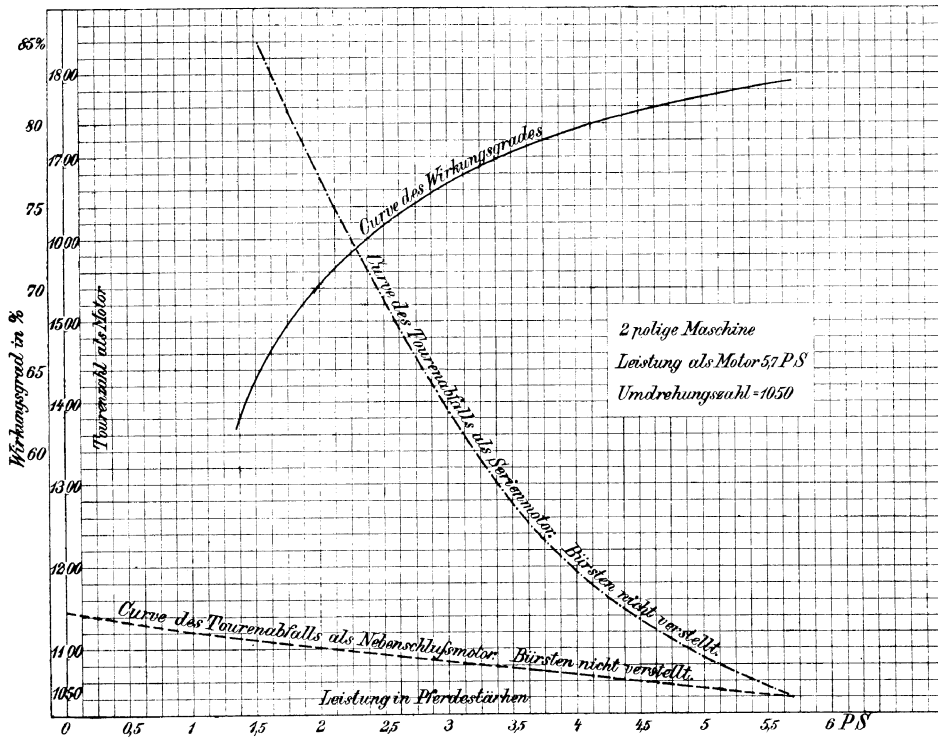


Fig. 44.

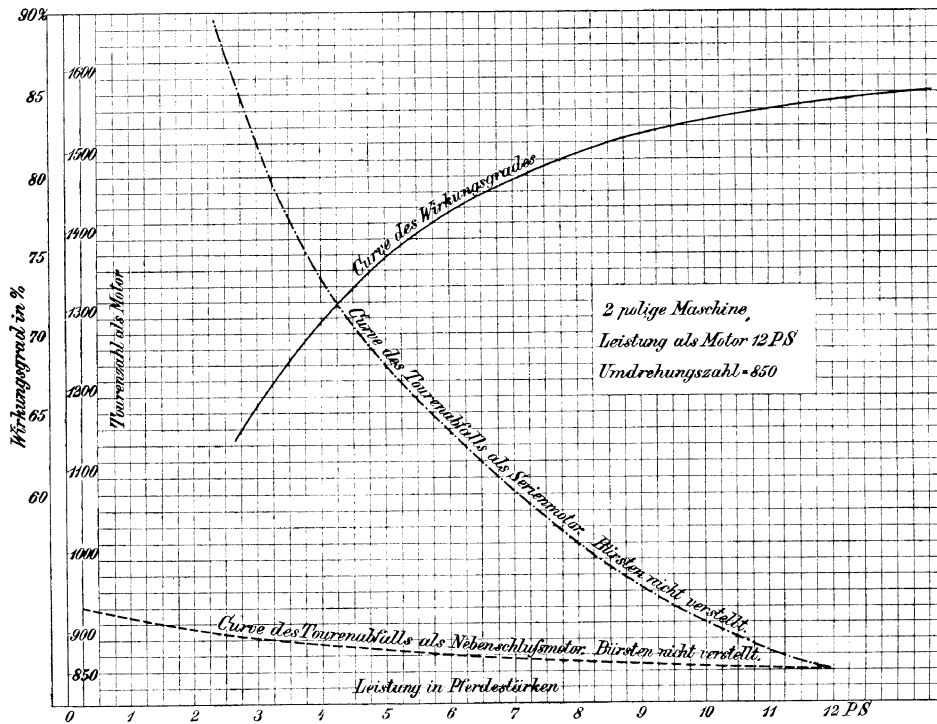


Fig. 45.

ziemlich hohen Fördergeschwindigkeiten in störender Weise steigert, das pünktliche Anhalten in den einzelnen Stockwerken erschwert und die Betriebsgefahr vermehrt, dass die Kabine durch Überfahren der Grenzen in den Schachtendpunkten gegen starre Konstruktionsglieder des Bauwerkes anprallt.

Im übrigen lassen sich auch durch einen Centrifugalregulator oder durch ein Hauptstromsolenoid Widerstände in den Hauptstromkreis einschalten, welche die Betriebsspannung, damit die elektromotorische Gegenkraft E und die Umlaufzahl n herabsetzen. Die Verwendbarkeit eines Centrifugalregulators für diesen Zweck bedarf keiner weiteren Erklärung.

Das Hauptstromsolenoid wird, sobald die Motorgeschwindigkeit infolge unzureichender Motorbelastung zunimmt, durch das gleichzeitige Sinken der Stromstärke geschwächt und dadurch ebenfalls befähigt, eine von der Motorgeschwindigkeit abhängige Kraft zum Einschalten von Widerständen auszuüben. Dieselben Hilfsapparate können auch zum Einschalten einer zusätzlichen Nebenschlusswicklung benützt werden, womit die Kraftlinienzahl K vermehrt und ebenfalls die Umlaufzahl n vermindert wird.

Von Haus aus lässt sich beim Bau der Hauptstrommotoren die Neigung zum Durchgehen durch starke Sättigung der Magnete beschränken, deren Kraftlinienzahl K , nach der Charakteristik Fig. 9, S. 13, bei abnehmender Stromstärke dann nur wenig sinkt und deshalb auch nur ein verhältnissmässig geringes Anwachsen der Umlaufzahl veranlasst. Derartige Motoren bauen sich wegen des grösseren Kupferaufwandes für die Erregerspulen theurer. Andererseits erhalten die Magnete kleineren Querschnitt und damit der ganze Motor kleinere Abmessungen und geringeres Gewicht.

Eigenschaften der Doppelschlussmotoren.

Die gemischte Wicklung der „Doppelschlussmaschinen“ gestattet Motoren herzustellen, in denen die Eigenschaften der einen oder anderen Grundform mehr oder minder zur Geltung kommen.

So lässt sich ein Nebenschlussmotor durch einige Hauptstromwindungen derart „compoundiren“, dass er bei verschiedenen Belastungen mit nahezu gleicher Geschwindigkeit läuft. Die Schaltung ist dann so vorzunehmen, dass die Hauptstromwindungen der Nebenschlusswicklung entgegenwirken, damit bei höherer Belastung K geringer und hierdurch n grösser wird. Das Anzugmoment fällt aber hierbei sehr gering aus.

Unterstützen die Hauptstromwindungen die Nebenschlusserregung, so erhält man ein stärkeres Anzugmoment, aber grössere Schwankungen der Umlaufzahlen.

Die Hilfsreihenwindungen werden am besten zum Ausschalten eingerichtet. Sie können vortheilhaft derart mit einem Stromwender verbunden werden, dass sie während der Anlaufperiode zum Erzeugen eines kräftigen Anzugmomentes die Nebenschlusserregung unterstützen und dann im Beharrungszustande abschwächen.*)

Regulirung der Hauptstrommotoren.

Zum Verändern der Umlaufzahl, der sogenannten Regulirung, stehen für Hauptstrommotoren die S. 42 u. f. angegebenen Hilfsmittel zur Verfügung. Eine genauere Untersuchung ihrer Wirkung geht am zweck-

*) Eickemeyer verwendet in seinen Aufzugmotoren die Hilfsreihenschaltung ausschliesslich während der Anlaufperiode zum Verstärken des Nebenschlussfeldes und schaltet die zusätzliche Erregerwicklung ganz aus, sobald der Beharrungszustand erreicht ist. Bei den geringen Schwankungen der Nebenschlussmotorgeschwindigkeit entspricht diese umgekehrte, einseitige Verwendung vollkommen den gewöhnlichen Bedürfnissen.

mässigsten von der Annahme gleichbleibender Belastung aus, weil hieraus und aus den früher entwickelten Eigenschaften der Motorarten auf den Einfluss der Regulirung bei kleinerer oder grösserer Belastung geschlossen werden kann.

Für die Praxis bildet die Regulirung in erster Linie das Mittel, die Anlauf- oder Auslaufperioden in beliebig gewünschter Weise zu gestalten und bestimmten Forderungen anzupassen, wie z. B. für die Arbeiten der Giesserei- oder Montirungskrahne. Dieselben Mittel benützt man aber auch zur Wahl verschiedener Geschwindigkeitstufen für den Beharrungszustand.

a. Regulirung der Umlaufzahl durch Ändern der elektromotorischen Gegenkraft.

α. Widerstandwechsel im Ankerstromkreise.

Bezeichnet D_k die Klemmenspannung, d. h. den Spannungsunterschied zwischen der Zu- und Ableitung des äusseren Stromkreises, der als konstant vorausgesetzt wurde,

E die elektromotorische Gegenkraft,

W_a den Ankerwiderstand,

W_s den Widerstand der Magnetwicklung,

W_e die Grösse eines vor dem Anker eingeschalteten Widerstandes,

J die Stärke des Betriebsstromes,

so folgt aus Gl. 72 S. 28

$$E = D_k - J(W_a + W_s + W_e) \dots \dots \dots 106.$$

Da ferner einer konstanten Belastung ein konstantes Drehmoment entspricht, und nach Gl. 98, S. 45, die Kraftlinienzahl $K = \sim C\sqrt{M_d}$ ist, folgt nach Gl. 95 u. 96, S. 43, die Umlaufzahl direkt proportional der Grösse

$$E = D_k - J(W_a + W_s + W_e)$$

Durch Einschalten von W_e nimmt demnach E um JW_e ab und entsprechend auch die Umlaufzahl n .

Das Vorschalten eines Widerstandes vor den Anker lässt sich im allgemeinen beim Anlassen nicht entbehren, um den Anker gegen übermässige Stromstärke zu schützen, bis die elektromotorische Gegenkraft ihrerseits den Strom genügend schwächt.

Bei den Motoren der meisten Krahne und vieler Aufzüge, deren unterbrochener Betrieb mit kurzen Beharrungszuständen geringere Rücksichtnahme auf die vollkommenste Ausnutzung des Betriebsstromes gestattet, werden die Vorschaltwiderstände auch als einziges Mittel zur Tourenregulirung verwendet, indem man den Verlust der im Widerstand in Wärme verwandelten Energie im Hinblick auf die Einfachheit in den Kauf nimmt.

Das Verfahren entspricht im wesentlichen der Geschwindigkeitsregulirung von hydraulischen Hebemaschinen mittelst des Steuerschiebers, durch den man den Überschuss des Betriebsdruckes über die jeweilige Belastung des Treibkolbens abdrösselt, d. h. vernichtet.

Trotz der Unwirthschaftlichkeit dieser Regulirung liegen die Verhältnisse bei ihrer Anwendung für den elektrischen Betrieb immerhin noch insofern günstiger, als nach Gl. 94, S. 42, für M_d sich wenigstens der elektrische Stromverbrauch jederzeit selbstthätig nach der Grösse der Motor-nutzbelastung einstellt, bei den einfachen hydraulischen Maschinen ohne Druckabstufung dagegen gleichviel Wasser für den leeren Hub, wie für den mit voller Last verbraucht wird.

In vielen Fällen ermöglicht eine geringe Zahl von Widerstandspulen durch verschiedene Schaltweise eine mannigfaltige Regulirung, weil sich

die Wirkung in weiten Grenzen verändern lässt, je nachdem man die einzelnen Widerstände hintereinander oder alle parallel schaltet oder einzelne zu Gruppen vereinigt und diese wieder hintereinander oder parallel geschaltet oder einzeln verwendet.

Zweckmässig werden die einzelnen Widerstände verschieden gross gewählt.

Benutzt man z. B. zwei Widerstände, einen von 5 Ohm und einen zweiten von 10 Ohm, so erhält man nach den Beziehungen, S. 22, die Möglichkeit von folgenden fünf Abstufungen:

- | | |
|-------------------------------------|------------------------|
| 1. beide kurz geschlossen, | Gesamtwiderstand 0 Ohm |
| 2. beide parallel geschaltet, | „ 3,3 „ |
| 3. der zweite kurz geschlossen, | „ 5,0 „ |
| 4. der erste kurz geschlossen, | „ 10,0 „ |
| 5. beide hintereinander geschaltet, | „ 15,0 „ |

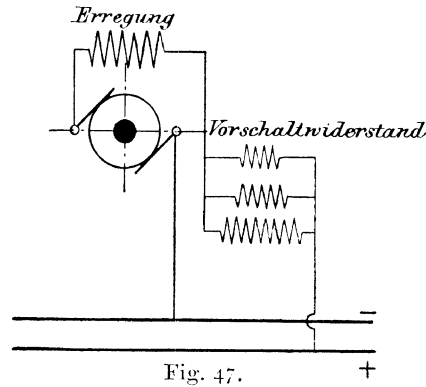
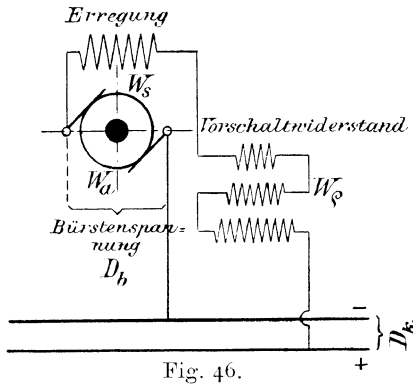


Fig. 46 u. 47 geben schematische Skizzen eines Hauptstrommotors mit 3 Vorschaltwiderständen für die beiden Grenzfälle, dass alle drei entweder hintereinander geschaltet sind oder parallel.

β. Wechselnder Anschluss an Netzleiter mit verschiedener Spannung.

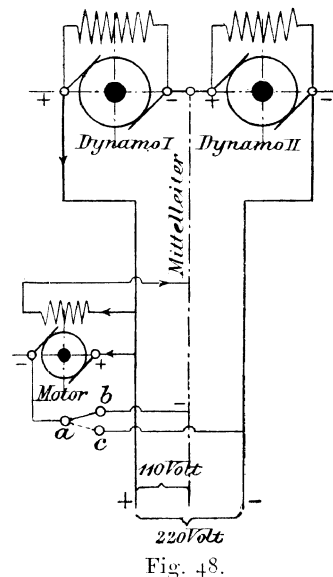
Das Umschalten auf verschiedene Netze mit verschiedener Spannung lässt sich mit dem sogenannten „Dreileitersystem“, Fig. 48, verhältnissmässig leicht durchführen. Man hat hier zwischen einem Aussenleiter und dem Mittelleiter meist 110 Volt, zwischen beiden Aussenleitern 220 Volt Spannungsunterschied.

Der Motor läuft dann beim Anschluss an die Aussenleiter mit voller Geschwindigkeit und halb so schnell, wenn er zwischen Mittelleiter und einem Aussenleiter eingeschaltet wird.

Dieses Verfahren kommt übrigens eher für feststehende Aufzugmaschinen als für Krahnmotoren in Betracht, wo die Zuleitung durch weitere Stromabnehmer unbequem verwickelt ausfallen würde.

γ. Spannungsänderung durch Hintereinander- oder Parallelschalten zweier Motoren oder Ankerhälften.

Dieses Mittel zum Regeln der Geschwindigkeit ist zuerst in grossem Umfange für die Elektromotoren der Strassenbahnen verwerthet, deren



Wagen meist mit zwei getrennten Motoren ausgerüstet sind, die nach Bedürfniss parallel oder hintereinander geschaltet werden. Dieselbe Schaltung ist aber auch mit einem Anker bei 2 getrennten Wicklungen und 2 Kommutatoren möglich und eignet sich ihres gedrängteren Baues wegen besonders für Krahnmotoren.

Für gleiche Belastung der Gesamtmaschine, d. h. gleiches Drehmoment für die beiden verschiedenen Schaltweisen, ist auch der Stromverbrauch nach der Beziehung 92, S. 42,

$$M_d = \frac{p}{\pi} J_a z K \frac{1}{9,81} \cdot 10^{-6} \text{ kgcm}$$

in beiden Fällen der gleiche. Andererseits wirkt aber in den parallel geschalteten Wicklungen auf jede Hälfte die volle Leitungsspannung; in den hintereinander geschalteten vertheilt sich dagegen der Spannungsabfall auf beide Theile und ist daher für jede Hälfte nur halb so gross.

Bezeichnet, unveränderte Belastung vorausgesetzt:

J in beiden Fällen den sich gleichbleibenden Betriebsstrom für einen Motor,

D_k die Leitungsspannung zwischen Zu- und Ableitung,

so ist der gesammte Energieverbrauch

$$\text{bei Parallelschaltung } 2(D_k \cdot J) \dots \dots \dots \mathbf{107.}$$

$$\text{und bei Hintereinanderschaltung } 2\left(\frac{D_k}{2} J\right) = D_k \cdot J \dots \mathbf{107a.}$$

Der doppelt so grosse Energieverbrauch der parallel geschalteten Motoren, im Verhältniss zu dem der hintereinander geschalteten für das gleiche Drehmoment entspricht der doppelten Umlaufgeschwindigkeit. Mit Rücksicht auf die geringere Geschwindigkeit und den kleineren Energieverbrauch lässt man die Motoren stets hintereinander geschaltet anlaufen.

Die Schaltung gestattet schliesslich auch einen Motor oder eine Maschinenhälfte allein zu benutzen.*)

Schaltet man nur einen Motor oder einen Theil der Wicklung ein, so hat dieser ein doppelt so grosses Drehmoment wie vorher auszuüben.

Bezeichnet $\frac{M_d}{2}$ das von jeder Maschinenhälfte zu leistende Drehmoment,

so ist nach Gl. 99, S. 45, $n = \sim \frac{C^1}{\sqrt{M_d}}$ für parallel geschaltete Maschinenhälfen

$$n_p = \sim \frac{C^1}{\sqrt{\frac{M_d}{2}}} \dots \dots \dots \mathbf{108.}$$

für eine allein benützte Hälfte, welche das volle Drehmoment zu leisten hat,

$$n = \frac{C^1}{\sqrt{M_d}} = \frac{C^1}{1,4 \sqrt{\frac{M_d}{2}}} = \frac{n_p}{1,4} \dots \dots \dots \mathbf{109.}$$

Für hintereinander geschaltete Hälften ist aber nach dem kurz vorher bemerkten

$$n_h = \frac{n_p}{2} \dots \dots \dots \mathbf{110.}$$

Die Umlaufzahl einer allein benutzten Maschinenhälfte liegt also zwischen den Geschwindigkeiten, die sich in Zwillingmaschinen bei Parallel- oder Hintereinanderschaltung einstellen.

*) Die „Union“, Electricitätsgesellschaft in Berlin, betreibt u. a. die beiden grossen 25 Tonnen Laufkrahne ihrer Werkstatt mit zwei derartig parallel oder hintereinander geschalteten Hauptstrommotoren, welche gemeinsam auf die Wurmschnecke der Lastwinde arbeiten. Die Schnecke bildet das Kuppelstück der beiden Ankerachsen.

Weitere Geschwindigkeitstufen lassen sich durch Untertheilen der Erregerspulen und verschiedene Schaltung ihrer Abtheilungen erzielen.

Trägt man in Fig. 49 auf der Abscissenachse die Leistungen eines Hauptstrommotors in PS ab und auf den zugehörigen Ordinaten die Umlaufzahlen, so erhält man die voll ausgezogene Betriebskurve I. Für eine zweite an sich gleichgebauete Maschine könnte wegen unvermeidlicher kleiner Verschiedenheiten, vor allem wegen geringfügiger Unterschiede im Luftspalt zwischen Anker und Magnet die zugehörige Betriebskurve etwas abweichende Werthe aufweisen und z. B. der gestrichelten Kurve II entsprechen. Kuppelt man die Maschinen, so werden sie zu gemeinsamer Geschwindigkeit gezwungen. Den gleichen Geschwindigkeitsordinaten von der Höhe n_h ent-

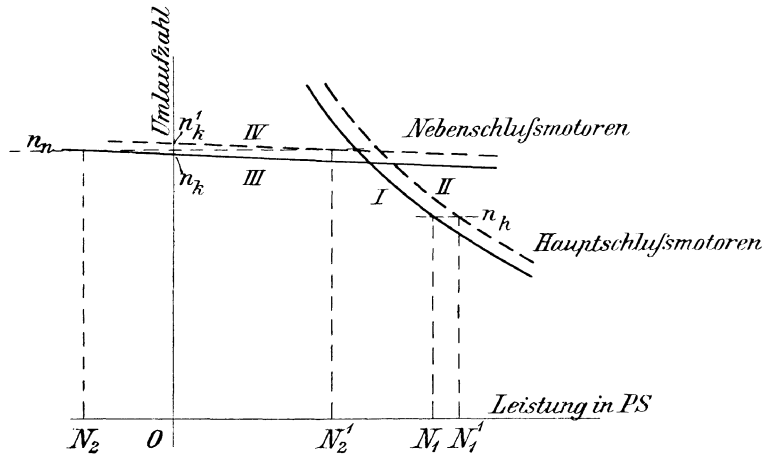


Fig. 49.

sprechen bei der Steilheit des Kurvenverlaufes sehr kleine Unterschiede in den zugehörigen Leistungen N_1 und N_1' . Die beiden Maschinen oder Maschinenhälften bleiben also gekuppelt nahezu gleichbelastet.

Für Nebenschlussmotoren liegen die Verhältnisse ungünstiger, wie durch die spätere Erörterung, S. 58, nachgewiesen wird.

b. Regulierung der Umlaufzahl durch Wechsel der Feldstärke.

Von den S. 43 erwähnten Methoden zum Ändern der Kraftlinienzahl K kommen für den Betrieb von Hebmachines nur die unter α und β in Betracht.

α . Widerstandschaltung im Erregerstromkreis.

Schaltet man, wie in der schematischen Skizze, Fig. 50, angedeutet, parallel zur Magneterregung einen veränderlichen Widerstand in eine Umgehungsleitung ein, so wird durch die Magneterregung um so weniger Strom fließen, je kleiner der parallel geschaltete Widerstand ist. Damit verkleinert sich K und steigt n , umgekehrt vergrößert sich K mit dem Einschalten des Widerstandes, während die Umlaufzahl n nach Gl. 95 oder 96 abnimmt. Die Maschinenfabrik Örlikon verwendet, unter Zuhilfenahme zweier Hebel, für diese Regulierung denselben Widerstand zum Anlassen des Motors und zum Abschwächen der Erregung.*)

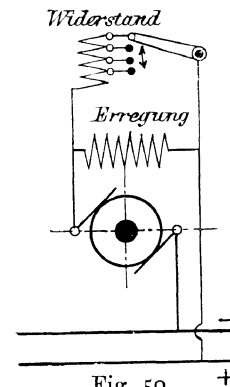


Fig. 50.

*) Näheres siehe Fischer-Hinnen, Gleichstrommaschinen, 4. Aufl., S. 112.

Schuckert benutzt für denselben Zweck eine Schaltwalze, deren aufeinanderfolgende Stromschlussverbindungen den zum Anlassen stufenweise kurzgeschlossenen Anlasswiderstand beim Weiterschalten ganz oder theilweise parallel zur Magneterregung in den Stromkreis einfügen.

Infolge dieser Parallelschaltung wird, gleiche Stromstärke vorausgesetzt, der resultirende Widerstand der Erregung und damit auch der verlorene Joule'sche Effekt geringer.

Sprague erzielt eine Änderung der Erregerstromstärke dadurch, dass er die Magnetspulen in zwei oder drei Abtheilungen zerlegt und sie mittelst einer Schaltwalze beliebig hintereinander, parallel oder gemischt schaltet. — Vergl. Fischer-Hinnen, Gleichstrommaschinen, 4. Aufl. S. 110.

β. Schaltung mit veränderlicher Windungszahl der Erregerspulen.

Das zweite Verfahren, die Erregerwindungszahl zu ändern, indem man die sogenannte Untertheilung der Magneterregung anwendet, d. h. die Gesamtwindungszahl der Elektromagnete in eine Anzahl hintereinander geschalteter Spulen zerlegt und hiervon nach Bedürfniss eine kleinere oder eine grössere Zahl in den Stromkreis einschaltet, Fig. 51, ist wirtschaftlich besonders günstig. Mit zunehmendem Ausschalten eines Theiles der Erregerwindungen verkleinert sich K und damit vergrössert sich die Umlaufzahl nach der Gl. 95 oder 96, S. 43, für n .

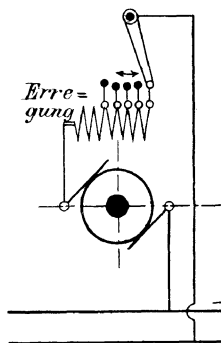


Fig. 51.

Das Verändern der Hauptfeldstärke ist mit einer Verlegung der neutralen Zone verbunden, wodurch die Maschine zum Funken veranlasst werden kann, wenn die Ankerrückwirkung von Haus aus nicht genügend klein ist.

c. Regulirung der Umlaufzahl durch verschiedene Schaltung der Ankerabtheilungen mehrpoliger Maschinen.

Ausser den vorstehenden Regulirverfahren, die auch für alle mehrpoligen Maschinen verwendbar sind, gewähren diese noch eine weitere, nur bei ihnen vorhandene Möglichkeit, die einzelnen Ankerabtheilungen verschieden zu schalten. Das Verfahren entspricht im wesentlichen der später für gleiche Verhältnisse an Hand der Fig. 55 bis 60, S. 61, erörterten Regulir-methode mehrpoliger Nebenschlussmaschinen.

Regulirung der Nebenschlussmotoren.

a. Regulirung der Umlaufzahl durch Ändern der elektromotorischen Gegenkraft.

α. Vorschalten von Widerstand im Ankerstromkreise.]

Da bei den Nebenschlussmotoren das Anzugmoment an sich schon verhältnissmässig klein ist, legt man den Anlasswiderstand nur in den Ankerstromkreis, um nicht die Erregung zu schwächen, weil sonst die Kraftlinienzahl K vermindert und damit das Anzugmoment noch weiter verkleinert werden würde.

Wie aus Gl. 100, S. 46, folgt, wird die Grösse der kritischen Tourenzahl n_k , nach deren Überschreiten der Nebenschlussmotor sich in einen Nebenschluss-generator verwandelt, durch Vorschalten von Widerständen in den Ankerstromkreis nicht beeinflusst, dagegen ändert sich bei verschiedenem W_a nach Gl. 104, S. 46, das Verhältniss zwischen Drehmoment und Tourenverlust, also

die Umlaufzahl. Da ferner nach derselben Gleichung bei einem bestimmten Ankerwiderstande das Drehmoment proportional dem Tourenverlust ist, nimmt die Proportionalitätskonstante C in Gl. 105 einen anderen Werth an.

Trägt man in einem Koordinatensystem von dem Punkt O , Fig. 52, auf der Abscissenachse die wirklichen Umlaufzahlen ab und als Ordinaten die Drehmomente, so erhält man bei einem bestimmten Ankerwiderstand eine Gerade als Schaulinie. In der Figur sind die Linien für drei Widerstandsgrößen im Ankerstromkreise $W_a + W_1$, $W_a + W_2$ und W_a gezeichnet, unter der Annahme, dass $W_1 > W_2$ ist.

Alle drei Linien gehen durch den Punkt A , für den $OA = n_k$ ist. Man erkennt aus der Figur, dass bei einem und demselben Drehmoment dem grösseren Widerstande der grössere Tourenverlust oder die kleinere Umlaufzahl entspricht. Da in der allgemeinen Gl. 94, S. 42, der Ankerstrom dem Drehmoment proportional ist, solange die Kraftlinienzahl K , wie bei den Nebenschlussmotoren als konstant angesehen werden darf, so stellen die Drehmomentenlinien, Fig. 52, unter Voraussetzung eines anderen Massstabes auch die Stromstärke im Anker bei den entsprechenden Ankerwiderständen dar.

Aus den schon bei den Hauptstrommotoren angegebenen Gründen werden die Ankerwiderstände nicht nur zum Anlassen, sondern auch theilweise zum Reguliren der Geschwindigkeit im Beharrungszustand benutzt.

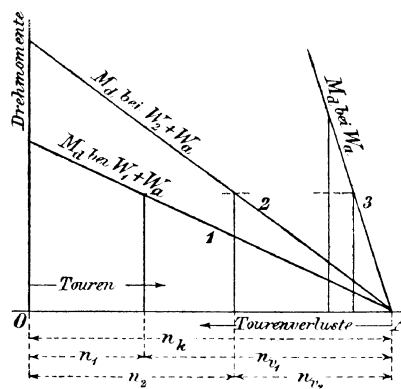


Fig. 52.

β . Regulirung durch Anschluss an Netzdrähte verschiedener Spannung.

Es gilt hier dasselbe wie für den Hauptstrommotor, S. 53. Nur ist die weitere Abstufung denkbar, dass man die Erregung zuerst an die Aussenleiter legt, um eine grosse Kraftlinienzahl und damit ein starkes Anzugmoment zu erhalten, und dann, zum Steigern der Geschwindigkeit, zwischen einen Aussenleiter und den Mittelleiter einschaltet, während der Anker zweckmässigerweise zuerst unter geringer und dann unter höherer Spannung steht, damit beim Anlaufen geringere Spannungen durch den Anlasswiderstand zu vernichten sind.

γ . Reguliren durch Hintereinander- oder Parallelschalten zweier Motoren oder Ankerhälften.

Bei diesem Verfahren unterscheidet sich der Nebenschlussmotor vom Hauptstrommotor dadurch, dass für gleiche Drehmomente die Geschwindigkeit unverändert bleibt, wenn man beide Motoren parallel schaltet oder nur einen allein arbeiten lässt, weil der Nebenschlussmotor für gleiche Spannung stets gleiche Tourenzahl besitzt. Im ersten Fall theilen sich die Motoren in die Arbeit und erhitzen sich infolgedessen weniger als der allein eingeschaltete, doppelt so stark belastete. Parallel geschaltete Nebenschlussmotoren bieten aber im Vergleich mit den Hauptstrommotoren sehr erhebliche Schwierigkeiten hinsichtlich gleicher Belastungsvertheilung. In hintereinandergeschalteten Nebenschlussmotoren ist der Strom J_a und die Umlaufzahl für beide gleich. Es theilen sich die beiden Motoren nach Gl. 95 oder 96, S. 43, in die Klemmenspannung D , ungefähr im Verhältniss ihrer elektromotorischen Gegenkräfte E , d. h. im umgekehrten Verhältniss der in

den beiden Motoren herrschenden Kraftlinienflüsse K , und diese lassen sich selbst in getrennten Motoren auf einige Procen te genau abgleichen. Hiernach vertheilen sich dann auch die Einzelleistungen $E \cdot J$, weil ja J in beiden gleich ist. Viel ungünstiger liegen die Verhältnisse für parallel geschaltete Nebenschlussmotoren, trotz gleichem D und n .

In Fig. 49, S. 55, ist durch die Schaulinie III die Tourenkurve eines Nebenschlussmotors dargestellt. Der mit ihm gekuppelte, von gleicher Bauart und Grösse, habe infolge schwer zu vermeidender kleiner Ausführungsunterschiede eine etwas abweichende Kraftlinienzahl und deshalb die Tourenkurve IV.

Bezeichnen die Ordinaten der Tourenlinie auf der Ordinatenachse die sehr wenig voneinander verschiedenen kritischen Tourenzahlen n_k und n_k' der beiden Motoren, so ist der Fall denkbar, dass bei der gemeinsamen Umlaufgeschwindigkeit, zu der beide Maschinen durch ihre Kupplung gezwungen sind, die eine ihre kritische Tourenzahl schon ein wenig überschritten hat, und deshalb als Generator arbeitet, während die andere von ihrer eigenen kritischen Umlaufzahl noch ziemlich weit entfernt ist, und deshalb nicht nur die volle Nutzarbeit allein zu leisten hat, sondern sogar noch den ersten als Generator arbeitenden Motor antreiben muss. Nach der Fig. 49 ist die vom Generator verbrauchte Arbeit N_2 , die vom zweiten Motor zu leistende N_2' .

Die nach aussen abgegebene Nutzarbeit beträgt $N_2' - N_2$. Der arbeitende Motor ist also durch die Kupplung mehr belastet, als wenn er allein eingeschaltet wäre, und durch den starken nach Gl. 94, S. 42, seinem Drehmoment proportionalen Strom gefährdet.

Diese grundsätzliche Verschiedenheit von dem Verhalten gekuppelter Hauptstrommotoren, S. 55, erklärt sich aus dem nahezu wagerechten Verlauf der Tourenlinie für die Nebenschlussmaschine und dem stark geneigten Abfall bei den Hauptstrommotoren, Fig. 49. Im einen Fall entsprechen gleichen Geschwindigkeitsordinaten weit auseinanderliegende Leistungen N , im anderen, bei den Hauptstrommotoren, gehören zu gleichen Geschwindigkeiten auch nahezu gleiche Leistungen.

Der Übelstand verschwindet bei Nebenschlussmotoren, wenn man statt zweier einzelner Maschinen eine einzige mit getrennten Ankerwicklungen anwendet, weil damit die Erzeugung gleicher Kraftlinienflüsse K für beide Maschinenhälften gesichert ist.

Auf diese Weise hat zuerst Egger einen Motor gebaut, der mit hintereinander geschalteten Ankerhälften bei voller Felderregung 450 Umläufe macht, die sich durch allmähliches Einschalten des Nebenschlusswiderstandes, mit Schwächung des Ankerfeldes auf die Hälfte, auf $n = 900$ steigern. Mit derselben Geschwindigkeit läuft der Motor auch unter voller Felderregung, wenn nur eine Ankerhälfte Strom empfängt oder beide Ankerhälften parallel geschaltet werden. Schaltet man dann noch den Nebenschlusswiderstand hinzu, so wächst die Umlaufzahl, unter der oben zugrunde gelegten Annahme, dass dieser das Feld, d. h. den Kraftlinienfluss K , auf die Hälfte abschwächt, weiter auf das Doppelte $= 1800$.

Die starke Schwächung des Hauptfeldes hat aber den Nachtheil, dass sich damit gleichzeitig die neutrale Zone der Maschine merkbar verschiebt, und die Motoren demnach besonders zum Funken neigen.

Dieser Übelstand wird durch die im Grundgedanken verwandte Bauart von Schwartzkopf vermieden oder wenigstens gemildert, der sowohl die Anker- wie die Magnetwicklung in Gruppen zerlegt oder, wie man sagt, untertheilt und stets beide Felder gleichzeitig ändert, so dass die Lage der neutralen Zone unbeeinflusst bleibt und die Bürsten, ohne zu funken, an derselben Stelle liegen bleiben können. Weiteres hierüber findet sich in

dem Kapitel mit der Überschrift: Anlasser von der Berliner Maschinenbau-A.G. vorm L. Schwartzkopff, für Nebenschlussmotoren mit veränderlicher Feldstärke und Parallel- oder Hintereinanderschaltung der Anker.

b. Regulierung der Umlaufzahl durch Wechsel der Feldstärke.

α. Wechsel der Feldstärke durch Vorschalten von Widerständen.

Da die Erregung unter der nahezu konstanten Netzspannung liegt und wenig Strom führt, kann ohne irgend einen wesentlichen Wirkungsverlust die Erregerstromstärke sehr bequem durch Widerstandseinschaltung, Fig. 53, verringert werden. Die in Gl. 95, S. 43, bestimmte Umlaufzahl $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{zK}$ lässt sich hierdurch beträchtlich steigern.*) Die im Widerstande erzeugte Wärme ist wegen des kleinen Stromes sehr gering und gestattet daher kleine Abmessungen für den Widerstand.

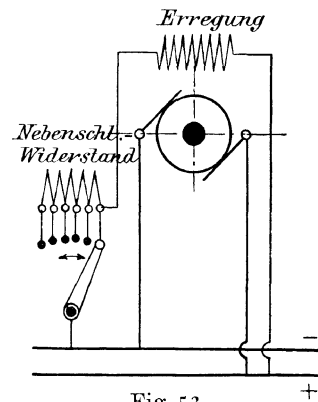


Fig. 53.

β. Wechselnde Schaltung der Erregerwindungen.

Die Veränderung der Kraftlinienzahl durch Einschalten von mehr oder weniger Magnetwindungen, ähnlich wie bei den Hauptstrommotoren, S. 56, ist für Nebenschlussmotoren nicht ohne weiteres allgemein zulässig, denn beim Abschalten von Erregerwindungen würde die Erregerstromstärke, dem verminderten Widerstande entsprechend, sofort steigen, weil die Magnetspulen unmittelbar unter dem Einfluss der konstanten Betriebsspannung in der Hauptleitung des äusseren Stromkreises stehen. Die Zunahme der Stromstärke gleicht dann in bezug auf die Erregung die Verminderung der Windungszahl aus. Schaltet man z. B. die Hälfte der Windungen ab, so sinkt auch der Widerstand für den Stromdurchgang auf die Hälfte, und infolge dessen führt nach dem Ohm'schen Gesetz die halbe Erregerspule jetzt doppelt so viel Strom, wie früher die ganze. Die Ampèrewindungszahl und der Kraftlinienfluss bleiben also genau so gross, wie vorher.

Statt dessen hat man den Weg eingeschlagen, die Magnetwicklung in einzelne Gruppen zu zerlegen und diese in verschiedener Weise parallel oder hintereinander zu schalten. Wählt man die einzelnen Gruppen verschieden gross, so bietet das Verfahren die Möglichkeit, die Stromstärke und damit die Kraftlinienzahl weitgehend abzustufen.

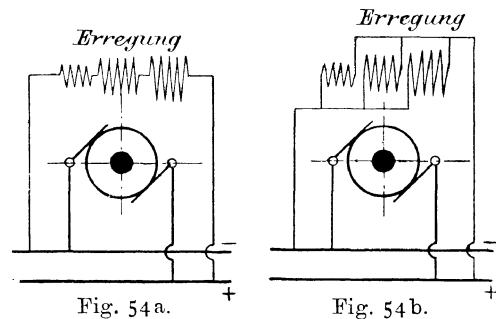


Fig. 54 a.

Fig. 54 b.

Fig. 54a und 54b deuten die allgemeine Anordnung für drei Erregerspulenabteilungen schematisch an, die in Fig. 54a alle hintereinander, in Fig. 54b dagegen in Parallelschaltung skizzirt sind.

Aus dieser Skizze geht nun aber weiter hervor, dass man für die drei

*) E. T. Z. 1902, S. 1058, finden sich die Versuchsergebnisse eines Nebenschlussmotors der Maschinenfabrik Orlikon von 3 PS Leistung mit einer um halbe Poltheilung versetzten und vom Hauptstrom durchflossenen Hilfswicklung zum Abschwächen der Ankerrückwirkung, welche eine funkenfreie Tourenregulierung zwischen 350 und 1500 mit einer Abnahme des Wirkungsgrades von 0,77 auf 0,66 gestattet. Die Leistung bleibt bei allen Geschwindigkeiten ungefähr gleich. Das Drehmoment nimmt dagegen mit dem Anwachsen der Umlaufzahl ab.

parallel geschalteten Erregerspulenabtheilungen, Fig. 54b, durch Ab- und Zuschalten einzelner Abtheilungen die Feldstärke selbst verändern kann, was bei dem zuerst ins Auge gefassten Hintereinanderschalten der Spulen ausgeschlossen ist. In den parallel geschalteten Erregerspulen fließt nach dem Ohm'schen Gesetz durch jede Abtheilung die ihrem Widerstande und der Spannung im äusseren Stromkreis entsprechende Strommenge, gleichgültig, ob eine oder mehrere Abtheilungen eingeschaltet sind. Wählt man also in diesem Falle die drei Abtheilungen gleich, so verhalten sich die eingeschalteten Ampèrewindungen und angenähert auch die Kraftlinienflüsse wie 1:2:3, wenn man eine Abtheilung, zwei oder alle drei in den Stromkreis bringt.

Die Zuhilfenahme eines besonderen Nebenschlusswiderstandes, wie in Fig. 53, liefert weitere Abstufungen.

Die vorstehenden Einrichtungen, die Regulirung durch Verändern der Hauptfeldstärke zu bewirken, sind jederzeit mit einer entsprechenden Verschiebung der neutralen Zone verbunden, begünstigen also die Neigung der Motoren zu funken, wenn die Ankerrückwirkung nicht genügend klein gehalten ist.

Zu beachten ist, dass alle Mittel, die Feldstärke zu schwächen, auch das Drehmoment, Gl. 94, herabsetzen, also nur im Beharrungszustand und nicht etwa schon in der Anlaufperiode praktisch verwendet werden können.

Das erste Verfahren, Fig. 53, ist daher am meisten verbreitet, weil es unter diesen Verhältnissen eine Doppelverwendung der Anlasswiderstände gestattet, die nach Eintritt der vollen regelrechten Umlaufzahl zur Verfügung stehen, um nachträglich noch zum weiteren Steigern der Umlaufgeschwindigkeit des Motors der Reihe nach in den Magnetstromkreis eingeschaltet zu werden.

Das Vorschalten von Widerständen in den Magnetstromkreis verursacht wegen der an sich kleinen Erregerstromstärke nur geringe Energieverluste, während das Einschalten von Widerständen in den Ankerstromkreis erhebliche hervorruft.

Wie weit aber die wirtschaftlich vollkommene Tourenregulirung mit Hilfe der Feldschwächung praktisch im Betrieb von Hebe- und Drehmaschinen zur Geltung kommt, hängt, da die Ankervorschaltwiderstände wegen des Anlassens unentbehrlich sind, von der Dauer der meist kurzen Beharrungszustände im Betriebe ab.

c. Regulirung der Umlaufzahl mehrpoliger Maschinen durch veränderte Schaltung der Ankerleiter.

Die Elektrizitätsgesellschaft Union in Berlin baut vierpolige Nebenschlussmotoren nach dem System Essberger, bei denen beliebig Hintereinander- und Parallelschaltung miteinander vertauscht werden kann.*) Es sind jedoch gleichzeitig zwei Pole umzuwandeln, so dass im ersten Fall zwei Nord- und zwei Südpole nebeneinander liegen, während bei der Parallelschaltung die Pole, wie gewöhnlich, abwechselnd aufeinander folgen.

Die verschiedenen Schaltungen sind hierfür in Fig. 55 bis 60, S. 61, schematisch angegeben, und zwar stellen Fig. 55 bis 57 die Hintereinander-, Fig. 58 bis 60 die Parallelschaltung dar. Der Anker ist ähnlich wie in Fig. 30, S. 37, als Ringanker fortlaufend gewickelt, so dass bei Parallelschaltung vier neutrale Punkte 1, 2, 3, 4 mit vier Bürsten vorhanden sind. Durch Hintereinanderschalten addiren sich die einzelnen elektromotorischen Kräfte auf den Strecken 2, 1, 4 und 2, 3, 4 zur ganzen Maschinen- spannung.

*) Z. d. V. d. I. 1896, S. 178.

Es sind also nur die Bürsten 2 und 4 ans Netz anzuschliessen. In den Punkten 1 und 3 ist die Zunahme der elektromotorischen Kraft gleich Null, und deshalb können die abgeschalteten Bürsten hier liegen bleiben, ohne einen gefährlichen Spulenkurzschluss zu verursachen.

Zum Abstufen der Grösse des Kraftlinienflusses ist in den Erregerstromkreis noch ein Regulirwiderstand W eingeschaltet; ausserdem kann auch die Hälfte der Erregerwindungen, und zwar die auf den Südpolen befindliche, abgeschaltet werden, s. Fig. 57 und 60.

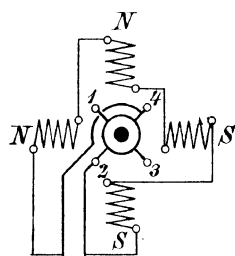


Fig. 55.

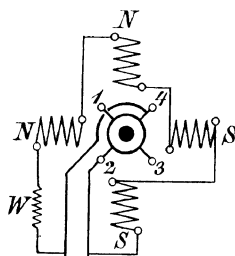


Fig. 56.

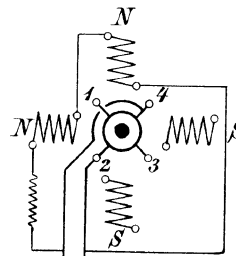


Fig. 57.

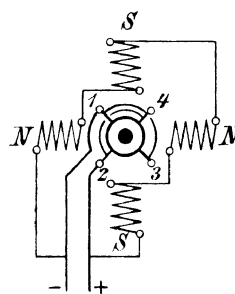


Fig. 58.

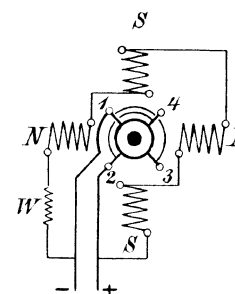


Fig. 59.

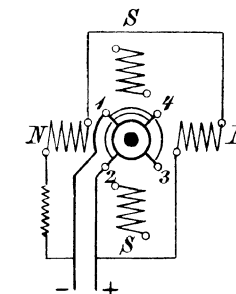


Fig. 60.

Die Tourenzahl ist bei gleichem Erregerstrom und gleichem Kraftlinienfluss K nach Gl. 95 und 96, S. 43, bei Hintereinanderschaltung halb so gross, wie bei Parallelschaltung.

Der ausgeführte Motor läuft mit voller Erregung

hintereinandergeschaltet nach Fig. 55 mit 400 Umgängen,
 parallelgeschaltet " " 58 " 800 "

Durch Einschalten des Widerstandes W in den Erregerstromkreis erhöht sich die Umlaufzahl

mit Hintereinanderschaltung, Fig. 56, auf 530
 und mit Parallelschaltung, " 59, " 1060.

In der Schaltung Fig. 57 und 60 ist die Erregerwindungszahl durch Ausschalten zweier Magnetschenkel auf die Hälfte herabgesetzt, im übrigen aber durch zusätzlichen, verstärkten Nebenschlusswiderstand die Ampèrewindungszahl so bemessen, dass durch weitere Schwächung des Hauptfeldes, d. h. verminderten Kraftlinienfluss der Motor

beim Hintereinanderschalten, Fig. 57, 660 Umdrehungen,
 und beim Parallelschalten, " 60, 1320 "

vollführt.*)

*) Das Fehlen des Nebenschlusswiderstandes in den Skizzen der benutzten Quelle, Z. d. V. d. I. 1896, S. 178, für diesen letzten Schaltfall, scheint auf einem Zeichenfehler zu beruhen. Wenn zwei Magnetschenkelpulen vollkommen ausgeschaltet werden,

Die Schaltung selbst erfolgt durch einen sogenannten Kontroller, d. h. mittelst einer Regulirwalze, wie sie in ähnlicher Weise für die Steuerung der elektrischen Strassenbahnwagen benutzt wird, die durch leitende Ringsegmente und Schleiffedern, je nach ihrer Stellung, der Reihe nach die einzelnen Abstufungen einstellt.

Die Zahlenwerthe zeigen, dass die Schaltstufen einen sehr weitgreifenden Wechsel mit ausreichenden Zwischenstufen zulassen.

Das Anlassen der Gleichstrommotoren.

Nach den Darlegungen für die einfache elektrodynamische Maschine, S. 28, bestimmt sich die Ankerstromstärke beim Anlassen aus der konstanten Klemmenspannung D und dem geringen Widerstand W des bewegten Leiters, an dessen Stelle in einer ausgeführten Maschine der Widerstand W_a des Ankers tritt,

$$J = \frac{D}{W_a}.$$

Maschinen mit günstigem Wirkungsgrad setzen nach Gl. 78, S. 29, möglichst geringen Ankerwiderstand voraus. Damit wächst jedoch die Anlassstromstärke ausserordentlich.

Verbraucht beispielsweise ein Nebenschlussmotor von 40 PS, dessen Ankerwiderstand $W_a = 0,0167$ Ohm ist, im Beharrungszustande 300 Ampère von 110 Volt Spannung, so würde für den Augenblick des Stromschlusses, falls man den Motor ohne Vorschaltwiderstand anlaufen lassen wollte, ein Anlaufstrom auftreten von der Grösse

$$J = \frac{D}{W} = \frac{110}{0,0167} = \sim 6600 \text{ Ampère.}$$

Der Anlaufstrom würde das 22fache des regelrechten Betriebstromes erreichen, und infolgedessen die Ankerisolation in kurzer Zeit durchbrennen.

Ausserdem ruft eine derart starke Stromentnahme aus dem Leitungsnetz für gleichzeitigen Lichtbetrieb einen störenden Spannungsabfall hervor. Diese Gefahren und Missstände treten für Gleichstrombetrieb vor allem in Nebenschlussmotoren auf, weil der im Nebenschluss liegende Magnetspulenwiderstand den Stromstoss nicht abschwächt. Ohne Schutzvorkehrung wirkt das plötzliche Einschalten solcher Motoren ähnlich wie ein unmittelbarer Kurzschluss in der Leitung.

Für Hauptstrommotoren ist die Wirkung weniger bedenklich, weil ihr Betriebstrom durch die Spulen der Feldmagnete und die des Ankers geht, also während die Maschine anläuft, von vorn herein ein grösserer Widerstand im Stromkreis zu überwinden ist. Ausserdem erzeugt die anfängliche Grösse des eintretenden Stromes, der ebenso, wie bei den Nebenschlussmotoren erst durch die in der Anlaufperiode entstehende elektromotorische Gegenkraft abgeschwächt wird, ein sehr kräftiges magnetisches Feld, dessen Wechselwirkung mit dem Ankerstrom den Motor rasch antreibt und in den Beharrungszustand überführt.

Unter solchen Verhältnissen nimmt die gefährliche Stromstärke rasch

und kein weiterer Nebenschlusswiderstand vorhanden ist, sinkt der Widerstand des gesamten Nebenschlusskreises auf die Hälfte desjenigen, der bei voller Erregung ohne zusätzlichen Widerstand, beim Einschalten aller vier Magnetschenkelspulen, auftritt. Da die Leitungsspannung für den Nebenschluss stets unverändert bleibt, würde in diesem Falle in den allein eingeschalteten zwei Magnetschenkelspulen die doppelte Stromstärke herrschen, also die Ampèrewindungszahl die gleiche bleiben, wie bei voller Erregung aller vier Magnetschenkel ohne Zusatzwiderstand, und somit sich auch, wie anfangs, dieselbe Umlaufzahl von 400 bzw. 800 einstellen.

ab, und die kurze Dauer der Wärmeerzeugung vermindert gleichzeitig ebenfalls die Gefahr des Durchbrennens der Isolierungen.

Man kann daher auch kleine Hauptstrommotoren bis etwa 0,5 PS ohne weitere Nebeneinrichtungen anlassen. Grössere Hauptstrommotoren, deren Ankermasse durch ihren Beschleunigungswiderstand die Anlaufperiode verlängern, erfordern dagegen, ebenso wie die Nebenschlussmotoren, besondere ein- und ausschaltbare Widerstände, sogenannte Anlasswiderstände, durch die man den Strom bis zum Beharrungszustande schiebt, um ihn nach Bedürfniss abzuschwächen, bevor er in den Anker übertritt.

Man hat demnach vor dem Anschluss des Motors an das Netz so viel Widerstand einzuschalten, dass die anfängliche Stromstärke höchstens etwa doppelt so gross wie im Beharrungszustande ausfällt. Die erste Widerstandstufe darf erst ausgeschaltet werden, wenn die elektromotorische Gegenkraft durch die Geschwindigkeitszunahme des Motors soweit angewachsen ist, dass die neu auftretende Stromstärke

$$J = \frac{D - E}{W}$$

in zulässigen Grenzen bleibt. Dasselbe gilt vom Abschalten weiterer Widerstände.

Mit dem sprunghaftigen Anwachsen der Stromstärke beim Ausschalten jeder Widerstandstufe schnell jedesmal die Umfangskraft des Motors in die Höhe und liefert einen neuen Beschleunigungsantrieb, bis wieder der Gleichgewichtszustand zwischen Arbeitswiderstand und Drehmoment für die neue Widerstandstufe eintritt. Die Ungleichförmigkeit der Beschleunigung kann, wie später gezeigt wird, nur durch genügend zahlreiche Widerstandstufen praktisch auf unschädliche Grössen herabgedrückt werden.

Umgekehrt sind zum Abstellen des Motors die Anlasswiderstände wieder vorzuschalten, weil sonst mit der plötzlichen Unterbrechung des ungeschwächten Stromes die Selbstinduktion der Maschine eine ausserordentlich hohe Spannung hervorrufen würde, womit die Gefahr des Durchschlagens der Isolation verbunden ist.

Während aber das Ausschalten der Widerstände zum Anlassen möglichst gleichmässig, in Übereinstimmung mit der Zunahme der selbstthätig vom Motor erzeugten elektromotorischen Gegenkraft auf die ganze Anlaufperiode auszudehnen ist, hat man die Widerstände beim Abstellen möglichst rasch vorzuschalten.

Sonst sinkt schon während des Vorschaltens der Widerstände die Umlaufzahl n und damit gleichzeitig, nach der Beziehung 30, S. 37, $E = \frac{n z K}{60 \cdot 10^8}$ die elektromotorische Gegenkraft E , aber der Strom J_a bleibt unter diesen Verhältnissen auf der vollen Höhe, weil er nach der Gl. 92, S. 42, nur von dem Drehmoment des Ankers abhängt, und dieses wegen des gleichbleibenden Belastungsmomentes durch die Winde keine Änderung erleidet.

Langsames Vorschalten der Anlasswiderstände schwächt also den Strom nicht ab, und die schliessliche Stromunterbrechung wirkt infolge der Selbstinduktionsspannung, deren Stärke von der des Betriebstromes im Augenblick der Unterbrechung abhängt, ebenso heftig, als wären gar keine Widerstände eingeschaltet worden.

Schaltet man dagegen die Widerstände schnell vor, so behält der Anker während dieser Zeit durch das Trägheitsvermögen der Beharrungsenergie zunächst seine augenblickliche Geschwindigkeit fast unverändert bei. Solange aber n konstant bleibt, hält sich nach der oben angeführten Gleichung auch E auf gleicher Höhe, und dann folgt aus Gl. 72, S. 28

$$D = E + JW$$

oder
$$J = \frac{D - E}{W} \dots \dots \dots 111.$$

dass eine Zunahme von W in der Zeit, in der $D - E$ seinen Werth nicht ändert, eine entsprechende Abnahme des Stromes J herbeiführt.

Es ist also die Regel zu beachten:

Langsam Einschalten, rasch Ausschalten.

Anordnung der Anlasswiderstände.

Bei Hauptstrommotoren ist es gleichgültig, ob die Widerstände vor oder hinter dem Anker liegen, weil sich die Erregerspulen und die Ankerleiter in einem und demselben Stromkreis befinden.

In Nebenschlussmotoren legt man den Anlasswiderstand nur in den Ankerstromkreis, um das an sich schon nicht allzu grosse Anlassmoment nicht noch weiter zu schwächen. Besitzt der Motor im Nebenschluss einen Regulirwiderstand W_0 , zum Verändern der Umlaufzahl, Fig. 53, S. 59, so ist dieser beim Anlassen ganz auszuschalten und wird nur zum Erhöhen der Geschwindigkeit im Beharrungszustand vorgeschaltet. Beim Abstellen wird umgekehrt zuerst der Regulirwiderstand ausgeschaltet, dann der Ankerstrom unter raschem Vorschalten der Anlasswiderstände unterbrochen. Das schliessliche Unterbrechen des Erregerstromes erfordert bei grösseren Maschinen wegen der Selbstinduktionwirkung besondere Vorkehrungen.

Man schliesst gewöhnlich den Erregerstrom über irgend einen Widerstand in sich selbst kurz oder legt dauernd einen grossen Widerstand parallel zur Erregung, der vom Betriebstrom wenig aufzehrt, aber beim Abstellen dem Extrastrom der Erregung einen geschlossenen Kreis für unerschädlichen Verlauf bietet. In anderen Konstruktionen bilden Anker und Erregung nach dem Ausschalten einen ununterbrochenen Stromkreis, in welchem der durch die Selbstinduktion erzeugte Extrastrom gefahrlos verlaufen kann.

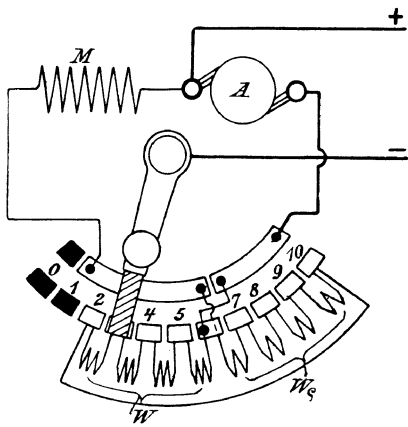


Fig. 61.

Fig. 61 zeigt einen neueren Anlass- und Regulirapparat dieser Art von Fischer-Hinnen für Nebenschlussmotoren.*) Die Schaltung beginnt mit der Hebelstellung auf 1, welche nur durch die innere Ringschiene die Erregung M einschaltet. Auf Kontakt 2 wird der Ankerstromkreis mit vollständig vorgeschalteten Widerständen W geschlossen, die im Laufe der weiteren Drehung bis 6 ausgeschaltet werden. Geht

die Kurbel auf 7, so fliesst der Ankerstrom unmittelbar durch die letzte Strecke des inneren Ringsegmentes ab, während der Erregerstrom der Reihe nach durch die einzelnen Spulen des Regulirwiderstandes für wachsende Motorgeschwindigkeit geht und der Motor in der Schaltstellung 10 seine grösste Geschwindigkeit erreicht. Beim Abstellen werden zuerst die Regulirwiderstände wieder aus-, und dann die Anlasswiderstände, wie kurz vorher angegeben, vorgeschaltet, bis die Kurbel auf dem Kontakt 10 die Netzleitung unterbricht, aber den Motorstromkreis mit der Erregung M durch die leitende Verbindung über die linke innere Ringschiene mit den Widerständen W_0 , dem Kontakt 10 und rückwärts nach 2, durch den ganzen

*) Fischer-Hinnen, Gleichstrommaschinen, 4. Aufl., S. 120.

Anlasswiderstand W , über Kontakt 6, die rechte innere Ringschiene und den Anker in sich geschlossen lässt, um den Selbstinduktionstrom hierin gefahrlos verlaufen zu lassen.

C. Grundgesetze des Wechselstromes.

Sinusgesetz für Spannung und Strom. — Periodenzahl.

Im Gegensatz zum Gleichstrom ändert der Wechselstrom periodisch seine Richtung und Grösse. Betrachtet man der Einfachheit halber eine einzelne stromerzeugende Drahtschleife, Fig. 62, die, wie skizzirt, mit dem einen Ende an einen geschlossenen Metallcylinder, mit dem anderen an die metallische Drehachse oder einen zweiten, von dem ersten isolirten Cylinder angeschlossen ist, so ändert sich bei der Drehung der Drahtschleife in einem magnetischen Felde zwischen zwei Polschuhen eines Elektromagneten die Richtung der in der Drahtschleife inducirten elektromotorischen Kraft beim jedesmaligen Durchgang durch die neutrale Linie des magnetischen Feldes. Durch die Federn, welche auf den Metallcylindern, den sogenannten Schleifringen, aufliegen, wird hier nach jeder halben Umdrehung ein Strom von entgegengesetzter Richtung in die äussere Leitung abgegeben.*) Für die weitere Untersuchung möge vorläufig angenommen werden, dass sich der Leiter in einem homogenen Felde ohne Armatureisen befinde und durch äussere mechanische Kraft als Generator angetrieben werde.

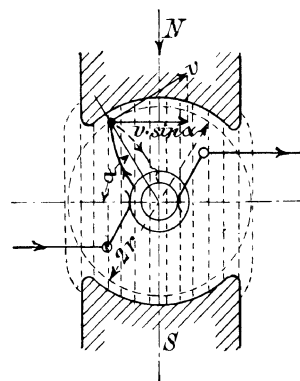


Fig. 62.

Bezeichnet α die augenblickliche Winkelneigung der Drahtschleife gegen die neutrale Linie,

e die in dieser Schleife zur Zeit inducirte elektromotorische Kraft,

i die in der Schleife zur Zeit herrschende Stromstärke,

E die grösste elektromotorische Kraft der Windung, welche für $\alpha = 90^\circ$ auftritt,

J die grösste, zur selben Zeit auftretende Stromstärke,

v die gleichförmige Umfangsgeschwindigkeit in cm/sec,

l die kraftlinienschneidende Länge des Leiters, d. h. in Ausführungen die Länge der Windungstrecke, parallel zur Ankerachse, auf dem äusseren Trommelumfang in cm,

B die Stärke des ruhenden Feldes,

so ist die Leitergeschwindigkeit, senkrecht zu den Kraftlinien des ruhenden Feldes

$$v \sin \alpha$$

und somit die inducirte elektromotorische Kraft nach Gl. 63, S. 24, gleich der Zahl der sekundlich senkrecht durchschnittenen Kraftlinien, $e = Blv \sin \alpha$ und mit $\sin \alpha = 1$ für $\alpha = 90^\circ$

$$e_{\max} = E = Blv \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{112.}$$

$$\text{oder auch} \quad e = E \sin \alpha \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{113.}$$

Durch Division beider Seiten der Gleichung mit dem Widerstand W des Leiters erhält man nach dem Ohm'schen Gesetz die zugehörige Beziehung für die Stromstärke

*) In der schematischen Figur sind der Deutlichkeit halber zwei concentrische Schleifringe von verschiedenem grossen Durchmesser gezeichnet.

$$\frac{e}{W} = \frac{E \sin \alpha}{W} \text{ oder } i = J \sin \alpha \dots\dots\dots 114.$$

Spannung und Strom ändern sich nach dem Sinusgesetz.

Sie wachsen demnach von Null bis zu einem grössten positiven Werth, sinken wieder bis Null, schwellen dann in gleicher Weise zu einem negativen Maximum an, um hierauf abermals auf Null abzunehmen, u. s. f. Be-

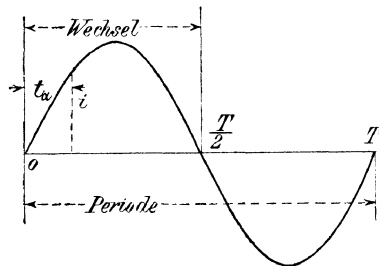


Fig. 63.

zeichnet man den Zeitpunkt, in welchem der Stromverlauf in positiver Richtung beginnt, mit Null, und trägt jedesmal zu den durch Abscissen dargestellten Zeiten die zugehörigen Stromstärken als Ordinaten auf, so erhält man nach Gl. 114 als Schaulinie des Stromverlaufes die Sinuskurve Fig. 63.

Die Zeit zwischen zwei unmittelbar aufeinander folgenden Richtungsänderungen wird „Wechsel“ genannt, während die doppelte Zeit T , die zwischen zwei gleichsinnigen Richtungsänderungen verstreicht, als „Periode“ bezeichnet wird. Den Zustand in einem bestimmten Zeitpunkt einer Periode nennt man Phase.

Entfallen auf die Sekunde als Zeiteinheit u_1 Perioden oder $2u_1$ Wechsel, so ist die Zeitdauer einer Periode $T = \frac{1}{u_1} \dots\dots\dots 115.$

Die Anzahl der Perioden in der Sekunde bezeichnet man als „Frequenz“ des Wechselstromes. Meist verwendet man mit Rücksicht auf Lichtbetrieb 50 Perioden, also 100 Wechsel in der Sekunde, zu deren Erzeugung eine zweipolige Maschine 3000 Umdrehungen in der Minute ausführen müsste.

Vektorendiagramme.

Der Verlauf der Spannungskurve und damit auch der Stromkurve, die nach dem Ohm'schen Gesetz demselben Wechsel unterworfen ist, lässt sich in vielen Fällen vortheilhafter, als mit rechtwinkligen Koordinaten, durch Vektorendiagramme, d. h. durch Fahrstrahlen eines Kreisdiagrammes veranschaulichen.

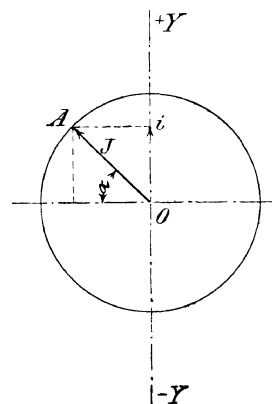


Fig. 64.

Beschreibt man einen Kreis, Fig. 64, dessen Halbmesser nach einem zugrunde gelegten Längenmassstab in der Zeichnung die grösste inducirte elektromotorische Kraft E oder erzeugte Stromstärke J darstellt, und denkt sich in diesem Kreise einen Fahrstrahl OA im Sinn des Uhrzeigers so rasch gleichförmig gedreht, dass in der Zeitdauer einer Periode ein voller Umlauf erfolgt, so liefert die Projektion des Fahrstrahles auf die Y -Achse in jedem Augenblick die jeweiligen Strom- oder Spannungsgrössen, die für $\alpha = 0$ ebenfalls den Werth 0 haben, nach einer Viertelumdrehung des Fahrstrahles für $\alpha = \frac{\pi}{2}$

ihren positiven grössten Werth annehmen und für $\alpha = \pi$ wieder auf Null gesunken sind. Läuft der Fahrstrahl durch die untere Kreishälfte, so fallen seine Projektionen auf die negative Strecke der Y -Achse und geben die negativen Werthe der Strom- oder Spannungsgrössen an, die nach Erreichung ihres negativen Maximums bei $\alpha = \frac{3\pi}{2}$ schliesslich wieder für $\alpha = 2\pi$ auf den Anfangswerth Null zurückkehren.

Bezeichnet $J = OA$ den grössten Werth des Wechselstromes,
 i die Stromstärke zur Zeit t für den Winkel α ,
 T die Zeitdauer einer Periode,

so ist nach der Figur in Übereinstimmung mit Gl. 114

$$i = J \sin \alpha$$

oder da $2\pi : \alpha = T : t$, also $\alpha = \frac{2\pi t}{T}$

$$i = J \sin \frac{2\pi t}{T} \dots \dots \dots 116.$$

Trägt man die Grösse der jeweiligen Projektion des Fahrstrahles OA in Funktion von der Zeit t in ein rechtwinkliges Koordinatensystem ein, so erhält man den Verlauf der Sinuskurve, Fig. 63, S. 66, die, abgesehen von den Nebeneinflüssen der Hysteresis, der Wirbelströme u. s. f. die Wechselstromkurve darstellt und den theoretischen Betrachtungen zugrunde gelegt wird.*)

Ist ω die Winkelgeschwindigkeit des Fahrstrahles, d. h. der in der Sekunde durchlaufene Bogen, so besteht die weitere Beziehung

$$\omega : 2\pi = 1 : T,$$

d. i. $\omega = \frac{2\pi}{T}$

und für u_1 Perioden in der Sekunde, also $u_1 = \frac{1}{T}$

$$\omega = 2\pi u_1.$$

Aus dem Vorstehenden folgen die drei Schreibweisen für die Wechselstromgleichung

$$x = a \sin \frac{2\pi t}{T} = a \sin \omega t = a \sin 2\pi u_1 t \dots \dots \dots 117.$$

worin x den mit t veränderlichen Werth des Stromes oder der Spannung angiebt und die Amplitude a gleich dem während einer Periode auftretenden grössten Werth der Stromstärke oder der Stromspannung ist.

Den Winkel α , unter dem sich der Fahrstrahl im Kreisdiagramm zu einer bestimmten Zeit befindet, nennt man den „Phasenwinkel“ oder auch kurz die „Phase“. Zu ihr gehört jedesmal ein ganz bestimmter Werth des Stromes oder der Spannung.

Sinusförmig sich ändernde Ströme und Spannungen sind hiernach durch die Fahrstrahlen eines Kreisdiagrammes, deren Grösse und Lage der Stromstärke und dem Phasenwinkel entsprechen, eindeutig bestimmt.

Bestimmung der Resultante aus phasenverschiedenen Wechselströmen oder Wechselspannungen mit Hilfe des Vektorenparallelogrammes.

Herrschen in einem Leiter mehrere Wechselspannungen mit verschiedenen Einzelwechselströmen von gleicher Periodenzahl, aber verschiedener Phase, so erhält man eine resultirende Spannung und einen resultirenden Strom, die wiederum in ihrem Verlauf einer Sinuskurve entsprechen.

Den Nullwerth der Phasen verzeichnet man für den Übergang der zugehörigen Sinuskurve von — in + im Kreisdiagramm allgemein durch einen von rechts nach links gerichteten wagerechten Fahrstrahl und

*) Auf die Abweichung der Wechselstromkurven von der einfachen Sinuslinie hat vor allem der Umstand Einfluss, dass die Magnetfelder dem Spalt entlang gemessen nicht einen sinusförmigen Verlauf haben, sondern mehr dem gebrochenen Linienzuge in Fig. 101, S. 95, entsprechen.

verfolgt den Phasenverlauf durch Drehen des Fahrstrahles im Sinne des Uhrzeigers.

Beim Vergleich mehrerer Phasen miteinander entspricht also im Diagramm der im Sinne des Uhrzeigerlaufes voreilende Fahrstrahl stets der voreilenden Phase.

In dem Kreisdiagramm, Fig. 65, seien zwei Einzelströme durch ihre grössten Werthe J_1 und J_2 mit den zugehörigen Phasenwinkeln α_1 und α_2 bestimmt. An Stelle der Ströme können für die nachfolgenden Betrachtungen auch in gleicher Weise die Spannungen graphisch eingetragen werden. Der Strom J_1 eilt dem Strom J_2 um den Phasenunterschied $\alpha_1 - \alpha_2$ voraus.

Bezeichnet i_1 den zur Zeit herrschenden Strom, der mit J_1 seinen grössten Werth erreicht,

i_2 den zur Zeit herrschenden Strom, mit J_2 als grösstem Werth,

und i den augenblicklich resultirenden Strom,

so erhält man nach dem Sinusgesetz des Stromverlaufes in der Projektion von J_1 und J_2 auf die Y-Achse i_1 und i_2 im Kreisdiagramm und infolge der gleichen Richtung beider Projektionen den zur Zeit resultirenden Strom

$$i = i_1 + i_2.$$

Diese Grösse stellt sich auch unmittelbar in dem Kreisdiagramm dar, wenn man J_1 und J_2 nach dem Parallelogramm zusammensetzt und die

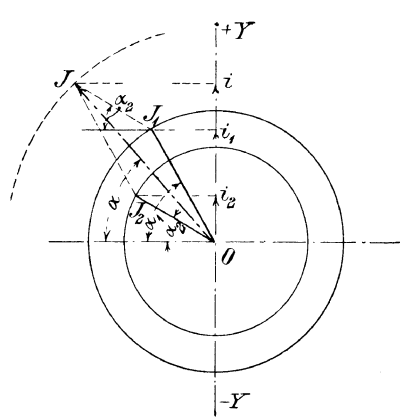


Fig. 65.

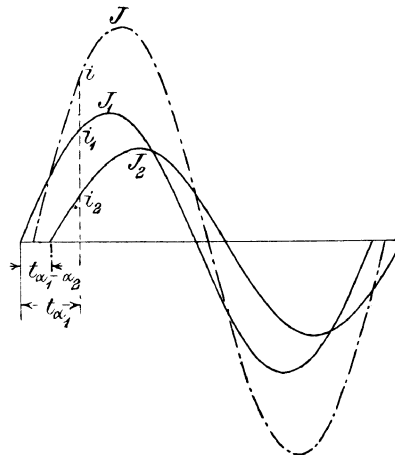


Fig. 66.

Diagonale J auf die Y-Achse projicirt, denn diese Projektion i liefert, wie ersichtlich, die Beziehung

$$i - i_1 = i_2,$$

oder ganz allgemein

$$i = i_1 + i_2 \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{118.}$$

Hiernach kann an Stelle der beiden Einzelströme J_1 und J_2 im Kreisdiagramm die Diagonale des aus ihnen gebildeten Parallelogramms gesetzt werden, deren Länge und Richtung den grössten Werth J des resultirenden Stromes nach Grösse und Phase bestimmt. Die Phase α desselben liegt so, dass

$$\alpha_1 > \alpha > \alpha_2.$$

Der resultirende Strom oder die resultirende Spannung verlaufen nach dem Kreisdiagramm ebenfalls sinusförmig.

In der symbolischen Darstellungsweise der Kreisdiagramme vereinigen sich Wechselströme oder Wechselspannungen gleicher Periodenzahl wie Kräfte in der Mechanik nach dem Parallelogrammgesetz.

Dieser Satz steht scheinbar in Widerspruch mit dem Ohm'schen Gesetz, wonach der Strom $J = \frac{E}{W}$ direkt proportional der ihn erzeugenden elektromotorischen Kraft ist, und bei mehreren sich addirenden Kräften E also auch der resultirende Strom wegen der Unveränderlichkeit von W für eine und dieselbe Leitung einfach der Summe der Einzelwerthe entspricht. Fig. 65 zeigt jedoch, wie man von der einfachen Addition der Einzelströme ausgehend zur symbolischen Darstellung der Wechselströme gekommen ist, und dass die Benutzung des Parallelogrammes thatsächlich nur eine äusserlich verschiedene Darstellungsweise der algebraischen Addition der Einzelwerthe bildet.*)

Zum Übertragen der Werthe aus dem Kreisdiagramm auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem mit der Abscissenachse als Zeitachse, Fig. 66, und den Strom- oder Spannungswerthen als Ordinaten, sind die Stromkurven für i_1 und i_2 derart gegeneinander verschoben aufzutragen, dass nach Massgabe des Phasenunterschiedes $\alpha_1 - \alpha_2$ die Kurve für i_2 um die Abscisse $t_{\alpha_1 - \alpha_2}$ später durch Null, d. h. durch die Abscissenachse hindurchgeht, als die Kurve für i_1 . Man erhält dann durch algebraische Addition der zusammenfallenden Einzelordinaten eine resultirende Sinuskurve, die durch ihre Ordinatenwerthe die zu beliebigen Zeiten t herrschenden Gesamtstromstärken anzeigt.

Effektiver Werth des Wechselstromes und der Wechselspannung. Messung von Wechselströmen.

Vergleicht man den Arbeitseffekt eines Wechselstromes von der grössten Stromstärke J mit der eines Gleichstromes von der Stromstärke J_g , etwa durch den Betrieb einer Glühlampe, die ohne Phasenverschiebung mit Wechselstrom arbeitet, und regulirt auf gleiche Helligkeit, d. h. auf gleiche Wärmezeugung, so ist die sekundlich frei werdende Wärme nach dem Joule'schen Gesetz, Gl. 43, S. 18, bei dem Widerstande W für Gleichstrom, wenn man den Effekt mit A_g bezeichnet

$$A_g = J_g^2 W \dots \dots \dots 119.$$

Für Wechselstrom ist zu einer beliebigen Zeit, nach Gl. 114, $i = J \sin \alpha$ und somit der augenblickliche Effekt

$$i^2 \cdot W = J^2 \sin^2 \alpha \cdot W \dots \dots \dots 120.$$

Der Helligkeitsgrad der Wechselstromlampe hängt bei diesem veränderlichen Werth des augenblicklichen Effekts nur von dem Mittelwerthe der während einer ganzen Periode auftretenden Einzeleffekte ab.

Bezeichnet man die Stromstärke des Wechselstromes zu einer beliebigen Zeit mit i_x und die für eine um 90° davon verschiedene mit i_y und bringt diese beiden Werthe in einem Kreisdiagramm, Fig. 67, zur Darstellung, dessen Kreishalbmesser dem grössten Werth J des Wechselstromes entspricht, so ist nach der Figur wegen der Kongruenz der Dreiecke

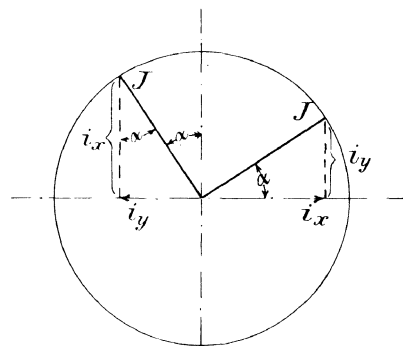


Fig. 67.

*) In der Litteratur findet man mehrfach auch kurz von der Addition und Subtraktion der Fahrstrahlen gesprochen und deshalb auch z. B. mit Bezug auf Fig. 65 geschrieben: $J = J_1 + J_2$, versteht aber darunter die Zusammensetzung der einzelnen Fahrstrahlen nach dem Parallelogramm zu einer Resultirenden unter Berücksichtigung des thatsächlichen Phasenabstandes.

$$i_x^2 + i_y^2 = J^2 \text{ also konstant 121*)}$$

und die Summe der in jedem Augenblick von zwei um 90° verschiedenen Stromphasen geleisteten Effekte

$$i_x^2 W + i_y^2 W = J^2 W \text{ ebenfalls konstant 122.}$$

Der wirklich in einer Periode geleistete mittlere Effekt ist aber nur halb so gross

$$A_e = \frac{J^2 W}{2} \text{ 123.}$$

weil die vorstehende Entwicklung die Summe der Stromwirkungen zweier beliebiger um 90° verschiedener Phasen zusammenfasst, um die allgemeine Beziehung herzuleiten, aus der die Grösse des mittleren Effektes folgt.

Demnach ist für den angestellten Vergleich

$$J_g^2 W = \frac{J^2 W}{2}$$

oder
$$J_g = \frac{J}{\sqrt{2}} \text{ 124.}$$

Man nennt die Grösse $\frac{J}{\sqrt{2}}$ des Wechselstromes, die dem Werthe eines

Gleichstromes J_g entspricht, der dieselbe Arbeit leistet, wie der Wechselstrom mit der grössten Stromstärke J , den „effektiven Strom“. Derselbe soll fernerhin mit J_e bezeichnet werden, so dass also

$$J_e = \frac{J}{\sqrt{2}} \text{ 125.}$$

wobei die rechte Seite der Beziehung nach Gl. 122 dem Wurzelwerth des mittleren Stromquadrates entspricht.

Nach dem Ohm'schen Gesetz lässt sich mit der Beziehung zwischen Strom und Spannung, bei gleichem Widerstande, auch die Gesamtwirkung der veränderlichen Wechselspannung mit dem grössten Werthe E , der in dem Periodenverlauf des Wechselstromes auftritt, durch eine Gleichstromspannung E_g ersetzen. Hierfür ist der Name „effektive Wechselstromspannung“ eingeführt. Sie soll hier mit E_e bezeichnet werden. Nach dem Ohm'schen Gesetz folgt die gleiche Beziehung wie oben

$$E_e = E_g = \frac{E}{\sqrt{2}} \text{ 126.}$$

Der Effekt des Wechselstromes berechnet sich nach Gleichung 123 zu $A_e = \frac{J^2 W}{2} = J_e^2 W$. Da ferner $JW = E$ und $J_e W = E_e$, folgt auch

$$A_e = \frac{JE}{2} = J_e E_e \text{ 127.}$$

Messung von Wechselströmen. Die Instrumente zur Messung von Wechselströmen beruhen entweder auf der elektrodynamischen oder auf der Hitzewirkung des Stromes. Die elektrodynamische Wirkung zwischen zwei Spulen desselben Stromkreises wird von deren Einzelfeldern hervorgerufen.

Da die Kraftwirkung proportional dem Produkt aus den Feldstärken und diese bei Abwesenheit von Eisen unmittelbar dem Strome proportional

*) Diese Beziehung gilt nicht nur für sinusförmig sich ändernde Ströme und Spannungen, sondern stellt einen allgemeinen geometrischen Satz dar, der für die Wechselströme zuerst von Blakesley aufgestellt wurde und sich so fassen lässt:

„Das mittlere Quadrat einer nach dem Sinusgesetz sich ändernden Grösse ist gleich dem halben Quadrat der Amplitude“.

sind, so ist die im Instrumente auftretende Kraftwirkung proportional dem Quadrate des Betriebstromes.

Dasselbe gilt für die Hitzdrahtinstrumente, weil der Wärmeeffekt nach Gl. 43, S. 18, gleich J^2W ist.

Bezeichnet β den Ausschlag eines solchen Elektrodynamometers, der sich bei der schnellen Wechselfolge ganz ruhig einstellt, C_1 die Proportionalitätskonstante in bezug auf das mittlere Stromquadrat,

so hat man
$$\beta = C_1 \cdot J_e^2$$
 und den effektiven Strom
$$J_e = \frac{1}{\sqrt{C_1}} \sqrt{\beta} = C \sqrt{\beta} \dots \dots \dots \mathbf{128.}$$

worin C die auf Grund einer mit Gleichstrom ausgeführten Messung erhaltene Konstante des Instrumentes darstellt.

Wirkung der Selbstinduktion des Wechselstromes.

Zum Verständniss der Wirkungsweise von Wechselstrommaschinen ist die Klarlegung des Einflusses der Selbstinduktion von hervorragender Bedeutung.

Setzt man zunächst Proportionalität zwischen Strom und Kraftlinienfluss, d. h. konstante Grösse des Selbstinduktionskoeffizienten L , Gl. 68, S. 26, sowie sinusförmigen Verlauf der Stromkurve voraus, so folgt aus Gl. 67, S. 26, für die elektromotorische Kraft e_s der Selbstinduktion, statt E , und den zur Zeit im Leiter fließenden Strom i statt J

$$e_s = -L \frac{di}{dt}.$$

Führt man die Ableitung aus, indem man für i den Werth nach Gl. 116, S. 67, $i = J \sin \frac{2\pi t}{T}$ einsetzt, so erhält man

$$e_s = -L \frac{d\left(J \sin \frac{2\pi t}{T}\right)}{dt} = -L \cdot J \frac{2\pi}{T} \frac{d \sin \frac{2\pi t}{T}}{d \frac{2\pi t}{T}} = -\frac{2\pi}{T} L \cdot J \cos \frac{2\pi t}{T}$$

oder
$$e_s = -\frac{2\pi}{T} L \cdot J \sin\left(90^\circ - \frac{2\pi t}{T}\right) = \frac{2\pi}{T} L \cdot J \sin\left(\frac{2\pi t}{T} - 90^\circ\right) \dots \dots \dots \mathbf{129.}$$

Die elektromotorische Kraft der Selbstinduktion verläuft ebenfalls nach dem Sinusgesetz mit der Amplitude $\frac{2\pi}{T} L \cdot J$ und erreicht ihren grössten Werth um 90° hinter dem Strom, weil i seinen grössten Werth für $\frac{2\pi t}{T} = 90^\circ$ annimmt und hierfür e_s in Null übergeht, für weiter zunehmende Werthe von t , aber i ab- und e_s dagegen zunimmt — vergl. Fig. 68 bis 70, S. 72.

Unter Berücksichtigung von Gl. 115, S. 66, d. h. mit u_1 statt $\frac{1}{T}$ erhält man den grössten Werth von e_s
$$E_s = 2\pi u_1 L \cdot J \dots \dots \dots \mathbf{130.}$$

Im Kreis- oder Vektorendiagramm stellt sich die Selbstinduktion als ein auf dem Strome J oder seiner phasengleichen Spannung E senkrecht stehender und ihm nachteilender Fahrstrahl von der Länge $2\pi u_1 L \cdot J = \frac{2\pi L \cdot J}{T}$ dar.

Die grösste Klemmenspannung E_k findet man am einfachsten auf mittelbarem Wege, indem man ihre Grösse und Phase rückwärts vom Strome ausgehend aufsucht.

In Fig. 68 sei mit Hilfe des Kreisdiagrammes Fig. 69 oder 70 der Strom durch die Kurve IV in einem rechtwinkligen Koordinatensystem

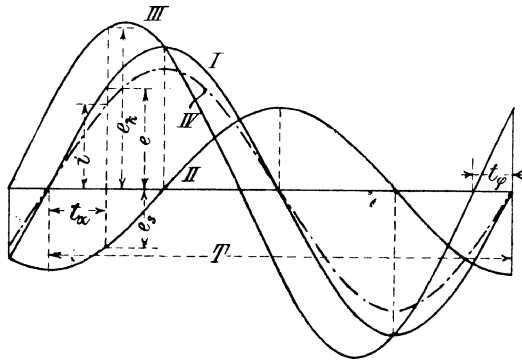


Fig. 68.

dargestellt. Aus dem Strom folgt unmittelbar nach Gl. 129, in derselben Darstellungsweise, die Grösse und der Verlauf der Selbstinduktion, Kurve II. Die den Strom erzeugende elektromotorische Kraft muss nach dem Ohm'schen Gesetz bei einem Widerstand W die Grösse $E = JW$ haben, und mit dem Strome J , nach dem Sinusgesetz verlaufend, gleichphasig sein, Kurve I. Sie ist die Resultante der in dem betrachteten Leiter wirksamen

elektromotorischen Kräfte, der Klemmenspannung E_k und der Selbstinduktion E_s . Hieraus folgt umgekehrt, dass die Klemmenspannung E_k

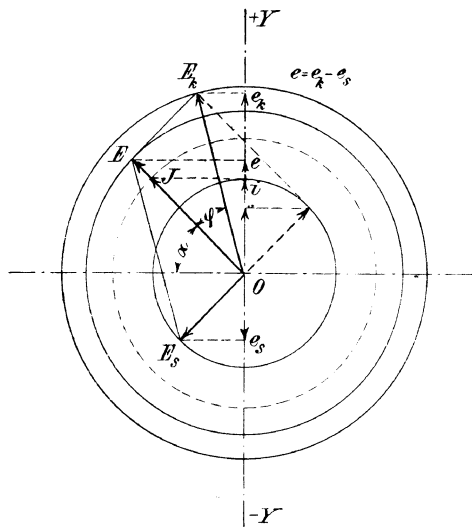


Fig. 69.

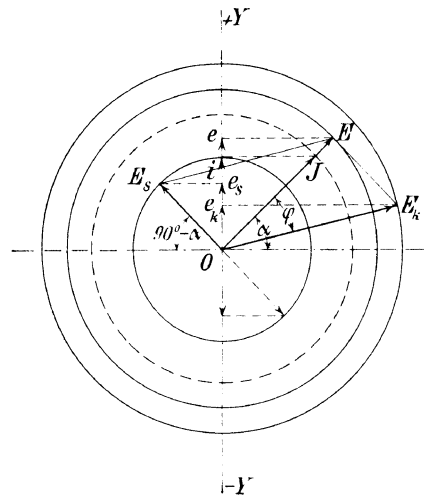


Fig. 70.

die Resultante von E und $-E_s$ ist. Sie hat als eine Komponente die stromerzeugende Spannung E zu liefern und mit ihrer anderen Komponente $-E_s$ die Wirkung der Selbstinduktion auszugleichen. Ihr Verlauf, Kurve III, entspricht demnach den Unterschieden der einzelnen Ordinaten der Kurven I und II.

Wegen der Phasenverschiedenheit zwischen E und E_s muss E_k gegenüber E oder J ebenfalls in der Phase verschoben sein, und zwar als Diagonale des Parallelogrammes aus E und $-E_s$ dem Fahrstrahl E oder J um φ voreilen.

In Wechselstromleitern erzeugt die Selbstinduktion stets eine Phasenverschiebung φ zwischen Klemmenspannung E_k und Strom J , die sich im Vektorendiagramm so darstellt, dass E_k gegen J um φ voreilt.

Die Phasenverschiebung und Grösse der Klemmenspannung ermitteln sich nach dem Vorstehenden aus dem Vektorendiagramm Fig. 71.

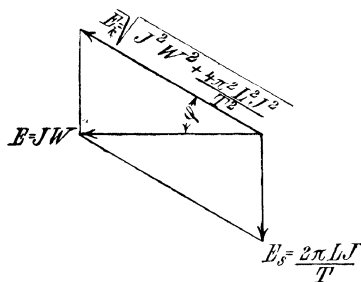


Fig. 71.

E_k ist in der symbolischen Darstellungsweise die Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks mit den Katheten E und $-E_s$. Also

$$E_k = \sqrt{J^2 W + \frac{4\pi^2 L^2 J^2}{T^2}} = J \sqrt{W + \frac{4\pi^2 L^2}{T^2}}$$

und nach Gl. 115, S. 66, mit u_1 statt $\frac{1}{T}$

$$E_k = J \sqrt{W + 4\pi^2 u_1^2 L^2} \dots \dots \dots \mathbf{131.}$$

Die Selbstinduktion wirkt hiernach scheinbar wie eine Erhöhung des Widerstandes im Wechselstromkreise und verhindert, dass die Stromstärke bis zu einer der Spannung E_k entsprechenden Grösse anschwillt.

Man nennt den Werth $\sqrt{W + 4\pi^2 u_1^2 L^2}$ den „scheinbaren Widerstand“ oder die „Impedanz“ des Wechselstromkreises mit Selbstinduktion.

Der Phasenwinkel bestimmt sich aus der Beziehung

$$\text{tg } \varphi = \frac{2\pi L J}{T J W} = \frac{2\pi L}{T W} = 2\pi u_1 \frac{L}{W} \dots \dots \dots \mathbf{132.}$$

Bemerkenswerth ist der schwächende Einfluss der Selbstinduktion auf die Kurzschlusswirkung, denn sogar für den ideellen Fall, dass $W = 0$ ist, erreicht der Strom nur die Stärke

$$J = \frac{E_k}{2\pi u_1 L},$$

während bei Gleichstrom für $W = 0$, J unendlich gross wird.

Arbeit eines Wechselstromes bei vorhandener Phasenverschiebung zwischen Strom und Klemmenspannung.

Die Phasenverschiebung zwischen Arbeitstrom und Klemmenspannung kann nicht nur durch Selbstinduktion, sondern auch durch die sogenannte „Kapazität“, d. h. eine schwankende Anhäufung und Abgabe von Elektrizitätsmengen entstehen.*)

Bezeichnet J den grössten Werth des Wechselstromes in Ampère,

$$J_e = \frac{J}{\sqrt{2}} \text{ den Effektivwerth des Stromes,}$$

i die Stromstärke zur Zeit t ,

E_k die grösste Klemmenspannung des Wechselstromes,

$$(E_k)_e = \frac{E_k}{\sqrt{2}} \text{ die effektive Klemmenspannung,}$$

e_k die Klemmenspannung zur Zeit t ,

E den grössten Werth der Nutzspannung,

e die Nutzspannung zur Zeit t ,

$E_s = 2\pi u_1 L J$ den grössten Werth der Selbstinduktion,

e_s den Werth der Selbstinduktion zur Zeit t ,

φ den Phasenunterschied zwischen Klemmenspannung und Strom,

so ist aus Fig. 68, S. 72, ersichtlich, wie die Nutzspannung jederzeit der algebraischen Summe von e_k und e_s entspricht, d. h.

$$e = e_k + e_s \dots \dots \dots \mathbf{133.}$$

*) Die Kapazität bewirkt im Gegensatz zur Selbstinduktion ein Vorauseilen des Stromes gegenüber der Klemmenspannung und kann deshalb auch als Mittel dienen, die Phasenverschiebung der Selbstinduktion zu verkleinern oder aufzuheben. Die Träger der Kapazität, die sogenannten „Kondensatoren“ entsprechen im Grundgedanken einer grossen plattenförmigen Leydener Flasche, welche in die Leitung eingeschaltet wird.

Stellt man in Fig. 72 die augenblicklichen Effekte $e \cdot i$ durch die Kurve I , $e_s i$

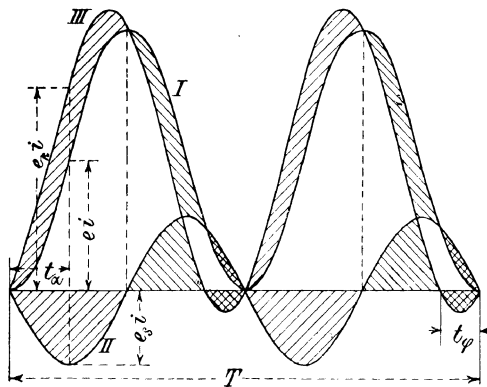


Fig. 72.

durch die Kurve II , und $e_k i = (e - e_s) i$ durch die algebraische Differenz der Kurven I und II , d. h. durch die Kurve III dar, so folgt zunächst, dass der augenblickliche Effekt der Nutzspannung gleich der algebraischen Summe der Effekte $e_k i$ und $e_s i$ ist

$$e \cdot i = e_k i + e_s i \dots \text{134.}$$

Es haben also die Flächenstreifen zwischen Kurve I und III gleiche Grösse mit den abwechselnd über und unter der Abscissenachse liegenden Flächen der Kurve II . Man kann daher auch schreiben

$$\int_0^T e i dt = \int_0^T e_k i dt + \int_0^T e_s i dt \dots \text{135.}$$

Die früher benutzten Fig. 69 und 70, S. 72, sind für zwei beliebige, aber in bezug auf die Y -Achse symmetrische Lagen des Stromfahrstrahles J entworfen. J bildet also mit der Horizontalen in beiden Fällen den gleichen Winkel α , in Fig. 69 liegt jedoch der Fahrstrahl E_s im Winkelabstand $90^\circ - \alpha$ unter der Horizontalen, in Fig. 70 um $90^\circ - \alpha$ über der Horizontalen. Das Produkt $e_s i$ ist in Fig. 70 positiv, nach Fig. 69 negativ; die beiden Werthe heben sich also für den Gesamtverlauf einer Periode gegenseitig auf.

Die Gesamtarbeit der Selbstinduktion in einer vollen Periode ist $= 0$, d. h.

$$\int_0^T e_s i dt = 0 \dots \text{136.}$$

Hiernach geht Gl. 135 über in

$$\int_0^T e i dt = \int_0^T e_k i dt,$$

d. h. die Nutzarbeit während einer Periode gleich der an den Klemmen zugeführten Arbeit, oder der mittlere Effekt der Nutzarbeit gleich dem mittleren Effekt der an den Klemmen zugeführten Arbeit.

Da nach Fig. 71 $E = E_k \cos \varphi$ und demnach auch die Effektivwerthe $E_e = (E_k)_e \cos \varphi$ sein müssen, ist nach Gl. 127 der mittlere Effekt A_e des an den Klemmen zugeführten Wechselstromes

$$A_e = \frac{J E_k}{2} \cos \varphi = J_e (E_k)_e \cos \varphi \text{ Watt} \dots \text{137.*})$$

*) Diese Gleichung ist ebenso wie Gl. 121, S. 70, als allgemeiner geometrischer Satz aufzufassen. Er ist von Blakesley in dem Werk: „Die elektrischen Wechselströme“ auch unmittelbar geometrisch abgeleitet und lässt sich in der Form fassen: Multipliziert man die Augenblickswerthe zweier nach dem Sinusgesetz sich ändernder Grössen gleicher Periodenzahl miteinander, so ist der Mittelwerth der Produkte gleich dem halben Produkt aus den beiden Amplituden und dem cosinus des Phasenverschiebungswinkels.

Denkt man sich J_e in zwei Komponenten $J_e \cos \varphi$ und $J_e \sin \varphi$ zerlegt, so giebt die erste, mit $(E_k)_e$ multiplicirt, unmittelbar den mittleren Effekt A_e an, man nennt deshalb diese mit $(E_k)_e$ gleichphasige Komponente $J_e \cos \varphi$ auch die „Wattkomponente“ des Stromes und die andere gegen $(E_k)_e$ um 90° phasenverschiedene $J_e \sin \varphi$ die „wattlose Komponente“, weil sie keine Arbeit leistet.

Nach Gl. 136 müssen die in Fig. 72 von der Kurve *II* begrenzten unterhalb der Abscissenachse liegenden Flächen gleich den darüber befindlichen sein. Die unteren Zwickelflächen stellen die während einer Periode von der Selbstinduktion zweimal aufgespeicherten, die oberen Zwickel die abgegebenen Energiemengen dar.

Der Vorgang gleicht also der Wirkungsweise eines Schwungrades, das während einer vollen Umdrehung zweimal Energie in Form von lebendiger Kraft aufspeichert und in den Totlagen der Kurbel wieder abgiebt.

Die kleinen Flächenabschnitte der Kurve *III* unterhalb der Abscissenachse stellen die während der Zeit t_φ von der Spule an die äussere Leitung abgegebene und von der Selbstinduktion geleistete Arbeit dar. Bei der Dampfmaschine zeigt sich während der Kompressionsperiode dieselbe Erscheinung.

Die Selbstinduktion unterscheidet sich im übrigen, wie aus dem Nachfolgenden hervorgeht, in einem Punkte wesentlich von der Wirkung eines Schwungrades.

Schliesst man z. B. eine Spule mit dem Widerstande W an ein Netz von der Spannung E_k an, so ist nach Fig. 71 die Nutzspannung $E = E_k \cos \varphi$ und der Strom

$$J = \frac{E_k}{W} \cos \varphi \dots \dots \dots 138.$$

dennach der Effekt nach Gl. 137

$$A_e = \frac{E_k^2}{2W} \cos^2 \varphi \dots \dots \dots 139.$$

Ohne Selbstinduktion, d. h. für $\varphi = 0$ und $\cos \varphi = 1$ wird dagegen $A_e = \frac{E_k^2}{2W}$.

Bei gegebenem Widerstand und gegebener Klemmenspannung verringert die Selbstinduktion die Energieaufnahme im Verhältniss $1 : \cos^2 \varphi$.

Gl. 139 erklärt ferner den, nur dem Wechselstrom eigenen Vorzug, durch Verwendung einfacher Widerstandspulen mit kleinem Widerstand W und grosser Selbstinduktion, d. h. grossem φ , Spannungen ohne erheblichen Energieverlust vernichten — oder besser — abdrosseln zu können. — Drosselpulen.

Die Verminderung der Energieaufnahme aus dem Netz infolge der Selbstinduktion lässt sich mit dem mechanischen Vorgang einer oscillirenden Kraftwirkung vergleichen, die unter stetigem Richtungswechsel eine schwere Welle zu drehen sucht. Je kleiner die Masse im Verhältniss zur Kraft und die sekundliche Schwingungszahl ist, um so grösser wird der Ausschlag bei der schwingenden Bewegung, d. h. der Arbeitsweg und damit die geleistete Arbeit. Dieser Vergleich lässt, wie der frühere mit dem Schwungrad, die Wirkungsverwandtschaft der Selbstinduktion mit der Masse erkennen.

Ist andererseits bei einer Wechselstrommaschine oder Leitung die Grösse der zulässigen Stromstärke J konstruktiv festgelegt, so ist der erreichbare Effekt $A_e = \frac{J E_k}{2} \cos \varphi$, der ideelle dagegen, für $\cos \varphi = 1$, $A_e = \frac{J E_k}{2}$ und das Verhältniss der beiden Werthe

$$\frac{JE_k \cos \varphi}{JE_k} = \cos \varphi \quad \dots \dots \dots 140.$$

Man bezeichnet deshalb die Grösse $\cos \varphi$ einer Maschine als „Leistungsfaktor“, weil sie die Beschränkung der erreichbaren Leistung durch die Phasenverschiebung im Verhältniss zur ideellen mit $\varphi=0$ angiebt.

Der Leistungsfaktor ist nicht mit dem Wirkungsgrad zu verwechseln, weil er an sich keinen Wirkungsverlust darstellt. Da aber zum Übertragen einer bestimmten Energie $JE_k \cos \varphi$ bei gegebener Spannung E_k der Strom J um so grösser sein muss, je kleiner der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ ist, hat diese Grösse immerhin mittelbar einen Einfluss auf den Wirkungsgrad, weil der Ohm'sche Verlust J^2W mit J wächst und sich seine Zunahme nur durch beträchtliche Verkleinerung von W , d. h. wesentlich grössere Leiterquerschnitte ausgleichen lässt.

Magnetisierungsarbeit. — Hysteresis oder magnetische Reibung.

In den bisherigen Auseinandersetzungen wurde angenommen, dass sich die Induktion B aus der Charakteristik, Fig. 9, S. 13, als Funktion der magnetisirenden Kraft H entnehmen lasse, ja dieser grösstentheils proportional sei. Ändert sich jedoch die magnetisirende Kraft periodisch, etwa nach dem Sinusgesetz, und trägt man über der jeweiligen Grösse von H die gemessene Induktion B als Ordinate auf, so wandert der Ordinatenendpunkt nicht auf der Charakteristik auf und ab, wie man zunächst erwarten sollte, sondern beschreibt

eine schleifenförmige Kurve, die sogenannte Hysteresiskurve, wie sie Fig. 73 in übertriebener Weise darstellt.

Die Kurve hat Ähnlichkeit mit der, die man erhalten würde, wenn man einen Wagen aus dem tiefsten Punkt einer muldenförmigen Bahn mit wachsender Steigung, z. B. auf dem inneren Umfang eines Cylinders, nach oben schiebt und die wachsende Druckkraft P als Abscisse, die Wegstrecken als Ordinate aufträgt, dann den Wagen mit so geringer Geschwindigkeit wieder zurückrollen lässt, dass er keine lebendige Kraft entwickelt,

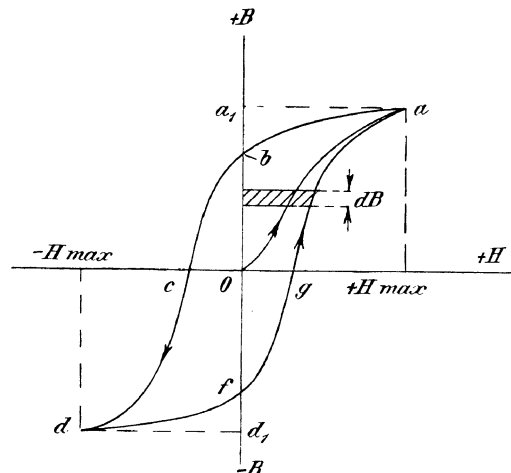


Fig. 73.

und die hierbei aufzuwendenden hemmenden Gegendrucke ebenfalls mit den zurückgelegten Wegstrecken aufzeichnet. Man erhält dann, wie in Fig. 73, zwei auseinander liegende Kurven, die in den Flächenstreifen zwischen ihnen und der Ordinatenachse einerseits die zum Aufwärtsfahren geleistete, andererseits die bei der Abwärtsfahrt als wiedergewonnen zu betrachtende Arbeit darstellen und in dem zwischen beiden Linien liegenden Flächenstreifen also den Arbeitsverlust zwischen Auf- und Niederfahrt angeben.

In Fig. 73 bedeutet die Kurve Oa den ersten Magnetisierungsverlauf ursprünglich unmagnetischen Eisens, die sogenannte „jungfräuliche Kurve“, $abcd$ die Schaulinie der magnetischen Induktion, wenn die magnetisirende Kraft von $+H_{\max}$ auf $-H_{\max}$ abnimmt, und $dfga$ die Induktionslinie für den Fall, dass die magnetisirende Kraft wieder auf $+H_{\max}$ anschwillt. Die Grössen Ob und Of stellen den „remanenten Magnetismus“ dar, welcher im Eisen noch vorhanden ist, wenn H bereits seinen

Nullwerth erreicht. Die Magnetisirungskräfte Oc und Og sind aufzuwenden, um die magnetische Induktion auf Null zurückzuführen, und werden deshalb als „Koërcitivkraft“ bezeichnet.

Zum genaueren Verständniss der Hysteresiswirkung sind zunächst allgemein die Magnetisirungsvorgänge bei einer Stromänderung klar zu legen.

Wie früher S. 75 an der Hand der Fig. 72 nachgewiesen ist, wird infolge der Selbstinduktion während jedes Wechsels periodisch Arbeit aufgespeichert und wieder abgegeben, deren Grösse den Flächen der Kurve II unterhalb und oberhalb der Abscissenachse entspricht. Die aufgespeicherte Arbeit hat dazu gedient, die Kraftlinien in der Spule zu erzeugen; verschwinden sie wieder, so wird die Arbeit bis auf einen gewissen Rest zurückgeliefert. Das erzeugte Feld birgt, ebenso wie der gehobene Wagen potentielle Energie, d. h. ein bestimmtes Arbeitsvermögen.

Bezeichnet unter Bezugnahme auf Fig. 13, S. 15.

J den Grösstwerth des nach dem Sinusgesetz verlaufenden Stromes,

i den Strom zu einer beliebigen Zeit t ,

H die von dem Strom i ausgeübte Magnetisirungskraft,

$B = \mu H$ die zur Zeit t herrschende magnetische Induktion,

z die Windungszahl,

q den Ringquerschnitt,

l die Kreislänge für den mittleren Spulenhalmmesser,

$V = ql$ das Volumen des eisernen Ringes,

$K = qB$ die im Ring vorhandene Kraftlinienzahl,

so ist nach der allgemeinen Gl. 22, S. 8, für die Arbeit $dA = JdK$, welche bei der Änderung der Kraftlinienzahl geleistet oder gewonnen wird, die im vorliegenden Fall durch die Selbstinduktion aufgespeicherte Energie, weil jede der z Windungen von dK Kraftlinien geschnitten, wird mit i in Ampère gemessen

$$dA = \frac{i}{10} z dK$$

Da ausserdem $dK = q \cdot dB$ und nach Gl. 27, S. 12, mit i statt J , $H = \frac{4\pi}{10} \frac{iz}{l}$, erhält man durch Einsetzen des Werthes von $\frac{i}{10}$ aus der Gleichung für H in die Beziehung für dA

$$dA = \frac{1}{4\pi} \frac{l}{z} H \cdot z q dB = \frac{1}{4\pi} V \cdot H dB$$

oder

$$A = \frac{1}{4\pi} V \int H dB \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{141.}$$

Wie aus Fig. 73 zu ersehen ist, stellt $\int_0^{+H_{\max}} H dB$ die zwischen der Magnetisirungskurve und der Ordinatenachse liegende Fläche $fgaa_1f$ dar, welche die zum Magnetisiren erforderliche Arbeit veranschaulicht. Die beim Ent-

magnetisiren wiedergewonnene Arbeit $\int_{+H_{\max}}^0 H dB$ entspricht der Fläche aba_1 .

Die Fläche $fgabf$ ist der Arbeitsverlust während eines Wechsels. Die andere Hälfte der Figur veranschaulicht sinngemäss in gleicher Weise die Verhältnisse während des Magnetisierungswechsels von 0 bis $-H_{\max}$ und von $-H_{\max}$ bis 0. In einer vollen Magnetisierungsperiode beträgt der Arbeitsverlust

$$A_p = 2 \frac{1}{4\pi} V \left[\int_0^{+H_{\max}} H dB - \int_{+H_{\max}}^0 H dB \right].$$

Mit der Bezeichnung F für die Fläche $fgabcf$, welche den Faktor von $\frac{1}{4\pi} V$ darstellt, schreibt sich der Ausdruck in der Form

$$A_p = \frac{1}{4\pi} VF \dots \dots \dots 142.$$

Bei u_1 Perioden in der Sekunde ist der Effektverlust oder die sekundlich verlorene Arbeit

$$A_h = \frac{1}{4\pi} u_1 VF \text{ cgs-Einheiten} \dots \dots \dots 143.$$

Weil die Grösse der Fläche F vom Material und der Höhe der Induktion B abhängig ist, wurde von Steinmetz die zwar nur in engen Grenzen gültige empirische Gleichung aufgestellt

$$A_h = cu_1 VB^{1.6} 10^{-7} \text{ Watt} \dots \dots \dots 144.$$

Der Materialkoeffizient ist im Mittel $c = 0,0033$.

Die Hysteresisarbeit erzeugt, wie jede Reibungsarbeit, nur Wärme, deren Energiewerth von dem Strom geleistet werden muss.

Wie aus Fig. 73 hervorgeht, wird durch die Hysteresis die Gleichphasigkeit zwischen Erregerstrom und erzeugtem Kraftlinienfluss gestört und zwar eilt unter Voraussetzung des Sinusgesetzes der Erregerstrom dem Kraftlinienfluss um einen gewissen Phasenwinkel voraus. Erreicht z. B. die Magnetisierungskraft von $-H_{\max}$ ausgehend ihren Nullwerth, so hat die Induktion B noch den negativen Werth Of und nimmt erst für $H = 0g$ den Werth Null an.

Zum Aufzeichnen des Vektorendiagrammes Fig. 74 einer Drosselspule mit geringem Widerstand W , Fig. 13, S. 15, beginnt man von rückwärts mit dem Auftragen des Spulenstromes J_l . Der Strom J_l erzeugt den nacheilenden, in der Figur mit J_μ phasengleichen Kraftlinienfluss, der seinerseits wieder die um 90° nacheilende Selbstinduktion mit der Amplitude E_1 hervorruft.

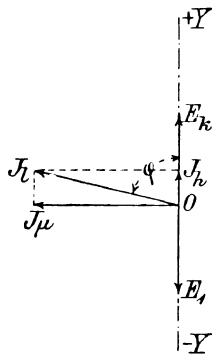


Fig. 74.

Wird die geringe Grösse der mit J_l gleichphasigen stromerzeugenden elektromotorischen Kraft $E = J_l W$ wegen der Kleinheit von W vernachlässigt, so hat die Klemmenspannung E_k nur die elektromotorische Kraft der Selbstinduktion zu überwinden; sie ist also absolut genommen gleich E_1 , aber entgegengesetzt gerichtet, d. h. in der Phase um 180° verschoben.

Wegen des Nacheilens des Kraftlinienflusses um $90^\circ - \varphi$ und der elektromotorischen Kraft E_1 um $180^\circ - \varphi$ lässt sich J_l in den mit dem Kraftlinienfluss gleichphasigen ideellen, wattlosen Magnetisierungsstrom J_μ und in einen mit E_k gleichphasigen Wattstrom J_h zerlegen. Die Grösse des Stromes J_h bestimmt sich aus der Beziehung, dass seine Arbeit dem in Gl. 143 oder 144 angegebenen Werth entspricht.

Mit Berücksichtigung der Gleichung 127, S. 70, folgt:

$$A_h = \frac{1}{2} E_k J_h \dots \dots \dots 145.$$

oder

$$J_h = \frac{2A_h}{E_k} \dots \dots \dots 146.$$

Der Hysteresisverlust wird durch Verwendung von weichem Schmiedeeisen in engen Grenzen gehalten.

Wirbelstromverluste.

Wenn in einem Eisenkörper ein wechselnder Kraftlinienfluss auftritt, so entstehen nach dem Lenz'schen Gesetz Ströme, die sogenannten Wirbelströme, welche sich der Änderung des Feldes widersetzen.*)

Man hat also bei allen Wechselstrommagneten, Drosselspulen, Wechselstrommaschinen u. s. w. wegen der hohen Periodenzahl — meist 50 in der Sekunde — Vorkehrungen zur Unterdrückung der Wirbelströme zu treffen, indem man den Eisenkörper quer zur Stromrichtung untertheilt, ohne jedoch dabei den magnetischen Widerstand zu vergrößern.

In Fig. 75 u. 76 ist der Querschnitt einer Spule oder eines Wechselstrommagneten gezeichnet. Bei massivem Eisenkern würden die Wirbel-

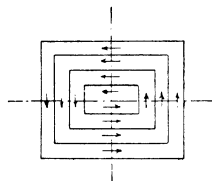


Fig. 75.

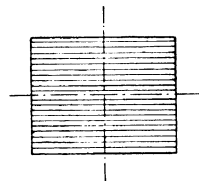


Fig. 76.

ströme im Sinne der eingezeichneten Pfeile verlaufen, die Untertheilung hat also nach Fig. 76 stattzufinden, wobei die Wirbelstrombildung wenigstens bedeutend eingeschränkt, aber freilich nicht ganz aufgehoben wird, weil die Lamellendicke nicht beliebig beschränkt werden kann und weil ausserdem beim Bearbeiten der Aussenflächen von den Lamellenkanten leicht feine Gratbildungen entstehen, welche leitende Querverbindungen über die dünnen Papierzwischenlagen hinweg bilden.

Die Wirbelströme sind der Kraftlinienänderung proportional und rufen ihrerseits, Fig. 77, einen dem ideellen Magnetisierungsstrom J_m um 90° nacheilenden, d. h. mit E_1 gleichphasigen sekundären Kraftlinienfluss K_w hervor. Der Kraftlinienfluss K_1 , welcher dem Spulenstrom J_l entspricht, muss erstens den inducirenden Kraftlinienfluss K erzeugen, zweitens K_w aufheben, ist also die Resultante von K und $-K_w$.

Die Wirkung der Wirbelströme bedeutet im Vergleich mit den in Fig. 74 dargestellten Verhältnissen eine weitere Phasenverschiebung zwischen dem Spulenstrom J_l und dem ideellen Magnetisierungsstrom J_m , d. h. eine weitere Vergrößerung des Wattstromes J_w , der mit $\frac{1}{2}E_k$ multiplicirt, den Effektverlust darstellt.

Durch genügende Untertheilung des Eisens können die Wirbelstromverluste erheblich beschränkt werden.

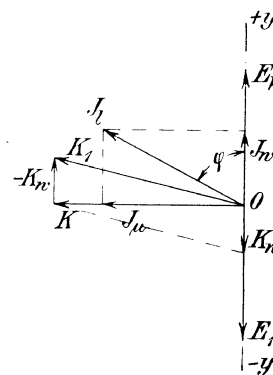


Fig. 77.

D. Wechselstrommaschinen.

I. Allgemeines über die verschiedenen Arten der elektrischen Arbeitsübertragung und über Generatoren.

Die Wahl des Motorsystems hängt von der Stromquelle ab und daher im allgemeinen von den öffentlichen Elektrizitätswerken, soweit nicht in grösseren Fabriken mit eigener Centrale die Entscheidung über das System freier Wahl unterliegt.

*) Vergl. das Kapitel: „Wirbelströme“, S. 35.

Im Hinblick auf diese Abhängigkeit sind nachstehend die verschiedenen Arten der elektrischen Arbeitsübertragung in einem kurzen Überblick zusammengefasst.

In den ersten elektrischen Betriebsanlagen wurde nur Gleichstrom oder einphasiger Wechselstrom erzeugt. Vom einphasigen Wechselstrom ging man vor allem in Amerika zum zweiphasigen über, der wie der einphasige wieder durch den Dreiphasenstrom verdrängt wird. Für die Motoren und Apparate der Hebezeuge kommt also neben Gleichstrom vorwiegend Dreiphasen- oder Drehstrom in Betracht, während der Zweiphasen- und besonders der Einphasenstrom nur in wenigen Städten eingeführt ist.

Die Generatoren für Gleichstrom entsprechen im wesentlichen den Gleichstrommotoren so vollkommen, dass den allgemeinen Angaben in früheren Kapiteln an dieser Stelle nichts weiter hinzu zu fügen ist.

Für Wechselstrommaschinen wird mit Rücksicht auf den Lichtbetrieb die sekundliche Periodenzahl gewöhnlich zu 50, ausnahmsweise zu 25 und 40, in Amerika dagegen nicht selten zu 100 gewählt.

Da die hierfür erforderliche Umdrehungszahl zweipoliger Maschinen störend gross ausfällt, andererseits aber, wie weiter unten erklärt, durch Vermehrung der Polzahl die Umlaufzahl herabgesetzt wird, baut man die Wechselstrommaschinen ganz allgemein mehrpolig.

Wechselstromgeneratoren verlangen, weil sie selbst nur Wechselstrom erzeugen, als Stromquelle für ihre Erregung eine Gleichstromhilfsmaschine, die man bei Anlagen mit nur einem oder wenigen Generatoren auf der Achse des Generatorankers einbaut.

Die Maschinen können entweder mit feststehenden Feldmagneten und laufendem Anker oder, wie zur Zeit am verbreitetsten, mit feststehendem Anker und rotirenden Feldmagneten ausgeführt werden. Im letzteren Fall erhält man feststehende Klemmen für die Weiterleitung des hochgespannten Ankerstromes und hat nur den schwachen und nicht sehr hoch gespannten Erregerstrom den umlaufenden Magneten durch Schleifringe und Bürsten zuzuführen. Die rotirenden Feldmagnete werden meist im Innern der als Hohlzylinder gebauten Anker untergebracht, d. h. als „Innenpole“ ausgebildet.

Bei der Mordey'schen Maschine, Fig. 79, sind die rotirenden Nord- und Südpole je für sich auf einer Seite des scheibenförmig gestalteten feststehenden Ankers angeordnet.

Die Wirkungsweise einer zweipoligen Einphasenmaschine ist bereits an Hand der schematisch mit einer einzelnen Windung skizzirten Figur 62, S. 65, beschrieben.

Bei mehrpoligen Maschinen, Fig. 78 und 80, theilt sich der vom Nordpol austretende Kraftlinienfluss in zwei Hälften, die den Anker durchsetzen und in die benachbarten Südpole des Ständers wieder eintreten. Die Feldstärke erreicht unter jedem Pol ihren grössten positiven oder negativen Werth und verläuft mit roher Annäherung am ganzen Ankerumfang nach dem Sinusgesetz.

In der Mordey'schen Maschine, Fig. 79, bildet die Feldstärke eine Sinuslinie, die nicht zur Abscissenachse symmetrisch liegt, sondern mit ihrem unteren Scheitel die Abscissenachse berührt. Die Feldstärke schwankt hier nur zwischen angenähert Null und einem positiven Maximum.

Figur 78 stellt eine achtpolige Wechselstrommaschine mit abwechselnd aufeinanderfolgenden, radial angeordneten Nord- und Südpolen nebst der zugehörigen Erregermaschine schematisch dar. Die Spulenzahl des Ankers ist hier gleich der Polzahl, und alle Spulen sind hintereinandergeschaltet an zwei Stellen mit den beiden auf der Drehachse isolirt angebrachten Schleifringen leitend verbunden, die in der schematischen Skizze, der Deut-

lichkeit halber, durch zwei Kreise mit verschiedenem Durchmesser angegeben sind, auf denen die Bürsten aufruhren.

Schreitet eine Spule von einem Nordpol unter dem zwischenliegenden Südpol durchgehend zum nächsten Nordpol fort, so wird nach den Richtungsregeln, S. 10 oder 25, in der Spule bei der angedeuteten Drehrichtung des Ankers unter den Nordpolen eine von vorn gegen die Bildebene gerichtete und unter den Südpolen eine von hinten, dem Beschauer entgegengerichtete elektromotorische Kraft hervorgerufen. Hiernach durchläuft die in der Spule inducirte und mit der Feldstärke sinusförmig anwachsende und abnehmende elektromotorische Kraft eine volle Periode, wenn sie sich um den Abstand eines Polpaares weiterbewegt.

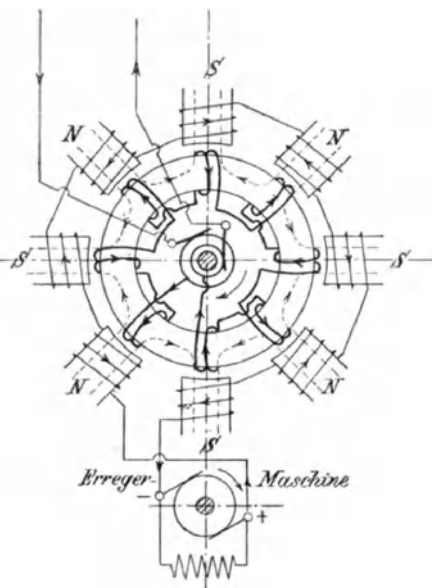


Fig. 78.

Um u_1 Perioden in der Sekunde bei p Polpaaren im Ankerumfang zu erzeugen, ist n die Zahl der Ankerumdrehungen in der Minute,

$$n = \frac{60 u_1}{p} \dots \dots \dots 147.$$

In der Mordey'schen Maschine stehen die Spulenebenen senkrecht zur Maschinenachse, d. h. in Fig. 79 senkrecht zur Bildebene. Die Punkte a und b bezeichnen zwei Querschnitte einer Spule. In der gezeichneten Stellung ist bei einer Bewegung der Magnete nach rechts, d. h. einer relativen Bewegung der Spulen nach links die inducirte elektromotorische Kraft in den beiden Querschnitten der Spule gleich aber entgegengesetzt, und daher im ganzen Null. Im nächsten Augenblick tritt a in den induktionlosen Luftspalt, b in den Kraftlinienfluss. Es überwiegt daher die elektromotorische Kraft in b in der Richtung gegen den Beschauer und sucht, vom Südpol aus gesehen, einen dem Uhrzeigersinn entgegen kreisenden Strom zu erzeugen.

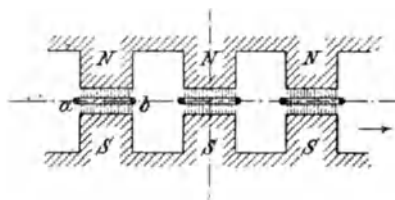


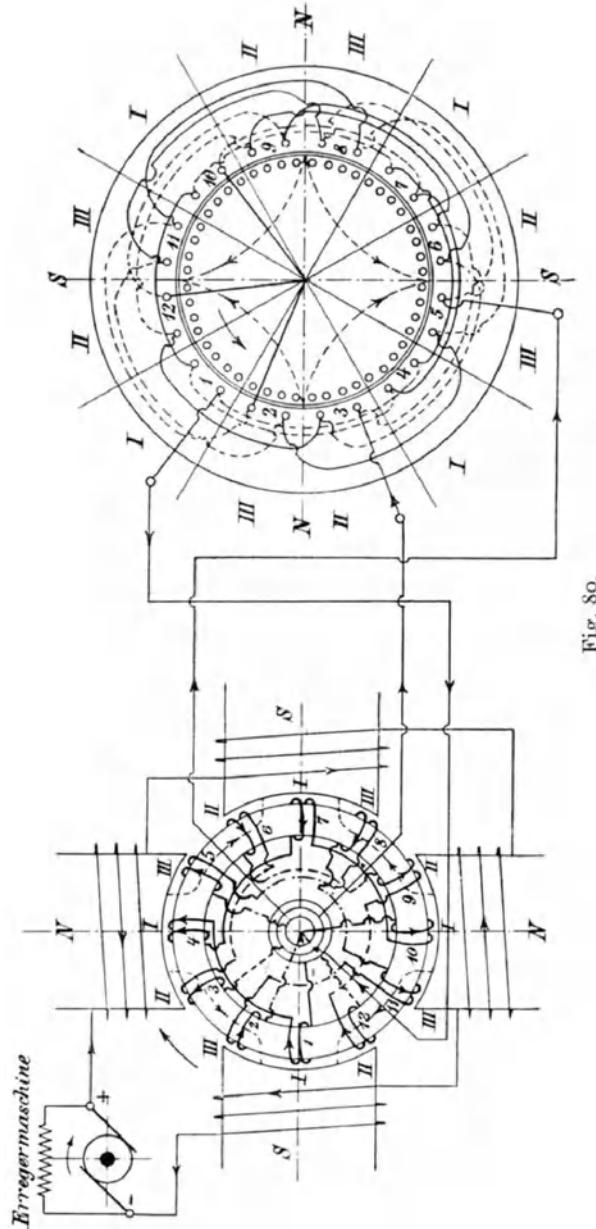
Fig. 79.

Wenn a zwischen das nächste Polpaar tritt und b sich im induktionlosen Luftraum befindet, wird in a eine nach oben gerichtete, d. h. in der Spule im Uhrzeigersinn kreisende elektromotorische Kraft inducirt, bis die Spule wieder in die skizzirte Nullstellung tritt. Die elektromotorische Kraft durchläuft auch hier, beim Weiterschreiten von einem Polpaar zum nächsten, eine volle Periode.

Aus der Einphasenmaschine lässt sich die zwei- oder dreiphasige dadurch entwickeln, dass man zwischen je zwei Spulen der Einphasenmaschine eine oder zwei weitere Spulen mit gleichen Abständen voneinander unterbringt.

Die Anordnung eines vierpoligen Dreiphasen- oder Drehstromgenerators mit 12 Spulen, in Verbindung mit einem vierpoligen Drehstrommotor, ist in Fig. 80 schematisch skizzirt. Der rotirende Anker besitzt, wie in Fig. 78, Ringwicklung.

Auf dem Anker sind also 3 Spulengruppen unterzubringen, die, mit den römischen Ziffern *I*, *II* und *III* bezeichnet, unter sich um den Abstand der Poltheilung verschoben sein müssen, also bei vierpoligen Maschinen um 90° , bei sechspoligen um 60° u. s. f., damit sie sich den Feldstärken gegenüber in gleicher Phase befinden. Die Spulen werden hintereinander-



geschaltet, so dass sich die inducirten Spannungen addiren. Hierbei ist der Anschluss der einzelnen Spulen aneinander, nach Massgabe der entgegengesetzten Kraftlinienrichtungen der einzelnen Pole, wie aus der Figur ersichtlich, derart zu wählen, dass die Wicklungsrichtung der zu einer Gruppe gehörigen Spulen unter den Nordpolen entgegengesetzt zu der unter den Südpolen ausgeführt wird. Wir erhalten damit folgende Vertheilung:

	in Gruppe		
	I	II	III
Spule	1	3	5
	4	6	8
	7	9	11
	10	12	2

Nach den weiteren Untersuchungen im nächsten Kapitel braucht man für die Übertragung des zweiphasigen und dreiphasigen Wechselstromes nur drei Schleifringe, sowie drei Bürsten und Drähte.

Der Deutlichkeit halber sind in der schematischen Darstellung die drei in Wirklichkeit gleich grossen und nebeneinanderliegenden Schleifringe, an welche die Spulen 1, 3 und 5 angeschlossen sind, konzentrisch mit verschiedenen grossen Halbmessern gezeichnet. Ebenso ist der Verkettungspunkt der anderen Gruppenenden für die Spulen 2, 10 und 12 im Generator, wie im Motor schematisch im Mittelpunkt angenommen, obgleich er in Wirklichkeit auf der Ankerstirnfläche liegt, wo die Enden der Spulen 10, 12 und 2 durch eine einfache Leitung miteinander verbunden sind.

Leitung zwischen Generator und Motor.

Aus Fig. 62, S. 65, folgt, dass zum Einphasengenerator zwei Bürsten mit zwei Schleifringen und zwei Drähte zum Weiterleiten des Stromes gehören.

Der Zweiphasen- und Dreiphasen- oder Drehstromgenerator unterscheidet sich von der Einphasenmaschine dadurch, dass für zwei Phasen zwei, für drei Phasen drei verschiedene, um den Phasenwinkel gegeneinander versetzte Spulensysteme angewendet werden. Die einzelnen Spulenströme oder Phasen scheinen zunächst auch getrennte Leitungen, also 4 Drähte für zwei, 6 für drei Phasen zu erfordern. Die nachfolgenden Betrachtungen zeigen, dass sich aber in beiden Fällen die Leiterzahl auf 3 beschränken lässt.

Da sich weder im Generator, noch im Motor Strom ansammeln kann, muss der zurückfliessende Strom gleich dem hinfließenden sein, oder mathematisch ausgedrückt:

Bei jeder elektrischen Kraftübertragung, einerlei, ob mit Gleichstrom oder Wechselstrom, ist in jedem Augenblick die algebraische Summe der durch die Leitungen fließenden Ströme gleich Null.*)

Zweiphasenübertragung.

Verbindet man in der schematischen Skizze eines Zweiphasengenerators, Fig. 81, von den vier Klemmen a, b und a_1, b_1 der zwei Spulengruppen, zwei, z. B. a und b , miteinander und schliesst dieses Verbindungstück leitend an die Erde an, so herrscht in ihm die Spannung Null der Erde. Die Spannungen an den anderen Klemmen a_1 und b_1 gegenüber dem Erdanschluss sind gleich den elektromotorischen Kräften e_1 und e_2 der

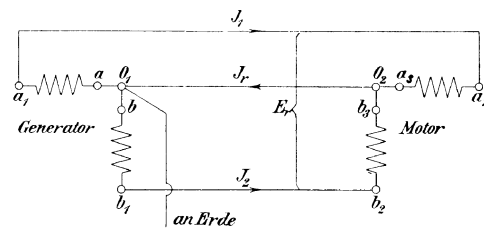


Fig. 81.

*) Hierbei ist vorausgesetzt, dass in der Hin- oder Rückleitung die Stromstärke in einem bestimmten Augenblick in allen Querschnitten die gleiche ist. Diese Annahme trifft bei langen Kabeln nicht zu, weil hier beim anfänglichen Schliessen des Stromkreises, wie später bei jedem Anschwellen der Generatorspannung sich an der inneren und äusseren Fläche der Isolationshülle, ähnlich wie bei einer Leidener Flasche, Elektrizitätsmengen ansammeln, die bei jeder nachfolgenden Spannungsabnahme in umgekehrter Richtung wieder zum Generator zurückströmen.

beiden Maschinenspulen *I* und *II* zwischen a_1a und b_1b , und besitzen unter sich den Spannungsunterschied $e_r = e_2 - e_1$, Fig. 82, der sich durch

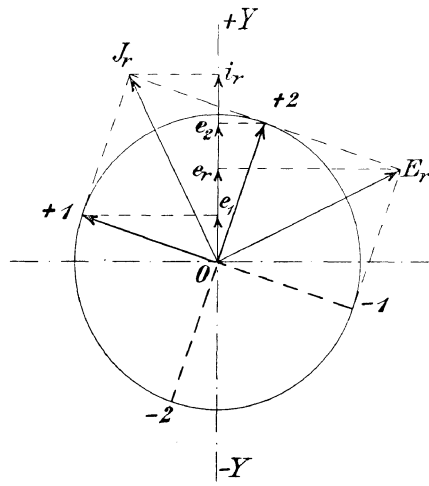


Fig. 82.

den aus $O(-1)$ und $O2$ resultirenden Fahrstrahl OE_r bestimmt. Durch Vereinigung der beiden Klemmen *a* und *b* beschränken sich die Netzleitungen auf drei, welche in Fig. 81 in ähnlicher Weise mit den Klemmen der Motorspulen derart zu verbinden sind, dass auch diese unter den Klemmenspannungen e_1 und e_2 stehen. Zu diesem Zweck sind die Klemmen a_3b_3 ebenfalls miteinander zu vereinigen. Die Ströme in den Spulen sind bei gleichem Spulenwiderstande den Spannungen e_1 und e_2 proportional und der im Mittelleiter fließende resultirende Strom J_r ist, wenn im Diagramm, Fig. 82, die Fahrstrahlen $O1$ und $O2$ die Stromamplituden darstellen sollen, welche einen Winkel von 90° miteinander bilden, als Quadrat-

diagonale $\sqrt{2}$ mal so gross, wie der in den einzelnen Spulen oder den Aussenleitern auftretende grösste Strom. Da die erforderliche Drahtstärke proportional mit dem grössten Werth der Stromstärke wächst, bedeutet der gemeinsame Mittelleiter mit dem grössten Stromwerth $J\sqrt{2}$ gegenüber der Anwendung von zwei getrennten, einzelnen Leitern mit dem Maximalstrom *J* eine Drahtersparnis im Verhältniss $\sqrt{2} : 2 \cdot 1$.

Dreiphasen- oder Drehstromübertragung.

Beim Dreiphasenstrom ist bemerkenswerth, dass im Gegensatz zum Zweiphasenstrom die Summe der in den drei Spulen erzeugten, um 120° gegeneinander phasenverschiedenen elektromotorischen Kräfte jederzeit gleich Null ist. Vereinigt man nämlich in Fig. 83 und 84 zwei der Fahrstrahlen, —

die zunächst elektromotorische Kräfte darstellen sollen —, z. B. $O2$ und $O3$, zu einer Resultirenden Oa , so ist das Konstruktionsparallelogramm ein gleichseitiger Rhombus mit dem spitzen Winkel 60° , und seine Hälften

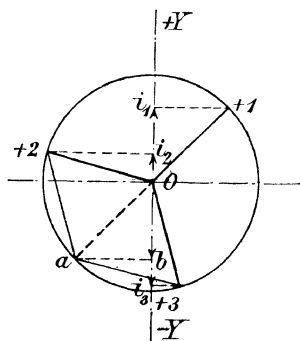


Fig. 83.

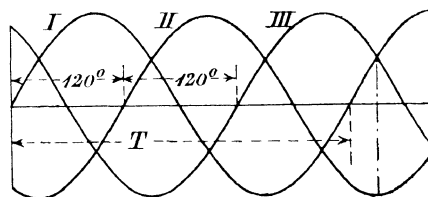


Fig. 84.

bilden gleichseitige Dreiecke. Der Punkt *a* liegt also auf dem Umfang des Kreises und der resultirende Fahrstrahl Oa ist dem Fahrstrahl $O1$ entgegengesetzt gerichtet. Für die augenblicklichen Werthe der elektromotorischen Kräfte ist nach Fig. 83

$$Ob = Oi_1 \quad \text{und} \quad i_3 = i_1 + i_2,$$

d. h. die Spannung in einem Leiter gleich der Summe in den beiden anderen.

Die Eigenschaft, dass die Summe der drei Einzelspannungen jederzeit gleich Null ist, gestattet für den Dreiphasenstrom zwei verschiedene Schaltungen, die sogenannte „Stern- und Dreieckschaltung“.

a. Sternschaltung.

Als Sternschaltung bezeichnet man die Verbindung oder Verkettung der Maschinenspulen mit je einem Ende durch eine gemeinsame Klemme, weil die Verbindung, schematisch gezeichnet, einen Stern bildet. Diese Schaltung lässt sich nicht nur bei Zwei- oder Dreiphasenstrom ausführen, sondern ermöglicht ganz allgemein für Mehrphasenströme und überhaupt für alle Stromsysteme eine Leitung gemeinschaftlich zu benutzen. Für den Dreiphasenstrom vereinfacht sich die Sternschaltung durch Fortfall des Mittelleiters.

Verbindet man, Fig. 85 oder 86, drei gleichliegende, z. B. die hinteren Spulenenden miteinander und schliesst den „Verkettungspunkt“ durch eine vierte Klemme an die Erde an, so herrscht, wie beim Zweiphasenstrom, zwischen jeder freien Klemme und dem an die Erde angeschlossenen Verkettungspunkt eine Spannung gleich der in den Spulen erzeugten elektromotorischen Kraft. Im idealen Drehstromgenerator, d. h. unter der Annahme, dass die elektromotorischen Kräfte der drei einzelnen Spulen genau dem Sinusgesetz folgen und unter sich eine genau gleiche Phasenverschiebung von je 120° aufweisen, sind bei gleichem Widerstand in den einzelnen Zweigen die in den Spulen fließenden Ströme den Spannungen proportional, zeigen also einen Verlauf nach Fig. 83 und 84.

Verbindet man die Spulen, wie in Fig. 85 skizzirt, derart, dass die Summe der in dem Verkettungspunkt zusammentreffenden Ströme gleich Null ist, so ist der vierte Verbindungsdraht der Punkte O_1 und O_2 , Fig. 86, entbehrlich, im Gegensatz zu dem Verbindungsdraht $O_1 O_2$ des Zweiphasennetzes Fig. 81, S. 83.

Die Spannung zwischen den Aussenklemmen folgt aus Fig. 87, S. 86.

Bezeichnet man die Richtung der in den Spulen induicirten elektromotorischen Kräfte und dadurch hervorgerufenen Ströme, Fig. 85 u. 86, vom Ver-

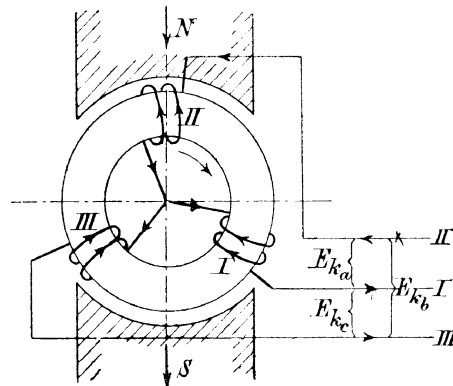


Fig. 85.

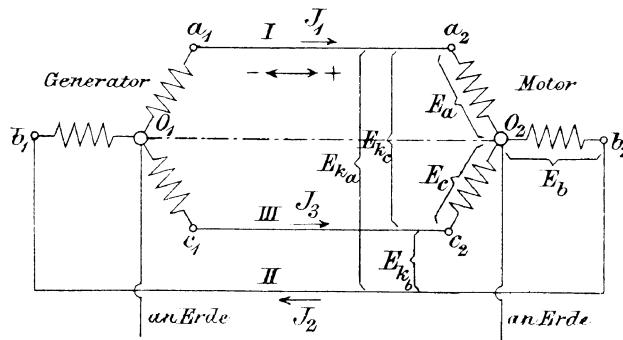


Fig. 86.

kettungspunkt weg als positiv und ermittelt den Spannungsunterschied $e_{k_{a}}$ der freien Klemmen von Spule II gegenüber Spule I, d. h. in Fig. 86 den

Spannungsunterschied zwischen b_1 und a_1 , so addirt sich in Fig. 87 zu der

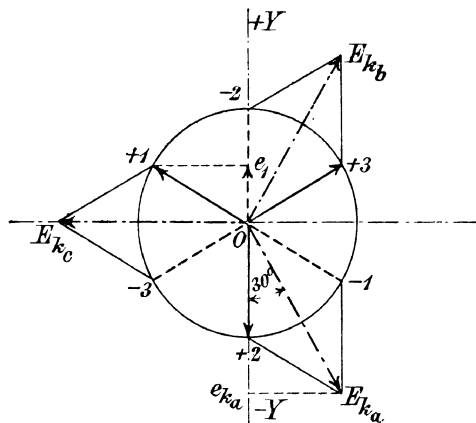


Fig. 87.

negativen, nach unten gerichteten Spannung $O2$ die negativ einzuführende Spannung e_1 der Spule I. Man hat also den Augenblickswerth e_1 algebraisch von $O2$ zu subtrahiren und erhält damit e_{ka} . Diese Grösse kann auch direkt aus der Diagonale des Parallelogrammes mit den Seiten $O2$ und $O(-1)$ gebildet werden, da e_{ka} die Projektion von E_{ka} ist. Sinn- gemäss bestimmen sich in gleicher Weise E_{kb} und E_{kc} .

Der grösste Werth E_{ka} entspricht der Diagonale eines gleichseitigen Rhombus mit dem spitzen Winkel von 60° .

Bezeichnet, unter Voraussetzung der idealen Verhältnisse,

E den grössten Werth der in einer Spule erzeugten elektromotorischen Kraft, bei Sternschaltung die sogenannte „Sternspannung“,

E_k die Klemmenspannung zwischen zwei Aussenleitern, die sogenannte „Systemspannung“ oder kurz „Spannung“ genannt,

so ist
$$E_k = E\sqrt{3} \dots \dots \dots 148a.$$

Der Spulenstrom bildet ist unmittelbar den Strom der Aussenleiter.

Für die Sternschaltung der Drehstrommaschinen gelten hiernach die Beziehungen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Spulenstrom} = \text{Strom in der Hauptleitung} \\ \text{Spulen- oder Sternspannung} = \frac{\text{Klemmenspannung oder kurz Spannung}}{\sqrt{3}} \end{array} \right\} 148b.$$

b. Dreieckschaltung.

Wie S. 84 an Hand der Fig. 83 u. 84 nachgewiesen, ist in jedem Augenblick die Summe der in den drei Spulen erzeugten elektromotorischen Kräfte gleich Null. Es können also zunächst zwei Spulen, z. B. 2 und 3, Fig. 88 u. 89, so miteinander in c_1 vereinigt werden, dass die Spannung zwischen den freien Klemmen a_1 und b_1 gleich der absoluten Spannung der Spule 1 ist. Zu dem Zweck hat man in Fig. 88 die drei Spulen derart

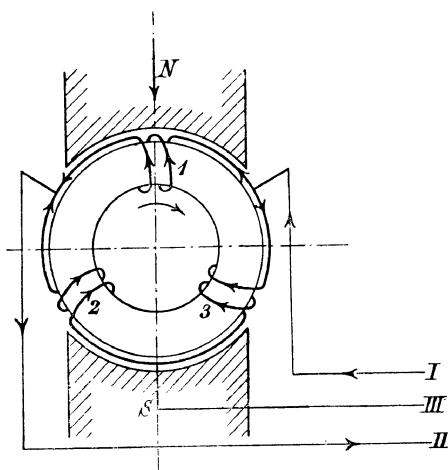


Fig. 88.

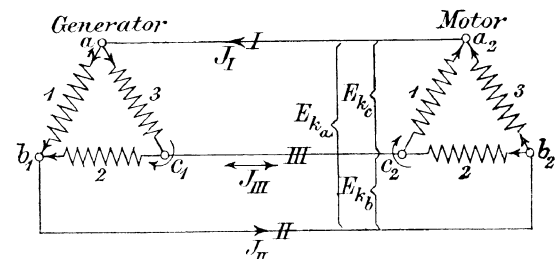


Fig. 89.

aneinander anzuschliessen, dass das oben liegende Ende jeder Spule mit

dem hinten liegenden der folgenden verbunden wird. Es herrschen dann zwischen den einzelnen Klemmen Spannungen von der Grösse der in den Spulen inducirten elektromotorischen Kräfte, ohne dass während der Unterbrechung der Aussenleitung Ströme zwischen den Spulen fliessen würden, weil nach dem Grundgesetz die Summe der Spannungen zweier Spulen, jederzeit der Spannung der dritten Spule gleich gross und entgegengesetzt gerichtet ist. Bei Abweichungen von den ideellen Verhältnissen vollkommener Erfüllung des Sinusgesetzes und gleichen Phasenabstandes können Ausgleichströme auftreten.

Der Name „Dreieckschaltung“ bezeichnet ihre schematische Form.

Der Einfluss auf die Stromstärken wird an Hand der Fig. 90 verständlich, wenn man sich statt der in Fig. 89 gezeichneten gemeinsamen Verbindungen der zusammenfallenden Spulenendpunkte je zwei Spulen getrennt durch zwei besondere Leitungen verbunden denkt, also zwischen 1 und I, 2 und 2, 3 und 3 je zwei Drähte einschaltet.

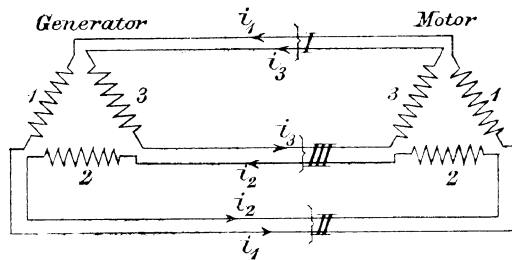


Fig. 90.

Die Stromstärken stellen sich proportional den elektromotorischen Kräften der einzelnen Spulen ein. Vereinigt man je zwei benachbarte Leitungen, Fig. 90, wie in Fig. 89, so wird an den elektromotorischen Kräften der einzelnen Spulen nichts geändert.

Der Strom in jedem Leiter ist dann aber gleich der algebraischen Differenz der Spulenströme, z. B. im Leiter II gleich $i_1 - i_2$ u. s. f., weil, wie oben erwähnt und aus Fig. 88 ersichtlich, die abwechselnden Spulenenden miteinander verbunden sind. Man erhält also im Kreisdiagramm, Fig. 91, den augenblicklichen Werth i_2' des grössten Stromes J_{II} als Summe von $O I$ und $-i_2$, und den Fahrstrahl J_{II} als Diagonale des Parallelogrammes mit den Seiten $O I$ und $O(-2)$. Das Parallelogramm bildet einen gleichseitigen Rhombus mit dem Winkel von 60° . Demnach ist die Diagonale $\sqrt{3}$ mal grösser als die Seite.

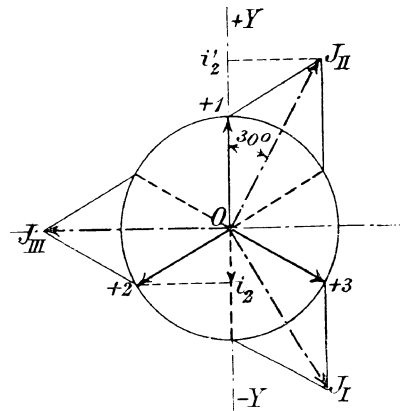


Fig. 91.

Bezeichnet $J = O I$ den grössten Strom in einer Spule, so ist
der Strom in einer Zuleitung $J_{II} = J\sqrt{3}$.

Die grössten Werthe der Hauptleitungsströme J_I, J_{II} und J_{III} sind untereinander gleich, und somit ist ganz allgemein der unmittelbar durch Messung zu bestimmende

$$\text{Strom in der Hauptleitung} = J\sqrt{3} \quad \dots \quad 149.$$

Bei der Dreieckschaltung gelten daher folgende Beziehungen:

$$\left. \begin{aligned} \text{Spulenspannung} &= \text{Klemmenspannung oder kurz Spannung} \\ \text{Spulenstrom} &= \frac{\text{Strom in der Hauptleitung}}{\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \quad 150.$$

Die Netzspannung E_k zwischen zwei beliebigen Aussenleitern ist eine

festgegebene Grösse und fällt unter sonst gleichen Generatorverhältnissen für zwei verschiedene Anlagen nur im Verhältniss von $1:\sqrt{3}$ verschieden aus, wenn für den Generator im einen Fall Dreieckschaltung, im anderen Sternschaltung gewählt wird. Die Wahl zwischen Stern- und Dreieckschaltung für den Motor ist von der Art der Generatorschaltung vollkommen unabhängig, weil sowohl für Stern- als auch Dreieckschaltung der äussere Strom und die Klemmenspannung dem Sinusgesetz folgen und einen Phasenabstand von 120^0 besitzen.

Energieverbrauch der Drehstrommaschinen.

Bezeichnet $(J)_e$ den Effektivstrom in der Hauptleitung,
 $(E_k)_e$ die effektive Klemmenspannung zwischen zwei beliebigen
 der drei Hauptleitungen, kurz die „Spannung“,
 φ_1 den Phasenverschiebungswinkel zwischen der Klemmen-
 spannung $(E_k)_e$ und dem Strom $(J)_e$, der sich je nach
 den Abmessungen der Maschine und der Belastung ver-
 schieden einstellt,

so ist die verbrauchte elektrische Energie für Sternschaltung:

$$\text{in einer Spule } (J)_e \frac{(E_k)_e}{\sqrt{3}} \cos \varphi_1$$

und in allen drei Spulen zusammen

$$A = (J)_e (E_k)_e \sqrt{3} \cos \varphi_1 \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{151.}$$

ferner für Dreieckschaltung der Arbeitswerth:

$$\text{in einer Spule } \frac{(J)_e}{\sqrt{3}} \cdot (E_k)_e \cos \varphi_1$$

und in allen drei Spulen

$$A = (J)_e (E_k)_e \sqrt{3} \cos \varphi_1 \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{152.}$$

Es ist somit ganz allgemein für Dreieck- und für Sternschaltung gemeinsam die Arbeitsleistung einer Drehstrommaschine

gleich effektivem Strom in der Hauptleitung \times effektiver Spannung $\cdot \sqrt{3} \cos \varphi_1$.

II. Wechselstrommotoren.

Motoren mit Kommutator.

Sieht man zunächst von der Wirkung der Selbstinduktion ab, so ist jede Gleichstrommaschine, d. h. Hauptschluss-, Nebenschluss- und Doppelschlussmotor in gleicher Weise mit Wechselstrom, wie mit Gleichstrom betriebsfähig, weil der gleichzeitige Wechsel der Feld- und Ankerstromrichtung den Umlaufsinn nicht ändert und daher regelrechte Antriebsverhältnisse liefert. Die Umlaufrichtung ist genau wie bei den Gleichstrommaschinen von der Schaltung der Erregung gegenüber dem Anker abhängig, und wechselt, wenn entweder die Schaltung der Erregung oder die des Ankers umgekehrt wird.

In den Nebenschlussmotoren würde durch die grosse Windungszahl der Erregerspulen eine bedeutende Selbstinduktionsspannung auftreten und den Erregerstrom selbst, wie das von ihm zu erzeugende Feld in unzulässiger Weise schwächen.

Es kommt deshalb für den in Rede stehenden Betrieb mit Wechselstrom praktisch nur die Bauart der Hauptstrommotoren in Betracht. Im übrigen

verhalten sich diese Maschinen bei beiden Betriebsweisen annähernd gleich und besitzen daher die für Hauptstrommotoren früher erörterten Eigenschaften grosser Anzugkraft und wachsender Umlaufgeschwindigkeit bei abnehmender Belastung.*) Die Verwendung von Motoren mit Kommutator und Reihenschaltung zwischen Erregung und Anker ist für Wechselstrom jedoch nur als Nothbehelf anzusehen, um bei Einphasenstrom die umständliche Art des Anlassens mittelst Hilfsphase zu umgehen, denn man pflegt sonst gerade in dem Umstand, dass Wechselstrommaschinen ohne Kommutator und Bürsten arbeiten, einen ihrer Hauptvorteile zu erblicken.

Motoren ohne Kommutator.

Die gewöhnlichen Wechselstrommotoren besitzen keinen Kommutator und sind im allgemeinen ähnlich wie die Wechselstromgeneratoren gebaut. Die Zuleitungen werden nahezu ausschliesslich mit den Spulen des ruhenden Gestelles, dem „Ständer“ verbunden, die beim Einphasenstrom einen in seiner Stärke oscillirenden, bei zwei oder drei Phasen einen sich drehenden Kraftlinienfluss erzeugen, dessen Entstehung in dem Kapitel „Drehfeld“, S. 91 u. f., eingehend dargelegt ist. Der bewegliche Theil, der „Läufer“, kann wie bei den Generatoren als Träger der mit Gleichstrom gespeisten Magnetspulen gebaut werden.

Die durch das Drehfeld erzeugten Pole des Ständers wandern mit einer konstanten, von der Perioden- und Polzahl abhängigen Geschwindigkeit am Gestelle fort. Bei Maschinen, deren Sekundärpole durch eine Gleichstromwicklung erzeugt werden, muss die Umlaufzahl des Läufers mit der des Drehfeldes übereinstimmen und der relative Abstand der Läuferpole von denen des Drehfeldes annähernd gleich bleiben, wenn die Umfangskraft immer in demselben Sinne wirken soll.

Man bezeichnet daher die mit Gleichstrom erregten Wechselstrommotoren kurz als Synchronmotoren.

Die Grundbedingung der Arbeitsfähigkeit der Synchronmotoren, dass Läufer und Drehfeld gleiche Geschwindigkeit und die beiderseitigen Pole für einen gegebenen Drehsinn auch eine bestimmte Lage gegeneinander haben, fordert, dass der Läufer zunächst durch äussere Hilfsmittel auf die synchrone Umlaufzahl gebracht wird und dann der Anschluss des Ständers an das Wechselstromnetz in einer Phase erfolgt, welche der geforderten Pollage entspricht. Man benutzt zum Antreiben des Läufers gewöhnlich die Erregermaschine des Motors und speist sie durch eine Akkumulatorenbatterie.

Synchronmotoren können hiernach unter keinen Umständen belastet anlaufen. Sie kommen deshalb für den unmittelbaren Antrieb von Hebe-
maschinen nicht in Betracht, weil sie an sich schon verwickelter Anlassvorrichtungen bedürfen, obwohl sie im übrigen, besonders in wirthschaftlicher Hinsicht, gewisse Vortheile bieten, da die Phasenverschiebung beliebig verändert und der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ auf 1 gesteigert werden kann.

Man kann den Läufer aber auch in Form einer eisernen Walze mit kurz geschlossenen Spulen ohne Stromzuführung von aussen, als einen sogenannten Kurzschlussanker herstellen, in welchem erst durch das Drehfeld des Ständers Ströme inducirt werden.

Diese Motoren bezeichnet man als Induktions- oder als Asynchronmotoren, weil ihr Läufer sich mit geringerer Geschwindigkeit als das

*) Nach Angaben der Z. d. V. d. I. 1897, S. 835, soll ein Hauptschlussmotor, der mit Wechselstrom von 100 Volt Spannung bei $n = 1100$ Umläufen in der Minute 3 PS leistet, unmittelbar auch mit Gleichstrom gespeist werden können und hierbei, unter entsprechend grösserem Stromverbrauch 4,5 bis 5 PS abgeben.

Drehfeld, d. h. asynchron, bewegen muss, um durch seine Leiter die Kraftlinien des Drehfeldes zu schneiden und auf diese Weise Ströme in seinen Leitern zu induciren, die ein Arbeitsdrehmoment liefern.

III. Drehstrommotoren im besonderen.

Im Gegensatz zu den Synchronmotoren haben die asynchronen Zwei- und Dreiphasenmotoren, kurz Drehstrommotoren genannt, die später, S. 98 u. f., nachgewiesene Eigenschaft, belastet anzulaufen und lassen sich deshalb ohne weiteres zum Betrieb von Hebe- und Transportmaschinen verwenden.

Um die Umlaufzahl bei der üblichen hohen Periodenzahl der Wechselströme — 50 in der Sekunde — noch in mässigen Grenzen zu halten, werden die Drehstrommotoren, wie nahezu alle Wechselstrommaschinen, mehrpolig gebaut.

Mit Rücksicht auf die einfachere Darstellung sind die Untersuchungen der nachfolgenden Kapitel zunächst unter der Annahme zweipoliger Maschinen durchgeführt.

Primärwicklung.

In den Drehstrommotoren für den Betrieb von Hebe- und Transportmaschinen werden die Primärwicklungen, d. h. die Spulen, welche unmittelbar aus dem Netz gespeist werden, fast ausnahmslos in dem feststehenden Rahmengestell, dem Ständer, untergebracht, den man, wie in allen ähnlichen Fällen, zur Verminderung der Wirbelstrombildung, ohne dabei den magnetischen Widerstand zu erhöhen, aus schmiedeeisernen Lamellen mit Papierzwischenlagen herstellt. Der Läufer trägt die sogenannte Sekundärwicklung und wird, wie der Anker bei Gleichstrommaschinen, frei drehbar in den Ständer eingebaut. Man bezeichnet ihn deshalb auch häufig als „Anker“, obgleich er seinem Wesen nach eher die Rolle der Feldmagnete übernimmt, weil die elektromotorische Gegenkraft, welche die Umwandlung der elektrischen Energie in mechanische vermittelt, nicht in ihm, sondern in der Primärwicklung des Motors auftritt.

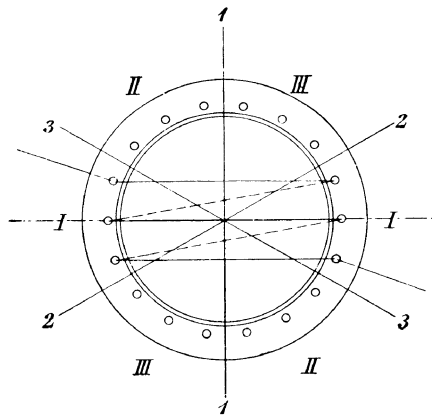


Fig. 92.

Die in der schematischen Fig. 92 geradlinig quer über den Läufer gezeichneten Windungstrecken der Ständerspulen werden in der Ausführung, wie in Fig. 80, S. 82, in Kreisbogen auf der Stirnfläche des Gestelles entlang geführt, damit man den Läufer aus dem Ständer herausziehen kann. Die Primärspulen bilden also eine Trommelwicklung.

In den Zwei- und Dreiphasenmotoren sind die zwei oder drei Spulen, wie die Generatorspulen, in Stern- oder Dreieckschaltung untereinander verbunden und

an die Zuleitungsklemmen angeschlossen. Fig. 80 liefert ein Beispiel eines vierpoligen Motors mit Sternschaltung.

Von den in den Spulen fließenden Einzelströmen nimmt man, unter Vernachlässigung der später zu erörternden Nebeneinflüsse, allgemein an, dass sie dem Sinusgesetz folgen und in ihren Phasen vollkommen genau je um 90° oder 120° gegeneinander verschoben sind.

Für die weiteren Untersuchungen werde vorausgesetzt, dass durch die Schaltung zuerst der Strom in der Spule I, dann der in II, und bei

3 Phasen schliesslich der Strom in der Spule *III* seinen grössten positiven Werth durchläuft.

In jeder Spule eines zweipoligen Motors erzeugt der durchfliessende Strom in der Richtung der Spulenachsen ein Feld, dessen Stärke sich annähernd proportional, d. h. gleichphasig mit dem Strom ändert. Die Achsen der Spulen *I—I*, *II—II* und *III—III*, Fig. 92, sind mit *1—1*, *2—2* und *3—3* bezeichnet.

Die Einzelfelder werden nach Grösse und Richtung, ähnlich wie Kräfte in der Mechanik, durch Strecken dargestellt, die hier, bei der zweipoligen Maschine, mit den Spulenachsen zusammenfallen, und, wie S. 5 nachgewiesen ist, sich nach dem Parallelogramm der Kräfte vereinigen oder zerlegen lassen.

a. Drehfeld zweipoliger Motoren — Umsteuerung.

Zur Darstellung der wachsenden Grösse und Richtung der Einzelfelder verwendet man am besten ein Kreisdiagramm, ähnlich dem Zeuner'schen Schieberdiagramm für Dampfmaschinen.

Dreiphasenstrom: Schlägt man in Fig. 93 über dem Fahrstrahl *OK*, dessen Länge den grössten Werth eines Einzelfeldes darstellt, als Durchmesser einen Kreis und dreht den Strahl mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit in der Pfeilrichtung um *O*, so stellen die Sehnenabschnitte des wandernden Kreises auf den um 120° voneinander abweichenden Spulenachsen *Ok₁*, *Ok₂* und *Ok₃* die jeweilig zusammen auftretenden Einzelfelder nach Grösse und Richtung dar, denn es folgt zunächst unmittelbar aus der Figur:

$$\begin{aligned}
 Ok_1 &= K \cos \alpha \\
 Ok_2 &= -K \cos (60^\circ - \alpha) = +K \cos (120^\circ + \alpha) \text{ in der Richtung } O(-2) \\
 Ok_3 &= K \cos (120^\circ - \alpha) = K \cos (360^\circ - (120^\circ - \alpha)) = K \cos (240^\circ + \alpha).
 \end{aligned}$$

Hiernach ändern sich bei gleichförmiger Drehung die Kreissehnen auf den Spulenachsen den Einzelfeldern entsprechend nach dem Cosinus-, d. h. also auch nach dem Sinusgesetz. Ausserdem entspricht aber die graphische Darstellung der zweiten Bedingung, dass das Feld der Spule *II*, die Sehne *Ok₂* (in negativer Richtung) eine Phasenverschiebung von 120° , und das Feld der Spule *III*, die Sehne *Ok₃*, eine solche um 240° gegen die Sehne *Ok₁* besitzt, welche das augenblickliche Feld der Spule *I* darstellt.

Damit erfüllt die graphische Darstellung auch die Voraussetzung inbezug auf die Reihenfolge, in welcher die einzelnen Spulen den grössten Werth ihrer Felder erzeugen, denn dreht man den Fahrstrahl in der Pfeilrichtung um α , so wird $Ok_1 = K \cos 0^\circ = K$, nach weiterer Drehung um 120° , $Ok_2 = K$ und schliesslich nach abermals 120° , $Ok_3 = K$.

Zweiphasenstrom: Für den Zweiphasenstrom erhält man in sinngemäss gleicher Darstellungsweise, Fig. 94, aus den Sehnenabschnitten *Ok₁* und *Ok₂* des wandernden Kreises auf den um 90° gegeneinander gerichteten Spulenachsen

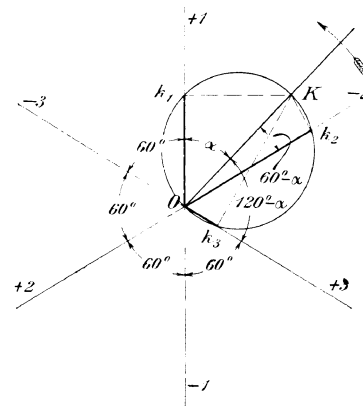


Fig. 93.

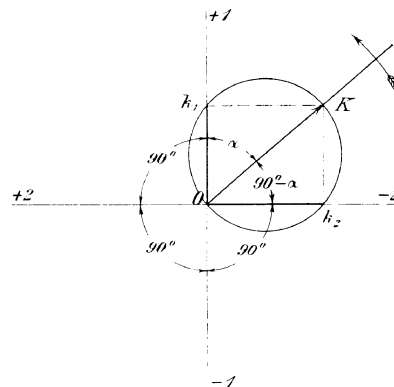


Fig. 94.

$$Ok_1 = K \cos \alpha$$

$$Ok_2 = -K \cos (90^\circ - \alpha) = +K \cos (90^\circ + \alpha) \text{ in der Richtung } O(-2).$$

In beiden Fällen, für den Zweiphasen- wie für den Dreiphasenstrom, wird das resultierende Feld durch die Resultante der Kreisdiagrammsehnen dargestellt und geht stets durch den Punkt O , d. h. durch die Motorachse.

Für den Zweiphasenstrom ist dies ohne weiteres aus Fig. 94 ersichtlich, denn hier ist OK stets die Diagonale des aus Ok_1 und Ok_2 zu bildenden Parallelogrammes und die Resultante K_r ,

$$K_r = K \dots \dots \dots \mathbf{153}.$$

Für die Resultantenbildung des Dreiphasenstromes verbindet man zweckmässig den Mittelpunkt M des Diagrammkreises, Fig. 95, mit den Sehnenendpunkten k_1, k_2, k_3 — vergl. Fig. 93 — und zerlegt hierauf die drei Sehnen:

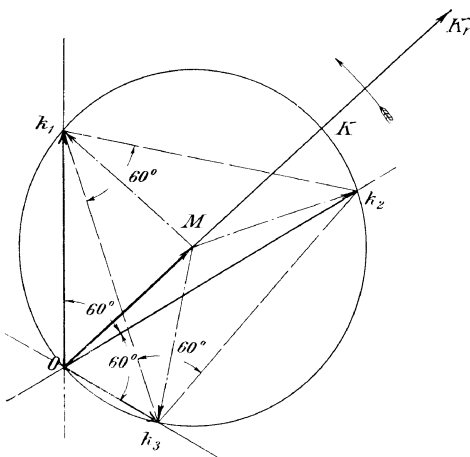


Fig. 95.

- Ok_1 in OM und Mk_1
- Ok_2 in OM und Mk_2
- Ok_3 in OM und Mk_3

Da nun das Dreieck $k_1 k_2 k_3$ gleichseitig ist, weil, als Peripheriewinkel über gleichen Sehnen, $\sphericalangle k_1 k_3 k_2 = \sphericalangle k_1 Ok_2 = 60^\circ$ und ebenso $\sphericalangle k_3 k_1 k_2 = \sphericalangle k_3 Ok_2 = 60^\circ$, und der Kreismittelpunkt M auch der Mittelpunkt des Dreiecks ist, heben sich die drei mit den Mittelpunktstrahlen zusammenfallenden Komponenten wegen ihrer gleichen Grösse und gleichen Winkelabstandes auf und die übrig bleibende Resultante K_r ist gleich $3 OM$.

Das resultierende Feld K_r fällt mit dem Fahrstrahl OK zusammen und dreht sich daher, wie dieser, mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit. Seine Grösse ist unveränderlich und für

$$\text{den Dreiphasenstrom } K_r = \frac{3}{2} K \dots \dots \dots \mathbf{154}.$$

Ganz allgemein erhält man für einen n -Phasenstrom, dessen Spulenachsen im Diagramm miteinander den Winkel $\frac{360^\circ}{2n}$ bilden, als Resultante ein sich mit gleich örmiger Winkelgeschwindigkeit drehendes Feld von der Grösse

$$K_r = n \frac{K}{2} \dots \dots \dots \mathbf{155}.$$

indem bei sinngemäss gleicher Zerlegung und Zusammensetzung der Einzelfelder, wie in Fig. 95, an Stelle des gleichseitigen Dreiecks ein reguläres n -Eck tritt, dessen Mittelpunktstrahlen die sich aufhebenden Komponenten darstellen, während sich die übrigen n Komponenten von der Grösse des Diagrammkreis halbmessers, in der Richtung mit dem Fahrstrahl zusammenfallend, addieren.

Das Drehfeld wirkt so, wie zwei Magnetpole, die sich mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit um die Motorachse drehen und zwar mit n -Umläufen in der Sekunde bei n sekundlichen Wechselstromperioden.

Den vorstehenden Untersuchungen liegt, wie eingangs bemerkt, die Voraussetzung zugrunde, dass beim Dreiphasenmotor die Spulen in der

Reihenfolge *I II III* je von ihrem grössten Strom durchflossen werden und in der gleichen Reihenfolge ihre grössten Feldstärken in den Richtungen $O(+1)$, $O(+2)$, $O(+3)$ unter 120° gegeneinander versetzt erzeugen.

Beim Zweiphasenstrom beschränken sich die Reihenfolgen des grössten Stromes und der grössten Feldstärke auf die Spulen *I II* und die unter 90° gegeneinander versetzten Richtungen $O(+1)$, $O(+2)$. Durch diese Reihenfolge war der Drehsinn des Fahrstrahles zur graphischen Bestimmung der Einzelfelder und auch der Drehsinn des resultirenden Feldes K_r bestimmt.

Der Drehsinn des resultirenden Feldes entspricht der Reihenfolge, in der die einzelnen Spulen ihre grössten Einzelfelder erzeugen. Vertauscht man den Anschluss zweier Spulen an die äusseren Stromleitungen, so ändert man damit die Reihenfolge des Auftretens der grössten Kraftlinienflüsse und kehrt dadurch auch den Drehsinn des resultirenden Feldes um.

Im Hinblick auf die Grundbedingung mehrphasiger Wechselstrommotoren, dass die Umlaufrichtung des Motors mit der des inducirenden Feldes übereinstimmt, folgt aus dem vorstehenden Gesetz das einfache Mittel, Zweiphasen- und Dreiphasenmotoren durch Vertauschen zweier Stromzuführungen umzusteuern.

b. Drehfeld mehrpoliger Maschinen.

In Fig. 80, S. 82, ist oben ein vierpoliger Drehstrommotor dargestellt. Die Verbindungstrecken der einzelnen Leiter auf der vorderen Stirnfläche sind voll schwarz, auf der hinteren Stirnfläche punktiert gezeichnet. Die z_1 Leiter vertheilen sich auf drei gleiche Gruppen. Die Anschlüsse an das Netz erfolgen bei der gewählten Sternschaltung nach den Auseinandersetzungen S. 85 Fig. 85 und 86 in gleichliegenden Spulendepunkten.

Verfolgt man z. B. den Strom in der Gruppe I rückwärts, der augenblicklich aus der Abtheilung 1, von unten nach oben gerichtet, in das Netz tritt, so findet man, dass er in der angeschlossenen Abtheilung 4 von vorne gegen die Bildebene, in der Abtheilung 7 von hinten durch die Bildebene, und in Abtheilung 10 wieder umgekehrt fliesst. Ebenso verlaufen die Ströme der Gruppe II und III der Reihe nach in einer Abtheilung nach vorn, in der nächsten nach hinten. Bezeichnet man die drei an das Netz angeschlossenen Abtheilungen 1, 3, 5 der drei Gruppen mit dem Index $+$ und die weiteren Abtheilungen 7, 9 und 11, in welchen die Ströme stets die gleiche Richtung wie in den Anschlussleitungen der drei Gruppen haben, ebenfalls mit dem Index $+$, alle übrigen mit $-$, so erhält man folgende Vertheilung:

		in Gruppe		
		I	II	III
Abtheilung	{	1 ₊	3 ₊	5 ₊
		4 ₋	6 ₋	8 ₋
		7 ₊	9 ₊	11 ₊
		10 ₋	12 ₋	2 ₋

Bei dieser Bezeichnungsweise ist zu beachten, dass die Indices lediglich den Richtungsunterschied der Ströme für die verschiedenen Abtheilungen einer und derselben Gruppe kennzeichnen.

Die Anschlussabtheilungen 1, 3 und 5 der drei Gruppen einer vierpoligen Maschine befinden sich im Abstand 60° voneinander, der sich allgemein für p Polpaare auf $\frac{120^\circ}{p}$ beschränkt.

Zeichnet man in Fig. 96 bis 99, welche nach den eingefügten Bemerkungen die Verhältnisse für vier um 90° verschiedene Phasen der

Ströme angeben, die Kraftlinienrichtungen um die Leiter ein, und beachtet, dass in den mit + bezeichneten Abtheilungen der Tabelle der positive Strom von vorn gegen die Bildebene und in den mit — bezeichneten um-

Strom in I=0, von - zu +
 " " II = -
 " " III = +

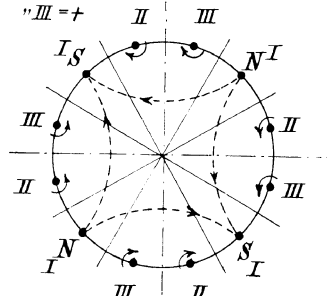


Fig. 96.

Strom in I=+max
 " " II = -
 " " III = -

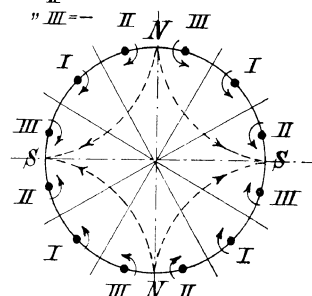


Fig. 97.

gekehrt gerichtet ist, so vereinigen sich die in den einzelnen Abtheilungen durch die kleinen Pfeile angedeuteten Kraftlinien zu dem durch den punktierten Stern angedeuteten Kraftlinienfluss.

An den Stellen, wo die Kraftlinien aus dem Ständer austreten, bildet sich ein Nordpol, an den Eintrittspunkten ein Südpol. Der in Fig. 96

Strom in I=0, von + zu -
 " " II = +
 " " III = -

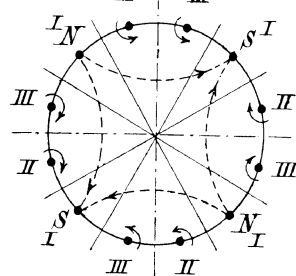


Fig. 98.

Strom in I=-max
 " " II = +
 " " III = +

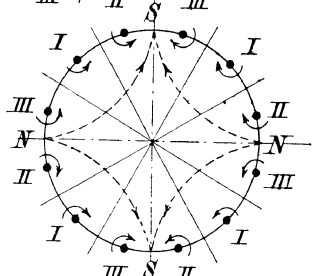


Fig. 99.

rechts oben befindliche Nordpol liegt in Fig. 99 links im wagerechten Durchmesser und würde in der nächsten Phase, Fig. 96, weiter nach links unten wandern. Der Kraftlinienfluss dreht sich dem Uhrzeigersinn entgegen und das Feld vollführt also in der vierpoligen Maschine während einer ganzen Periode eine halbe Drehung.

Die Umlaufzahl des Drehfeldes steht ganz allgemein, wie bei den Generatoren, im umgekehrten Verhältniss zur Polzahl.

Zu einer vierpoligen Maschine gehören nach der Tabelle 3×4 , und für p Polpaare ganz allgemein $6p$ Abtheilungen.

Nach dem vorstehenden ist für einen Drehstrommotor mit p durch den Kraftlinienfluss gebildeten Polpaaren, d. h. mit $6p$ abwechselnden Abtheilungen für u_1 Perioden, die sekundliche Umdrehungszahl u_3 des Drehfeldes

$$u_3 = \frac{u_1}{p} \dots \dots \dots 156.$$

Der Drehsinn des resultirenden Feldes hängt, wie bei zweipoligen Motoren, von der Reihenfolge ab, in welcher die Ströme der drei Gruppen ihre grössten Werthe durchlaufen. Vertauscht man den Netzanschluss der Gruppen II und III, so erhält man in Fig. 96 links oben und in Fig. 98 rechts oben einen Nordpol, d. h. das Drehfeld läuft im Uhrzeigersinn um.

Zum Umsteuern mehrpoliger Drehstrommotoren hat man genau wie bei zweipoligen nur zwei Anschlüsse am Netz miteinander zu vertauschen.

c. Ursachen der Drehfeldverzerrung.

In den Betrachtungen über die Entstehung und Grösse des resultirenden Drehfeldes zweipoliger Maschinen war vorausgesetzt, dass man es mit Maschinen zu thun habe, bei denen die einzelnen Spulen nach dem Sinusgesetz sich ändernde, homogene Felder bilden und dass ausserdem die Einzelfelder sich zu einem resultirenden Feld zusammensetzen, dessen Stärke, im Spalt zwischen Ständer und Läufer gemessen, eine sinusförmige Vertheilung aufweise.

Diese Verhältnisse ändern sich in Wirklichkeit nicht unerheblich, weil die in den Spulen herrschenden Ströme wegen der nicht vollständig zu vermeidenden unsymmetrischen Vertheilung der elektromotorischen Gegenkräfte nur angenähert dem Sinusgesetz folgen. Dazu kommt, dass zwischen Strom und erzeugtem Kraftlinienfluss keine scharfe Proportionalität besteht, weil sich ihre Beziehungen durch die Charakteristik Fig. 9 S. 13 unter Berücksichtigung der Hysteresisschleife Fig. 73 S. 76 ausdrücken.

Die Spulen Fig. 100 erzeugen zwei Kraftlinienflüsse, die quer durch das Eisen von rechts nach links parallel zum wagerechten Durchmesser ver-

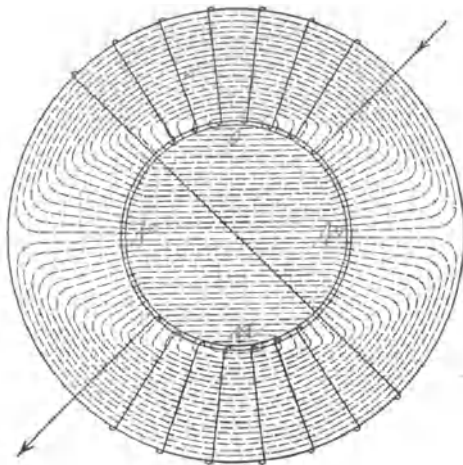


Fig. 100.

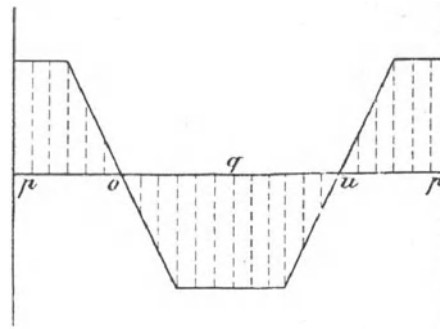


Fig. 101.

laufen, den Spalt zwischen Läufer und Ständer aber nicht unter sich parallel, sondern radial durchsetzen, weil sie selbstverständlich den Weg des geringsten Widerstandes einschlagen. Der Luftweg ist für alle gleich lang und daher auch der magnetische Widerstand auf allen Kraftlinienwegen annähernd gleich, da die Widerstände der verschiedenen langen Bahnen im Eisen fast ganz in den Hintergrund treten. Infolgedessen ist auch die Kraftliniendichte oder Feldstärke in der Nachbarschaft des wagerechten Durchmessers nahezu konstant. Unter der Spulenwicklung nimmt dagegen die Zahl der radial durchtretenden Kraftlinien stetig bis auf Null ab und steigt dann in gleicher Weise wieder nach dem andern Spulenende. Denkt man sich den Ring auf der rechten Seite in der Richtung des wagerechten Durchmessers aufgeschnitten, gerade gestreckt und in Fig. 101 die Feldstärke der einzelnen Umfangspunkte als Ordinaten aufgetragen, so erhält man die gezeichnete Schaulinie für den Verlauf der Feldstärke, statt der ideellen Sinuskurve.

In einem Zweiphasenmotor, dessen Ständer, Fig. 102, nach Art eines Grammeringes gewickelt ist, treten an Stelle des einen Spulenpaares deren

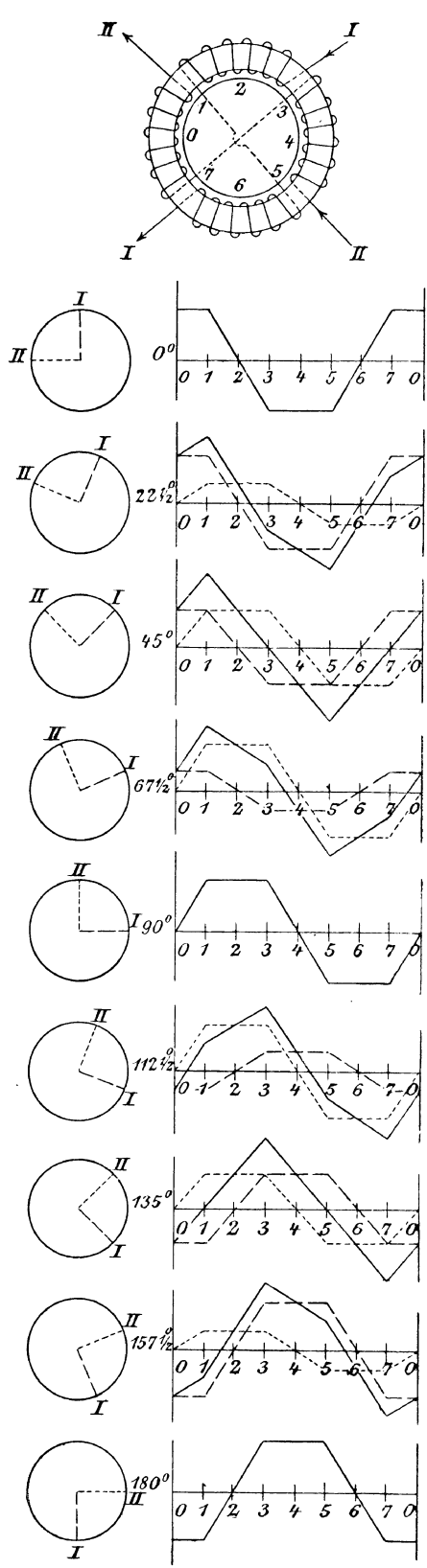


Fig. 102.

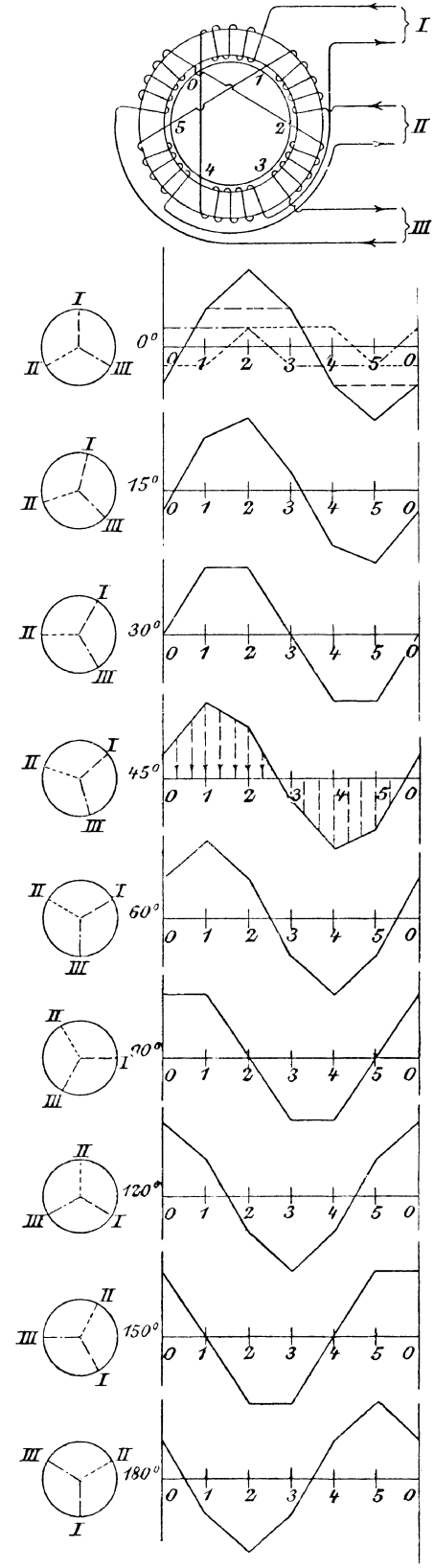


Fig. 103.

zwei, die von Strömen mit 90^0 Phasenunterschied durchflossen werden. Unter der Voraussetzung, dass der von jedem Spulenpaar erzeugte Kraftlinienfluss von dem anderen nicht beeinflusst wird, hat man zur Darstellung der Kraftlinienvertheilung für diesen Fall die Ordinaten der beiden um 90^0 gegeneinander versetzt gezeichneten Kraftlinienflüsse zu addiren. Diese Konstruktion ist in Fig. 102 mit Hilfe der links gezeichneten Kreisdiagramme für eine halbe Periode in 9 Stellungen mit gleichen Phasenabständen von $22\frac{1}{2}^0$ wiedergegeben.

Der Kreishalbmesser entspricht dem grössten Werth der durch eine Spule hervorgerufenen Feldstärke.

Wir erkennen aus den Schaulinien, dass sich das Kraftlinienfeld eines Zweiphasenmotors für jede Phase nach den Ordinaten des gebrochenen Linienzuges, der sich einigermassen dem Verlauf einer Sinuskurve nähert, über die einzelnen Punkte des abgewickelten Umfanges vertheilt, dass aber ausserdem das Feld im Verlauf der Periode von links nach rechts wandert, also sich in Wirklichkeit im Sinne des Uhrzeigers um die Motorachse dreht. Der grösste Werth des Kraftlinienflusses für die Flächeneinheit tritt nacheinander an den verschiedenen Umfangspunkten auf und durchläuft während einer vollen Periode einen vollständigen Kreis.

Für den Ständer des Dreiphasenmotors, Fig. 103, erfolgt das Zusammenetzen der von den einzelnen Strömen hervorgerufenen Kraftlinienflüsse in derselben Weise, wie für den Zweiphasenmotor, mit dem einzigen Unterschiede, dass hier im abgewickelten Diagramme statt zwei um 90^0 versetzte Felder, deren drei um 120^0 gegeneinander verschobene zu vereinigen sind.*) Die Drehrichtung ist in der Figur entgegengesetzt wie für den Zweiphasenmotor angenommen.

Der gebrochene Linienzug der resultirenden Schaulinien schmiegt sich der Sinusform vollkommener an, als für den Zweiphasenmotor, und die Annäherung wird in Wirklichkeit noch dadurch erhöht, dass die scharfen Ecken durch die allmählichen Übergänge in der Arbeitsweise der Maschine verschwinden. Gleichzeitig wird aber vor allem auch die Geschwindigkeit, mit welcher der grösste Werth des Kraftlinienflusses über den Umfang fortwandert, wesentlich gleichförmiger und verliert den springenden Charakter, der im Zweiphasenmotor stark hervortritt.

Während ferner beim Zweiphasenmotor die grössten Werthe des resultirenden Kraftlinienflusses zwischen 1 und 1,4 schwanken, also um $\frac{0,2 \cdot 100}{1,2} = \sim 17\%$ von ihrem mittleren abweichen, schwanken im Dreiphasenmotor die höchsten Werthe in den massgebenden Phasen 0^0 und 30^0 nur noch zwischen 2 und $2\frac{\sqrt{3}}{2}$, d. h. zwischen 2 und 1,732, und weichen also von dem Mittelwerth nur um $\frac{0,134 \cdot 100}{1,866} = \sim 7\%$ ab.

Ähnlich liegen die Gesamtverhältnisse bei der für Drehstrommotoren meist benutzten Trommelwicklung, deren Wirkung in magnetischer Beziehung mit der Ringwicklung gleichwerthig ist.

Die Vergleichszahlen 17% und 7% geben das beiderseitige Verhältniss nur in roher Annäherung wieder, weil die Spitzen der Schaulinien in Wirklichkeit, wie schon oben bemerkt, verschwinden.

In den mehrpoligen Maschinen mit p Polpaaren müssen die einzelnen

*) Die Pfeile in der Kopffigur zu 102 und 103 gelten für die Stromrichtungen in der Phase 0^0 und 15^0 und wechseln für weitere Phasengrössen. Die Umgrenzung der Einzeldiagramme der drei verschiedenen Kraftlinienflüsse ist für die Phase 0^0 übereinstimmend mit den Fahrstrahlen in den zugehörigen Kreisdiagrammen, die sich auf die erzeugenden Ströme beziehen, punktirt, gestrichelt oder strichpunktirt.

Pole, wie in den zweipoligen Maschinen, über den Umfang gleichmässig vertheilt sein und schliessen nur — je nach der Phasenzahl der Maschine — Winkel von der Grösse $\frac{90^\circ}{p}$ oder $\frac{120^\circ}{p}$ statt 90° oder 120° miteinander ein. In gleicher Weise rücken dann auch die Stellen, an denen die zu den einzelnen benachbarten Polpaaren gehörigen Kraftlinienflüsse den Luftspalt durchsetzen, näher zusammen.

Antrieb des Läufers durch das Drehfeld.

Die einfachen Läufer der asynchronen Drehstrommotoren bestehen aus einem eisernen Cylinder, auf dessen Umfang, parallel zur Drehachse, unter sich durch Ringe kurz geschlossen, Flachkupferstäbe liegen, wobei die Ringe auf den Läuferflächen alle Stabenden leitend überdecken. Für diese Ausführung hat sich der Name „Kurzschluss- oder Käfiganker“ eingebürgert, obgleich es sich nach S. 90 hier, streng genommen, überhaupt nicht um einen Anker handelt.

Die Einschaltung von Widerständen in den Läuferstromkreis ist nur unter Verzicht auf den Käfiganker möglich, und setzt in gleicher Weise, wie für den Primärstromkreis des Ständers, Spulenwicklung für den Läufer voraus, deren Enden an Schleifringe angeschlossen werden, die durch Bürsten mit den ausserhalb der Maschine aufgestellten Widerständen verbunden sind.

Die Kurzschlussanker eignen sich nur für kleine oder leer anlaufende Maschinen.

Die Kraftlinien des Ständer-Drehfeldes schneiden die Leiter des anfangs ruhenden Läufers, induciren in ihnen Strom und rufen somit gleichzeitig einen sekundären Kraftlinienfluss im Läufer hervor, der sich mit den Primärkraftlinien zu dem in Wirklichkeit vorhandenen resultirenden Kraftlinienfluss vereinigt.

Die elektromagnetische Wirkung zwischen dem resultirenden Drehfeld und den Sekundärströmen vermittelt die Drehung des Läufers. Der Läufer wird hiernach auch belastet angetrieben. Der so in Bewegung gesetzte Läufer kann aber auch im Beharrungszustand ohne äussere Kraftwirkung niemals die Winkelgeschwindigkeit des Drehfeldes annehmen, weil der Geschwindigkeitsunterschied zwischen beiden, d. h. das Schneiden der Läuferleiter durch Kraftlinien des Drehfeldes, die Grundbedingung der Induktion der elektromotorischen Kraft, des Stromes und damit des Läuferfeldes bildet, welches durch die magnetische Wechselwirkung zwischen Ständer und Läuferfeld den äusseren Arbeitswiderstand überwindet.

Es leuchtet auch sofort ein, dass dieses Zurückbleiben, die sogenannte „Schlüpfung“ mit der Belastung wachsen muss, weil Zugkraft, Läuferstrom und die den Strom erzeugende elektromotorische Kraft einander und der Zahl der sekundlich geschnittenen Kraftlinien, also dem Zurückbleiben oder der Schlüpfung proportional sind.

Gerade hierdurch unterscheiden sich die Asynchronmotoren von den Synchronmotoren, bei denen die Stärke des Gleichstromes der Magnet-erregung konstant ist und frei gewählt werden kann, andererseits aber die Geschwindigkeitsgleichheit von Drehfeld und Läufer die Grundbedingung der Arbeitsleistung ist.

Die im Läufer erzeugten Ströme liefern, ebenso wie die Erregerströme der Feldmagnete in Gleichstrommaschinen, nur Wärme, weil sie bloss den Widerstand im eigenen Stromkreis zu überwinden haben.

Diese Wärmeerzeugung bedeutet einen Effektverlust für die ganze Maschine, denn sie kann nur auf Kosten der zugeführten Energie entstehen.

Man hat deshalb durch möglichste Beschränkung des Leiterwiderstandes der Läufer diesen Verlust in engen Grenzen zu halten.

In den ausgeführten Drehstrommotoren rufen die Erscheinungen der Streuung nicht zu vernachlässigende Wirkungen hervor.

Drehmoment unter Berücksichtigung der Streuung.

- Ist u_1 die sekundliche Periodenzahl des Primärstromes,
- u_2 die Zahl der Umdrehungen des Läufers in der Sekunde,
- u_3 die Umlaufzahl des Drehfeldes in der Sekunde, welche für zweipolige Maschinen $= u_1$ ist,
- $u = u_3 - u_2$ die relative Umdrehungszahl des Läufers gegen das Drehfeld in der Sekunde,
- p die Zahl der Polpaare,

so bezeichnet man den Quotienten

$$\frac{\text{Umlaufzahl des Drehfeldes} - \text{Umlaufzahl des Läufers}}{\text{Umlaufzahl des Drehfeldes}} = \frac{u_3 - u_2}{u_3} \text{ mit } s \quad 157.$$

als „Schlüpfung des Läufers“.

Aus Gl. 156, S. 94, $u_3 = \frac{u_1}{p}$ folgt mit $u = u_3 - u_2 = s u_3$

$$u = \frac{s u_1}{p} \dots \dots \dots 158.$$

sowie

$$s = \frac{\frac{u_1}{p} - u_2}{\frac{u_1}{p}} = \frac{u_1 - u_2 p}{u_1} = 1 - \frac{u_2}{u_1} p \dots \dots \dots 159.$$

Für zweipolige Motoren wird mit $p = 1$

$$s = \frac{u_1 - u_2}{u_1} \dots \dots \dots 160.$$

Die Wirkung der Schlüpfung lässt sich am klarsten verfolgen, wenn man die relative Geschwindigkeit des sich langsamer drehenden Läufers gegen das Drehfeld als absolute betrachtet und zu dem Zweck dem Läufer und dem Primärfeld eine Winkelgeschwindigkeit von der Grösse der Schlüpfung, aber im entgegengesetzten Drehsinn ertheilt, wodurch, ohne Änderung der relativen Geschwindigkeiten, das Primärfeld ruhend erscheint. Die relative Umdrehungszahl des Läufers ist dann allgemein nach der Definition von u und Gl. 157

$$u = u_3 - u_2 = s u_3 \dots \dots \dots 161.$$

und für zweipolige Motoren im besonderen mit $u_3 = u_1$

$$u = u_1 - u_2 = s u_1 \dots \dots \dots 162.$$

Unter dieser Annahme möge die Richtung der grössten Amplitude des konstanten feststehenden inducirenden Feldes in Fig. 104 mit der Y-Achse zusammenfallen. Dreht sich der Läufer im Sinne des Pfeiles, so werden die Läuferdrähte derart inducirt, dass die Kraftlinien, welche um die Leiter der oberen Hälfte kreisen, dem Uhrzeigersinn entgegengesetzt gerichtet sind, weil der Strom von hinten nach vorn gegen die Bildebene fliessen muss, um die Kraft zu erzeugen, mit der sich der Arbeitswiderstand des Läufers der Mitnahme durch das Drehfeld widersetzt.

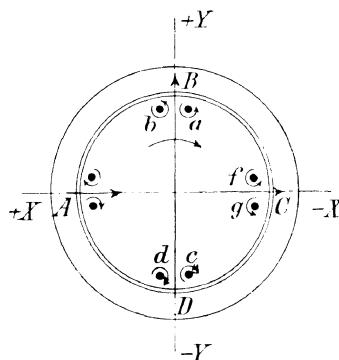


Fig. 104.

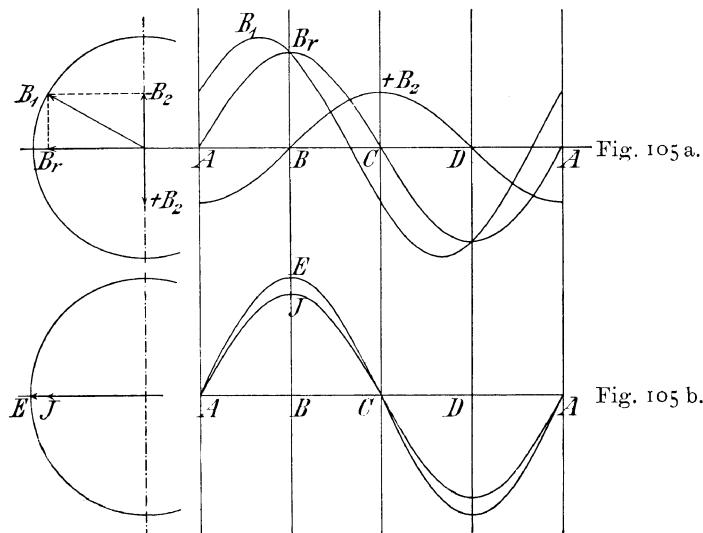
In der unteren Hälfte ist die Bewegungsrichtung der Leiter gegen das Feld umgekehrt wie oben; daher drehen sich auch die inducirten Ströme und Kraftlinienflüsse der Leiter um. Es entsteht ein in der Ebene DB durch die Leiter kreisender Strom, der von A aus gesehen im Uhrzeigersinn verläuft.

Die inducirten Kraftlinien der oberen und unteren Hälfte berühren sich in der wagerechten Mittelachse AC und bilden ein in der Richtung dieser Achse verlaufendes Sekundär- oder Läuferfeld. Für die eingeführte Betrachtungsweise bewahrt das Läuferfeld ebenso, wie das inducirende Hauptfeld, während der Läuferdrehung unverändert seine Lage. In Wirklichkeit dreht es sich demnach mit dem Hauptfelde.

Das vorläufig als gegeben angenommene inducirende Feld setzt sich aus dem primären und sekundären zusammen. Die vorstehenden Beziehungen gestatten, ähnlich wie in Fig. 77, S. 79, aus der einen Komponente, dem sekundären oder Läuferfeld, und der Resultante, dem inducirenden Feld, rückwärts die Lage und Grösse der anderen Komponente, die des Primärfeldes, zu bestimmen, das in einer ausgeführten Maschine den eigentlichen Ursprung der ganzen Erscheinung bildet.

Denkt man sich den Läuferpalt Fig. 104 bei A aufgeschnitten und in Fig. 105a rechts gestreckt in der Geraden $ABCD A$ aufgezeichnet, darüber als Ordinaten die in den einzelnen Spaltpunkten senkrecht zum Läuferumfang gerichteten Feldstärken — vergl. Fig. 100 und 101, S. 95, — so erhält man, unter Zugrundelegung des Sinusgesetzes, für die einzelnen Felder zunächst die Sinuskurven für das inducirende und für das Sekundärfeld. Das inducirende Feld hat sein positives Maximum B_r über Punkt B und seine Schaulinie schneidet die Abscissenachse in A und C . Das positive Maximum B_2 des Läuferfeldes liegt über C . Die Stärke des Primärfeldes wird durch den Unterschied der Ordinaten des inducirenden und des Läuferfeldes erhalten und liefert die ebenfalls sinusförmige Schaulinie mit der Amplitude B_1 zwischen A und B .

Bequemer gestaltet sich die Darstellung, wenn man statt der vollständigen Aufzeichnung der Sinuslinien das zugehörige, in Fig. 105a links



gezeichnete Kreisdiagramm benutzt, in welchem sich der grösste Werth B_1 des primären Feldes als Resultante von B_r und $-B_2$ darstellt, in Übereinstimmung mit der früher aufgefundenen Beziehung, dass B_r die Resultante von B_1 und $+B_2$ ist.

Man hat zu beachten, dass hier, wie in allen nachfolgenden Diagrammen der Drehstrommotoren die Abscissen der Schaulinien unmittelbar den aufgeschnittenen und abgerollten Läuferumfang darstellen. Die Abscissen können jedoch auch als Zeitabschnitte angesehen werden und geben die Vorgänge wieder, die sich in einem festliegenden Ständerpunkt, der Periodenzahl u_1 entsprechend in der Sekunde u_1 mal wiederholen und für einen Läuferpunkt, infolge der Schlüpfung, su_1 mal abspielen.

In Fig. 105b sind für den einfachsten Fall, den Käfiganker, auch noch die vom resultirenden Feld im Läufer inducirten elektromotorischen Kräfte und Ströme nach ihrer Vertheilung über den Läuferumfang dargestellt, wiederum unter der Annahme, dass es sich um sinusförmigen Verlauf handelt und im übrigen unter Vernachlässigung des Widerstandes der Stirnverbindungen der Läuferleiter. Die elektromotorische Kraft E und damit auch der hervorgerufene Läuferstrom J erreichen an dem Umfangspunkt B ihren grössten Werth, wo das resultirende, d. h. das inducirende Feld durch sein Maximum geht.

Im Drehstrommotor entsteht jedoch, wie schon S. 99 hervorgehoben ist, eine bedeutende Streuung und verändert die vorstehend geschilderten einfachen Verhältnisse. Sie wirkt einerseits derart, dass ein Theil der primär erzeugten Kraftlinien sich unmittelbar durch den Luftspalt zwischen Ständer und Läufer schliesst, statt seinen Weg durch den Läufer, um dessen Leiter herum, zu nehmen, andererseits in der Weise, dass ebenso ein Theil der im Läufer erzeugten Kraftlinien unmittelbar durch den Luftraum nur um seine eigenen Leiter kreist, ohne sich mit den Primärkraftlinien zu vereinigen.

Die Zahl der gestreuten Kraftlinien kann man proportional den Stromstärken annehmen, welche die Einzelfelder im Ständer und Läufer erzeugen.

Die Streuung des Primärfeldes wirkt als Selbstinduktion der Primärwicklung und ist bei deren Untersuchung zu berücksichtigen.

Für die nachstehende Ermittlung des Läuferdrehmomentes kommt vom Primärfeld nur diejenige Kraftlinienzahl in Betracht, welche sich mit den Läuferkraftlinien zu einem resultirenden Kraftlinienfluss vereinigt.

Derjenige Teil der Kraftlinien, welcher nach Fig. 104, S. 99 mit dem Gesamtkraftlinienfluss des Läufers in der Richtung AC erzeugt wird, aber durch den Luftspalt seinen Rückweg nimmt und für die Vereinigung mit den Primärkraftlinien verloren geht, wird von den Läuferdrähten in der Nähe des wagerechten Durchmessers in derselben Richtung und mit derselben Geschwindigkeit geschnitten, wie das resultirende Feld mit der Maximalstärke B_p im Punkte B von den Leitern a und b . Es werden daher in den Leitern f und g elektromotorische Kräfte in derselben Richtung wie in den Leitern a und b inducirt. Aus demselben Grunde entstehen in den Leitern bei A elektromotorische Kräfte von gleicher Richtung wie bei D .

Der grösste Werth der durch die Streuung, d. h. die Selbstinduktion hervorgerufenen elektromotorischen Kraft E_{s_2} ist mit dem grössten Werth des Sekundärfeldes phasengleich, steht also im Diagramm senkrecht auf dem Fahrstrahl des Läuferstromes J_2 und zeigt in rechtwinkligen Koordinaten aufgetragen den Verlauf nach Fig. 106. Der Fahrstrahl der mit dem resultirenden Feld B_p phasengleichen elektromotorischen Kraft E_2 hat in Fig. 107, wie die Klemmenspannung in Fig. 71, S. 72, als eine Komponente die stromerzeugende Nutzspannung E_{n_2} zu liefern und mit der anderen — E_{s_2} die elektromotorische Kraft E_{s_2} aufzuheben. Der Phasenverschiebungswinkel bestimmt sich nach Gl. 132, S. 73, mit den hier in Betracht kommenden

Werthen su_1 statt u_1 , und dem Läuferwiderstand W_2 statt W , sowie dem Selbstinduktionskoeffizienten L_2 statt L zu

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = 2 \pi s u_1 \frac{L_2}{W_2} \dots \dots \dots 163.$$

Zur Bestimmung der Umfangskraft P trägt man in Fig. 108 a, ähnlich wie in Fig. 105 a, das resultierende Feld B_r links im Diagramm als Fahr-

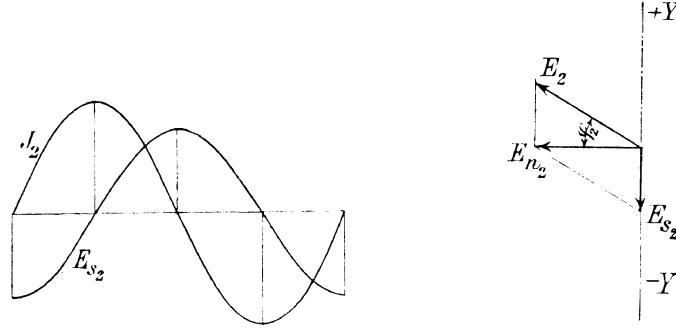


Fig. 106.

Fig. 107.

strahl, und rechts abgewickelt als Sinuslinie auf, darunter in Fig. 108 b die mit B_r gleichphasige elektromotorische Kraft E_2 und den nach Fig. 107 um den Winkel φ_2 nacheilenden Läuferstrom

$$J_2 = \frac{E_{n_2}}{W_2} = \frac{E_2}{W_2} \cos \varphi_2 \dots \dots \dots 164.$$

Die Wirkung zwischen den einzelnen Punkten des Drehfeldes und den einzelnen Läuferleitern bestimmt sich nach der allgemeinen Gl. 20, S. 8,

$$P = JHl \cdot 10^{-1} \text{ Dynen.}$$

Da im vorliegenden Fall der Läuferstrom mit J_2 und das resultierende Drehfeld mit B_r seinen grössten Werth erreicht, und im übrigen beide dem Sinusgesetz folgen, so erhält man die auf einen einzelnen Leiter für das cm Länge wirkende Umfangskraft in Dynen für jeden beliebigen Zeit-

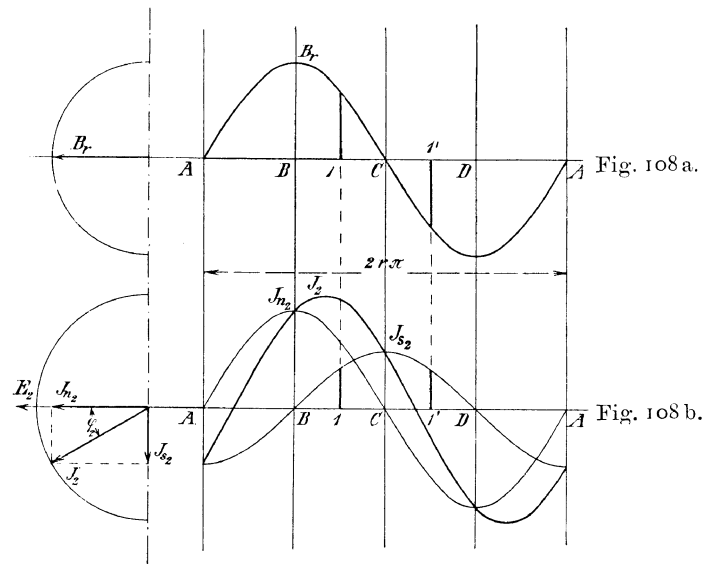


Fig. 108 a.

Fig. 108 b.

punkt als Produkt der augenblicklichen Ordinaten der Sinuslinien mit den grössten Werthen J_2 und B_r , aus den beiden übereinanderstehenden Schaulinien Fig. 108 a u. 108 b. Aus dem allgemeinen Lehrsatz der Fussnote zu

Gl. 137, S. 74, folgt als Mittelwerth des Produktes der gleichzeitigen Werthe von Läuferstrom und inducirendem Feld

$$X_m = \frac{B_r J_2}{2} \cos \varphi_2 \dots \dots \dots \mathbf{165.}$$

Die geometrische Bestimmung des Mittelwerthes X_m ist aus Fig. 108b unmittelbar zu ersehen. Zerlegt man nämlich wie früher, S. 69 u. 70, zur Bestimmung der mittleren Wechselstromleistung, hier den Läuferstrom J_2 in zwei Komponenten in den mit E_2 gleichphasigen Strom J_{n_2}

$$J_{n_2} = J_2 \cos \varphi_2 = \frac{E_2}{W_2} \cos^2 \varphi_2$$

und in die senkrecht zu E_2 stehende Komponente J_{s_2} , und bestimmt zuerst den Mittelwerth des Produktes aus den Ordinaten der um 90° phasenverschiedenen Sinuslinien mit den Amplituden J_{s_2} und B_r , Fig. 108a u. 108b, so erkennt man aus der Figur, dass zu zwei beliebigen, in bezug auf Punkt C symmetrisch liegenden Umfangspunkten 1 und 1' gleich grosse positive Ordinaten der Stromkurve J_{s_2} und gleich grosse, aber entgegengesetzte Ordinaten der Feldkurve B_r gehören. Für den ganzen Läuferumfang heben sich also von den zu bildenden Produkten $i_{s_2} \cdot b_r$ stets zwei auf. Der Strom J_{s_2} trägt zur Bildung des Mittelwerthes X_m also nichts bei und dieser wird allein durch B_r und die Komponente $J_{n_2} = J_2 \cos \varphi_2$ bestimmt.

Ist für den Phasenwinkel α die Stärke des Nutzstromes $i_{n_2} = J_{n_2} \sin \alpha$ und die Feldstärke $b_r = B_r \sin \alpha$, so folgt als Produkt

$$b_r i_{n_2} = B_r J_{n_2} \sin^2 \alpha$$

Für einen zweiten, um 90° phasenverschiedenen Leiter tritt an Stelle von $\sin^2 \alpha$, $\cos^2 \alpha$. Die halbe Summe, d. h. der Mittelwerth beider Produkte ist

$$X_m = \frac{1}{2} B_r J_{n_2} = \frac{B_r J_2}{2} \cos \varphi_2 \text{ *)}$$

Zur weiteren Bestimmung der Umfangskraft bezeichne für einen Kurzschlussanker:

- z_2 die Zahl der auf dem Läuferumfang untergebrachten Leiter,
- K_r die zu einem Polpaar gehörige Kraftlinienzahl,
- B_r den grössten Werth der Feldstärke dieses Kraftlinienflusses,
- E_2 den grössten Werth der im Läufer inducirten elektromotorischen Kraft,
- J_2 die grösste im Läufer herrschende Stromstärke,
- W_2 den Widerstand eines einzelnen Sekundärleiters,
- l die Länge des Leiters auf dem Läuferumfang in cm,
- r den Läuferhalbmesser in cm.

Gleichung 20, S. 8, liefert mit dem Mittelwerth X_m der Gl. 165 bei z_2 Leitern die Umfangskraft

$$P = \frac{B_r J_2}{2} z_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot l \cdot 10^{-1} \text{ Dynen} \dots \dots \mathbf{166.}$$

*) Der Mittelwerth X_m bestimmt die Umfangskraft und damit das Drehmoment. Die Stromkomponente J_{n_2} , welche die Umfangskraft liefert, spielt dieselbe Rolle, wie die Wattkomponente des Wechselstromes in der Wechselstromleistung — vergl. S. 75 —, während die Komponente J_{s_2} mit der wattlosen Komponente verglichen werden kann, weil sie nichts zur Umfangskraft beiträgt. Trägt man die Produkte der Kurvenordinaten von B_r und J_2 , Fig. 108a und 108b, über dem abgewickelten Läuferumfang auf, so erhält man eine Schaulinie der Zugkräfte, welche der Kurve III, Fig. 72, S. 74, entspricht. In den Abschnitten dieser Kurve unter der Abscissenachse bedeuten die Ordinaten Zugkräfte mit negativem Vorzeichen, deren hemmende Wirkung das Drehmoment vermindert.

Der Verlauf der Feldstärke im Spalt zwischen Läufer und Ständer, welcher in Fig. 105a für den abgewickelten Läuferumfang $2\pi r$ gezeichnet ist, entspricht einer zweipoligen Maschine und stellt in der positiven grössten Ordinate den Nordpol, in der negativen grössten den Südpol des Ständers dar. Der Läuferumfang $2\pi r$ bestimmt für diesen Fall die Länge der Periode der Feldstärke und der halbe Umfang πr den Wechsel oder den Abstand der beiden aufeinanderfolgenden entgegengesetzten Pole. Dieser Abstand vermindert sich in Maschinen mit p Polpaaren auf $\frac{\pi r}{p}$.

Bezeichnet α den Centriwinkel, um den ein Läuferumfangspunkt vom Nullpunkt der Feldstärke absteht, so tritt hiernach in mehrpoligen Maschinen für den Centriwinkel $\frac{\alpha}{p}$ dieselbe Feldstärke, wie in der zweipoligen Maschine für den Centriwinkel α auf. Man muss daher umgekehrt im Kreisdiagramm Fig. 108a für mehrpolige Maschinen den Phasenwinkel $=p\alpha$ wählen, um die Feldstärke für den Läufercentriwinkel α in dem auf rechtwinklige Koordinaten übertragenen Diagramm zu erhalten, also z. B. für eine vierpolige Maschine zum Auftragen der grössten Feldstärke, die sich am Läuferumfang für $\alpha = 45^\circ$ einstellt — vergl. Fig. 98, S. 94 den Phasenwinkel $2 \cdot 45^\circ = 90^\circ$, für eine sechspolige Maschine $3 \cdot 30^\circ = 90^\circ$ benutzen.

Somit folgt ganz allgemein die Feldstärke für den Centriwinkel α im Spalt

$$b_r = B_r \sin p\alpha \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{167.}$$

Die Kraftlinienzahl K_r , welche bei der Läufer- und Polschuhlänge l von einem Nordpol der Maschine austritt, entspricht der Summe der auf der Umfangstrecke eines Wechsels übertretenden Kraftlinien — Fig. 108a — d. h.

$$K_r = \int_0^{\frac{\pi}{p}} b_r \cdot l r d\alpha = \int_0^{\frac{\pi}{p}} B_r \sin p\alpha \cdot l r d\alpha = -\frac{B_r l r}{p} \left[\cos p\alpha \right]_0^{\frac{\pi}{p}}$$

$$K_r = \frac{2B_r l r}{p} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{168.}$$

Setzt man diesen Werth in die Gl. 166 ein, so erhält man für die Umfangskraft P

$$P = p \frac{z_2 J_2 K_r \cos \varphi_2}{4r} 10^{-1} \text{ Dynen} \quad \left. \vphantom{P} \right\} \dots \dots \dots \quad \mathbf{169.}$$

$$P = \frac{1}{9,81} \frac{p z_2 J_2 K_r \cos \varphi_2}{4r} 10^{-6} \text{ kg} \quad \left. \vphantom{P} \right\}$$

daraus das Drehmoment $M_d = Pr = \frac{1}{9,81} \frac{p z_2 J_2 K_r \cos \varphi_2}{4} 10^{-6} \text{ kgcm} \quad \dots \quad \mathbf{170.}$

Der grösste Werth der inducirten elektromotorischen Kraft E_2 berechnet sich nach Gl. 63, S. 24, zu

$$E_2 = l B_r v 10^{-8} \text{ Ampère} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{171.}$$

Unter Vernachlässigung des Widerstandes in den Stirnverbindungen der Kupferleiter besteht für zwei diametral gegenüberliegende Leiter, welche, durch den Kupferring unter sich verbunden, einen geschlossenen Stromkreis bilden, nach Gl. 164, S. 102, die Ohm'sche Beziehung

$$J_2 = \frac{2 E_2}{2 W_2} \cos \varphi_2 = \frac{l B_r v}{W_2} 10^{-8} \cos \varphi_2 \text{ Ampère.}$$

Bei u relativen Umdrehungen des Läufers in der Sekunde gegen das Drehfeld, d. h. mit $v = 2r\pi u$ und $K_r = \frac{2 B_r l r}{p}$, sowie aus der Beziehung $u = \frac{s u_1}{p}$, Gl. 158, S. 99, folgt,

$$E_2 = \pi s u_1 K_r \cdot 10^{-8} \text{ Volt} \quad \dots \quad 171a.$$

$$J_2 = \frac{E_2}{W_2} \cos \varphi_2 = \frac{\pi s u_1 K_r \cdot 10^{-8}}{W_2} \cos \varphi_2 \text{ Ampère} \quad \dots \quad 172.$$

und nach Gl. 170 das Drehmoment

$$M_d = \frac{\pi}{9,81} \frac{p s u_1 z_2 K_r^2}{4 W_2} 10^{-14} \cos^2 \varphi_2 \text{ kgcm} \quad \dots \quad 173.$$

mit der Annäherung $\frac{1}{9,81} = \sim 10^{-1}$.

$$M_d = \sim \frac{\pi}{4} \frac{p s u_1 z_2 K_r^2}{W_2} 10^{-15} \cos^2 \varphi_2 \text{ kgcm} \quad \dots \quad 174.$$

Mit $\cos^2 \varphi_2 = \frac{1}{1 + \text{tg}^2 \varphi_2}$ und $\text{tg} \varphi_2 = 2 \pi s u_1 \frac{L_2}{W_2}$ nach Gl. 163, S. 102, sowie Einführung der Konstanten

$$\frac{\pi}{4} p u_1 z_2 K_r^2 \frac{10^{-14}}{9,81} = C^1 \quad \dots \quad 175.$$

wird

$$M_d = C^1 \frac{\left(\frac{s}{W_2}\right)}{1 + 4 \pi^2 u_1^2 L_2^2 \left(\frac{s}{W_2}\right)^2} = C^1 \frac{\left(\frac{s}{W_2}\right)}{1 + a \left(\frac{s}{W_2}\right)^2}, \quad \dots \quad 176.$$

wenn man schliesslich auch noch den konstanten Werth

$$4 \pi^2 u_1^2 L_2^2 \text{ mit } a \text{ bezeichnet.} \quad \dots \quad 177.$$

Ferner erhält man aus Gl. 172 für J_2 mit $\cos \varphi_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi_2}}$ und $\text{tg} \varphi_2 = \frac{2 \pi s u_1 L_2}{W_2}$

$$J_2 = \frac{\pi K_r \cdot 10^{-8}}{s u_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4 \pi^2 s^2 u_1^2 L_2^2}{W_2^2}}} = \frac{\pi K_r \cdot 10^{-8}}{s u_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{W_2}{s u_1}\right)^2 + 4 \pi^2 s^2 u_1^2 L_2^2}}$$

$$J_2 = \pi K_r \cdot 10^{-8} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{W_2}{s u_1}\right)^2 + 4 \pi^2 L_2^2}} \quad \dots \quad 178.$$

sowie mit Einführung der Bezeichnung für die Konstanten, K_r als konstant vorausgesetzt,

$$\pi K_r \cdot 10^{-8} = C''$$

und $4 \pi^2 L_2^2 = a'$

$$J_2 = C'' \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{W_2}{s u_1}\right)^2 + a'}} \quad \dots \quad 179.$$

Diese Beziehung lässt erkennen, dass für irgend eine bestimmte, z. B. die zulässige grösste Stromstärke J_2 im Läuferstromkreis der Widerstand W_2 der Schlüpfung s proportional sein muss und dass die Stromstärke bei konstantem Widerstand W_2 mit zunehmender Schlüpfung s wächst, andererseits bei derselben Schlüpfung mit wachsendem Widerstand abnimmt.

Der grösste erreichbare Werth von M_d ermittelt sich aus der ersten, gleich Null gesetzten Ableitung der Gl. 176 für M_d nach $\left(\frac{s}{W_2}\right)$. Wir erhalten hierbei als Bedingung für $\max M_d$.

$$\frac{1 + a \left(\frac{s}{W_2}\right)^2 - \left(\frac{s}{W_2}\right) 2 a \left(\frac{s}{W_2}\right)}{\left[1 + a \left(\frac{s}{W_2}\right)^2\right]^2} = 0$$

$$1 - a \left(\frac{s}{W_2}\right)^2 = 0 \text{ oder } a \left(\frac{s}{W_2}\right)^2 = 1$$

$$\frac{s}{W_2} \sqrt{a} = 1 \quad \text{und} \quad \frac{s}{W_2} = \frac{1}{\sqrt{a}}$$

Hieraus folgt mit dem Werthe von 177 für $a = 4\pi^2 u_1^2 L_2^2$

$$\frac{s}{W_2} = \frac{1}{2\pi u_1 L_2}$$

und demnach das grösste Drehmoment mit diesem Bedingungswerthe

$$\max. M_d = C^1 \frac{\frac{1}{\sqrt{a}}}{1 + a \left(\frac{1}{\sqrt{a}}\right)^2} = C^1 \frac{1}{2\sqrt{a}} = C^1 \frac{1}{4\pi u_1 L_2} = \frac{p z_2 K_r^2 10^{-14}}{16 \cdot 9,81 L_2} \quad \mathbf{180.}$$

Die für das grösste Drehmoment bestehende Bedingung

$$\frac{s}{W_2} = \frac{1}{2\pi u_1 L_2} \quad \text{oder} \quad W_2 = 2\pi s u_1 L_2 \quad \dots \quad \mathbf{181.}$$

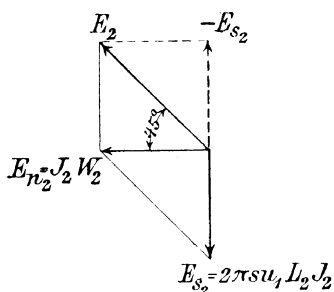


Fig. 109.

zeigt, dass in diesem Fall $\text{tg } \varphi_2 = \frac{2\pi s u_1 L_2}{W_2} = 1$, also der Phasenverschiebungswinkel φ_2 zwischen der elektromotorischen Kraft E_2 und der Nutzspannung $E_{n_2} = 45^\circ$ oder im Kreisdiagramm, Fig. 109, die Komponente der elektromotorischen Kraft E_2 nach der Läuferstromrichtung $J_2 W_2$ gleich der dazu senkrechten Komponente $2\pi s u_1 L_2 J_2$ ist, welche die Wirkung der durch die Sekundärstreuung entstehenden Selbstinduktion E_{s_2} aufzuheben hat.

Effektverlust im Läufer. — Wirkungsgrad.

Das zwischen Ständer und Läufer oder dem Primärfeld und dem Läufer wirkende Drehmoment M_d wurde S. 104 in Gl. 170 ermittelt.

Der im Läuferstromkreis erzeugte und nur in Wärme umgewandelte elektrische Effekt ergibt sich als Summe der Augenblickswerthe $e_2 i_{2n}$, da sich diese Grössen, mit den grössten Werthen E_2 und $J_2 \cos \varphi_2$, nach dem Sinusgesetz ändern, ist der mittlere Effekt in z_2 Leitern nach Gl. 137, S. 74

$$A_v = z_2 \frac{E_2 J_2 \cos \varphi_2}{2} \text{ Watt.}$$

Ferner folgt aus Gl. 171a, S. 105

$$E_2 = \pi s u_1 K_r 10^{-8} = \pi p u K_r 10^{-8} \text{ Volt,}$$

$$A_v = 2\pi p u \frac{z_2 K_r J_2 \cos \varphi_2}{4} 10^{-1} \text{ cgs-Einheiten} \quad \dots \quad \mathbf{182.}$$

$$= 2\pi u \frac{1}{9,81} \frac{p z_2 K_r J_2 \cos \varphi_2}{4} 10^{-6} \text{ kgcm}$$

also $A_v = 2\pi u M_d \text{ kgcm,}$

während der vom Läufer aufgenommene Effekt mit dem Drehmoment M_d und der sekundlichen Umdrehungszahl des Läufers u_2

$$A_u = 2\pi u_2 M_d \text{ ist} \quad \dots \quad \mathbf{183.}$$

Der gesammte Effekt beträgt

$$A_1 = A_n + A_v = 2 \pi M_d (u + u_2) = 2 \pi M_d u_3 \quad . . . \quad 184.$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta_{II} = \frac{A_n}{A_n + A_v} = \frac{u_2}{u_3} = \frac{u_3}{u_3} - \frac{u_3 - u_2}{u_3} = 1 - s \quad . . . \quad 185.$$

Der durch die Schlüpfung für die Nutzarbeit verlorene Effekt wird also in Stromwärme verwandelt und hat nur dazu gedient, das Läuferfeld zu erzeugen, wofür bei Synchronmotoren die Arbeit der Erregermaschine verwendet wird.

Diese Wirkung erinnert an den Tourenverlust in Nebenschlussmaschinen, bei denen die zugeführte Arbeit nach Gl. 100, S. 46

$$D \cdot J = \frac{z K J}{60 \cdot 10^8} n_k$$

die aufgenommene Arbeit dagegen

$$E \cdot J = \frac{z K J}{60 \cdot 10^8} n$$

und die Differenz

$$D \cdot J - E \cdot J = J^2 W_a = \frac{z K J}{60 \cdot 10^8} n_v \text{ ist.}$$

Der Tourenverlust der Nebenschlussmaschine entspricht der Schlüpfung der Drehstrommotoren und stellt mit $\frac{z K J}{60 \cdot 10^8}$ multiplicirt, den in Ankerwärme $J^2 W_a$ umgesetzten Effektverlust dar. Bei den Drehstrommotoren erzeugt die Schlüpfung multiplicirt mit $2 \pi M_d$ die im Sekundärkreis auftretende Wärme.

Der ganze Vorgang lässt sich mit dem Energieverlust in einer Reibungskupplung vergleichen.

Einfluss des Widerstandes im Sekundärstromkreis und der Streuung auf das Drehmoment, die Läuferstromstärke und den Wirkungsgrad.

Aus den Gleichungen 176 und 179, S. 105, lässt sich der Verlauf der Drehmomentenlinie und der Stromkurve J_2 eines Drehstrommotors für verschiedene, bestimmte Widerstände W_2 aufzeichnen, wie das z. B. in Fig. 110, S. 108, in drei Kurven C , B und A für einen Widerstand $W_2 = 0,025$ Ohm, für einen zweiten Widerstand $W_2 = 0,05$ Ohm und schliesslich, unter sonst gleichen Verhältnissen, auch noch für einen Widerstand $W_2 = 0,1$ Ohm geschehen ist, der die doppelte Grösse hat wie der vorhergehende. *)

$$\text{Gleichung 180, S. 106} \quad \max. M_d = \frac{p z_2 K_r^2 10^{-14}}{16 \cdot 9,81 L_2}$$

zeigt den Einfluss der verschiedenen Konstruktionsgrössen auf den Werth des erreichbaren grössten Drehmomentes. Um ein grosses Drehmoment zu erzielen, kann man neben der Wahl grosser Pol- und Leiterzahl die im Quadrat auftretende Kraftlinienzahl durch genügend grosse Polquerschnitte erhöhen. Ausserdem wird man bestrebt sein müssen, den Streuungskoeffizienten L_2 möglichst zu beschränken, indem man den Spalt gering macht, die Leiter möglichst nahe an den Läuferumfang rückt und in offene, nicht zu tiefe Nuthen legt.

*) Den Schaulinien liegen folgende weitere Werthe zugrunde: $L_2 = 0,00032$; Läuferdurchmesser $2r$ und Läuferlänge l sind zu 20 cm, die Leiterzahl z_2 auf dem Läufer zu 40 angenommen. Hiernach ist die Kraftlinienzahl $K_r = 2000000$ gesetzt, bei einer Feldstärke $B = 5000$ im Eisen und der Periodenzahl u_1 des Drehfeldes = 50. Die Kurven sind punktweise für die Abscissen $s = 0, 0,1, 0,2, 0,3$ u. s. f. bestimmt.

Fig. 112 und 113 zeigen den Einfluss der Streuung auf das Dreh- und Anzugmoment einer Maschine bei verschiedenen Streukoeffizienten.

Da sich nach der Gl. 176, S. 105, die Schlüpfung s bei konstantem Drehmoment proportional mit W_2 ändert und nach Gl. 179 für einen konstanten Werth von $\frac{s}{W_2}$ auch die Stromstärke im Läufer unverändert bleibt, erfordern gleich grosse Drehmomente auf gleichliegenden Kurvenzweigen Fig. 110, trotz verschiedener Widerstände, denselben Strom. Verdoppelt man den Widerstand W_2 , so erhält man das gleiche Drehmoment erst bei doppelter Schlüpfung, d. h. nach Gl. 185 bei doppelt so grossem Wärmeverlust im Sekundärstromkreis.

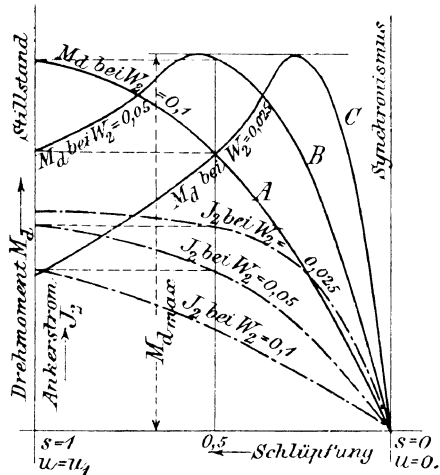


Fig. 110.

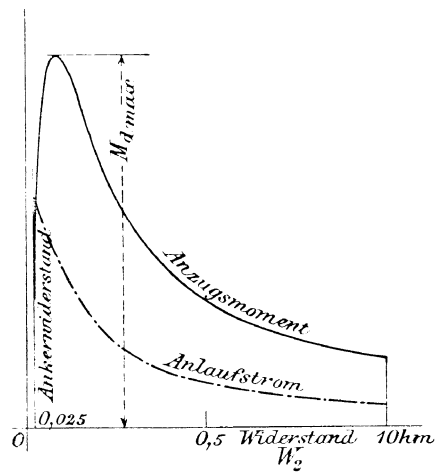


Fig. 111.

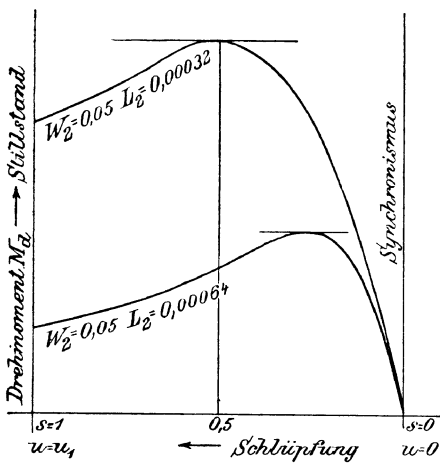


Fig. 112.

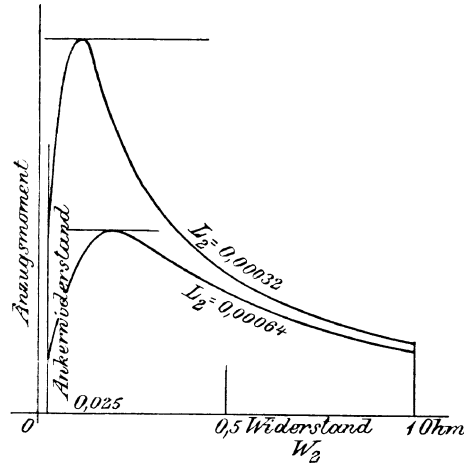


Fig. 113.

Man wird also für den Beharrungszustand und besonders im Dauerbetrieb W_2 so gering wie möglich wählen.

Nach Gl. 180 ist das grösste Drehmoment vom Widerstande W_2 unabhängig. In der Figur haben deshalb die Kurven mit verschiedenem Widerstand bei derselben Maschine gleiche Scheitelhöhe.

Links vom Scheitel nehmen die Drehmomente wieder ab und zwar um so mehr, je weiter die Scheitel der Kurven rechts liegen oder je kleiner die Widerstände W_2 sind.

Um den Einfluss verschiedener Widerstände auf die Anlaufperiode klar-

zulegen, sind in Fig. 111 die Anlaufmomente und die entsprechenden Stromstärken für eine Reihe als Abscissen aufgetragener Widerstandswerte mit 0,025 Ohm als festem Läuferwiderstand beginnend und bis auf ein Ohm steigend verzeichnet. Die Kurve der Anzugmomente stellt nicht den Verlauf des Drehmomentes während der Anlaufperiode dar, sondern für jede Widerstandsabszisse nur die Grösse des im ersten Anlaufaugenblick auftretenden Drehmomentes, nach Massgabe der Werthe M_a , die in Fig. 110 für den Stillstand mit $s=1$ auf der Ordinatenachse abgeschnitten werden. Zu allen rechts vom Scheitel der Anzugmomentenkurve, Fig. 111, gelegenen Strom- und Momentenordinaten hat man sich in Fig. 110 Kurven zu denken, deren Scheitel infolge grossen Läuferwiderstandes nach links über den Rahmen dieser Figur hinausfallen.

Zu jeder Schlüpfung lässt sich nach Fig. 110 ein Widerstand bestimmen, für den der Scheitel der Momentenkurve über dem Endpunkt der Schlüpfungsabszisse liegt, d. h. es ist durch Widerstandschaltung möglich, für jede Schlüpfung das grösste Drehmoment zu erreichen. Der Läuferwiderstand muss hierbei nach Gl. 176, S. 105, der Schlüpfung proportional sein.

Man kann also beim Anlassen durch Einschalten bestimmter Widerstände das Anzugmoment auf max. M_a , Gl. 180, S. 106, steigern und dazu noch die Stromstärke J_2 im Läufer herabsetzen.

Die der Schlüpfung entsprechende Wärme wird dann zum grössten Theil in den eingeschalteten Widerständen erzeugt, womit eine geringere Erwärmung des Motors verbunden ist.

Die links vom Scheitel liegenden Kurvenzweige kommen nur in der ersten Anlaufperiode zur Geltung, weil hier der Motor mit seiner wachsenden Umlaufzahl ein grösseres Moment äussert und sich erst auf dem abfallenden, rechten Zweige mit dem Arbeitswiderstand in stabiles Gleichgewicht setzt, d. h. einen plötzlich auftretenden grösseren Arbeitswiderstand durch einen Theil der lebendigen Kraft, unter Annahme einer geringeren Umlaufzahl, dem neuen Drehmoment entsprechend, überwindet.

Um die zu den links liegenden Drehmomenten gehörigen grossen Stromstärken zu umgehen, wählt man den Widerstand für das Anlassen so, dass der Scheitel der zugehörigen Momentenkurve links von der Ordinatenachse etwa wie für Kurve A Fig. 110 liegt, der in Fig. 111 ein Anzugmoment auf dem rechtsliegenden, flachverlaufenden Zweige entspricht.

Sollen Drehstrommotoren unter Belastung ohne Anlasswiderstand, d. h. mit „Kurzschlussanker“ anlaufen, so ist der Widerstand im Läufer genügend hoch zu wählen. Damit sinkt auch der Wirkungsgrad unter die mit Anlasswiderstand erreichbare Höhe, weil für gleiche Momente die Schlüpfung dem Widerstande W_2 proportional ist.

Untersuchung des primären Stromkreises.

Die Spannung zwischen den Drähten des Leitungsnetzes und damit die Klemmenspannung E_k des zugeführten Betriebstromes darf als konstant betrachtet werden. Die auftretenden Erscheinungen sind der leichteren Übersicht halber zunächst für den Leerlauf des Motors und erst nachträglich für den belasteten Zustand zu bestimmen.

a. Grösse der in den Primärspulen inducirten elektromotorischen Gegenkraft.

Sowohl bei zweipoligen, als auch bei mehrpoligen Maschinen durchdringt der resultirende Kraftlinienfluss den ganzen Spalt zwischen Ständer und Läufer in einer Vertheilung, wie sie die Sinuslinie über dem abgewickelten Spalt Fig. 105 a, S. 100, mit der Amplitude B_r angiebt, und schneidet daher

sämmtliche Primärleiter. Die in den einzelnen Leitern durch die Drehung des resultirenden Kraftlinienflusses erzeugten elektromotorischen Gegenkräfte vertheilen sich also nach dem Sinusgesetz.

Für den grössten Werth der in einem Leiter erzeugten elektromotorischen Gegenkraft erhält man nach Gl. 63, S. 24,

$$E = B_r l v 10^{-8} \text{ Volt}$$

oder nach Gl. 156, S. 94, und Gl. 168, S. 104, mit $v = 2 r \pi \frac{u_1}{p}$ und $K_r = \frac{2 B_r l r}{p}$

$$E = \pi K_r u_1 10^{-8} \text{ Volt} \dots \dots \dots \mathbf{186.}$$

In mehrpoligen Maschinen, z. B. Fig. 80, S. 82, ist, wie in zweipoligen, Fig. 92, S. 90, stets ein Drittel der Primärleiterzahl z_1 im Ständer hintereinander geschaltet und somit die in einer Gruppe erzeugte elektromotorische Gegenkraft die Summe der Gegenkräfte, welche in den einzelnen Leitern der Gruppe nach Massgabe ihrer verschiedenen Phasenlage gleichzeitig inducirt werden. Bei zweipoligen Maschinen befinden sich immer je zwei Leiter, bei p Polpaaren $2p$ Leiter in symmetrischer Lage zu den Polen und deshalb in gleicher Phase, andererseits also in jeder Gruppe nur $\frac{z_1}{3 \cdot 2 p}$ in verschiedener Phase.

In den Maschinen mit zwei Polen, Fig. 92, füllen die Primärleiter in jeder Gruppenhälfte oder Abtheilung einen Sektor von 60° , S. 90, und die Phasenverschiedenheit der einzelnen Leiter entspricht also dem Centriwinkel 60° dividirt durch die Zahl der auf eine Abtheilung entfallenden Drähte, d. h. für Fig. 92 mit $z_1 = 18$ und $p = 1$ oder $\frac{z_1}{3 \cdot 2 p} = \frac{18}{6} = 3$, beträgt der Phasenunterschied der einzelnen Leiter in einer Abtheilung $\frac{60^\circ}{3} = 20^\circ$.

S. 104 ist allgemein nachgewiesen, dass in Maschinen mit p Polpaaren der Abstand zwischen zwei entgegengesetzten Polen oder der Wechsel der Induktion auf einer Umfangstrecke $\frac{\pi r}{p}$ erfolgt und zur Bestimmung der Induktion in einem Umfangspunkt deshalb im Sinus- oder Fahrstrahldiagramm der Phasenwinkel zu benutzen ist, der dem p -fachen des zum Umfangspunkt in der Maschine gehörigen Centriwinkel entspricht. Hieraus folgt, daß auch bei p Polpaaren die Phasenunterschiede, welche zwischen den einzelnen Leitern einer Abtheilung bestehen, sich genau so verhalten, wie bei gleicher Leiterzahl in einer zweipoligen Maschine, deren Centriwinkel unmittelbar den Phasenwinkel darstellt und wo die Drähte einer Abtheilung einen Sektor von 60° ausfüllen. Nach dem Parallelogrammgesetz S. 68 bestimmt sich mit Hilfe des Fahrstrahldiagramms die Resultante zweier elektromotorischer Kräfte, indem man ihre grössten Werthe E unter den Phasenwinkeln der Leiter einträgt und die Diagonale des hieraus zu bildenden Diagramms

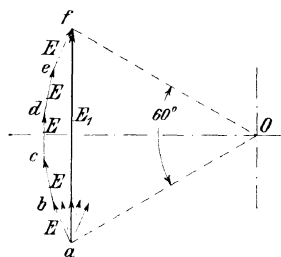


Fig. 114.

zieht. Sinngemäss ergibt sich daraus für die hier in Betracht kommende grössere Leiterzahl mit der übereinstimmenden Amplitude E ihrer elektromotorischen Gegenkräfte, die Resultante als Schlusslinie eines polygonalen Linienzuges von $\frac{z_1}{3 \cdot 2 p}$ Strecken, die wegen des Zusammenfassens von $2p$ gleichphasigen Leitern alle gleich $2p E$ sind und deren Richtungen der Reihe nach um gleiche Phasenwinkel voneinander abweichen, weil die einzelnen Wicklungen einer Abtheilung gleiche Abstände voneinander haben.

Hiernach erhält man beispielsweise in Fig. 114 für $p = 2$ und $z_1 = 60$ den gleichseitigen regulären Polygonzug $abcdef$ aus $\frac{60}{3 \cdot 2 \cdot 2} = 5$ Strecken, und

wegen der Phasenübereinstimmung mit den Drähten der Abtheilung einer zweipoligen Maschine, als Sehnen eines Kreisbogens zum Centriwinkel 60° . Jede Sehne oder Polygonseite stellt den Werth $2pE$, also hier $4E$ dar und die Schlusslinie oder Sehne af den grössten Werth der resultirenden elektromotorischen Gegenkraft E_1 mit demselben Massstab gemessen nach Grösse und Phase.

Wegen der dichten Aufeinanderfolge und der verhältnissmässig grossen Leiterzahl in ausgeführten Maschinen kann die Länge des Kreisbogens gleich der Summe der Theilsehnen, d. i. $= \frac{z_1}{3 \cdot 2p} \cdot 2pE = \frac{z_1 E}{3}$ gesetzt werden. Ferner verhält sich die Sehne eines Bogens vom Centriwinkel 60° zum Bogen selbst wie $r : \frac{\pi r}{3}$ oder $1 : \frac{\pi}{3}$ und demnach die resultirende elektromotorische Gegenkraft einer Leitergruppe

$$E_1 = \frac{z_1 E}{\pi} \dots \dots \dots \quad \mathbf{187.}$$

unabhängig von der Polzahl.

Bezeichnet z'_1 die zu einer Gruppe gehörige Leiterzahl, so ist

$$z'_1 = \frac{z_1}{3} \dots \dots \dots \quad \mathbf{188.}$$

Mit Einsetzung des Werthes für E , Gl. 186, folgt die elektromotorische Gegenkraft jeder der drei in Stern- oder Dreieckschaltung verbundenen Gruppen der Primärwicklung.

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= z'_1 K_r u_1 10^{-8} \text{ Volt} \quad . \quad . \quad . \\ \text{und der effektive Werth } (E_1)_e &= \frac{E_1}{\sqrt{2}} = 2,13 z'_1 K_r u_1 10^{-8} \text{ Volt} \end{aligned} \right\} \dots \dots \quad \mathbf{189.*}$$

Vielfach wird die Phasenverschiebung zwischen den einzelnen zu einer Spule gehörigen Leitern vernachlässigt und unmittelbar die Summe als resultirende Spannung angesehen, d. h. die Bogenlänge statt der Sehne eingesetzt.

Man erhält dann

$$(E_1)_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{z_1}{3} \pi K_r u_1 10^{-8} = 2,22 z_1 K_r u_1 10^{-8} \text{ Volt} \quad . \quad . \quad \mathbf{189a.}$$

b. Leerlauf des Motors.

Wenn man von den passiven mechanischen und magnetischen Widerständen, also der Zapfenreibung, Hysteresis, Wirbelstrombildung u. s. f. abieht, nimmt der Läufer im unbelasteten Zustand ohne Schlüpfung am Umlauf des Drehfeldes Theil, und es wird daher weder Strom noch elektromotorische Kraft im Läufer inducirt, weil von ihm keine Kraftlinien des Drehfeldes geschnitten werden. Es verschwindet daher die Wirkung des Sekundärfeldes, und der nach Fig. 103, S. 96, von den primären Strömen hervorgerufene Kraftlinienfluss K_1 bildet das früher in Betracht gezogene resultirende Feld K_r , d. h. das Drehfeld.

Betrachtet man, Fig. 92, S. 90, die Primärspule I-I mit der Achse 1-1, unter der Annahme, dass der durch sie fliessende Strom J_1 zur Zeit seinen Maximalwerth hat, und zwar in den links liegenden Leitern von unten durch die Bildebene geht, so erzeugt er in der Spulenachse 1-1 den grössten von unten nach oben gerichteten Kraftlinienfluss. Bei der Drehung des Feldes, die nach Fig. 93, S. 91, dem Uhrzeigersinn entgegen erfolgt, muss in den oben liegenden Primärleitern die grösste elektromotorische

*) Diese Gleichung wird die Induktionsgleichung des Drehstrommotors genannt.

Gegenkraft E_1 nach dem Lenz'schen Gesetz und den Richtungsregeln S. 25 ebenfalls von unten durch die Bildebene gerichtet sein. Die grösste elektromotorische Gegenkraft E_1 tritt in dem Primärleiter auf, welcher in bezug auf den Drehsinn um 90° gegen den Leiter mit dem grössten Strom zurückliegt.

Im Fahrstrahldiagramm, Fig. 115, dessen Drehsinn ganz allgemein unabhängig von der Umlaufrichtung des Motors rechtsläufig angenommen wird, ist daher zum wagerechten Fahrstrahl J_1 der um 90° nacheilende Fahrstrahl E_1 senkrecht nach unten einzutragen. J_1 ist phasengleich mit seiner erzeugenden elektromotorischen Kraft $E_{n_1} = J_1 W_1$.

Die primäre Klemmenspannung E_{k_1} hat die Spannung E_{n_1} zu liefern und ausserdem die elektromotorische Gegenkraft E_1 zu überwinden, ist also

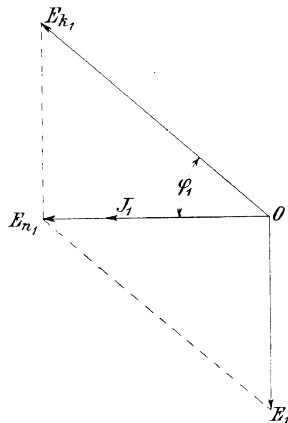


Fig. 115.

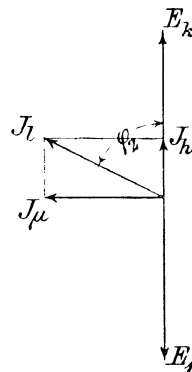


Fig. 116.

im Diagramm die Resultante von E_{n_1} und $-E_1$ oder E_{n_1} die Resultante von E_{k_1} und E_1 . Nach dem Diagramm eilt E_{k_1} gegen den Strom J_1 um φ_1 voraus.

Die Primärwicklung spielt die Rolle einer mit grosser Selbstinduktion ausgestatteten Drosselspule und vermindert die Arbeitsaufnahme aus dem Netz.

Für die Leerlaufarbeit sind die früher S. 78 u. 79 erwähnten Hysteresis- und Wirbelstromverluste zu bestimmen.

Es bezeichnet mit Bezugnahme auf Fig. 116

- J_l die Stärke des Primärstroms beim Leerlauf, d. h. den sogenannten „Leerlaufstrom“ in Ampère,
- A_h den Hysteresisverlust im Ständer in Watt,
- A_w den Wirbelstromverlust in Watt,
- B_r die grösste Stärke des resultierenden Feldes,
- V_1 das Eisenvolumen des Gestells in ccm,
- u_1 die Periodenzahl,
- c_1 den Materialkoeffizienten der Hysteresisarbeit,
- E_k die Klemmenspannung,

so hat die Klemmenspannung E_k , wenn der mit J_l phasengleiche Ohm'sche Verlust vernachlässigt wird, nur die elektromotorische Gegenkraft zu überwinden. E_k ist also gleich E_1 , aber entgegengesetzt gerichtet.

Der Strom J_l lässt sich wie in Fig. 74, S. 78, in zwei Komponenten zerlegen, in den, mit dem Felde B_r phasengleichen, ideellen Magnetisierungsstrom J_μ und in die mit E_k phasengleiche Wattkomponente, den Hysteresisstrom J_h , dessen Grösse sich nach Gl. 146, S. 78, so bestimmt, dass die Leerlaufarbeit

$$A_l = A_h + A_w = 3 \cdot \frac{1}{2} E_k J_h \dots \dots \dots \mathbf{190.}$$

ist, weil sich die Arbeit gleichmässig auf die drei Primärspulen verteilt.

Als Hysteresisverlust folgt aus sinngemässer Anwendung der Gl. 144, S. 78,

$$A_h = c_1 u_1 V_1 B_r^{1,6} 10^{-7} \text{ Watt.} \quad \dots \quad 191.$$

Der Leerlaufstrom berechnet sich aus dem Hysteresis- und ideellen Magnetisirungstrom zu

$$J_l = \sqrt{J_\mu^2 + J_h^2} \quad \dots \quad 192.$$

und vergrössert sich ausserdem noch durch den Energieverbrauch der mechanischen Reibung des Läufers.

Der Leerlaufstrom ist, wie Messungen an ausgeführten Maschinen zeigen, recht erheblich, obwohl der Energieverlust bei der grossen Phasenverschiebung und damit der kleinen Wattkomponente in guten Motoren gering ausfällt.

Für grosse Motoren beträgt der Leerlaufstrom etwa $\frac{1}{5}$ der Stromstärke bei Vollbelastung, für kleine Motoren kann der Werth aber bis über 50% des regelrechten erreichen.

Diese Eigenschaft bildet eine der Schattenseiten der sonst ausserordentlich brauchbaren gewöhnlichen Drehstrommotoren und macht sich durch ihre Rückwirkung auf das Netz sowohl durch starke Phasenverschiebung, wie erhebliche Spannungsschwankungen bemerkbar, die vor allem bei gleichzeitigem Lichtbetrieb störend wirken.

Belasteter Motor. Vollständiges Kreisdiagramm von Kapp. Gesamtwirkungsgrad.

Mit der Belastung eines Motors wächst seine Schlüpfung s und damit auch sein Hysteresisverlust, weil der Läufer mit der Periodenzahl su_1 ummagnetisirt wird, wenn u_1 die Periodenzahl des Primärstromes ist. Gleichzeitig treten Wirbelströme im Läuferisen auf, die zwar das Drehmoment unterstützen, weil sie in derselben Weise wie die Ströme in den Leitern des Läufers erzeugt werden, aber mit geringerem Wirkungsgrad als diese arbeiten, da allgemein nach Gl. 176, S. 105, die Schlüpfung und damit der Wirkungsverlust proportional dem Sekundärwiderstand W_2 sind, und W_2 im Eisen für die Wirbelströme grösser ist, als für den regelrechten Strom in den Kupferleitern.

In dem Diagramm, Fig. 117, S. 114, sind die einzelnen Grössen wie in den Figuren 105 und 108, S. 100 u. 102, durch ihre Amplituden dargestellt und dem auf rechtwinklige Koordinaten übertragenen Diagramm ist der abgewinkelte Spalt als Abscissenachse zugrunde gelegt.

In Anbetracht der geringen magnetischen Sättigung in den ausgeführten Maschinen und des immer gleichen magnetischen Widerstandes, sowie der unveränderlichen Leiterzahl kann man angenähert setzen

$$\text{und} \quad \begin{aligned} K_1 &= C_1 J_1 \\ K_2 &= C_2 J_2 \end{aligned}$$

wenn K_1 die vom Primärstrom J_1 und K_2 die vom Sekundärstrom J_2 angestrebte Kraftlinienzahl bedeuten, ferner C_1 und C_2 die von der Konstruktion abhängigen Konstanten sind.

Die Primärampèrewindungen rufen, wie die Sekundärleiter, ausser den Kraftlinienflüssen K_1 und K_2 noch die Streufelder K_{s_1} und K_{s_2} hervor. Da die beiden Kraftlinienflüsse K_1 und K_{s_1} aus derselben magnetomotorischen Kraft entspringen und die magnetischen Widerstände ihrer Bahnen gleich bleiben, sind sie phasengleich, d. h. ihre Amplituden B_1 und B_{s_1} einerseits, sowie B_2 und B_{s_2} andererseits sind gleichgerichtet.

Im nebenstehenden Diagramm, Fig. 117, das zunächst nur den Zusammenhang der einzelnen Grössen veranschaulichen soll, sind die Längen der von O aus gemessenen Amplituden an die Pfeilspitzen angeschrieben. Wir verfolgen die Abhängigkeit der einzelnen Grössen untereinander rückwärts vom Läuferstrom ausgehend.

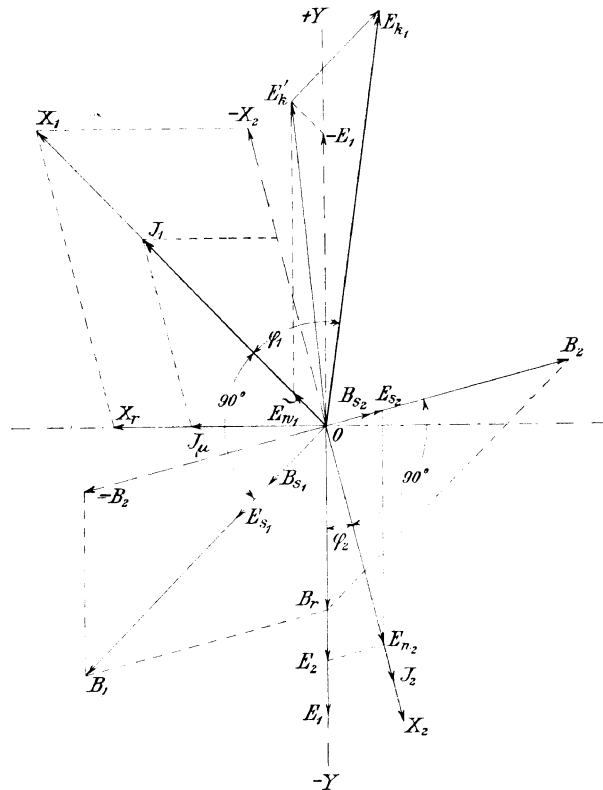


Fig. 117.

Zu einer gegebenen Belastung sei der Läuferstrom J_2 erforderlich. Um diesen bei einem Widerstand W_2 zu erzeugen, muss eine elektromotorische Kraft E_2 inducirt werden, die erstens die Nutzsprannung E_{n_2} zu liefern und zweitens die auf J_2 senkrecht stehende Selbstinduktion zu überwinden hat. — Vergl. Fig. 107, S. 102. Der Strom J_2 ruft infolge seiner X_2 Ampèrewindungen das um 90° in der Phase verschobene, ideelle Sekundärfeld B_2 und sekundäre Streufeld B_{s_2} hervor. — Vergl. Fig. 105, S. 100. Das erstere wird durch eine Komponente des Primärfeldes überwunden, während das

Streufeld die gleichphasige elektromotorische Kraft E_{s_2} der Selbstinduktion im Sekundärkreis inducirt.

Um die elektromotorische Kraft E_2 zu erhalten, muss — wie in Fig. 108, S. 102, — die resultirende Ampèrewindungszahl X_r vorhanden sein, welche das mit E_2 phasengleiche resultirende Feld mit der Amplitude B_r erzeugt. Dieses Feld ruft gleichzeitig in der Primärwicklung die mit E_2 gleichphasige elektromotorische Gegenkraft E_1 hervor.

Der Primärstrom hat X_1 Ampèrewindungen zu erzeugen, die mit den X_2 Sekundärampèrewindungen die resultirende Ampèrewindungszahl X_r liefern. X_1 muss demnach die Resultante von X_r und $-X_2$ bilden. Der hierzu nöthige Primärstrom J_1 erfordert eine Spannungskomponente oder einen Ohm'schen Verlust von E_{w_1} .

Der Strom J_1 ruft neben dem Kraftlinienfluss K_1 mit der Amplitude B_1 ein Streufeld mit der Amplitude B_{s_1} hervor, das seinerseits die mit B_{s_1} phasengleiche elektromotorische Kraft E_{s_1} inducirt. Die Primärklemmenspannung E_{k_1} muss also die elektromotorische Gegenkraft E_1 und E_{s_1} überwinden, ausserdem den durch den Primärstrom erzeugten Ohm'schen Verlust E_{w_1} aufwiegen.

E_{k_1} bildet demnach die Schlusslinie des Polygons aus $-E_1$, $-E_{s_1}$ und E_{w_1} . Der zwischen J_1 und E_{k_1} liegende Winkel φ_1 stellt den Phasenverschiebungswinkel zwischen Strom und Klemmenspannung im Primärstromkreis dar.

Die vorstehend nicht berücksichtigten Einwirkungen der Hysteresis und

Wirbelströme beeinflussen das Diagramm nur wenig und sind zur klareren Übersicht des Gesamtbildes fortgelassen.

Um den genauen Verlauf der Drehmomentenlinie zu ermitteln, zeichnet man das Diagramm für verschiedene Umlaufzahlen, also für mehrere Werthe der Schlüpfung s . Man geht hierbei zweckmässig von der Kraftlinienzahl K_r des Leerlaufes aus, unter der in Fig. 116, S. 112, gemachten Annahme, dass die elektromotorische Gegenkraft E_1 , absolut genommen, gleich der Klemmenspannung E_k sei. Man zeichnet vorläufig die Linie der Drehmomente und Sekundärstromstärken wie in Fig. 110 unter der Voraussetzung eines konstanten Kraftlinienflusses K_r , Gl. 176, S. 105, und Gl. 178, ebenda.

Man entwirft dann das Diagramm rückwärts, vom Läuferstrom ausgehend, bis man den Werth der Klemmenspannung E_{k_1} erhält. Mit zunehmender Belastung läuft jedoch ein Induktionsmotor langsamer, gleichzeitig wächst die Läuferstromstärke, sowie die nach Gl. 163, S. 102, von der Schlüpfung abhängige Phasenverschiebung φ_2 . Die Zunahme von φ_2 pflanzt sich auf den Primärstromkreis fort, der überdies zum Vernichten des grösseren Läuferfeldes mehr Ampèrewindungen erzeugen muss. Es wächst also unter diesen Verhältnissen die Primärstromstärke J_1 , sowie gleichzeitig damit das primäre Streufeld und die hierdurch erzeugte elektromotorische Kraft E_{s_1} der Selbstinduktion. Weil die zur Erzeugung des Stromes J_1 aufzuwendende Komponente E_{w_1} grösser wird, fällt bei konstanter Klemmenspannung die unmittelbar vom resultirenden Kraftlinienfluss K_r inducirte elektromotorische Gegenkraft E_1 geringer aus.

Daraus folgt, dass der Kraftlinienfluss K_r mit zunehmender Belastung abnimmt.

Wenn man also das Diagramm zunächst von einem konstanten Kraftlinienfluss ausgehend entwirft, so wird die Polygonschlusslinie E_{k_1} grösser, als der wirklichen konstanten Netzspannung entspricht.

Ist das Verhältniss der mit dem konstanten Kraftlinienfluss K_r erhaltenen Klemmenspannung $E_{k_1}^I$ zur wirklichen Klemmenspannung E_{k_1}

$$\frac{E_{k_1}^I}{E_{k_1}} = \frac{1}{\zeta} \dots \dots \dots 193.$$

so stellt ζ den Verjüngungsfaktor dar, mit dem das vorläufig entworfene Diagramm verkleinert werden muss.

Da nach Gl. 173, S. 105 das Drehmoment dem Quadrat des Kraftlinienflusses K_r proportional ist, hat man in Fig. 110, S. 108, seine Grösse mit ζ^2 zu multipliciren, und erhält damit die in Fig. 118 gestrichelte Momentenlinie an Stelle der vollausgezogenen.

Das Drehmoment wird also mit wachsender Schlüpfung kleiner, als die Gleichung 173, mit konstanter Kraftlinienzahl angiebt.

Die Selbstinduktion E_{s_1} des Primärstromkreises verringert nach Fig. 117 die zur Verfügung stehende Klemmenspannung E_{k_1} auf eine Grösse E'_k , die sich im Diagramm als Resultante von E_{k_1} und E_{s_1} darstellt, und vergrössert den Phasenverschiebungswinkel φ_1 zwischen Primärstrom J_1 und Klemmenspannung E_k . Sie ist also eine Ursache der Verkleinerung des Leistungsfaktors $\cos \varphi_1$, dessen Bedeutung S. 76 klargelegt ist. Der Leistungs-

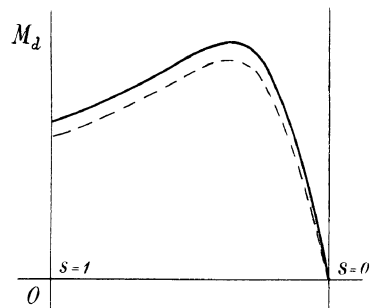


Fig. 118.

faktor φ_1 wird ausser durch die Selbstinduktion E_{s_1} und die Rückwirkung des Phasenverschiebungswinkels φ_2 im Sekundärkreis vor allem durch die Grösse des ideellen Magnetisirungstromes J_μ verkleinert.

Der Wirkungsgrad des Primärstromkreises drückt sich unter Vernachlässigung der Phasenverschiebung zwischen E_1 und E'_k in der Beziehung aus.

$$\eta_I = \frac{E_1}{E'_k} = \frac{\text{Elektromotorische Gegenkraft}}{\text{Nutzbare Klemmenspannung}} \quad \dots \quad 194.$$

in Übereinstimmung mit Gl. 78, S. 29, für die einfache Maschine Fig. 4, S. 8.

Der elektrische Gesamtwirkungsgrad η der Drehstrommotoren ist gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden η_I und η_{II} des Primär- und Sekundärstromkreises. Siehe Gl. 185, S. 107.

$$\text{Elektrischer Gesamtwirkungsgrad } \eta = \eta_I \eta_{II} = \frac{E_1}{E'_k} (1 - s) \quad \dots \quad 195.$$

Der Wirkungsgrad lässt sich dadurch hochhalten, dass man die Ohmschen Verluste durch grosse Kupferquerschnitte, und die Hysteresis- sowie Wirbelstromverluste durch geringe Sättigung und gute Eisenuntertheilung beschränkt.

Heyland'sches Diagramm.*)

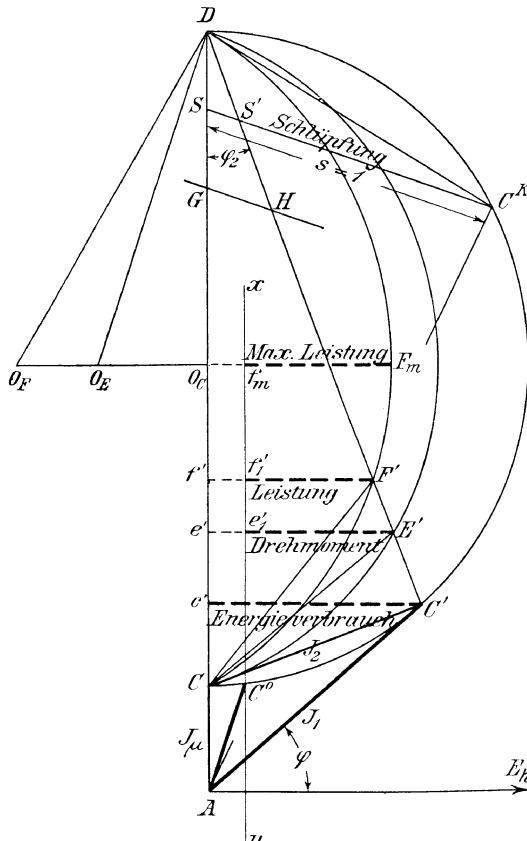


Fig. 119.

Für den praktischen Gebrauch hat A. Heyland zur Darstellung des Drehmomentes, der Phasenverschiebung, Schlüpfung, der Leistung u. s. f. ein rasch in Aufnahme gekommenes Diagramm, Fig. 119, entwickelt, das sich an Hand des Diagrammes Fig. 117, S. 114, erklären lässt.

Darstellung der Ströme: In Strecke AC ist der ideelle Magnetisirungstrom J_μ und in AC' der Primärstrom J_1 nach einem gemeinsamen Massstab aufgetragen. Die dritte Seite CC' des Dreiecks stellt im Massstab des Primärstromes J_1 diejenige Komponente von J_1 dar, welche die λ_2 Ampèrewindungen des Sekundärstromes J_2 , Fig. 117, aufzuheben hat. Da die Windungszahlen z_1 und z_2 der beiden Stromkreise konstant sind, kann CC' auch unmittelbar als Läuferstrom J_2 aufgefasst werden, wenn man der Strecke einen Massstab zugrunde legt, der im Verhältniss $z_1 : z_2$ grösser ist als der Massstab, nach welchem J_μ und J_1 aufgetragen sind. Errichtet

man auf CC' in C' ein Loth, das AC in D schneidet, so ist Winkel

*) A. Heyland. Eine Methode zu experimentellen Untersuchungen an Induktionsmotoren. Stuttgart, F. Enke, 1900. Die Schrift ist auch wegen der darin enthaltenen Untersuchungsbeispiele ausserordentlich beachtenswerth.

$CDC' = \varphi_2$, weil in Fig. 117 der Winkel $90^\circ + \varphi_2$ sich als Richtungsunterschied zwischen J_2 und J_u darstellt. In Fig. 119 ist dann weiter $DC = \frac{J_2}{\sin \varphi_2}$ und nach Gl. 172, S. 105, auch $DC = \frac{\pi s u_1 K_r 10^{-8}}{W_2 \operatorname{tg} \varphi_2}$. Mit Gl. 163, S. 102, $\operatorname{tg} \varphi_2 = 2 \pi s u_1 \frac{L_2}{W_2}$ folgt weiter $DC = \frac{K_r 10^{-8}}{2 L_2}$ und schliesslich, weil nach Gl. 179, S. 105, der Läuferstrom J_2 mit $W_2 = 0$ oder der Schlüpfung $s = \infty$ seinen grössten Werth erreicht, mit den weiteren Werthen von C'' und a' S. 105,

$$\max. J_2 = \frac{\pi K_r 10^{-8}}{2 \pi L_2} = \frac{K_r 10^{-8}}{2 L_2} \dots \dots \dots 196.$$

also $DC = \max. J_2$.

Die Spitze des Stromdreiecks Fig. 119 liegt hiernach auf einem über $CD = \max. J_2$ geschlagenen Halbkreis, wobei CD in dem CC' zugrunde liegenden Massstabe für J_2 zu zeichnen ist.

Das Loth $c'C$ stellt die zu J_u senkrecht stehende, mit der Klemmenspannung E_k phasengleiche Wattkomponente des Primärstromes J_1 oder in proportionaler Grösse den elektrischen Energieverbrauch dar.

Darstellung des Drehmomentes: Man kann ausserdem CD als Darstellung der konstant angenommenen resultirenden Kraftlinienzahl K_r betrachten.

In diesem Falle ist der Inhalt des Dreiecks CDC' , $K_r J_2 \cos \varphi_2$ proportional dem Drehmoment Gl. 170, S. 104, und wegen der konstanten Grundlinie $CD = K_r$ auch die Höhe $c'C$ ebenfalls dem Moment proportional.

Zur nachträglichen Berücksichtigung des Ohm'schen Verlustes, der in Fig. 117, S. 114, durch den Fahrstrahl OE_{w_1} dargestellt ist, zerlegt man E_{w_1} daselbst in eine mit J_u phasengleiche Komponente und in eine zweite, welche mit der Rückwärtsverlängerung von J_2 zusammenfällt. Diese zweite Komponente erzeugt einen mit J_2 gleichphasigen und deshalb ihm proportionalen Kraftlinienverlust.

In Fig. 119 ist $DC' = K_r \cos \varphi_2$ die mit J_2 phasengleiche Komponente des resultirenden Kraftlinienflusses K_r , welche nach Gl. 170 allein zur Erzeugung des Drehmomentes beiträgt, und wovon also der eben erwähnte Verlust abzuziehen ist. Derselbe entspricht der Strecke $C'E'$, so dass unter Berücksichtigung desselben $e'E'$ das geschwächte Drehmoment darstellt.

Wegen der Proportionalität von $CC' = J_2$ und $C'E'$, dem J_2 proportionalen Kraftlinienverlust, ist Winkel $CE'C'$ und deshalb auch Winkel $CE'D$ konstant. Hiernach liegt auch der Punkt E' auf einem Kreisbogen mit dem Mittelpunkt O_E und der Sehne CD für den konstanten Peripheriewinkel $CE'D$.

Berücksichtigt man schliesslich die von den mechanischen Widerständen, Reibung u. s. f., ferner die von Hysterisis- und Wirbelstromverlusten herrührende Schwächung des Momentes in der Strecke $e'e'_1$, so ist die Strecke e'_1E' das nutzbare Moment, dessen Grösse sich also im Diagramm ganz allgemein durch den Abstand des um O_E beschriebenen Kreises von der Linie xy darstellt.

Der Massstab zum Messen der Drehmomente in der Figur folgt aus der Berechnung des Maximalwerthes Gl. 180, S. 106,

$$M_{\max} = \frac{p z_2 K_r^2 10^{-14}}{16 \cdot 9,81 L_2},$$

in der alle Konstruktionsgrössen für den Entwurf enthalten sind und dem im Diagramm der Radius O_cD entspricht, welcher als das ideelle grösste Moment aufgefasst werden kann, weil die Höhe $c'C$ im Dreieck CDC' ihren grössten Werth mit $c'C =$ dem Halbmesser des äusseren Kreises erreicht.

Leistung des Motors: Die Leistung des Motors ist nach Gl. 183, S. 106,

$$A_n = 2\pi u_2 M_d$$

und der Effektverlust nach Gl. 182

$$A_v = 2\pi u M_d = 2\pi s u_1 M_d, \text{ da } u \text{ nach Gl. 162, S. 99, } = s u_1.$$

Die dem Läufer zugeführte Energie ist proportional dem Drehmoment, Gl. 184, S. 107, stellt sich also in Fig. 119 auch durch den Inhalt des Dreiecks CDE' dar.

Zur Bestimmung der Nutzleistung A_n hat man vom Dreieckinhalt nach Massgabe der Beziehung für A_v einen der Schlüpfung proportionalen Antheil abzuziehen. Dieser Antheil ist der Joule'schen Wärme $J_2^2 W_2$ proportional, da er nur zur Erzeugung von Wärme dient, und lässt sich im Diagramm dadurch berücksichtigen, dass man von DE' , d. h. dem nutzbaren Kraftlinienfluss, eine Strecke $E'F'$ abzieht, die CC' , d. h. dem Strom J_2 proportional ist.

Der Inhalt des hierdurch abgeschnittenen Dreiecks $CE'F'$ mit der Höhe CC' ist dann J_2^2 proportional.

Der Inhalt des übrigbleibenden Dreiecks CDF' , d. h. die Leistung des Motors abgesehen von den Reibungsverlusten, wird wegen der unveränderlichen Grösse der Grundlinie CD auch unmittelbar durch die Höhe $f'F'$ in einem bestimmten proportionalen Verhältniss dargestellt.

Die Strecke $f'F'$ misst die Leistung, weil hier die Leerlaufarbeit abzuziehen ist.

Der Massstab hierfür ergibt sich aus der Beziehung, dass die Leistung nach Gl. 184, S. 107, $= 2\pi M_d u_3$ ist, also sich unmittelbar aus dem Massstab für das Moment herleitet.

Ähnlich wie für den Punkt E' und aus denselben Gründen liegt auch F' auf einem Kreisbogen mit der Sehne CD um den Mittelpunkt O_F .

Darstellung der Schlüpfung: Nach Gl. 172, S. 105, ist die Schlüpfung s proportional $\frac{J_2}{K_r \cos \varphi_2}$, also im Diagramm Fig. 119, unter Berücksichtigung des statt $K_r \cos \varphi_2$ nur wirksamen Kraftlinienflusses DE' ,

$$\text{die Schlüpfung } s \text{ auch proportional } \frac{CC'}{DE'}, \text{ oder } \frac{CE'}{DE'}$$

weil für alle Werthe von φ_2 das Verhältniss $CE':CC'$ wegen der Ähnlichkeit der Dreiecke, in denen diese Grössen für verschiedene φ_2 auftreten, konstant bleibt.

Zieht man eine Gerade GH durch einen beliebigen Punkt G , so dass der Winkel $DGH = DE'C$ ist, so folgt aus den ähnlichen Dreiecken

$$\frac{CE'}{DE'} = \frac{GH}{DG}.$$

Für ein konstantes DG stellen die Abschnitte GH mithin der Schlüpfung proportionale Werthe dar.

Bezeichnet C^K den Schnittpunkt der in D an den innern Kreis gezogenen Tangente mit dem äussern, so ist AC^K der Kurzschlussstrom des Motors, d. h. der Primärstrom für den Fall, dass der Motor festgebremst wird und stillsteht, weil F' nach D rückt und die Leistungstrecke $f'F'$ null wird.

Zieht man statt der früheren Geraden GH durch den beliebigen Punkt G hierzu eine Parallele durch C^K , so stellen auch die Abschnitte SS' auf dieser Linie die Schlüpfung s dar und SC^K im besonderen die

Schlüpfung $s=1$ für den Stillstand. Hieraus ergibt sich für die übrigen Schlüpfungen unmittelbar der Massstab.

Darstellung des elektrischen Wirkungsgrades: Die entnommene nutzbar gemachte Energie ist proportional dem Dreieck DCF' , die zugeleitete Energie proportional DCC' , also das Verhältniss beider der elektrische Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{DF'}{DC'} \dots \dots \dots 197.$$

Zieht man von A nach dem Schnittpunkt C^0 der Linie xy mit dem äusseren Kreise den Strahl AC^0 , so stellt dieser den Leerlaufstrom dar, der nothwendig ist, um die Eigenreibung und die übrigen Widerstände im unbelasteten Motor zu überwinden, und CC^0 seine Wattkomponente. Schliesslich erhält man in der Tangente von A an den äussern Kreis den kleinsten Phasenverschiebungswinkel zwischen Primärstrom J_1 und Klemmenspannung E_k .

Spulenanker. Betriebskurven.

Spulenanker: Den Betrachtungen und der Entwicklung des Drehmomentes der Drehstrommotoren lag im allgemeinen die Voraussetzung eines einfachen sogenannten Käfigankers zugrunde, dessen Leiter in Form von einfachen Kupferstäben im Umfang einer eisernen Trommel untergebracht sind und an den Stirnflächen durch überdeckende Ringe leitend miteinander in Verbindung stehen. — Vergl. S 98. — Hierbei fliesst nach Gl. 172, S. 105, in jedem Leiter ein der augenblicklichen elektromotorischen Kraft proportionaler Strom. Im Diagramm 108b, S. 102, stellte sich die dem Spalt entlang gemessene Stromstärke als Sinuslinie dar.

Da jedoch, wie im nachfolgenden auseinandergesetzt wird, alle grösseren Motoren und von den kleineren sehr viele mit Anlasswiderständen im Läuferstromkreis gebaut werden, so findet man den einfachen Kurzschluss- oder Käfiganker verhältnissmässig selten und dafür meist Spulenläufer.

Die Spulenläufer werden ähnlich ausgeführt wie die Ständer. Sie erhalten eine Wicklung, die in drei Gruppen zerfällt, und in Stern- oder Dreieckschaltung verbunden an drei Schleifringe angeschlossen wird, welche den Läuferstrom durch die Widerstandscharakteristik führen.

Um dieselben Modelle benutzen zu können, baut man auch die meisten Kurzschlussanker ähnlich wie die Spulenanker, schaltet jedoch unmittelbar in den Läuferstromkreis feste Widerstände ein, die nach Kurve A , Fig. 110, S. 108, ein grösseres Anlaufmoment hervorrufen, durch die gleichzeitige Vergrösserung der Schlüpfung, aber freilich auch den Wirkungsgrad etwas herabsetzen.

Die Stromstärken im Läufer vertheilen sich dann nicht mehr nach einer Sinuslinie, wie in Fig. 108b, S. 102, sondern haben einen staffelförmigen Verlauf, Fig. 103, S. 96, infolge der Phasenverschiebung der benachbarten Abtheilungen.

An der Wirkungsweise der Drehstrommotoren wird jedoch hierdurch nichts Wesentliches geändert.

Beachtung verdient noch die Verwandtschaft der Drehstrommotoren mit den Transformatoren, auf die an dieser Stelle, im Anschluss an die allgemeine Besprechung der Spulenanker, hingewiesen sein möge.

Ein Drehstrommotor, dessen Ständer und Läufer für übereinstimmende Polzahl gewickelt sind, wirkt bei festgehaltenem Anker genau wie ein kurzgeschlossener Transformator. Das Umsetzungsverhältniss entspricht nahezu unmittelbar dem Verhältniss zwischen den Windungszahlen des Primär- und Sekundärstromkreises. Kolben hat diese Eigenschaft praktisch dazu benutzt,

die Streuung des Motors und damit den Selbstinduktionskoeffizienten L_2 der Streuung zu messen.*)

Betriebskurven: Die nachstehenden Betriebskurven einiger Drehstrommotoren gewähren einen weiteren Einblick in die Betriebsverhältnisse verschiedener Motorarten.

Fig. 120 bezieht sich auf einen sechspoligen Motor der Maschinenfabrik Örlikon, der mit einer normalen Klemmenspannung von 220 Volt bei 970 Um-

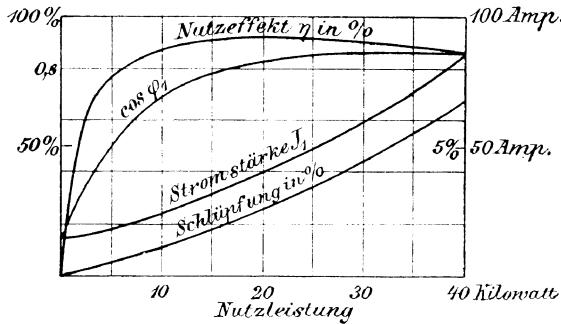


Fig. 120.

läufen in der Minute und 50 Perioden in der Sekunde 36 PS leistet und damit den mittleren Verhältnissen entspricht, die man häufig im Krahnbetrieb vorfindet.**)

Die Nutzleistungen sind als Abscissen, der Primärstrom J_1 und die Schlüpfung s in Procenten der synchronen Umlaufzahl des Drehfeldes als Ordinaten aufgetragen.

Der Wirkungsgrad beträgt unter normaler Belastung für

etwa 26 Kilowatt 91 %, bei halber Belastung noch 90 % und unter 50 % Überlast 86 %.

Im regelrechten Betrieb mit normaler Belastung steigt die Schlüpfung nur auf 3,5 %.

Fig. 121 lässt den Einfluss erkennen, den das Zuschalten von Widerständen in den Läuferstromkreis auf die Grösse des Anzugmomentes und des Anlaufstromes ausübt.

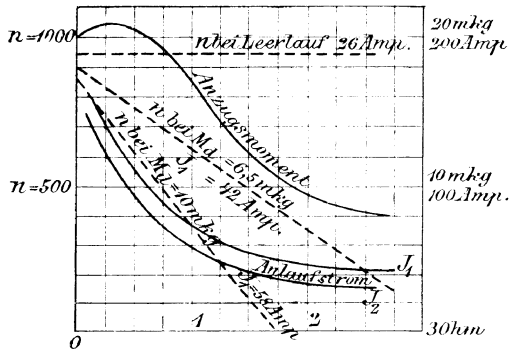


Fig. 121.

Die im Sekundärstromkreis vorgeschalteten Zusatzwiderstände sind als Abscissen aufgetragen, und die zugehörigen Ordinaten stellen die Grösse des Anzugmomentes und des Anlaufstromes dar. Der Motor entspricht der Grösse und Bauart, welche die Maschinenfabrik Örlikon gewöhnlich für Aufzugsbetrieb liefert.

Er arbeitet mit Wechselstrom von 50 Perioden in der Sekunde und leistet mit 110 Volt und 970 Umdrehungen in der Minute 9 PS. Bei 900 Umläufen wird ein Moment von 6,5 mkg mit nahezu 42 Ampère Primärstrom erzielt.

Aus den Kurven für das Anzugmoment und den primären Anlaufstrom J_1 , die denselben Charakter zeigen, wie die früheren, Fig. 111, S. 108, ist ersichtlich, dass durch Einschalten eines Widerstandes von 2,5 Ohm ein Anzugmoment von 8 mkg mit einem Anlaufstrom von 43 Ampère erreicht wird, trotz der grösseren Zugkraft also die Primärstromstärke im ersten Augenblick des Anlassens die des Beharrungszustandes kaum überschreitet.***)

*) Näheres über diese Versuche von Kolben findet sich in: Kapp, Elektrische Kraftübertragung, 2. Aufl., S. 273 u. f.

***) E. T. Z. 1896, S. 88.

****) Die Kurve für das Anzugmoment geht in der Schauffigur der Betriebsverhältnisse nicht durch Null, weil in den Ausführungen, nach dem Ausschalten der Zusatzwiderstände immer noch der Läuferwiderstand vorhanden ist, und auf der Abscissenachse

Ist eine grössere Stromstärke zulässig, so kann das Anzugmoment durch Verändern des Zusatzwiderstandes bis auf das Dreifache des Normalen gesteigert werden.

In Fig. 122a und 122b sind die Betriebskurven zweier vierpoliger Maschinen der Berliner Maschinenbau-A.-G., vormals L. Schwartzkopff, aufgezeichnet. *)

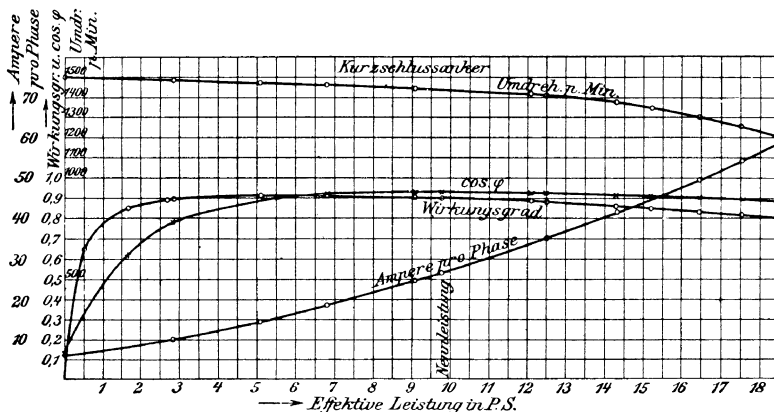


Fig. 122 a.

Beide Maschinen besitzen gleiche Abmessungen und sind bei 190 Volt Spannung, sowie 50 Perioden in der Sekunde, für eine Nennleistung von 10 PS bestimmt. Der Läufer der ersten Maschine, Fig. 122 a, besitzt keine Schleifringe, sondern trägt eine kurzgeschlossene Wicklung, in die, zur Erhöhung des Anlaufmomentes, noch besondere Widerstände eingeschaltet sind. Der Leerlaufstrom beträgt 25 % des normalen für eine Leistung von 10 PS.

Für das normale, der Nennleistung entsprechende Drehmoment beansprucht der Motor beim Anlassen 159 Volt. Die Primärstromstärke steigt dabei auf 105 Ampère, gegenüber 27,2 Ampère im Beharrungszustande.

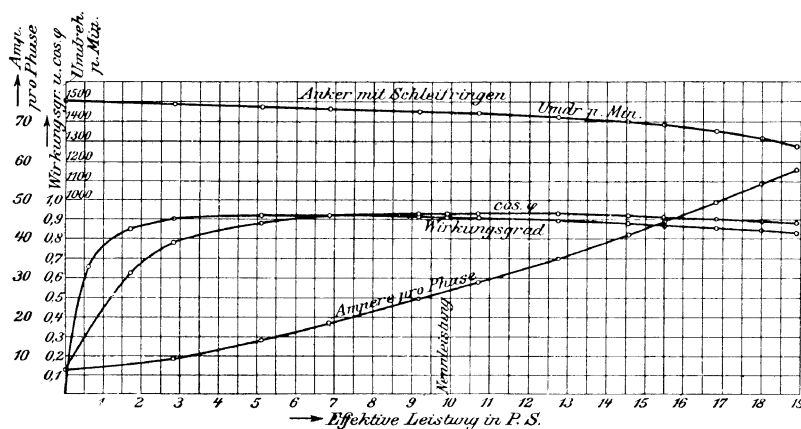


Fig. 122 b.

In Fig. 122b sind die Betriebskurven des anderen Motors eingetragen,

nur die Zusatzwiderstände aufgetragen sind. In Fig. 111, S. 108, stellen die Abscissen den Gesamtwiderstand im Ankerstromkreis dar; es würde deshalb hier die verlängerte Kurve durch *O* gehen.

*) E. T. Z. 1902, S. 236.

der sich vom ersten nur durch den Einbau von Schleifringen unterscheidet. Der Leistungsfaktor, sowie der Wirkungsgrad, bleiben für sehr verschiedene Belastungen fast unverändert. Der Wirkungsgrad steigt auf 91,8% gegenüber 91% im ersten Fall.

Von besonderem Interesse ist die Übereinstimmung der Umlaufkurven, Fig. 122a und 122b mit denen in Fig. 42 und 43, S. 49, für Nebenschlussmotoren. Die nahezu gleich bleibende Umlaufzahl unter wechselnder Belastung kann daher auch bei parallel geschalteten Drehstrommotoren zu Schwierigkeiten führen, die an Hand der Fig. 49, S. 55, für parallel geschaltete Nebenschlussmotoren S. 58 dargelegt sind. Die Verhältnisse liegen nur insofern günstiger, als die Grenzümlaufzahl der Drehstrommotoren bei der Belastung Null durch die Periodenzahl des Wechselstromes unabänderlich festgelegt, also für zwei gekuppelte Maschinen gleich ist, während die kritische Tourenzahl zweier Nebenschlussmotoren gleicher Grösse und Bauart noch verschieden sein kann. Infolge dieses Umstandes kann der Leistungsunterschied zweier gekuppelter Drehstrommotoren niemals so gross wie bei Nebenschlussmotoren ausfallen und insbesondere niemals die eine Maschine sich als Generator von der anderen antreiben lassen.

Regulirung der Umlaufzahl.

Aus der Gleichung 174, S. 105, für das Drehmoment M_d folgt, dass, abgesehen von dem Einfluss der geringfügigen Veränderlichkeit des resultierenden Kraftlinienflusses K_r , für ein und denselben Werth von M_d , also für gleichbleibende Belastungen, sich die Schlüpfung s in demselben Masse, wie der Läuferwiderstand W_2 ändert, weil für diesen Fall der Quotient $\frac{s}{W_2}$ konstant bleiben muss. Unter dieser Bedingung erleidet nach der Gleichung 163, S. 102, für $\text{tg } \varphi_2$, die ebenfalls den Quotienten $\frac{s}{W_2}$ enthält, auch die Phasenverschiebung φ_2 zwischen der elektromotorischen Kraft E_2 und dem Strom J_2 im Läufer durch wechselnde Belastungen keine Änderung. Das gleiche gilt nach der Stromgleichung 172, S. 105, für die Stärke des Läuferstromes J_2 , sowie schliesslich nach dem Kreisdiagramm Fig. 117, S. 114, auch noch für den primären Strom J_1 , dessen Grösse im wesentlichen von φ_2 , J_2 und dem mit X_r phasengleichen ideellen Magnetisierungsstrom J_u abhängt, Werthe, die im betrachteten Fall sämmtlich ihre Grösse nur ganz unerheblich wechseln. Die absolute Unveränderlichkeit aller dieser Werthe ist nur dadurch nicht vollkommen erfüllt, dass nach den kurz vorangegangenen Untersuchungen der resultierende Kraftlinienfluss im belasteten Motor etwas kleiner ausfällt, als im unbelasteten bei Leerlauf, und mit dem Wechsel der Schlüpfung s selbst seine Grösse verändert. Wie unwesentlich diese Abweichung auf das Schlussresultat ist, und wie nahezu vollkommen die Proportionalität innerhalb weiter Grenzen aufrecht erhalten bleibt, lässt sich aus dem Vergleich der voll ausgezogenen Näherungskurve und aus der gestrichelten für die wirklichen Werthe von M_d , Fig. 118, S. 115, erkennen, von denen die erste unter der Annahme eines konstanten Werthes von K_r aufgetragen ist und die zweite die Abhängigkeit des Kraftlinienflusses von der Grösse der Schlüpfung berücksichtigt.

Aus der Beziehung 159, S. 99, zwischen der Umlaufzahl des Drehfeldes u_1 , der des Läufers u_2 , der Schlüpfung s und der Polpaarzahl p folgt die sekundliche Umdrehungszahl des Läufers $u_2 = \frac{u_1}{p} (1 - s)$ 198.

Nach dem vorstehenden ist die Motorgeschwindigkeit der Polzahl umgekehrt proportional und vermindert sich mit zunehmender Schlüpfung, lässt

sich also durch Einschalten von Widerstand in den Sekundärstromkreis herabdrücken. Die Motorgeschwindigkeit kann hiernach bis zu einem gewissen Grade durch alle die verschiedenen Anlassverfahren im Beharrungszustande regulirt werden, die darauf beruhen, durch Vermindern der nutzbaren Klemmenspannung und der Läuferstromstärke, die Schlüpfung zu vergrössern.

Diesem Verfahren haften jedoch die beiden Mängel an, dass die Umlaufzahl nur von der synchronen Tourenzahl abwärts verringert werden kann, und dass dieses „Abdrosseln“ der Geschwindigkeit nach Gl. 185, S. 107, unmittelbar einen Effektverlust hervorruft.

Trägt man, Fig. 121, S. 120, die Läuferumdrehungszahl n zu den Abscissenwerthen, welche den veränderlichen Zusatzwiderstand darstellen, als Ordinaten auf, so erhält man die gestrichelt eingezeichneten Umlaufkurven, innerhalb der praktisch vorkommenden Schlüpfungsgrenzen, mit fast geradlinigem Verlauf. Hierbei liegt die Linie für Leerlauf am höchsten und die Kurve für das grösste Drehmoment am tiefsten, wie auch unmittelbar aus dem Verlauf der Linien A , B und C , Fig. 110, S. 108, geschlossen werden kann.

Arbeitet der Motor mit einem grösseren Widerstand, als der Kurve A , Fig. 110, zugrunde liegt, so läuft er bei wechselnder Belastung mit stark veränderlicher Geschwindigkeit.

Frei von den vorstehenden Nachtheilen ist das andere Mittel, die Umlaufgeschwindigkeit durch Umschalten der Polzahl zu wechseln. Die Maschinenfabrik Örlikon hat schon im Jahre 1893 Drehstrommotoren mit Geschwindigkeitsregulirung durch Umschalten der Polzahl gebaut.

Die früheren Motoren besaßen auf dem Ständer Ringwicklung gegenüber der in magnetischer und elektrischer Hinsicht vortheilhafteren Trommelwicklung gewöhnlicher Motoren.

Der Maschinenfabrik Örlikon ist es gelungen, im Jahre 1902 Drehstrommotoren für Polwechsel mit Trommelwicklung herzustellen.*) Die Schwierigkeiten, welche die Trommelwicklung mit ihrem bestimmten Wicklungsschritt der beliebigen Polumschaltung entgegengesetzt, wurden dadurch beseitigt, dass man in den Ständern zwei unter sich getrennte und für verschiedene Polzahl bestimmte Wicklungen unterbrachte. Diese Motoren äusserten bei jeder Geschwindigkeit dasselbe Drehmoment.

Für Motoren, deren Zugkraft mit wachsender Geschwindigkeit abnehmen soll, ist der genannten Firma eine besonders vereinfachte Schaltung patentirt worden. Sie verbindet hierbei die Primärwicklung in Dreieckschaltung.

Die nachfolgende Tabelle enthält die Versuchsergebnisse mit einem Motor, Type 357, der bei 50 sekundlichen Perioden normal für 8 PS Leistung mit 1450 Umläufen in der Minute bestimmt ist.

Das Gewicht des Motors beträgt 220 kg. Der Läufer besitzt einen Durchmesser von 240 mm und eine Breite von 180 mm.

Im Ständer sind zwei getrennte Wicklungen, die eine für 12 und 6, die andere für 4 und 8 Pole, untergebracht. Der Läufer besitzt ebenfalls zwei getrennte, aber unter sich kurzgeschlossene Wicklungen, die nach dem System der Maschinenfabrik Örlikon aus nackten Kupferdrähten bestehen.

*) E. T. Z. 1902, S. 1055. Vergl. auch E. T. Z. 1896, S. 12 und E. T. Z. 1897, S. 257.

Polzahl	12	8	6	4	6	4
Schaltung	Stern	Stern	Stern	Stern	Dreieck	Dreieck
Spannung Volt	190	190	190	190	190	190
Umlaufzahl/min., leer	500	750	1000	1500	1000	1500
Leistung, normal PS	3,5	4	7	8	3,5	4
Drehmoment normal kgm	5,5	4,1	5,2	4	2,75	2
Wirkungsgrad $\frac{1}{1}$ Last %	72	73	85	86	80	80
Wirkungsgrad $\frac{1}{2}$ Last %	70	72	82	86	82	75
cos φ bei $\frac{1}{1}$ Last	0,7	0,82	0,85	0,92	0,89	0,92
cos φ bei $\frac{1}{2}$ Last	0,5	0,65	0,70	0,83	0,80	0,88
Schlüpfung $\frac{1}{1}$ Last %	10	7	3	4	8	6
Drehmoment, maximal kgm	9,5	6,2	18	12	5,8	4
Leerlaufstrom Amp.	11	9	8,5	6	2,8	2
Anlaufstrom Amp.	50	50	130	135	43	45
Anlaufmoment kgm	5,5	3,5	6	5	1,5	1,5
Erwärmung nach 3 Std. Vollast $^{\circ}$ C.	50	50	40	40	35	35

Das grosse Anzugmoment in Verbindung mit dem mässigen Anlaufstrom der zwölfpoligen Schaltung macht diese Regulirmethode für den Hebezeugbetrieb besonders geeignet.

Die Grundbedingung für jeden Drehstrommotor, dass im Läufer und im Ständer stets gleich viel Pole erzeugt werden, erschwert für Spulenanker eine einfache Geschwindigkeitsregulierung durch Wechsel der Primärpolzahl, weil sich der gewöhnliche Spulenanker, im Gegensatz zum Kurzschlussanker, nicht von selbst dem Wechsel der Pole im Ständer anpassen kann. Der Gedanke, Spulenanker und Primärwicklung gleichzeitig auf andere, einander entsprechende Zahl von Polen umzuschalten, führt zu verwickelten Konstruktionen.

Görges hat auf das eigenthümliche Verhalten von Drehstrommotoren aufmerksam gemacht, dass diese Maschinen mit Schleifringen, bei der sonst üblichen Läuferwicklung, durch Überlasten auf die halbe Umlaufzahl heruntergehen, wenn man eine Bürste abhebt, und dass sie in diesem Zustande die Last bewältigen, also ein wesentlich höheres Drehmoment als zuvor ausüben. Wird der Motor durch Belastung von aussen, z. B. durch eine Senkwinde angetrieben, so vertauscht er seine Wirkungsweise mit der eines Generators, sobald seine Umlaufzahl die Hälfte der synchronen Tourenzahl überschreitet, und wirkt auf die Senkwinde als Bremse. Es lässt sich auf diese Weise eine eigenartige Regulierung der Motorgeschwindigkeit erzielen.*) Nach den bisherigen Versuchen besitzen alle Induktionsmotoren diese Eigenthümlichkeit.

Ausser den vorstehenden Regulierungen ist noch folgende bekannt.

Wir sahen, S. 101, dass die Ströme, welche im Läufer inducirt werden, so verlaufen wie ein Wechselstrom, dessen Periodenzahl su_1 beträgt, wenn s die Schlüpfung und u_1 die Periodenzahl des Primärstromes ist. Siemens & Halske haben dies in ihrer sogenannten Kaskadenschaltung benutzt, um den Läuferstrom einem zweiten Motor als Primärstrom zuzuführen, dessen Drehfeld dann entsprechend langsamer läuft. Setzt man den primären Theil des zweiten Motors auf die Ankerachse des ersten, so können die Verbindungsleitungen ohne Schleifringe hergestellt werden. Die vom ersten Motor durch seinen Tourenverlust geleistete Arbeit wird im

*) E. T. Z. 1896, S. 517 und 737, sowie D. R. P. 87754.

zweiten nutzbar gemacht. Der Anlasswiderstand ist in den feststehenden sekundären Theil des zweiten Motors einzuschalten.

Die rotirenden Theile auf der gemeinschaftlichen Achse bewegen sich unter dem Doppeleinfluss nahezu mit der halben Geschwindigkeit, die der erste Motor für sich annehmen würde. Für volle Geschwindigkeit werden beide Motoren parallel ans Netz gelegt.*) Die Anlage wird durch den Zwillingsmotor kostspielig.

Eine weitere Abstufung der Umlaufzahl auf Grund der Kaskadenschaltung erläuterte Danielson 1902 vor dem American Institute of Electrical Engineers.**) Er schlägt vor, die einfache Kaskadenschaltung, welche mit zwei gekuppelten Motoren von gleicher Polzahl ein Mittel bietet, bei annähernd gleichem Stromverbrauch die doppelte Zugkraft mit der halben Geschwindigkeit im Vergleich zur Einzelleistung der Motoren zu gewinnen, dahin abzuändern, dass man zwei Motoren gleicher Leistung aber verschiedener Polzahl auf eine Welle setzt. Damit bietet sich die Möglichkeit, zunächst zwei verschiedene Umlaufzahlen zu erhalten, je nachdem man den einen oder den anderen Motor an's Netz anschliesst, und eine dritte Geschwindigkeitstufe, wenn man beide in Kaskade hintereinander schaltet, d. h. den einen ans Netz legt und mit seinem Läuferstrom die Primärwicklung des andern speist. Schliesslich ist hierbei noch eine vierte Stufe zu erreichen, wenn man durch Vertauschen von zwei Klemmen die Primärwicklung des mittelbar gespeisten Motors in der Kaskade gegen den Läufer der ans Netz angeschlossenen Maschine schaltet. Auf diesem Wege treten die Drehstrommotoren inbezug auf Regulirbarkeit und Energieverbrauch mit der Reihen-Parallelschaltung der Gleichstrommaschinen in Wettbewerb. Ein sehr bedenklicher Nachtheil der Schaltung ist aber der geringe Leistungsfaktor $\cos \varphi$. — Über die graphische Behandlung der Kaskadenschaltung von Dr. Max Breslauer siehe E. T. Z. 1903, S. 1.

Das Anlassen der Drehstrommotoren.

a. Motoren ohne besondere Anlassapparate.

Sobald der Stromkreis eines Drehstrommotors ohne Vorschalten von Anlasswiderständen geschlossen wird, inducirt der Kraftlinienfluss K_r nach Gl. 172, S. 105, im Läufer einen sehr starken Strom,

$$J_2 = \frac{\pi s u_1 K_r 10^{-8}}{W_2} \cos \varphi_2 \text{ Ampère,}$$

weil im Hinblick auf die Beziehung 159, S. 99, $s = 1 - \frac{u_2}{u_1} p$ die Schlüpfung s im Beginn des Anlaufes für den noch stillstehenden Läufer mit $u_2 = 0$ den Werth $s = 1$ hat und erst durch die allmähliche Beschleunigung des Läufers die Werthe von E_2 und J_2 mit der abnehmenden Schlüpfung gleichfalls abnehmen. Im Beharrungszustand beträgt die Schlüpfung nur noch wenige Procente der Drehfeldgeschwindigkeit u_3 . Damit sinkt die elektromotorische Kraft E_2 und der Läuferstrom J_2 weit unter die Grössen, die sie anfänglich hatten. Die im Läufer in Wärme umgesetzte und für die Nutzleistung verlorene elektrische Energie wächst, abgesehen von $\cos \varphi_2$, mit dem Quadrat der Schlüpfung und steigert daher während der Anlaufperiode die Ankertemperatur unter Umständen in bedenklicher Weise.***)

*) E. T. Z. 1894, S. 646. sowie D.R.P. 73050.

**) E. T. Z. 1902, S. 656.

***) Ein einpferdiger Drehstrommotor, der bei voller Leistung mit 5% Tourenabfall arbeitet und hierbei etwa 37 Watt Stromwärme im Läufer erzeugt, würde ohne Anlassschutzvorrichtungen im Stillstand, also auch noch im allerersten Stadium des Anlaufes mit roher Annäherung $\left(\frac{100}{5}\right)^2 37 = 14800$ Watt Stromwärme entwickeln.

Ein starker Anlaufstrom des Läufers ruft ferner auch einen starken ideellen Sekundärkraftlinienfluss hervor, damit wächst in angenähert gleichem Masse der Primärstrom, welcher das Gesamtkraftlinienfeld mit der zur Verfügung stehenden Ampèrewindungszahl des Ständers zu erzeugen hat, das nur mit einer Komponente nutzbar wird, während die andere sich nach den Darlegungen über die Wirkungsweise des Drehstrommotors mit dem sekundär erzeugten Feld ins Gleichgewicht setzen muss. Die Stärke des Primärstromes ist also bei unveränderlicher Primärwindungszahl innerhalb der Anlaufperiode wesentlich von der Stärke des Läuferstromes abhängig und wirkt bei einigermaßen grossen Motoren störend auf das Netz zurück.

Die Anlassapparate und Methoden zum Beschränken des Anlaufstromes für Drehstrommotoren, lassen sich in zwei Hauptgruppen eintheilen, je nachdem sie in den Sekundär- oder Primärstromkreis eingeschaltet werden.

b. Motoren mit besonderen Anlassapparaten.

1. Veränderung der Stromstärke im Läufer.

α. Anlauf mit gewöhnlichen Anlasswiderständen.

Die Läuferwindungen werden ebenso, wie die Primärleitergruppen, in Dreieck- oder häufiger in Sternschaltung miteinander verbunden, damit im ganzen drei Schleifringe und drei Bürsten genügen, um den Läufer an die feststehenden Widerstände anzuschliessen.

Die Schaltung eines vierpoligen Läufers mit Sternschaltung entspricht beispielsweise ganz der vierpoligen Ständerwicklung des Motors Fig. 80, S. 82. Die Spulenverbindungen liegen auf den Stirnflächen des Läufers

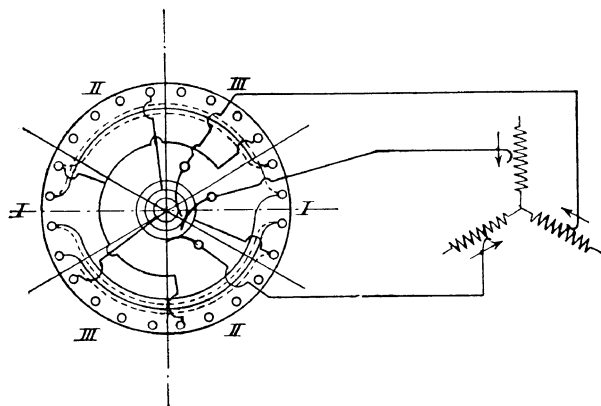


Fig. 123.

und sind an einen Verkettungspunkt angeschlossen, während die freien Enden der Spulengruppen mit drei isolirten Schleifringen verbunden werden.

Fig. 123 liefert die schematische Skizze der Verbindung eines vierpoligen Läufers mit dem zugehörigen Anlasswiderstand. Die Wicklung der Gruppe I ist vollständig gezeichnet, für die beiden anderen gleichgewickelten Spulen sind nur die Anfänge und Enden angegeben.

Die Anlasswiderstände werden ebenfalls entweder in Dreieck- oder in Sternschaltung untergebracht, in Sternschaltung ausschliesslich bei Verwendung von Flüssigkeitswiderständen, wo die Flüssigkeit, in welche die Tauchplatten der drei verschiedenen Phasenströme eintauchen, den Verkettungspunkt bildet. Für den Beharrungszustand schliesst man den Läufer kurz und zwar am besten durch einen Hebel, welcher auf dem Läufer selbst die Leiterenden der Gruppen verbindet. Schwartzkopff verbindet hiermit die Einrichtung, dass gleichzeitig zwangsläufig die drei Bürsten von den Schleifringen abgehoben werden, um sie gegen unnöthigen Verschleiss zu schützen und etwaiges Funken im Beharrungszustande vollständig zu vermeiden.

Die Vorgänge beim Anlassen und Abstellen spielen sich dann folgendermassen ab.

Man schliesst zum Anlassen eines Drehstrommotors den Primärstromkreis des Netzes bei vollständig vorgeschalteten Widerständen des Läuferstromkreises, um im Hinblick auf Fig. 110, S. 108, ein grosses Anlaufmoment zu erhalten. In Fig. 110 bestimmt hiernach z. B. Kurve *A* den Beginn des Anlaufes. Mit zunehmender Motorgeschwindigkeit, also abnehmender Schlüpfung, nimmt das Drehmoment nach dem Kurvenverlauf von *A* so lange ab, bis es mit der Nutzlast ins Gleichgewicht getreten ist. Schaltet man hierauf die erste Widerstandstufe aus, so schnell das Drehmoment nach der Kurve *B* für den neuen Sekundärwiderstand in die Höhe, und erst nach einiger Zeit stellt sich ein neuer Beharrungszustand mit kleinerer Schlüpfung ein. In ähnlicher Weise gelangt man schliesslich durch vollständiges Ausschalten der Zusatzwiderstände auf die Kurve *C*, mit dem letzten Spiel zwischen der Beschleunigung durch den Überschuss des neuen Drehmomentes und der Abnahme der Schlüpfung, und dadurch des Drehmomentes bis zum Eintritt des endgültigen Beharrungszustandes.

Die Zahl der Widerstandstufen muss hinreichend gross gewählt werden, damit die einzelnen Beschleunigungsprünge nicht störend wirken. Fig. 110 zeigt aber ausserdem, dass die Widerstände nicht beliebig rasch ausgeschaltet werden dürfen.

Ist die Belastung z. B. grösser, als dem Anlaufmoment der Kurve *B* entspricht, so würde ein sofortiges Ausschalten des ersten Widerstandes beim Anlassen, d. h. der vorzeitige Übergang von der Kurve *A* auf *B* bewirken, dass der Läufer sich nicht in Bewegung setzen kann, gleichzeitig aber der Sekundärstrom J_2 übermässig wächst und die ganze Maschine der Gefahr des Verbrennens aussetzt.

Man muss also mit dem Ausschalten einer Widerstandstufe mindestens so lange warten, bis die Motorgeschwindigkeit oder Schlüpfung einen Werth erreicht hat, dass zu ihr auf der nächsten Momentenkurve ein grösseres Drehmoment gehört, als der Nutzlast entspricht. Diesen Zustand kann man ohne Geschwindigkeitsmesser nur schätzen, nicht bestimmt erkennen.

Umgekehrt spielt sich der Vorgang beim Abstellen ab. Wollte man langsam Widerstand vorschalten, so würden die Stromstärken, der Schlüpfung entsprechend, nach Fig. 110 zunehmen. Beim raschen Vorschalten des Widerstandes dagegen und gleich darauf folgendem Abtrennen des Motors vom Netz nimmt das Drehmoment sehr schnell ab, aber die Massenwirkung erhält den Motor noch auf hoher, nahezu unverminderter Umlaufzahl. Es wird deshalb nach dem Diagramm für die augenblickliche Schlüpfungsabscisse der Primär- wie der Sekundärstrom ausserordentlich geschwächt und erzeugt beim Unterbrechen nur geringes Funken. Deshalb gilt hier besonders die Regel:

Langsames Ausschalten der Widerstände, rasches Vorschalten.

β. Görges' Anlaufvorrichtung mit Gegenschaltung der Sekundärspulen.

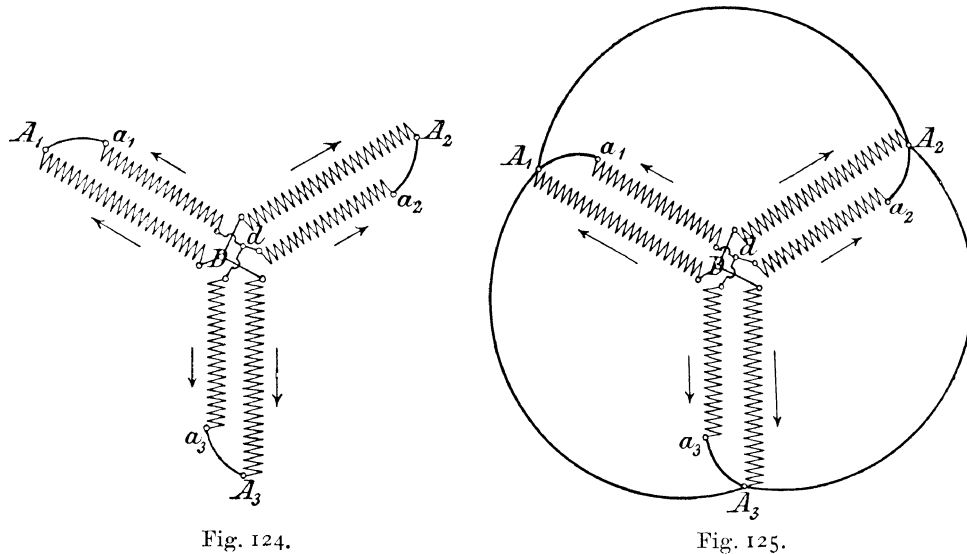
Ausgeführt vom Siemens & Halske. D. R. P. 82016. *)

Die Abhängigkeit der Primärstromstärke vom Läuferfeld bietet ein Mittel, den Anlaufstrom durch Verringern der Sekundärampèrewindungen während der Anlaufperiode herabzusetzen. Dies kann u. a. dadurch erreicht werden, dass man für den Anlauf einen Theil der Läuferwindungen ausschaltet. Görges hat den Weg eingeschlagen, die auf dem Läufer untergebrachten drei Leitergruppen in zwei ungleiche Abtheilungen mit verschie-

*) Vergl. auch E. T. Z. 1894, S. 646.

dener Windungszahl zu zerlegen und das einamal, Fig. 124, so zu schalten, dass die Differenz der in den beiden Abtheilungen inducirten elektromotorischen Kräfte zur Geltung kommt, das anderemal, Fig. 125, die Abtheilungen parallel wirken.

Ist z. B. das Verhältniss der beiderseitigen Windungszahlen 2:1, so werden die beiden Abtheilungen der drei Spulengruppen in der Weise auf dem Läufer gleichliegend untergebracht, dass in jeder Läufer-nuth zwei Drähte der einen Abtheilung und einer der anderen liegen, und demnach auch vollkommen übereinstimmend inducirt werden, aber die inducirte elektromotorische Gesamtkraft jeder der beiden Abtheilungen, nach Massgabe der verschiedenen Windungszahl, verschieden gross ausfällt. Für die zugrunde gelegte Voraussetzung verhalten sich die inducirten elektromotorischen Kräfte wie die Windungszahlen, d. h. wie 2:1. Da ferner auch die Richtung der inducirten Kräfte die gleiche ist, subtrahiren sich beide, wenn die



gleichliegenden Spulenabtheilungsenden, wie in Fig. 124, durch Verbinden der Endpunkte $A_1 a_1$, $A_2 a_2$, $A_3 a_3$ und Hintereinanderschalten der inducirten Spannungen in entgegengesetzter Richtung aufeinander wirken. Verfolgt man den ganzen, schematisch skizzirten Verlauf der Spulen mit ihren doppelten Verkettungspunkten D und d in Fig. 124, deren Vereinigung in einen einzigen Punkt im übrigen im Stromlauf nichts ändert, so erkennt man, dass die Spulen einen in sich geschlossenen Stern darstellen, in dessen Armen, aufeinanderfolgend, immer je zwei entgegengesetzt gerichtete elektromotorische Kräfte auftreten, und dass demnach die Stromstärke dieselbe ist, wie wenn in jedem Sternarm von vornherein nur eine elektromotorische Kraft von der Grösse der Differenz der einzelnen inducirten Spannungen vorhanden wäre. In gleicher Weise entsprechen auch die Kraftlinienflüsse, die von jedem Arm der Sternschaltung erzeugt werden, sowie das resultirende Ankerfeld, nur der Differenz der Ampèrewindungen.

Verbindet man dagegen die Spulenendpunkte A_1 , A_2 und A_3 unmittelbar, wie in Fig. 125 schematisch durch die gemeinsame Ringschlussleitung angedeutet ist, so verwandelt diese Verkettung die hintereinander geschalteten Spulenabtheilungen in parallel geschaltete, und die einzelnen Spulenströme erzeugen gleichgerichtete Kraftlinienflüsse. Hierdurch wird auch das resultirende Sekundärfeld in diesem Fall ebenso gross, wie für einen gewöhnlichen Spulenanker ohne Untertheilung mit gleicher Gesamtwindungszahl

und gestattet den Motor im Beharrungszustande voll auszunutzen, während für den Anlauf die Stromstärken erheblich geschwächt sind.

Für die als Beispiel zugrunde gelegten Annahmen bleibt bei der Gegenschaltung der Spulenabtheilungen nur $\frac{1}{3}$ der Gesamtwindungszahl des Läufers zum Erzeugen des Sekundärfeldes wirksam. Die gleichzeitige Beschränkung der Stromstärke auf $\frac{1}{3}$ der sonst vorhandenen gestaltet die Verhältnisse derart, dass für den Anlaufbeginn die Primärstromstärke so geschwächt wird, als wäre der Läuferwiderstand das Neunfache gegenüber dem des Beharrungszustandes mit parallel geschalteten Spulenabtheilungen.

Mit beginnendem Anlauf verkleinert sich die Schlüpfung und damit die Induktionswirkung des resultirenden Drehfeldes auf den Läufer. Sekundär- und Primärstrom nehmen gleichzeitig ab und gestatten daher den Verzicht auf die anfängliche künstliche Schwächung des Läuferfeldes durch die Gegenschaltung.

Um hierbei einen plötzlichen Sprung zu vermeiden und die entgegengesetzt geschalteten Windungen allmählich oder wenigstens in kleinen Abstufungen parallel zu schalten, ist in der Patentschrift eine weitere Zerlegung der kleineren Spulenabtheilungen in einzelne Unterabtheilungen vorgesehen und, wie in Fig. 126 schematisch skizzirt, je an den Endpunkt dieser Unterabtheilungen ein Kontaktklotz in senkrechter Reihenfolge übereinander angeordnet, über die ein Schlitten mit drei untereinander verbundenen Schienen und Schleifbürsten fortgeleitet werden kann. Dieser Schlitten bildet den Ersatz für den in Fig. 125 gezeichneten Ringschluss der Spulendepunkte für die Parallelschaltung.

In der wirklichen Ausführung sind die Spulenkontakte in drei achsial gerichteten Reihen auf der Motorachse untergebracht. Der Schlitten mit den Schleifbürsten wird als längsverschiebbliche Büchse concentrisch darüber gesetzt und nach Bedürfniss verschoben.

Die untere Horizontale *DDD* in Fig. 126 stellt den gemeinsamen Verkettungspunkt der Spulensterne schematisch dar.

Die Lage der Schleifbürsten auf den Kontakten 1 entspricht der Fig. 124 mit vollkommener Gegenschaltung der Hauptspulen für den Beginn des Anlaufes. In der gezeichneten Stellung mit den Schleifbürsten über den Kontakten 2 ist die Spulenstrecke 1—2 mit *BA* durch den Kontaktschlitten parallel geschaltet, und es wirkt der in diesen Windungsabtheilungen inducirten elektromotorischen Kraft nur noch die elektromotorische Kraft der Spulenstrecke 2—5 entgegen. Die Gegenstrecke nimmt in dem Masse ab, wie der Schlitten weiter bewegt wird, bis schliesslich, mit der Einstellung der Schleifbürsten auf die letzten Kontakte 5, die Parallelschaltung für den Beharrungszustand des Motors, wie in Fig. 125, vollkommen hergestellt ist.

Das D. R. P. 91135 enthält eine Ergänzungs konstruktion von Siemens & Halske zum selbstthätigen Umwandeln der Gegenschaltung in Parallelschaltung durch einen besonders für diesen Zweck eingerichteten Centrifugalregulator, der auf der Motorachse an der Drehung des Läufers theilnimmt und dessen Spulengruppen kurzschliesst, sobald die halbe regelrechte Umlaufzahl erreicht wird. Die Einzelheiten der Ausführung sind in der Patentschrift durch Beschreibung und Figur eingehend klargelegt.

Die Konstruktion von Görge vereinfacht die Anlage dadurch, dass sie an die Stelle besonderer Anlasswiderstände die auswechselbare Schaltung

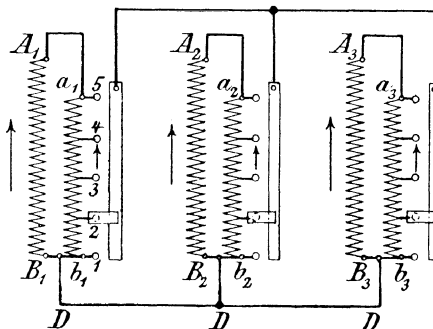


Fig. 126.

der Spulenwicklung setzt, während die Schleifringe und Schleifbürsten nur eine etwas andere Form und eine andere Bestimmung annehmen. Im übrigen ist ebenso, wie zum Einschalten von Zusatzwiderständen in den Sekundärstromkreis, ein Spulenläufer statt des einfachen Kurzschluss- oder Käfigankers anzuwenden. Gegenschaltung ist für Motoren bis 10 PS anwendbar, wenn die Zugkraft beim Anlauf nur 75⁰/₁₀₀ der regelrechten beträgt. Grössere Maschinen lassen sich für unbelasteten Anlauf bis 100 PS ausführen.

Die Anordnung eignet sich also kaum für häufig unterbrochenen Betrieb.

Die beiden vorstehenden Konstruktionen sind an sich besonders für den unmittelbaren Anschluss an hochgespannte Leitungen empfehlenswerth. Die Möglichkeit, den Läufer hierbei so zu bauen, dass in ihm nur eine verhältnissmässig niedrige Spannung auftritt, bietet den schon früher betonten Vortheil erhöhter Betriebsicherheit.

7. Anlauf mit einem Kurzschlussanker, der zweierlei Windungen trägt.

Nach Fig. 110, S. 108, erfordern Drehstrommotoren für grosse Anzugmomente grosse Läuferwiderstände, wogegen für den Beharrungszustand möglichst kleine Widerstände günstig sind. Im Hinblick hierauf hat die Maschinenfabrik Örlikon vorgeschlagen, auf einem Kurzschlussanker zwei verschiedene Windungen unterzubringen, eine mit vielen Windungen von geringem Widerstand und eine zweite mit wenig Windungen von hohem Widerstand. Zeichnet man die Drehmomentenkurven zu den beiden getrennt betrachteten Wicklungen auf, so liefert die Addition der zusammenfallenden Ordinaten die Schaulinie der resultirenden Drehmomente. Diese Kurve weist sowohl für den Anlauf, wie für den Dauerbetrieb günstige Verhältnisse auf.

Boucherot legt die Kurzschlusswicklung mit grossem Widerstand in den äusseren Läuferumfang und bringt die zweite Wicklung von geringem Widerstand in einigem Abstand von der ersten, näher zur Mitte, unter. Den Ring zwischen beiden unterbricht er durch radiale Schlitze, um die eintretenden Kraftlinienflüsse durch die eisernen Stege zwischen den inneren Wicklungen durchzutreiben und in diesen Spannung und Strom zu induciren. Es wird jedoch eine erhebliche Kraftlinienzahl ihren Weg noch durch den ringförmigen Raum zwischen Ständer und innerer Wicklung nehmen und durch die hiermit für die innere Läuferwicklung geschaffene Selbstinduktion die Sekundärstromstärke und auch das grösste Drehmoment des Motors herabsetzen. Infolgedessen verläuft beim Anlassen, wegen des starken Läuferfeldes, ein grosser Theil der von der inneren Wicklung erzeugten Kraftlinien im Läufer selbst, und verhindert ein gefährliches Anwachsen der Stromstärke in den inneren Leitern mit geringem Widerstand. Der Anlauf gestaltet sich unter diesen Verhältnissen nahezu so, wie wenn nur die äussere Wicklung mit hohem Widerstand vorhanden wäre. Motoren mit derartigen Läufern werden für Winden und Aufzüge empfohlen, weil sie einfache Umschalter zulassen und wenig Ansprüche an die Geschicklichkeit des Bedienungspersonals stellen.*)

Für den Betrieb bereiten aber beim Anlaufen die Erhitzung der Leiter mit hohem Widerstand, welche vorwiegend das Anlaufmoment zu leisten haben, und die bedeutende Primärstromstärke Schwierigkeiten.

Die Verhältnisse liegen in dieser Beziehung ähnlich wie beim gewöhnlichen Kurzschlussanker. Vergl. S. 125.

*) Näheres auch über verwandte Konstruktionen von Boucherot, siehe Bulletin de la Société internationale des Electriciens 1898, S. 68 u. f., und Niethammer, E. T. Z. 1898, S. 549 u. f.

δ. Anlauf mit Wechsel der Polzahl zum Ausschalten von Läuferwiderstand.

Max Déri hat eine eigenartige Wicklung für den Läufer von Drehstrommotoren mit veränderlicher Polzahl angegeben, bei der der Widerstand in die Wicklungen selbst eingesetzt ist, aber je nach der Schaltung des Motors, auf die niedrigste oder auf die doppelte Polpaarzahl, wegen des gleichzeitig hiermit auftretenden Wechsels in der Richtung der Kraftlinienflüsse und der inducirten Ströme im Läuferstromkreis oder im Nebenschluss dazu liegt. Auf diese Weise wird der Widerstand mit dem Wechsel der Polzahl ohne weiteres selbstthätig ein- und ausgeschaltet. Der Motor läuft mit der kleineren Polpaarzahl unter vollem Widerstand mit einem starken Ankermoment an und wird für den Beharrungszustand auf die doppelte Polzahl umgeschaltet, um den für Dauerbetrieb ungünstigen Zusatzwiderstand ausser Thätigkeit zu setzen.

Fig. 127 veranschaulicht die Déri'sche Wicklung für einen Läufer, dessen Primärfeld sich von zwei auf vier Pole umschalten lässt. Das zweipolige Feld, dessen Amplitude NS in dem dargestellten Zeitpunkt von oben

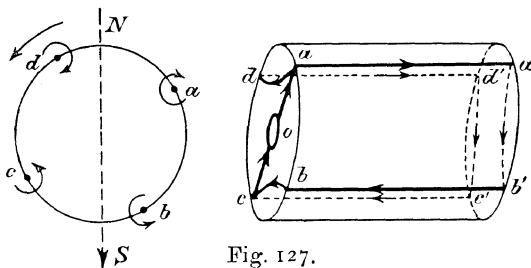


Fig. 127.

nach unten gerichtet ist, inducirt bei linkssinnigem Umlauf in den Sekundärleitern elektromotorische Kräfte im Sinne der eingezeichneten geraden Pfeile, weil die erzeugten kreisförmigen Kraftlinienflüsse um die einzelnen Leiter die in der Stirnansicht angegebenen Richtungen haben müssen, wenn der Anker dem Drehfeld folgen soll. Ohne die Déri'sche Zwischenverbindung aoc würde der Läufer stromlos bleiben, weil die elektromotorischen Kräfte in den Leitern aa' und $b'b$ den gleich starken in den beiden anderen cc' und $d'd$ entgegen wirken. Durch die Zwischenverbindung aoc vereinigen sich aber die gleichgerichteten Ströme aus den Leitern $c'c$ und $b'b$ im Punkte c , durchfließen gemeinsam die Verbindung ca und gabeln sich in a in die beiden Rücklaufstromzweige aa' und dd' ; der Kreislauf wird durch $a'b'$ und $d'c'$ geschlossen. Wählt man nun für den Zwischenleiter aoc einen verhältnissmässig hohen Widerstand, so erfolgt der Anlauf des Motors wegen des höheren Läuferwiderstandes mit grossem Anzugmoment.

Durch Umschalten des Motors auf vier Pole gabeln sich die von den beiden gegenüberliegenden Nordpolen ausgehenden Kraftlinienflüsse nach den benachbarten Südpolen, Fig. 128, und der vierfache Kraftlinienverlauf $NSNS$

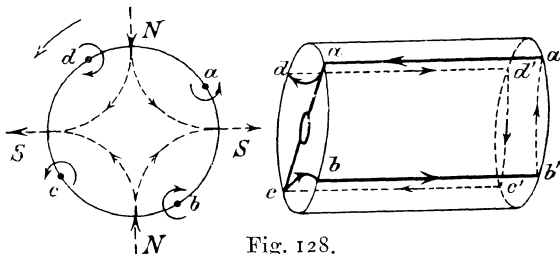


Fig. 128.

inducirt elektromotorische Kräfte und Ströme im Sinne der geraden Pfeile, welche ihrerseits die durch kreisförmige Pfeile angedeuteten Kraftlinienflüsse hervorrufen. Für das Zustandekommen des hierdurch angestrebten Läuferstromes bilden die Leiter $a'add'c'ebb'a'$ jetzt den erforderlichen Ringschluss, und der Zwischenleiter aoc scheidet mit seinem hohen Widerstande ohne weiteres aus dem Stromlauf aus, weil zwischen seinen beiden Anschlusspunkten keine Spannungsdifferenz herrscht.*)

*) Ausführlicher ist die Konstruktion besprochen in E. T. Z. 1898, S. 626, aus der Zeitschrift für Elektrotechnik, Wien 1898, Heft 24.

2. Veränderung der Stromstärke im Primärstromkreis.

Der Kraftlinienfluss K_r , des resultirenden Drehfeldes war bisher stets als unveränderlich angenommen oder wenigstens nur der geringe Einfluss berücksichtigt, den der Wechsel der elektromotorischen Gegenkraft E_1 auf seine Grösse ausübt. Gl. 172, S. 105, für J_2 zeigt aber, dass dieser Werth unmittelbar vom Kraftlinienfluss K_r abhängt, und es liegt daher der Gedanke nahe, ihn veränderlich zu wählen.

Aus dem Kreisdiagramm Fig. 117, S. 114, und den zugehörigen Erläuterungen ist zu entnehmen, dass die Klemmenspannung E_k , des Betriebsstromes sich mit der vom resultirenden Kraftlinienfluss K_r inducirten elektromotorischen Gegenkraft E_1 , ferner mit der durch Selbstinduktion erzeugten elektromotorischen Kraft E_s , sowie schliesslich mit dem Ohm'schen Verlust E_{w_1} ins Gleichgewicht setzt. Von diesen drei Grössen sind die beiden letzten verhältnissmässig klein und wenig veränderlich. Eine Änderung der Klemmenspannung hat also vorzugsweise eine gleichsinnige Änderung der elektromotorischen Gegenkraft E_1 und damit gleichzeitig des Kraftlinienflusses K_r , sowie des ideellen Magnetisirungsstromes J_μ zur Folge.

Die vorstehenden Erwägungen führen zu dem Schluss, dass sich der Anlaufstrom ganz allgemein durch Wahl eines anderen Kraftlinienflusses K_r verändern lässt. Für die Praxis stehen hierzu zwei Wege offen:

- a. durch Verändern der Spulenspannung E ,
- β. durch Verändern der Primärleiterzahl.

α. Verändern der Spulenspannung.

Verwendung eines Transformators mit veränderlicher Windungszahl. — Autotransformator der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. D.R.P. 75361.

Da der Wechselstrom die Möglichkeit gewährt, Spannungen ohne Effektverlust durch die S. 75 erwähnten, sogenannten Drosselspulen, d. h. Spulen mit geringem Widerstand und grosser Selbstinduktion, zu vernichten, kommen die für Gleichstrommaschinen benutzten induktionlosen Widerstände wegen ihres Energieverlustes für die Änderung der Spulenspannung nicht in Betracht.

Ein sehr bequemes und wirtschaftlich günstiges Hilfsmittel bietet dagegen die Anwendung eines Transformators mit veränderlicher Windungszahl. *)

Schaltet man die primären Windungen dreier Transformatoren in das Stromzuführungsnetz ein und entnimmt den Strom für die Primärspulen des Drehstrommotors den sekundären Transformatorspulen, so kann man nach Gl. 200, S. 133, in einfacher Weise durch das Verhältniss der beiderseitigen Windungszahlen die Klemmenspannung des Motors herunterdrücken.

Vereinigt man, wie in Fig. 130 schematisch angegeben ist, die Eisenkerne der drei Transformatoren durch gemeinsame Joche, so kreisen die Kraftlinienflüsse durch die Kerne genau so, wie die elektrischen Ströme durch die drei Netzleiter, d. h. der Kraftlinienfluss in jedem Schenkel kann

*) Transformatoren dienen zum Umwandeln von Stromspannungen, indem man durch den Kraftlinienfluss einer vom Netz gespeisten Spule in einer zweiten Spule mit anderer Windungszahl Strom von anderer Spannung inducirt.

Die Transformatoren für Wechselstrom bestehen aus einem geschlossenen, zum Beschränken der Wirbelströme nach Fig. 76, S. 79, aus Scheiben mit Papierzwischenlagen hergestellten Eisenring, auf dem sich die beiden Spulen befinden.

Die Wirkungsweise besteht darin, dass sich in Fig. 129 die Ampèrewindungszahlen AW_1 und AW_2 der beiden Spulen zu der Resultante AW_r vereinigen und den nach dem Sinus-

als Rückleitung der magnetischen Ströme aus den beiden anderen betrachtet werden.

Versieht man ferner die einzelnen sekundären Windungen mit Kontaktknöpfen 1, 2, 3 u. s. f., so lassen sich durch gleichzeitiges Verschieben der drei Bürsten *B* in den drei Sekundärkreisen der Reihe nach immer mehr Windungen einschalten, bis ihre Zahl die der primären erreicht. Hiermit steigt die Klemmenspannung der Maschine auf die des Netzes, und zu dieser Zeit kann schliesslich der Motor vollkommen gefahrlos vom Transformator auf das Netz umgeschaltet werden.

Das Verfahren erfüllt die Bedingungen eines gleichförmigen, stossfreien Anlaufs für den Motor ohne erhebliche Energieverluste.

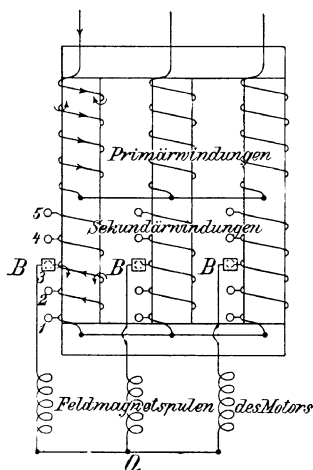


Fig. 130.

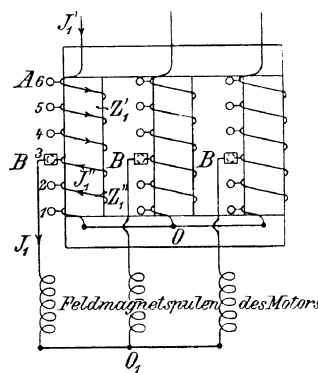


Fig. 131.

Die Transformatorwirkung bleibt bestehen, wenn man, zum Beschränken des Kupferaufwandes, jeden Schenkel nur mit einer einzigen fortlaufenden Spule umwickelt und diese lediglich durch die Bürstenanlage in veränderlicher Weise unterteilt. In einem solchen sogenannten „Autotransformator“, Fig. 131, durchfliessen die von den Bürsten abgenommenen Ströme

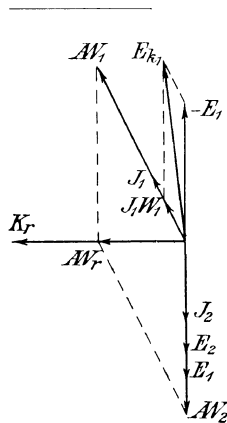


Fig. 129.

gesetz verlaufenden resultierenden Kraftlinienfluss K_r erzeugen. Dieser inducirt nach Gl. 65, S. 24, in den beiden Spulen den Windungszahlen proportionale elektromotorische Kräfte E_1 und E_2 , weil jede Windung vom Kraftlinienfluss K_r geschnitten wird. E_2 erzeugt den Strom J_2 mit den Sekundärampèrewindungen $J_2 Z_2$. Der aus dem Netz entnommene Strom J_1 ermittelt sich aus der primären Ampèrewindungszahl $AW_1 = J_1 Z_1$, welche im Diagramm die Resultante von AW_r und $-AW_2$ sein muss, weil umgekehrt AW_r die Resultante von AW_1 und AW_2 ist.

Die Primärklemmenspannung E_{k_1} hat die elektromotorische Gegenkraft E_1 zu überwinden und den Ohm'schen Spannungsverlust $J_1 W_1$ zu leisten, ist also die Resultante von $J_1 W_1$ und $-E_1$.

In den Transformatoren fallen die magnetischen Widerstände durch den vollkommenen Eisenschluss des Kraftlinienweges im Vergleich zu Motoren mit Luftspalt ausserordentlich gering aus, und es genügt daher auch eine sehr kleine magnetisirende Ampèrewindungszahl AW_r zum Erzeugen des inducirenden Kraftlinienflusses K_r . Wegen der Kleinheit von AW_r werden im Diagramm, Fig. 129, die Dreieckseiten AW_1 und AW_2 nahezu einander gleich d. h.

$$J_1 Z_1 \approx J_2 Z_2 \dots \dots \dots 199.$$

Andererseits ist nach dem vorangestellten Hinweis

$$E_1 : E_2 = Z_1 : Z_2 \dots \dots \dots 200.$$

$$\text{also auch } E_1 J_1 \approx E_2 J_2 \dots \dots \dots 201.$$

d. h. angenähert die abgegebene Energie gleich der zugeführten.

Der Energieverlust beschränkt sich auf die Stromwärme, die Verluste durch die magnetische Reibung und die Wirbelströme beim Ummagnetisiren.

deckung zweier benachbarter Kontakte entsteht andererseits der Nachtheil, dass die zwischen beiden liegenden Spulenwindungen jedesmal während der Dauer der Überdeckung kurz geschlossen werden. Der Kraftlinienfluss des Eisenkerns inducirt in den kurzgeschlossenen Windungen eine elektromotorische Kraft, die beim Weiterdrehen der Kurbel, wegen des geringen Leitungswiderstandes, einen starken Kurzschlussstrom und heftiges Funken hervorruft. Es bedarf daher noch besonderer Vorsichtsmassregeln, um in den vorübergehend kurz geschlossenen Windungen die Stärke des Kurzschlussstromes abzuschwächen. Zu dem Zweck kann man entweder die Zuleitungsdrähte von den Induktionswindungen nach dem Schaltbrett, von denen mit Rücksicht auf die Deutlichkeit der Gesamtfigur in Fig. 132 die Zuleitung von der mittleren Induktionspule fortgelassen ist, aus Neusilber oder anderem Material von geringer Leitungsfähigkeit herstellen, oder wie in Fig. 133 in die Zuleitungen besondere kleine Widerstandsspulen einschalten. Da die elektromotorische Kraft der kurzgeschlossenen Windungen, wegen der kleinen Windungszahl, immerhin in mässigen Grenzen

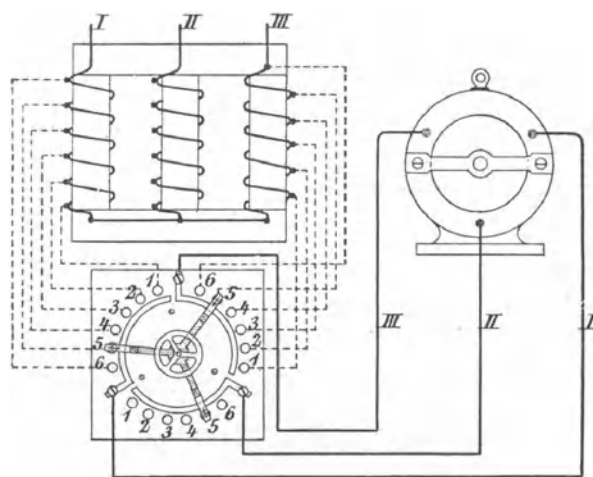


Fig. 132.

bleibt, genügen zum Abschwächen ihrer Stromerzeugung auch kleine Widerstände.

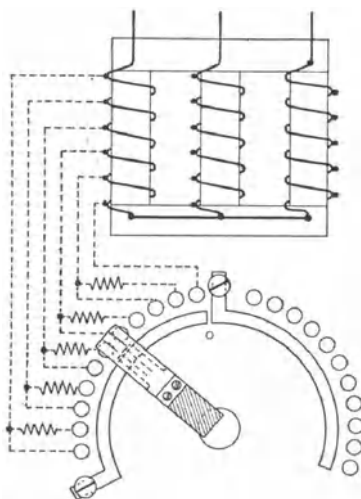


Fig. 133.

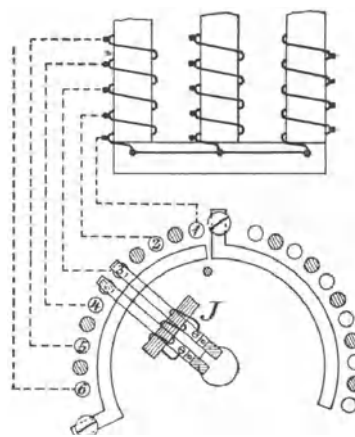


Fig. 134.

bleibt, genügen zum Abschwächen ihrer Stromerzeugung auch kleine Widerstände.

Fig. 134 veranschaulicht schliesslich noch eine andere Ausführung, die in ähnlicher Weise für Zellschalter von Akkumulatorenbatterien benutzt wird. Die dreiarmlige Schleifkurbel, von der hier nur ein Arm gezeichnet ist, wird in diesem Falle so gestaltet, dass jeder Arm gabelförmig aus zwei Schienen besteht, die nur durch eine kleine, als Widerstand dienende Induktionspule *J* mit eingelegtem Eisenkern leitend untereinander in Verbindung stehen, und dass nur eine der beiden Schienen durch eine Schleif-

feder den Strom auf das darunter liegende Leitersegment des Netzes abgibt oder von dort aufnimmt. Die schraffirten Kreisquerschnitte zwischen den Kontakten 1, 2 . . . deuten nur tote Unterstützungsblöcke an, welche die Gabelarme in den Zwischenstellungen in ihrer Bahn halten und ein Hängenbleiben beim Weiterdrehen verhüten. Der unmittelbar in die Gabelarme der dreitheiligen Schaltkurbel gelegte kleine Selbstinduktionswiderstand wirkt als Drosselspule und setzt die Stärke des Kurzschlussstromes nach Gl. 131, S. 73, herab, leistet also bei dieser Ausführung dasselbe, was sonst durch die Einzelwiderstände aller Zuleitungen bewirkt werden muss.

Anlauf mit Umwandlung der Sternschaltung des Primärstromkreises in Dreieckschaltung.

Wir fanden bei Untersuchung der Unterschiede zwischen Stern- und Dreieckschaltung des Primärstromkreises — S. 86 u. 87 — dass für Sternschaltung die Spulen- oder Sternspannung E gleich der Spannung E_k zwischen zwei beliebigen Aussenleitern dividirt durch $\sqrt{3}$ d. i. $E = \frac{1}{\sqrt{3}} E_k = 0,577 E_k$ ist, während für Dreieckschaltung die Spulenspannung die Grösse der Klemmenspannung beibehält, sich also $E = E_k$ er-

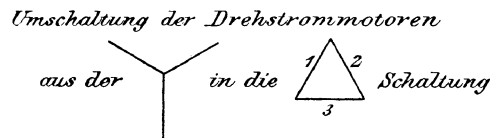
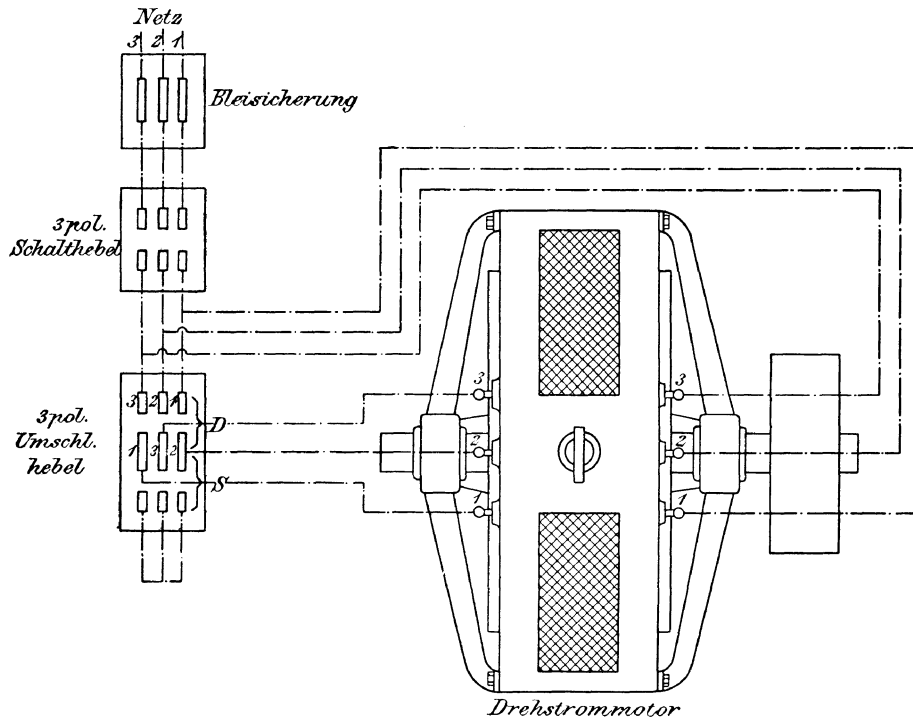


Fig. 135.

giebt. Baut man im Hinblick auf diese Verhältnisse den Motor mit auswechselbarer Schaltung des Primärstromkreises und schliesst die Ständer-

spulen für den Anlauf in Sternschaltung an das Netz an, so arbeitet der Motor im Primärstromkreis nur mit 0,577 der Netzspannung, und das Feld K_r , sowie die Primärstromstärke J_1 werden nach Massgabe der beschränkten Klemmenspannung in entsprechend niedrigen Grenzen gehalten. Nachdem dann der Strom im Beharrungszustand auf seine untere Grenze für das gegebene Lastmoment gesunken ist, bietet die Umwandlung der Sternschaltung in die Dreieckschaltung die Möglichkeit, ohne Gefahr die Feldstärke zu steigern und die volle verfügbare Klemmenspannung auszunutzen. Es wird jedoch hierbei das Anzugmoment verringert. Im elektrischen Bahnbetrieb findet man daher auch die umgekehrte Schaltweise, um ein besonders kräftiges Anfahrmoment zu erhalten.*)

Fig. 135 stellt eine Konstruktion der Allgemeinen Electricitätsgesellschaft in Berlin dar. Der dreipolige Schalthebel vor der Verzweigung der Stromleitungen dient nur zum Öffnen und Schliessen des Stromkreises. Der Umschalter verkettet die linksliegenden Spulenden 1, 2 und 3 des Primärstromkreises, wenn die mit der Klammer S zusammengefassten Kontakte sich paarweise schliessen. In der durch die Klammer D angedeuteten Schaltlage werden die rechtsliegenden Spulenden mit den linksliegenden in der Ziffernfolge 1, 2, 3 mit 2, 3, 1 nach dem Dreieckschema verbunden und an das Netz angeschlossen.

Anlauf mit getheilten Primärspulen und Schaltwechsel zwischen Hintereinander- und Parallelschaltung der Spulen- abtheilungen.

Werden die Primärspulen in zwei Abtheilungen zerlegt und diese für die Anlaufperiode hintereinander, für den Beharrungszustand des Motors dagegen parallel geschaltet, so beschränkt das Hintereinanderschalten, bei gleicher Windungszahl beider Abtheilungen, die in jeder Abtheilung inducirte elektromotorische Kraft auf die Hälfte der verfügbaren Klemmenspannung, weil sich die elektromotorischen Kräfte beider Abtheilungen hierbei addiren und sich ihre Summe mit der Netzspannung ins Gleichgewicht setzen muss, während durch Parallelschalten beide Spulenhälften unmittelbar an das Netz gelegt werden und daher auch die in ihnen inducirten elektromotorischen Kräfte einzeln die volle Grösse der ihnen entgegenwirkenden Klemmenspannung annehmen. Infolge der Abhängigkeit zwischen Kraftlinienzahl und elektromotorischer Kraft ruft das Hintereinanderschalten für den Anlauf die halbe Feldstärke, wie die Parallelschaltung für den Beharrungszustand hervor und liefert dadurch den erforderlichen Schutz gegen übermässige Stromentnahme beim Anlassen des Motors.

β . Verändern der Primärleiterzahl.

Anlauf mit Vertauschung der Primär- und Sekundärwicklung.

D. R. P. Nr. 91220 der Union Electricitäts-Gesellschaft Berlin.

Bei dieser Konstruktion weicht das Windungsverhältniss zwischen dem feststehenden und dem umlaufenden Theil des Induktionsmotors von 1 ab, und man vertauscht für den Anlauf zum Verkleinern des Primärstromes den primären Theil mit dem sekundären. — Näheres siehe in der Patentschrift.

Die drei zuletzt genannten Verfahren liefern nur je eine Abstufung.

*) Bell-Rasch, Elektrische Bahnen, 1898, S. 174.

γ. Wirkung der Anlassapparate im Primärstromkreis.

Wie auf S. 114 an Hand der Fig. 117 dargelegt wurde, ist der Kraftlinienfluss K_r für eine bestimmte Maschine annähernd proportional der Klemmenspannung E_{k_1} . Ausserdem ist nach Gl. 163, S. 102, der Werth von $\cos \varphi_2$ für eine und dieselbe Schlüpfung s konstant. Daraus folgt nach Gl. 173, S. 105, dass für eine bestimmte Schlüpfung, z. B. im Augenblick des Anlaufens, das Drehmoment proportional dem Quadrat des Kraftlinienflusses und daher auch der Klemmenspannung ist, während die Stärken des Sekundärstromes J_2 und damit des Primärstromes J_1 nach Gl. 172, unmittelbar K_r , und daher auch der Klemmenspannung E_{k_1} proportional sind.

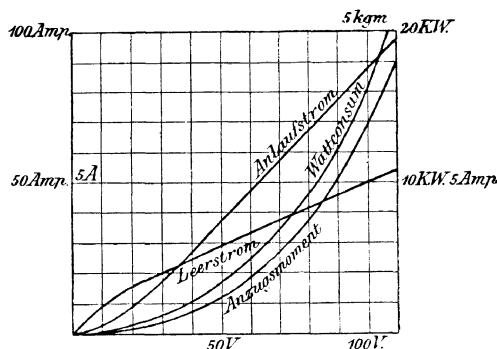


Fig. 136.

Trägt man daher in Fig. 136*) die Klemmenspannungen als Abscissen ab, und darüber als Ordinaten den Anlaufstrom, das Anzugmoment, den Wattverbrauch und den Leerlaufstrom auf, so erhält man für den Anlaufstrom annähernd eine Gerade, ebenso für den Leerlaufstrom, weil er nach Fig. 116, S. 112, hauptsächlich den ideellen Magnetisirungsstrom J_μ zu

liefern hat, der unter Berücksichtigung der Charakteristik dem Kraftlinienfluss K_r nahezu proportional ist.

Die Kurven für das Anzugmoment und den Wattverbrauch sind Parabeln ähnlich.

Wie ersichtlich, haben alle Anlassverfahren, die auf der Verminderung der Klemmenspannung beruhen, den Nachtheil, das Anzugmoment abzuschwächen und eignen sich daher für Windenbetrieb nicht. Andererseits besitzen sie den Vortheil, dass die Wahl der Läuferschaltung freiem Ermessen überlassen bleibt und die Anwendung von Schleifringen umgangen ist.

Für Windenbetrieb kommen nur die Vorschaltwiderstände im Sekundärstromkreis in Betracht. Sie gestatten, den Motor mit dem Stromverbrauch des Beharrungszustandes anlaufen zu lassen und mit grösserem Stromaufwand das Anzugmoment erheblich zu steigern. Ausserdem ist mit diesem Verfahren der Vorzug verknüpft, dass die beim Anlassen erzeugte Wärme nicht im Motor, sondern in den getrennt aufgestellten Anlasswiderständen auftritt, die gegen hohe Temperaturen weniger empfindlich sind.

IV. Asynchrone Induktionsmotoren mit Kommutator.

In den vorangegangenen Erörterungen ist mehrfach darauf hingewiesen, dass Drehstrommotoren mit abnehmender Belastung eine zunehmende Phasenverschiebung zwischen Primärstrom J_1 und Klemmenspannung E_{k_1} aufweisen. Diese Verhältnisse lassen sich am klarsten aus dem Heyland'schen Diagramm, Fig. 119, S. 116, ansehen, aus dem sich auch ohne weiteres ergibt, dass die Phasenverschiebung φ für den Leerlauf ihren grössten Werth erreicht und damit den Leistungsfaktor $\cos \varphi$ am weitesten herabsetzt. Die Leerlaufströme sind, wie die Betriebskurven Fig. 120, 122a und 122b, S. 120 u. 121, zeigen, verhältnissmässig stark und erreichen selbst bei gut-

*) E. T. Z. 1896, S. 88.

gebauten grossen Motoren noch $\frac{1}{5}$ des vollen Betriebstromes, bei kleinen Motoren $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$.

Die Störungen, welche sich aus der Grösse des Leerlaufstromes und der starken Phasenverschiebung rückwärts für das Netz und die Generatoren ergeben, haben schon frühzeitig dahin gedrängt, die nachtheiligen Einflüsse möglichst herabzusetzen, also danach zu streben, die Phasenverschiebung womöglich ganz zu beseitigen und den Leerlaufstrom zu verkleinern, indem man übererregte Synchronmotoren oder Kondensatoren parallel zu den Induktionsmotoren ans Netz legt und in den Motoren selbst den Magnetisierungsstrom durch geringen Luftspalt und andere Mittel möglichst herabsetzt. Diese Hilfsmittel, welche andererseits die Ausführungsschwierigkeiten erhöhen, lösen die Aufgabe nur theilweise und unbefriedigend.

Dagegen sind in neuerer Zeit Konstruktionen aufgetaucht, mit dem Grundgedanken, den Läuferstrom theilweise dem Netz zu entnehmen und hierdurch im Läufer einen resultirenden Strom zu erzeugen, der im Diagramm, Fig. 117, S. 114, dem Magnetisierungsstrom J_μ statt um $90^\circ + \varphi_2$ um einen Winkel kleiner als 90° nacheilt. Da nach der früheren Erklärung des Diagrammes Fig. 117 die Ampèrewindungszahl X_1 die Resultante aus X_r und $-X_2$ ist, muss unter diesen Verhältnissen die Phasenverschiebung φ_1 zwischen Primärstrom J_1 und der Klemmenspannung E_{k_1} um so kleiner werden, je weniger J_2 dem Magnetisierungsstrom nacheilt und unter bestimmten Verhältnissen J_1 oder X_1 mit E_{k_1} zusammenfallen, d. h. die Phasenverschiebung zwischen Primärstrom und Klemmenspannung $\varphi_1 = 0$ werden. Diese Motoren bilden asynchrone Induktionsmotoren mit Kommutator, aber der Kommutator ist hierbei wesentlich weniger empfindlich als bei den Gleichstrom- und den ähnlich gebauten Wechselstrommotoren mit Reihenschaltung, weil er nur den schwachen Erregerstrom und nicht den vollen Betriebstrom zu führen hat. Man erreicht hierdurch einen Ausgleich für die Phasenverschiebung und bezeichnet die Anordnung als „Kompensator“.

Bei einer Ausführung von Heyland liegen auf dem Kommutator drei Schleifbürsten, die nicht unmittelbar mit den Motorklemmen verbunden sind, sondern den Strom ähnlich wie im Autotransformator, Fig. 131, S. 133, aus den Primärspulen entnehmen, um dem Läufer einen konstanten Magnetisierungsstrom zuzuführen. Für den Leerlauf fliesst in der Primärspule nur ein Wattstrom CC^0 , Fig. 119, S. 116, während der gewöhnliche Drehstrommotor hierfür den vollen Leerlaufstrom AC^0 dem Netz entnimmt.

Nach den ersten Versuchsergebnissen mit den Heyland'schen Motoren stellte sich heraus, dass der Versuchsmotor in gewöhnlicher Weise betrieben einen Leistungsfaktor $\cos \varphi = 0,75$ besass und damit 15 Ampère für den Leerlaufstrom verbrauchte, mit dem Kompensator dagegen $\cos \varphi$ auf 1 stieg und der Leerlaufstrom auf 3 Ampère sank.*) Diese sogenannten kompensirten Motoren lassen sich ebenso wie die gewöhnlichen Drehstrommotoren als Bremsgeneratoren benutzen.

Bei der noch nicht abgeschlossenen Durchbildung der neuen Motor-gattung muss ich mich an dieser Stelle darauf beschränken, die Aufmerksamkeit auf die Weiterentwicklung zu lenken, und verweise auf die bisher erschienenen Abhandlungen in der Elektrotechnischen Zeitschrift.**)

*) E. T. Z. 1902, S. 28. A. Heyland. Die ersten Versuchsergebnisse.

**) E. T. Z. 1901, S. 633. A. Heyland. Asynchroner Induktionsmotor ohne Phasenverschiebung ($\cos \varphi = 1$) zwischen Strom und Spannung. Ferner Asynchronmaschinen mit Kompensierung und Kompoundirung in ihrer heutigen Ausführung E. T. Z. 1903, S. 51, 73 u. 95. — M. Osnos. Ein neues Verfahren zum Kompensiren der Phasenverschiebung in asynchronen Wechselstrommaschinen E. T. Z. 1902, S. 919, und eine Äusserung hierzu von Breslauer, E. T. Z. 1902, S. 1050.

V. Einphasenmotoren.

Die Einphasenmotoren werden nach den beiden Ausführungsarten der Drehstrommotoren entweder als Synchronmotoren mit einem von Gleichstrom erregten rotirenden Magnetsystem — Läufer — oder als Asynchron-, d. h. Induktionsmotoren gebaut.

Die auch hier ausschliesslich im Ständer untergebrachte und vom Netz gespeiste primäre Wicklung erzeugt kein Drehfeld, sondern nur einen in seiner Stärke an Ort und Stelle oscillirenden Kraftlinienfluss.

Es ist also der einphasige Induktionsmotor ebenso wenig wie ein Synchronmotor nach den Darlegungen S. 89 in der Lage, ohne besondere Hilfsmittel anzulaufen. Ist aber ein Induktionsmotor auf irgend eine Weise in Bewegung gesetzt, so erleidet er durch den pulsirenden Wechselstrom einen periodisch wirkenden fortdauernden Antrieb im Sinne seiner eingeleiteten Drehung, ähnlich wie das Schwungrad einer Eincylinderdampfmaschine. Die Umfangskraft oder das Drehmoment nimmt bis zu einem bestimmten Maximum zu und dann wieder ab, wenn sich die Umlaufzahl der synchronen Tourenzahl nähert. Für den Synchronismus ist das Drehmoment, ebenso wie bei Drehstrommotoren, Fig. 110, S. 108, gleich Null.

Zum Ingangsetzen eines einphasigen Induktionsmotors werden folgende Hilfsmittel benutzt.

Kleine Motoren lassen sich von Hand, antreiben, können aber dann selbstverständlich erst belastet werden, wenn sie die Umlaufzahl des Beharrungszustandes annähernd erreicht haben und selbständig weiterlaufen.

Motoren, die belastet anlaufen müssen, werden für den Anlauf durch die Schaltung vorübergehend in Zweiphasenmotoren verwandelt, indem man auf dem Ständer eine Hilfsspule unterbringt, die der Hauptspule gegenüber, zum Erzeugen eines Drehfeldes mit bestimmtem Drehsinn, um 90^0 versetzt ist, und durch diese Hilfsspule einen vom Netz abgezweigten Strom schickt, dem man künstlich eine gewisse Phasenverschiebung — Hilfs- oder Kunstphase — ertheilt.

Die Hauptspule M_1 , Fig. 137, wird zum Abschwächen der Anlaufstromstärke J_1 unmittelbar mit einem eingeschalteten induktionlosen Anlasswiderstand W_s — vergleiche Fussnote S. 26 — an die Leitung angeschlossen. In den Stromkreis der Hilfsspule M_2 legt man eine Drosselspule J_s , d. h. eine Spule mit kleinem Widerstand und sehr hoher Selbstinduktion. Durch den induktionlosen Widerstand W_s wird in der Hauptspule M_1 nicht nur die Stromstärke, sondern mit dieser nach der Gl. 132, S. 73, $\text{tg } \varphi_1 = 2 \pi u_1 \frac{L}{W}$ auch die Phasenverschiebung φ_1 gegenüber der Klemmenspannung im Fahr-

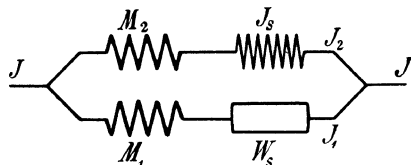


Fig. 137.

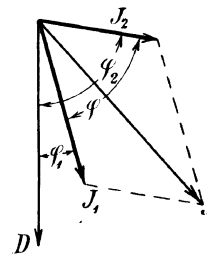


Fig. 138.

strahldiagramm Fig. 138 beschränkt. Die Induktionsspule J_s bewirkt durch ihren geringen Ohm'schen Widerstand und hohen Selbstinduktionskoeffizienten eine beträchtliche Phasenverschiebung φ_2 zwischen ihrem Strom J_2 und der Spannung D . Es entsteht dadurch zwischen beiden Spulen M_1 und M_2 die

erforderliche Phasenverschiebung φ und im Motor ein Drehfeld ähnlich dem in Fig. 102, S. 96, für einen gewöhnlichen Zweiphasenmotor, aber von noch unregelmässigerer Form, weil die Phasenverschiebung kleiner als 90° und die beiden Einzelfelder nicht gleich stark sind.

Die Phasenverschiebung lässt sich noch dadurch vergrössern, dass man in den Stromkreis der Hauptspule einen Kondensator einschaltet. — Siehe Fussnote S. 73.

Die Hilfsphase ist für den Beharrungszustand nicht erforderlich und wird deshalb nach Schluss der Anlaufperiode abgeschaltet.

Das in Rede stehende Verfahren ist zunächst mit dem Nachtheil verbunden, dass von den beiden Wicklungsabtheilungen des Ständers die eine nur zum Erzeugen der Kunstphase dient und somit für den regelmässigen Dauerbetrieb unbenutzt bleibt, wenn man nicht die auch bereits ausgeführte Anordnung trifft, dass die zweite Wicklung mit dem Eintritt des Beharrungszustandes, nach Wegnahme der Drosselspule oder des Kondensators hinter die erste geschaltet und damit weiter verwerthet wird.

Ganz & Co. in Budapest führen eine Konstruktion mit einer Bauart des Kondensators aus, die gestattet, ihn dauernd im Betrieb zu lassen.*) Der Ganz'sche Motor arbeitet, infolge der künstlichen Hilfsphase, mit einphasigem Wechselstrom im Leitungsnetz in Wirklichkeit ständig als Zweiphasenmaschine.

Anlassvorrichtung für einphasige Induktionsmotoren der Maschinenfabrik Örlikon.

Das vorstehende Anlassverfahren ist zuerst von der Maschinenfabrik Örlikon angewendet, die 1892 hiermit den Einphasenmotoren die Verwendung für unterbrochenen Betrieb mit belastetem Anlauf erschlossen hat.

Der Anlassapparat enthält einen doppelpoligen Ausschalter, dessen Hackmesser im Betrieb die im Schaltschema Fig. 139 ange deuteten Kontakte A_1 für den Netzdraht I und A_2 für den Netzdraht II schliessen, um die Hauptwicklung des Ständers zum Anlassen des Motors zu erregen. Ausserdem ist ein einpoliger, ebenfalls in Hackmesserform ausgeführter Umschalter U vorhanden, der beim Anlassen die Strombrücke zwischen III und V zum Einschalten der Hilfsphasenwicklung herstellt und in der entgegengesetzten Lage III mit IV verbindet, wodurch einerseits der

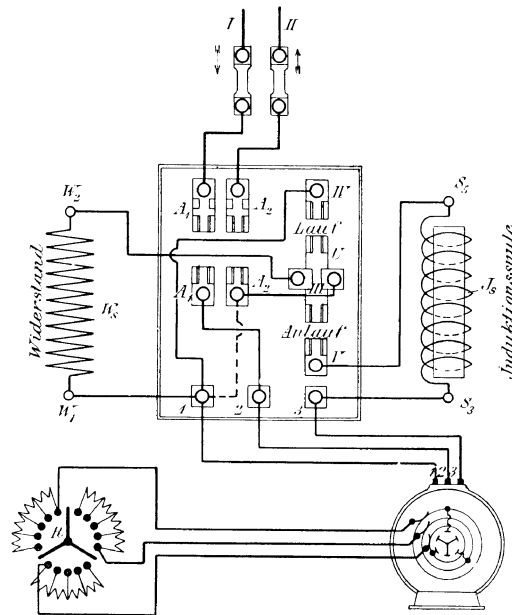


Fig. 139.

induktionlose Widerstand W_s der Hauptwicklung kurzgeschlossen und gleichzeitig die Hilfswicklung mit der vorgeschalteten Induktionsspule J_s vom Netz abgetrennt wird, sobald der Motor seine regelrechte Umlaufzahl erreicht hat und dadurch einphasig unter Last weiterlaufen kann.

*) Z. d. V. d. I. 1897, S. 835. Fig. 30.

Der Strom geht beim Anlassen aus dem Netzdraht I durch den Hauptschalter über $A_1 A_1$ und die Schaltbrettklemme 2 nach der Motorklemme 2, durch die Hauptwicklung Fig. 140 nach 1, von W_1 durch W_s nach W_2 und über III durch die Drehachse des Umschalters nach A_2 in den Netzdraht II.

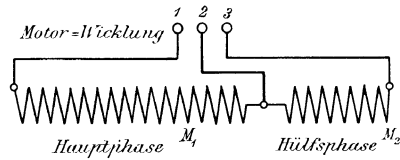


Fig. 140.

Parallel zu diesem Stromkreis läuft, hinter der Motorklemme 2, Fig. 140, sich abzweigend, ein Theil des Betriebstromes in die Hilfswicklung M_2 nach S_3 Fig. 139 durch die Induktionspule J_s und von S_5 über V durch den Umschalter und seine Drehachse bei III nach der Strombrücke $A_2 A_2$ des Hauptschalters in den Netzdraht II. In III vereinigen sich die beiden phasenverschiedenen Ströme, welche zum Er-

zeugen des Anlaufdreiefeldes nöthig sind.

Beim Umlegen des Umschalters verläuft der Strom von I wie vorhin durch die Hauptwicklung M_1 bis zur Schaltbrettklemme 1, von dort aber direkt über IV durch den Umschalter nach III und A_2 , indem der Widerstand W_s zwischen 1 und A_2 durch diese Verbindung kurz geschlossen wird, und gleichzeitig die Unterbrechung der Strombrücke zwischen III und V die Hilfswicklung M_2 und die Induktionspule J_s aus dem Stromkreise ausschaltet. *)

Der Läufer des Motors wird meist, wie hier angedeutet, bei grösseren Maschinen dreiphasig gewickelt und durch Schleifringe mit den drei in Sternschaltung liegenden Widerstandsgruppen des Anlagers R verbunden.

E. Allgemeines über elektrische Betriebsanlagen für Hebemaschinen.

Vorzüge und Nachteile der verschiedenen Systeme elektrischer Kraftübertragung für den Betrieb von Hebemaschinen.

Am meisten ist Gleichstrom verbreitet. Er besitzt den Vorzug der Verwendbarkeit in Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren und passt sich dadurch den Bedürfnissen des Hebemaschinenbetriebes für Krane und Aufzüge gleich gut an, weil Hauptstrommotoren die für die meisten Krane schätzenswerthe Eigenschaft selbstthätiger Geschwindigkeitsregulierung nach Massgabe der Belastung besitzen, und Nebenschlussmotoren mit ihrer nahezu von der Last unbeeinflussten konstanten Umlaufzahl die beste Gewähr für vollkommen betriebssichere Aufzuanlagen bieten.

Von massgebender Wichtigkeit ist ferner die unbehinderte, unmittelbare Verbindung von Gleichstromanlagen mit Akkumulatorbatterien, die

*) Für Betriebe, in denen die Phasenverschiebung der Wicklungen M_1 und M_2 durch J_s ohne die Mitwirkung von W_s für den Anlauf genügt und eine grössere Anlaufstromstärke zulässig ist, fällt W_s fort, und wird, wie die punktirte Leitung andeutet, auf dem Schaltbrett die Klemme 1 direkt mit A_2 verbunden. Kleinere Motoren werden mit einfachen Kurzschlussankern ausgeführt, gestatten aber keinen Anschluss an Lichtnetze, weil die Spannungsschwankungen beim Anlauf ausserordentlich stark sind. Das Drehmoment solcher Motoren beträgt beim Anlauf ungefähr nur ein Viertel des normalen, wenn die Anlaufstromstärke auf 60% über die Stromstärke im regelrechten Betrieb gesteigert wird. Aber auch bei Spulenankern führt der belastete Anlauf zu störenden Spannungsschwankungen. Hieraus folgt eine erhebliche Einschränkung für die wirtschaftliche Anwendung im Hebemaschinenbetrieb. Der Wirkungsgrad im Beharrungszustande beträgt für die Motoren von 2 bis 20 PS 75% bis 85%, die normalen Typen werden von Örlikon für 40 bis 100 sekundliche Perioden gebaut.

einerseits als sogenannte Pufferbatterien bei stark wechselnder Stromentnahme die Spannungsschwankungen im Netz selbstthätig ausgleichen und deshalb ungestörten Lichtbetrieb bei intermittirendem Motorbetrieb sichern, ausserdem aber auch eine sehr werthvolle Energiereserve für Zeiten aussergewöhnlichen Stromverbrauches und für den Betrieb einzelner Hebe­maschinen während der Arbeitspausen der Centrale bilden. Die Generatoranlage kann hierbei auf die Leistung für den mittleren Bedarf beschränkt werden, und ihre einzelnen Maschinen bleiben gleichmässiger belastet, arbeiten also wirtschaftlich günstig. Zur weiteren Verbreitung des Gleichstromes hat ausserdem die einfache Regulirbarkeit der Motoren, vor allem der Hauptstrommotoren, für erhebliche Geschwindigkeitsunterschiede beigetragen. Andererseits verdanken alle Maschinen und Apparate dieses Systems dem umfangreichen Erfahrungsmaterial der zahllosen Ausführungen eine besonders weit vorge­schrittene, vielseitige und erprobte Ausbildung.

Gegen die ausschliessliche Verwendung von Gleichstrom spricht vor allem die Empfindlichkeit der Kommutatoren an den Maschinen bei Spannungen über 500 Volt, und die Unmöglichkeit, hochgespannte Ströme anders als durch kostspielige rotirende Umformer in solche niedriger Spannung zu verwandeln. Man muss sich daher auch in den Fernleitungen mit niedrigen Spannungen begnügen und erzielt wegen der hierfür erforderlichen grossen Leitungsquerschnitte nur für beschränkte Entfernungen noch wirtschaftlich nutzbringende Erfolge.

Wechselstrom bietet den Vortheil, sich am Verbrauchsort in einfachen Umformern mit geringem Energieverlust auf niedrige Spannung umwandeln zu lassen, und gestattet daher, unabhängig von der Verbrauchspannung die Speisung des Netzes mit hochgespannten Strömen, also weitverzweigte Fernleitungen mit verhältnissmässig geringem Leiterquerschnitt, und deshalb wirtschaftlich günstige Anlagen.

Für Hebe­maschinenbetrieb mit Wechselstrom kommt fast ausschliesslich zwei- und vor allem dreiphasiger, d. h. Drehstrom in Betracht, und einphasiger nur in den Fällen, wo man zum Anschluss der Motoren an eine vorhandene städtische Centrale mit Einphasenstrom gezwungen ist, weil der belastete Anlauf der gewöhnlichen Einphasenmotoren besondere Hilfsmittel (Kunstphase) erfordert, sowie sehr starke Stromschwankungen hervorruft, und Wechselstrommotoren, nach dem System der Hauptstrommotoren, ebenso wie diese, einen Kommutator besitzen. Damit gehen sie, abgesehen von andern Betriebschwierigkeiten, eines der Hauptvorteile verlustig, die man sonst den Wechselstrommaschinen nachrühmt, dass sie funkenfreier als Gleichstrommotoren laufen und weniger Wartung verlangen.

Für Drehstrommotoren liegen die Anlaufverhältnisse günstiger, weil sie ohne weiteres kräftig anziehen und weniger starke Stromstösse verursachen, aber auch hier sind die Stromschwankungen des intermittirenden Betriebes für gleichzeitigen Lichtbetrieb noch vielfach empfindlich störend und erheblich grösser als bei Gleichstrommaschinen. Ausserdem fehlt die Möglichkeit Pufferbatterien in das Wechselstromnetz einzubauen. Dieser Mangel beeinflusst weiterhin auch die Anlage der ganzen Centrale durch das Fehlen einer Energiereserve. Die Leistung der Wechselstromcentrale muss dem grössten zeitweilig auftretenden Energieverbrauch genügen, und Stromentnahmen zu aussergewöhnlichen Zeiten sind nur möglich, wenn ein Generator dienstbereit in Thätigkeit ist.

Die störenden Rückwirkungen des intermittirenden Motorenbetriebes auf Beleuchtungsanlagen lassen sich in grösseren Werken durch Trennung der Systeme vermeiden, wenn man die unentbehrlichen Gleichstrom-Erregermaschinen der Drehstromgeneratoren genügend gross wählt, um mit ihnen auch das ganze Beleuchtungsnetz zu speisen und den Drehstrombetrieb

ausschliesslich auf die Arbeitsmaschinen beschränkt.**) Als Drehstromanlage mit Energiereserve verdient die Centrale der Export- und Lagerhausgesellschaft auf dem Steinwälder in Hamburg Beachtung, wo die Union, E. G. in Berlin den Ausweg gewählt hat, statt einer sonst nothwendigen Reserve-dampfmaschine eine Drehstrom- und Gleichstrommaschine miteinander in der Weise zu kuppeln, dass beide sich wechselweise antreiben können. Die Drehstrommaschine wird als Generator in Thätigkeit gesetzt, um mit der Gleichstrommaschine eine Akkumulatorenbatterie in Zeiten geringer Beanspruchung der Centrale zu laden und umgekehrt die Gleichstrommaschine zum Antreiben des Drehstromgenerators aus der Batterie zu speisen, sobald diese Aushilfe nöthig wird.**)

Die Eigenschaft der bis jetzt verbreiteten verschiedenen Bauarten von Drehstrommotoren, unter verschiedener Belastung mit nur wenig verschiedener Geschwindigkeit zu laufen, stellte sie im wesentlichen in eine Linie mit Nebenschlussmotoren, denen gegenüber sie aber mit dem Nachtheil unvollkommenerer Regelung der Geschwindigkeit behaftet sind und ausserdem noch durch grossen Anlaufstrom und starke Phasenverschiebung in störender Weise auf Netz und Generatoren zurückwirken.

Die neuesten Konstruktionen der Maschinenfabrik Örlikon, deren Versuchsergebnisse nach der E. T. Z. December 1902 in der Tabelle S. 124 zusammengestellt sind, und die Kaskadenschaltung mit verschiedener Polzahl, S. 124, zeigen aber, dass hinsichtlich der Regulirbarkeit der Bau der Drehstrommotoren noch nicht zum Abschluss gelangt ist und dass sie sogar eine Eigenschaft besitzen, welche bei Gleichstrommaschinen nur durch Serien-Parallelschaltung zu erreichen ist, nämlich annähernd konstantes Drehmoment bei veränderlicher Umlaufzahl.***)

Andererseits zeigen die kompensirten Asynchronmotoren sehr beachtenswerthe Fortschritte in dem Bestreben, die Phasenverschiebung und die grosse Stromstärke der gewöhnlichen Drehstrommotoren beim Leerlauf zu beseitigen.

Noch nicht gelöst ist aber die Aufgabe, beide Verbesserungen, weitgehende Regulirbarkeit durch Polwechsel oder Kaskadenschaltung mit der Kompensirung der Phasenverschiebung in einer Maschine zu vereinigen.

Für reine Kraftübertragungsnetze ohne gleichzeitigen Lichtbetrieb kann und wird der Drehstrom in erfolgreichen Wettbewerb mit den Gleichstrommotoren treten, wenn auch bis jetzt noch die gleichzeitige Benützung eines Drehstromnetzes für Licht- und Kraftbetrieb mit mancherlei Übelständen verknüpft ist.

Ein nicht zu beseitigender Nachtheil der Drehstrommotoren ist unzweifelhaft die Erhöhung der Zuleitungen von 2 auf 3.

Konstruktive Gesichtspunkte. — Leistungsangabe für Motoren mit intermittirendem Betrieb. — Wahl der Motorgrösse für Hebemaschinen.

Die elektrischen Maschinen und Apparate haben den Anforderungen des allgemeinen Maschinenbaues zu genügen und müssen daher:

*) Anlage der d. A. E. G. für die Königl. Lokomotivwerkstätte in Esslingen.

**) E. T. Z. 1898, S. 255.

***) Auch auf dem Gebiet der Verwendung von Drehstrommotoren für regelbare Senkbremsung bei Kränen wird während der Drucklegung eine Neuerung von Schuckert bekannt, die jetzt von der Firma, wie es heisst, mit Erfolg ausgebildete Umschaltung des Drehstrommotors zum Lastsenken in einen Gleichstromgenerator, D. R. P. 138035, für beliebig regelbare Geschwindigkeit. — Siehe S. 176.

1. der Beanspruchung durch die auftretenden mechanischen Kräfte gewachsen sein,
2. in allen laufenden Triebwerktheilen möglichst geringen Verschleiss erleiden, bequeme Wartung und leichten Ein- und Ausbau auswechselbarer Theile gestatten,
3. so bemessen werden, dass weder die mechanische Wärmeezeugung der Zapfen, noch die freiwerdende Joule'sche Wärme J^2W übermässige Erhitzungen hervorruft,
4. mit hohem Wirkungsgrad arbeiten, soweit dies mit einfachem Bau und einfacher Bedienung irgend vereinbar ist,
5. in der regelrechten Umlaufzahl sich der Arbeitsgeschwindigkeit der Hebe­maschine soweit anpassen, dass die Zahl der Zwischen­vorgelege möglichst beschränkt wird,
6. mit Rücksicht auf solide, billige Massenherstellung entworfen werden. Ein entscheidender Schritt in dieser Richtung ist der theilweise Ersatz der Handarbeit für die Herstellung der Wicklungen durch Maschinenarbeit.

Unter den mechanischen Kräften treten vor allem die Torsionsan­strengung der Beschleunigungs- und Stoppperiode und die Einwirkung der Centrifugalkräfte in den Vordergrund. Erstere verlangt vorzügliches Wellenmaterial, letztere vollständige Ausbalancirung aller Massen, inbezug auf die Drehachse, um zusätzliche Biegungsbelastungen zu vermeiden, und sorgfältige Befestigung der Wicklungen auf dem Läufer, um Abfliegen der Drähte durch die Schleuderkraft zu verhüten. In dieser Beziehung sind Trommelwicklungen am meisten gefährdet und deshalb durch besondere Bandagen oder durch Einbettung in Nuthen mit eingeschobenen Holzkeilen zu sichern. Für Motoren mit stark veränderlicher, von der Belastung abhängiger Umlaufzahl sind Warnsignale oder selbstthätige Widerstands­schalter — vergl. S. 48 — empfehlenswerth, die bei gefahrdrohendem Überschreiten der höchsten zulässigen Geschwindigkeit in Thätigkeit treten.

Die Wartung der Lager ist durch die allgemein verbreitete Verwendung von Ringölern befriedigend vereinfacht. Neuerdings finden die noch vollkommeneren Kugellager Eingang.

Im Freien, in feuchten oder staubigen Räumen, Giessereien u. s. f. aufgestellte Motoren werden durch vollkommene Einkapselung geschützt, mit Klappen oder Thüren an den Stellen, welche von aussen zugänglich bleiben müssen. Entgegen der herrschenden Gewohnheit sollten hierbei statt der undurchsichtigen Verschlüsse überall da, wo leicht Funken bei mangelhafter Wartung auftritt, also vor allem an den Kommutatoren Schaufenster angebracht werden, die jederzeit während des Betriebes den Arbeitszustand beobachten lassen.

Der Forderung hoher Wirkungsgrade lässt sich nur in gewissen Grenzen genügen, weil die Verwendung grosser Kupferquerschnitte für diesen Zweck Preis und Gewicht erhöht und die Anwendung hochgespannter Ströme die Betriebsicherheit beeinträchtigt. Man arbeitet meist nur mit Spannungen von 220 bis 500 Volt und verzichtet bei Motoren mit regelbarer Umlaufzahl im allgemeinen auf Regulirvorrichtungen mit höherem Nutzeffekt aber verwickelter Bauart oder Bedienung zu gunsten einfacher Einrichtungen, wenn dabei auch der Wirkungsgrad geringer ausfällt. Ebenso sind der Erfüllung der Forderung unter Ziff. 5 von Fall zu Fall Grenzen gezogen, weil langsam laufende Motoren schwerer und theurer ausfallen, als schnelllaufende, und diese Steigerung auch durch verminderte Zahl der Zwischen­vorgelege langsam laufender Motoren nur zum Theil ausgeglichen wird.

Die Temperaturzunahme hängt von der Bauart des Motors, den inneren Leitungswiderständen, der Lüftung, offener oder eingekapselter Auf-

stellung u. s. f., sowie vor allem von der Häufigkeit und Dauer der vollen Belastung einerseits und der Länge der darauf folgenden Ruhepausen andererseits ab.**) Mit Rücksicht auf die Isolationsmaterialien darf die Temperaturzunahme gegenüber der umgebenden ruhenden Luft und unter der Voraussetzung, dass diese höchstens 35° C. besitzt, in den Läufer- oder Ankerwicklungen und Schleifringen bei Baumwollisolierung 50°, bei Papierisolierung 60° und bei Isolierung durch Glimmer, Asbest und deren Präparate 80° C. nicht überschreiten.**)

Aus dem vorstehenden folgt, dass die zulässige Betriebsleistung und damit die Leistungsangabe beim Kauf in hohem Masse von der Temperaturzunahme in einer bestimmten Zeitdauer abhängt und für intermittirenden Betrieb, der hier allein in Betracht kommt, eine andere ist, als für Motoren mit stetigem aber kurzzeitigem oder gar mit Dauerbetrieb. Hierüber gelten folgende Bestimmungen:

Als Leistung gilt bei allen Maschinen die abgegebene. Dieselbe ist anzugeben bei Gleichstrom in Kilowatt (KW), bei Wechselstrom in KW mit Angabe des Leistungsfaktors, oder ganz allgemein für Abgabe einer mechanischen Leistung in PS. Ausserdem müssen am Motor die normalen Werthe von Umlaufzahl (bezw. Frequenz), Spannung und Stromstärke vermerkt sein. Bezieht sich die Leistungsangabe auf intermittirenden Betrieb, so ist dies auf der Leistungstafel ausdrücklich durch den Zusatz „intermittirend“ hervorzuheben. Als normale Leistung von Maschinen mit intermittirendem Betrieb für Krähne und Aufzüge ist diejenige vereinbart, welche vom Motor ohne Unterbrechung eine Stunde lang mit Einhaltung der oben angegebenen Temperaturgrenzen abgegeben werden kann.***) Überlastungen sind im praktischen Betriebe nur auf so kurze Zeit zulässig, dass die vorgeschriebenen Temperaturgrenzen dabei nicht überschritten werden. Motoren sollen aber so gebaut sein, dass sie unter normaler Klemmenspannung während drei Minuten 40% Überlastung nach der vorstehenden Bedingung aushalten. Der Kollektor der Gleichstrommaschinen darf hierbei nicht so stark angegriffen werden, dass er unter regelrechter Belastung nicht mehr annähernd funkenfrei läuft und deshalb ein Nachschleifen mit Glaspapier in kürzerer Zeit als in 24 Stunden normaler Betriebsweise erfordert.

Der schonende Einfluss wechselnder Belastung innerhalb der regelrechten Leistungsgrenzen, die verschiedene Häufigkeit der Arbeitszeiten in verschiedenen Betriebsfällen und die Zulässigkeit zeitweiser kurzdauernder Überlastung sind bei der Wahl der Motorgrösse für Hebe- und Transportmaschinen nach allgemeinen Erwägungen zu berücksichtigen.†)

So wird es sich z. B. empfehlen, für einen Kohlengreiferkrahnen zum Löschen von Schiffsladungen, der annähernd immer vollbelastet 25 PS verbraucht und den ganzen Tag unausgesetzt in Betrieb ist, statt des Modells eines intermittirenden Motors für 25 PS ein grösseres, mindestens etwa für 30 PS zu wählen, weil sich die Arbeitsweise bereits dem Dauerbetrieb nähert und in den kurz aufeinanderfolgenden Anlaufperioden bei den grossen Arbeitsgeschwindigkeiten und der meist rohen Behandlung des Anlasses erhebliche Stromstösse in rascher Folge zu erwarten sind. Für den Hubmotor des Laufkrahnes einer grossen Montierungshalle, mit ebenfalls

*) Einige interessante Versuchsergebnisse finden sich in E. T. Z. 1902, S. 236.

**) Hierüber und bezüglich der nachfolgenden Angaben, siehe Genaueres in den „Normalien für elektrische Maschinen und Transformatoren“, herausgegeben vom Verband Deutscher Elektrotechniker. Berlin. Julius Springer, 1902.

***) Früher war es üblich, in den Preislisten als Verkaufsleistung diejenige anzugeben, welche vom Motor bei seinem höchsten Wirkungsgrade abgegeben wird.

†) Rechnerische Bestimmungen hierfür, siehe Oelschläger, E. T. Z. 1900, S. 1058.

25 PS Energieverbrauch im Grenzfall, reicht dagegen, wegen der immerhin zahlreichen Arbeitspausen und der häufig geringeren Belastung das 25 PS Modell für intermittierenden Betrieb vollkommen aus, und es kann sogar, im Hinblick auf die zulässige Überlastung bis zu 40% und die Hubdauer von wenigen Minuten bei seltener Vollbelastung hierfür ein 18 PS Modell genügen. Für denselben Krahn ist andererseits der Bühnenfahrmotor verhältnismässig reichlicher als der Hubmotor zu bemessen, weil bei dem grossen Eigengewicht der Bühne die Motorleistung durch die zusätzliche wechselnde Nutzlast nur wenig beeinflusst wird und in langen Hallen die Fahrdauer vielfach grösser als die Hubdauer ist.

Ebenso sind Motoren für Personen- und Lastaufzüge bei gleichem grössten Energieverbrauch zwar auch aus der Gruppe der Motoren für intermittierenden Betrieb zu wählen, aber unter Umständen nach verschiedener Leistungsangabe, je nach den durchschnittlichen Arbeitspausen, der Häufigkeit des Belastungswechsels und der Grösse der mittleren Betriebsbelastung.

Die Leistungsangaben des Maschinenschildes werden durch die im voraus beabsichtigte höhere oder geringere Anstrengung des Motors nicht beeinflusst, sondern müssen stets den Normen für die einstündigen Leistungen mit den Temperaturgrenzen des intermittierenden Betriebes entsprechen.

Nach den Sicherheitsvorschriften für elektrische Starkstrom-Anlagen ist die höchste zulässige Betriebsstromstärke für isolirte Leitungen und oberirdisch verlegte Kabel in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Querschnitt qmm	Betriebsstrom- stärke Ampère	Querschnitt qmm	Betriebsstrom- stärke Ampère	Querschnitt qmm	Betriebsstrom- stärke Ampère
0,75	2	10	30	95	165
1	4	16	40	120	200
1,5	6	25	60	150	235
2,5	10	35	80	185	275
4	15	50	100	240	330
6	20	70	130		

F. Anlasswiderstände.

Abstufung der Anlasswiderstände.

In den Kapiteln über das Anlassen der verschiedenen Motorgattungen ist darauf hingewiesen, dass mit dem stufenweisen Abschalten von Widerständen entsprechende stufenförmige Sprünge in der Stromstärke und in der Grösse des Drehmomentes auftreten. Es handelt sich also darum, zu untersuchen, wie gross und nach welchem Gesetz die Abstufungen zweckmässig zu wählen sind.

Die allgemeinen Gesichtspunkte der Konstruktion von Anlasswiderständen sind für Gleichstrom- und Drehstrommotoren dieselben.

Beim Ausschalten einer Widerstandstufe soll die neu auftretende Stromstärke nicht unzulässig gross sein, damit nicht etwa Motor und Anlasser durch übermässige Erwärmung der Leiter, Feuern der Kontakte, Bürsten u. s. f. gefährdet werden oder übermässige Spannungsschwankungen im Netz auftreten, ausserdem soll das Drehmoment, dem neuen Strom entsprechend, keinen zu grossen Beschleunigungssprung hervorrufen.

Bezeichnet in bezug auf einen beliebigen Punkt, etwa für den Ankerumfang,

P die Zugkraft des Motors,

Q den Arbeitswiderstand,

M die Masse der Konstruktionsteile und der Nutzlast, umgerechnet auf den Angriffspunkt von P ,

so ist die auftretende Beschleunigung

$$p = \frac{P-Q}{M} \dots \dots \dots \mathbf{203.}$$

Die beim Abschalten einer Widerstandstufe ruckweis auftretende Beschleunigung ist um so grösser, je kleiner die Masse und je grösser der Beschleunigungsüberschuss $P - Q$ ist.

Die Wahl der Widerstandabstufung richtet sich also nach der im Motor zulässigen grössten Stromstärke, die von der Dauer der Anlassperiode und der Häufigkeit des Anlassens abhängt, nach der Grösse der im Netz stattfindenden Spannungsschwankung, nach der Grösse der zu beschleunigenden Massen, sowie schliesslich nach dem Verwendungszweck des Motors, d. h. der mehr oder minder grossen Rücksichtnahme auf stossfreien Anlauf der zu bewegendenden Last.

Zunächst sind die Beziehungen zwischen Strom, Drehmoment und Läufer- oder Ankerwiderstand bei den verschiedenen Motorgattungen klarzulegen.

Weil im Augenblick des Überganges von einer Schaltstufe zur anderen die Umlaufzahl sich nicht ändert und, wie aus dem folgenden hervorgeht, zwischen der Widerstandscharakteristik und der Umlaufzahl einfache und wichtige Beziehungen herrschen, verwendet man am besten eine graphische Darstellung mit den Umlaufzahlen als Abscissen.

α. Nebenschlussmotor.

Stellen in Fig. 141 wie in Fig. 52, S. 57, die Abscissen die Umlaufzahlen mit der kritischen Tourenzahl OA und die Ordinaten die Anzugkräfte P oder mit anderem Massstab gemessen nach Gl. 103, S. 46, die Ströme dar und bezeichnet:

J_{\min} die Stromstärke, welche erforderlich ist, um die grösste vorkommende Belastung im Beharrungszustand zu bewältigen,

J_{\max} den grössten, mit Rücksicht auf das Netz, den Motor u. s. w. zulässigen Ankerstrom,

$\lambda = \frac{J_{\max}}{J_{\min}}$ das Verhältniss der beiden Stromstärken,

x die Zahl der Anlassstufen, im vorliegenden Fall 6,

W den Gesamtanlasswiderstand des Ankers, einschliesslich seines dauernden Eigenwiderstandes,

W_5 unter Bezugnahme auf die Figur 141, für 6 Schaltstufen im ganzen den Widerstand, der nach Ausschalten der ersten Stufe übrig bleibt,

W_4, W_3 u. s. f. entsprechend die weiteren, kleineren Widerstandsgrössen,

W_0 schliesslich den Eigenwiderstand des Ankers,

so spielt sich beim ordnungsmässigen Anlassen die Ausschaltung der Widerstände für die grösste Last folgendermassen ab.

Für den Beginn des Anlassens, wo keine elektromotorische Gegenkraft herrscht, muss der Widerstand W so gewählt sein, dass nach Gl. 111, S. 64, nur der Strom $J_{\max} = \frac{D}{W}$ auftritt. Mit der Zunahme der Geschwindigkeit und der elektromotorischen Gegenkraft sinkt der Strom, weil Zugkraft und Stromstärke bei gleichbleibendem Widerstand nach Gl. 103 u. 104, S. 46, dem Tourenverlust unmittelbar proportional sind, nach der Geraden BA ,

Fig. 141, auf J_{\min} , bis Punkt C_5 . Schaltet man hier auf W_5 um, so bleibt die Umlaufzahl und nach Gl. 80, S. 37, die elektromotorische Gegenkraft

$$E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8}$$

gleich, weil in Nebenschlussmotoren nach S. 46 die Kraftlinienzahl K konstant ist.

Für die Umlaufzahl OD_5 gelten also nach Gl. 72, S. 28, die Beziehungen:

$$\begin{aligned} \text{für Punkt } C_5 & \quad J_{\min} W = D - E \\ \text{für Punkt } B_5 & \quad J_{\max} W_5 = D - E = J_{\min} W \\ \text{d. h.} & \quad W : W_5 = J_{\max} : J_{\min} = \lambda \end{aligned}$$

Dieselben Beziehungen bestehen, sinngemäss übertragen, auch für die anderen Umlaufzahlen OD_4, OD_3 u. s. w. Es ist demnach

$$W_5 : W_4 = \lambda$$

und schliesslich $W_1 : W_0 = \lambda$

Daraus folgt $W_1 = \lambda W_0$
 $W_2 = \lambda^2 W_0$ u. s. f.

und schliesslich $W = \lambda^x W_0$ **204.**

Die Widerstandstufen nehmen also vom Gesamtwiderstand W aus gerechnet nach einer geometrischen Reihe mit dem Faktor $\lambda = J_{\max} : J_{\min}$, d. h. dem Verhältniss der Stromschwankungsgrenzen, bis auf W_0 ab, wenn beim Abschalten der einzelnen Stufen der Strom wieder auf J_{\max} steigen soll und das Abschalten jeweilig in dem Augenblick erfolgt, wo der Strom unter dem bis dahin eingeschalteten Widerstand auf J_{\min} gesunken war.

Für je zwei aufeinanderfolgende Schaltstufen liegen die Punkte B für J_{\max} im Diagramm senkrecht über den Punkten C für J_{\min} und sämtliche Kurven BC gehen durch den Abscissenpunkt A der kritischen Umlaufzahl OA .

Fig. 141 zeigt unmittelbar das Verhältniss zwischen der Widerstandschaltung und den Umlaufzahlen. Nach dem Proportionalitätssatz ist

$$\frac{AB}{AC_3} = \frac{AB_5}{AC_4} = \frac{AB_1}{AC_3} \dots = \frac{AO}{AD_5} = \frac{AD_5}{AD_4} = \frac{AD_4}{AD_3} \dots = \lambda$$

d. h. die Tourenverluste AD_5, AD_4 u. s. f. nehmen ebenfalls nach einer geometrischen Reihe mit dem Faktor λ , also proportional mit den Anlasswiderständen ab, wie auch unmittelbar aus Gl. 102, S. 46, für konstanten Strom zu entnehmen ist.

Zur zeichnerischen Bestimmung der Widerstandstufen nach Grösse und Zahl hat man von O aus auf einer Abscissenachse OA gleich der kritischen Umlaufzahl des Motors abzutragen und für diese Strecke — dieselbe andererseits auch als Grösse des Gesamtwiderstands W aufgefasst — einen zweiten Massstab mit der Einheit der Widerstandsgrösse zu entwerfen. Hierauf zieht man zwei Parallelen zur Abscissenachse im Abstände J_{\max} und J_{\min} und durch den Schnittpunkt B der Ordinatenachse den Strahl AB , durch C_5 die Ordinate $D_5 B_5$, weiter den Strahl AB_5 , die Ordinate $D_4 C_4 B_4$ u. s. f. bis man etwa in AD_0 sich der Grösse des Ankereigenwiderstandes W_0 stark nähert oder dieselbe erreicht. Dann stellen die Strecken $OD_5, D_5 D_4$ u. s. f.

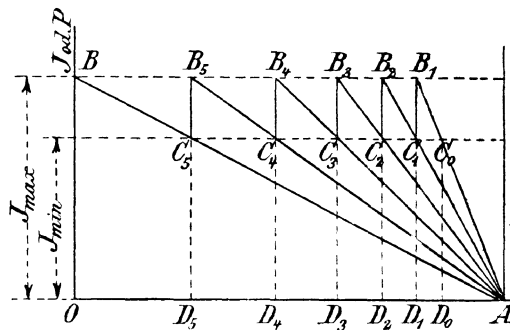


Fig. 141.

unmittelbar Grösse und Zahl der Widerstandstufen dar. Weicht die letzte Abseisse AD_0 wesentlich von W_0 ab, so ist das rasch durchzuführende Verfahren mit vermindertem oder — soweit es unbedenklich erscheint — auch mit etwas vergrössertem J_{\max} zu wiederholen, bis man eine genügende Übereinstimmung gewinnt.

Findet man durch das graphische Verfahren beim ersten Versuch zwischen 4 und 5 Stufen, so wählt man im Interesse der feineren Abstufung die nächsthöhere Zahl 5 und kann dann hierfür in einfacher Weise mit Hilfe des Rechenschiebers sofort die zugehörigen 5 Widerstandstufen ablesen.

Ist beispielsweise der Ankerwiderstand $W_0 = 0,2$ Ohm und der Gesamtwiderstand $W = 3$ Ohm, so trage man auf einem Papierstreifen nach der oberen Zahlenreihe des Rechenschiebers eine Strecke gleich dem Zahlenabstand zwischen 2 und 30 ab und theile die Strecke mittelst des gewöhnlichen Millimetermassstabes für die 5 Stufen in 4 gleiche Theile. Die Theilpunkte geben dann auf der Schieberskala unmittelbar die Grösse der Widerstände an, in dem gewählten Beispiel 0,2, 0,39, 0,78, 1,53 und 3 Ohm. Durch die Abrundung der Stufenzahl auf 5 erniedrigt sich in entsprechender Weise das ursprünglich angenommene Verhältniss von J_{\max} und J_{\min} .*)

Inbezug auf Gl. 204 ist zu betonen, dass die Stufenzahl x um so kleiner wird, je grösser man λ wählt, dass aber gleichzeitig die Beschleunigung auch um so stossförmiger auftritt. Umgekehrt kann man durch sehr viel Anlassstufen, indem man in Fig. 141 die untere Parallele höher als J_{\min} legt, ein Anfahren mit nahezu gleichbleibender Beschleunigung erzielen.

Die Sicherheit gegen übermässiges Anschwellen des Stromes ist aber, wie aus der Entwicklung des Diagrammes folgt, nur dann vorhanden, wenn die Widerstände nicht schneller abgeschaltet werden, als der Tourenverlust abnimmt.**)

In den meisten Fällen ist man hierbei allein auf das Urtheil oder Gefühl des Krahnführers angewiesen. Die Anbringung eines Ampèremeters unmittelbar vor dem Führerstand bietet einen empfehlenswerthen Anhalt zum richtigen Steuern. Für Aufzüge verwendet man im allgemeinen selbstthätige Schaltapparate zum Regeln der Schaltgeschwindigkeit. In dieser Richtung sind durch Einführung elektromagnetischer Schaltung mit zwangsläufiger Abhängigkeit vom Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft im Motoranker ganz besondere Fortschritte gemacht — vergl. die Knopfsteuerungen von Lahmeyer und Schuckert.

β. Hauptschlussmotor.

Der Hauptschlussmotor unterscheidet sich vom Nebenschlussmotor dadurch, dass bei ihm die Kraftlinienzahl K nicht konstant und deshalb die elektromotorische Gegenkraft nicht unmittelbar der Umlaufzahl proportional ist. Diese Verhältnisse beeinflussen auch das Abstufungsgesetz für die Anlasswiderstände.***)

Bezeichnet unter Bezugnahme auf Fig. 142

J_{\min} die Stromstärke, welche erforderlich ist, um die grösste vorkommende Belastung im Beharrungszustand zu bewältigen,
 K_2 die vom Strom J_{\min} erzeugte Kraftlinienzahl,
 J_{\max} den grössten zulässigen Ankerstrom,
 K_1 die vom Strom J_{\max} erzeugte Kraftlinienzahl,
 $\frac{J_{\max}}{J_{\min}} = \lambda$ das Verhältniss der beiden Stromstärken,

*) Vergl. die Abhandlung von E. A. N. Pochin E. T. Z. 1897, S. 346.

**) Man vergleiche das Emporschnellen des Stromes bei zu raschem Anlassen in den Diagrammen 142 und 143 für Hauptstrom- und Drehstrommotoren, das übrigens in ähnlicher Weise selbstverständlich auch in Fig. 141 für Nebenschlussmotoren auftreten kann.

***) Vergl. E. T. Z. 1899, S. 277, Abhandlung von Fritz Erens.

$\frac{K_1}{K_2} = \beta$ das Verhältniss der beiden Kraftlinienflüsse,
 W den Gesamtanlasswiderstand im Ankerstromkreis einschliesslich des dauernden Eigenwiderstandes im Anker,
 W_3 den Gesamtwiderstand nach Ausschalten der ersten Stufe,
 W_2 und W_1 entsprechend die weiteren, kleineren Widerstände,
 W_0 schliesslich den Widerstand des Ankers,

so ist im ersten Augenblick des Anlassens,

$$D = J_{\max} \cdot W \quad \dots \quad \mathbf{205.}$$

Wird der Beharrungszustand mit W bei der Umlaufzahl n erreicht, so besteht die Beziehung

$$D - E = J_{\min} W.$$

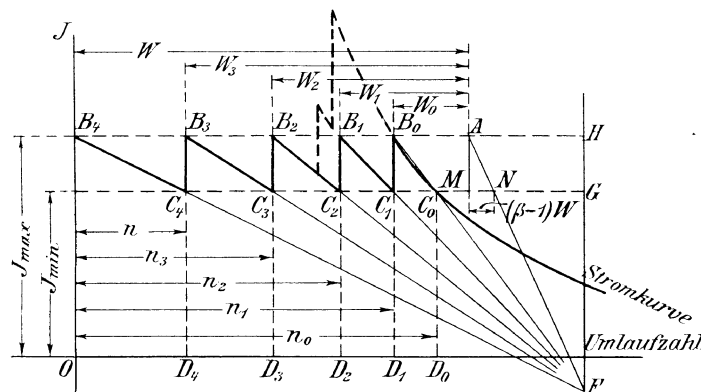


Fig. 142.

Die Gleichungen für die elektromotorische Gegenkraft E werden zweckmässig in folgender Weise zusammengezogen geschrieben:

$$\left. \begin{aligned} E &= \frac{nzK_1}{60 \cdot 10^8} = nc_1 \\ \text{und} \quad E &= \frac{nzK_2}{60 \cdot 10^8} = nc_2 \end{aligned} \right\} \mathbf{206.}$$

wobei auch $c_1 : c_2 = \beta$ ist.

Die Gleichung für den Punkt C_4 nimmt dann die Form an:

$$D - nc_2 = J_{\min} W \quad \dots \quad \mathbf{207.}$$

Für den Punkt B_3 der nächsten Schaltstufe mit noch unveränderter Umlaufzahl gilt

$$D - nc_1 = J_{\max} W_3 \quad \dots \quad \mathbf{208.}$$

Im Punkt C_3 ist im Hinblick auf die zugehörige Umlaufzahl n_3

$$D - n_3 c_2 = J_{\min} W_3 \quad \dots \quad \mathbf{209.}$$

und für den Punkt B_2 gilt

$$D - n_3 c_1 = J_{\max} W_2 \quad \dots \quad \mathbf{210.}$$

Gl. 209 mit β erweitert, und das zweite Glied $\beta n_3 c_2$ durch $\frac{c_1}{c_2} n_3 c_2 = c_1 n_3$ ersetzt, liefert

$$\beta D - n_3 c_1 = \beta J_{\min} W_3.$$

Zieht man hiervon Gl. 210 ab, so folgt:

$$D(\beta - 1) = \beta J_{\min} W_3 - J_{\max} W_2 = \frac{\beta}{\lambda} J_{\max} W_3 - J_{\max} W_2$$

Mit $D = J_{\max} W$ erhält man weiter:

$$W(\beta - 1) = \frac{\beta}{\lambda} W_3 - W_2$$

oder $W_2 = \frac{\beta}{\lambda} W_3 - (\beta - 1)W \quad \dots \dots \dots \quad 211.$

ferner $W_1 = \frac{\beta}{\lambda} W_2 - (\beta - 1)W \quad \dots \dots \dots \quad 212.$

u. s. w. u. s. w.

Um das Stufengesetz darzustellen, ziehe man in einem Koordinatensystem, Fig. 142, S. 151, zwei Parallelen zur Abscissenachse im Abstand J_{\max} und J_{\min} und trage auf der oberen, von der Ordinatenachse aus, $B_4A = W$ ab. Eine Parallele zur Ordinatenachse durch A gezogen, liefert den Schnittpunkt M mit der unteren Horizontalen, auf der $MN = (\beta - 1)W$ abgesteckt wird. Schliesslich ziehe man den Strahl AN und wähle auf ihr den Punkt F so, dass

$$FG : FH = \beta : \lambda \quad \dots \dots \dots \quad 213.$$

Nach dem Proportionalitätssatz folgt dann unmittelbar

$$C_4N = \frac{\beta}{\lambda} B_4A = \frac{\beta}{\lambda} W.$$

Ferner ist $C_4M = \frac{\beta}{\lambda} W - (\beta - 1)W = B_3A = W_3,$

ebenso $C_3M = \frac{\beta}{\lambda} W_3 - (\beta - 1)W = B_2A = W_2.$

.

und schliesslich $B_0A = W_0$, dem Eigenwiderstand des Ankers.

Zieht man Gl. 208 von Gl. 205 ab, so erhält man

$$nc_1 = J_{\max} (W - W_3)$$

und als Differenz von Gl. 208 und Gl. 210

$$(n_3 - n)c_1 = J_{\max} (W_3 - W_2).$$

Man sieht hieraus ohne weiteres, dass sich die Abscissen OD_4 , OD_3 u. s. w. unmittelbar wie die Umlaufzahlen verhalten oder dass, unter Berücksichtigung eines entsprechenden Massstabes, die Abscissenachse als die Achse der Umlaufzahlen angesehen werden kann.

Die Stromkurven für die verschiedenen Widerstände gehen durch die Punkte B_4C_4 u. s. w., fallen aber nicht wie in Fig. 141 des Nebenschlussmotors mit den Strahlen FB_4 , FB_3 , FB_0 zusammen, sondern verlaufen, ähnlich wie für den Widerstand W_0 eingezeichnet, allmählicher abnehmend.

Ausserdem ist beachtenswerth, dass die Widerstandsdifferenzen $(W_1 - W_0)$, $(W_2 - W_1)$ u. s. w. nach einer geometrischen Reihe mit dem Faktor $\frac{\beta}{\lambda}$ anwachsen, denn es liefert z. B. Gl. 212 von Gl. 211 abgezogen

$$W_2 - W_1 = \frac{\beta}{\lambda} (W_3 - W_2).$$

Man kann jedoch die kurzen Strecken B_4C_4 , B_3C_3 u. s. f. angenähert als Theile der Stromkurven auffassen und erhält dann für das Anlassen den stark ausgezogenen Verlauf der Stromstärken.*)

Das Diagramm kann, ähnlich wie das für Nebenschlussmotoren, auch unmittelbar zur graphischen Bestimmung der erforderlichen Zahl und Grösse der Widerstände benutzt werden.

*) Die gestrichelten Kurven deuten den Stromverlauf bei zu raschem Einschalten an.

Wie aus Gl. 211 und 212 hervorgeht, wachsen beim Hauptstrommotor die Widerstandstufen nicht unmittelbar nach einer geometrischen Reihe, sondern dafür in Fig. 142, S. 151, die Abschnitte HB_0, HB_1, HB_2 u. s. w.

Aus der Beziehung $MN = (\beta - 1)W$ und $FG : FH = \beta : \lambda$, Fig. 142, erhält man

$$AH = \lambda \frac{\beta - 1}{\lambda - \beta} W$$

Man kann also ähnlich wie beim Nebenschlussmotor, S. 150, die einzelnen Widerstandstufen mittelst des Rechenschiebers dadurch bestimmen, dass man die Grösse $HB_0 = W_0 + \lambda \frac{\beta - 1}{\lambda - \beta} W$ und $HB_4 = W + \lambda \frac{\beta - 1}{\lambda - \beta} W$ nach der Skala des Rechenschiebers auf einem Papierstreifen markirt und die Entfernung zwischen den beiden Marken in gleiche Strecken theilt. Die Ablesungen der Zahlen, welche auf dem Rechenschieber beim Wiederanlegen des Papierstreifens den einzelnen Theilstrichen entsprechen, geben die Abschnitte HB_0, HB_1 u. s. w. an. Um die wirkliche Grösse der Widerstandstufen zu erhalten, hat man von den abgelesenen Zahlen die Grösse $AH = \lambda \frac{\beta - 1}{\lambda - \beta} W$ abzuziehen.

γ. Drehstrommotor.

Für Drehstrommotoren erhält man ein ähnliches Diagramm wie für die Nebenschlussmotoren.

Stellen in Fig. 143 wie in Fig. 110, S. 108, die Abscissen die Umlaufzahlen mit der synchronen Tourenzahl OA und den Schlüpfungen $AO = s$,

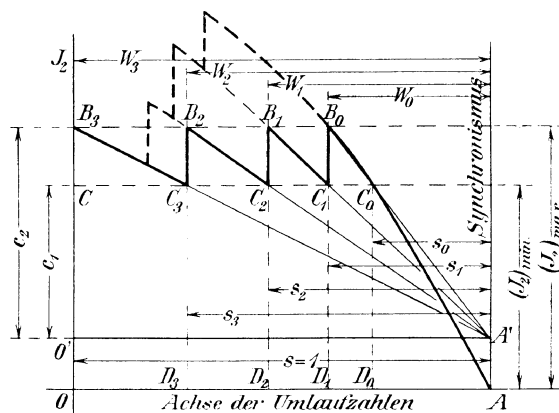


Fig. 143.

$AD_3 = s_3, AD_2 = s_2$ u. s. w. dar, sowie die Ordinaten zunächst die Läuferstromstärken J_2 , und bezeichnet:

- $(J_2)_{\max}$ den grössten zulässigen Läuferstrom,*)
- $(J_2)_{\min}$ die Läuferstromstärke, welche mit der Nutzlast im Beharrungszustand ins Gleichgewicht tritt,
- W_3 den Gesamtanlasswiderstand im Läuferstromkreis, einschliesslich des nicht ausschaltbaren Eigenwiderstandes im Läufer,
- W_2 und W_1 entsprechend die weiteren, kleineren Widerstandsgrössen,
- W_0 schliesslich den Eigenwiderstand des Läufers,

*) $(J_2)_{\max}$ darf nicht beliebig hoch gewählt werden, weil sonst nach Überschreiten der höchsten Leistung, Fig. 119, S. 116, das Drehmoment wieder abnimmt. $(J_2)_{\max}$ muss also kleiner sein als der $(J_2)_{\min}$ entsprechende grössere Werth für dieselbe Nutzlast.

so muss, wie S. 105 aus Gl. 179 geschlossen ist, für einen bestimmten Werth von J_2 das Verhältniss von Schlüpfung und Läuferwiderstand konstant sein.

Das Verhältniss sei

für $(J_2)_{\max}$ $\frac{\text{Widerstand}}{\text{Schlüpfung}} = c_1 \dots \dots \dots$ **214.**

für $(J_2)_{\min}$ $\frac{\text{Widerstand}}{\text{Schlüpfung}} = c_2 \dots \dots \dots$ **215*)**

so gilt für den Punkt B_3 , Fig. 143, da die einzelnen Widerstandstufen, welche im Laufe ihrer Wirkung eine bestimmte Schlüpfung herbeiführen, mit übereinstimmenden Indices, wie z. B. W_4 und s_4 , bezeichnet sind,

im Punkt B_3 , mit $s = 1$, $W_3 = c_1 \dots \dots \dots$ **216.**

im Punkt C_3 $\frac{W_3}{s_3} = c_2 \dots \dots \dots$ **217.**

im Punkt B_2 $\frac{W_2}{s_3} = c_1 \dots \dots \dots$ **218.**

im Punkt C_2 $\frac{W_2}{s_2} = c_2 \dots \dots \dots$ **219.**

im Punkt B_1 $\frac{W_1}{s_2} = c_1 \dots \dots \dots$ **220.**

u. s. f.

Aus Gl. 217 und 218 folgt

$$\left. \begin{aligned} W_2 &= \frac{c_1}{c_2} W_3 \dots \dots \dots \\ W_1 &= \frac{c_1}{c_2} W_2 \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \mathbf{221.}$$

und aus Gl. 219 und 220

Die Widerstände nehmen nach einer geometrischen Reihe mit dem Faktor $\frac{c_1}{c_2}$ — Gl. 214 und 215 — ab und lassen sich wie für die Nebenschlussmotoren, Fig. 141, S. 149, geometrisch ermitteln, wenn man von einem zunächst beliebigen Punkt O' aus die Grössen $O'C = c_1$ und $O'B_3 = c_2$, Gl. 214 und 215, abträgt, durch O' eine Parallele mit der Abscissenachse zieht und auf ihr die synchrone Umlaufzahl $O'A' = OA = s$ abträgt.

Schneidet man HB_0 gleich dem Ankerwiderstand W_0 auf der oberen Parallelen ab, indem man den Widerstandsmassstab so wählt, dass sich der Gesamtwiderstand W durch HB_3 darstellt, so lassen sich die zwischenliegenden Widerstandstufen genau wie beim Nebenschlussmotor entweder geometrisch oder mit dem Rechenschieber ermitteln.

Die Strahlen B_3A' , B_2A' u. s. w. bilden nicht gleichzeitig die Stromkurven wie in Fig. 141, sondern sind, wie die Strahlen in Fig. 142, rein geometrische Konstruktionslinien.

Der Vereinigungspunkt A der Stromlinien für Synchronismus liegt auf derselben Ordinate wie A' , nur etwas tiefer, und wird aus der Bedingungs-gleichung ermittelt,

$$AG : AH = (J_2)_{\min} : (J_2)_{\max} \dots \dots \dots \mathbf{222.}$$

Die Ordinaten zu OA stellen dann die Läuferströme in dem Massstab dar, welcher sich aus Gl. 222 bestimmt. Die Stromkurven gehen alle durch die Punkte B_3, C_3, B_2 u. s. w., so dass die kurzen Strecken B_3C_3, B_2C_2 , u. s. f. als Elemente der Stromlinien angesehen werden können. Bei richtigem

*) Da die Verhältnisszahlen c_1 u. c_2 , Gl. 214 u. 215, in Gl. 179, S. 105, im Nenner der Stromwerthe stehen, muss für $(J_2)_{\max}$ das zugehörige $c_1 < c_2$ sein.

Einschalten erhält man also etwa den stark ausgezogenen Stromverlauf, während bei zu raschem Einschalten der Strom nach der gestrichelten Linie emporschnellen kann.

Drehstrommotoren besitzen ausserdem noch, nach S. 127, gegenüber den Gleichstrommotoren die unangenehme Eigenschaft, dass bei sehr raschem Abschalten der Widerstände das Drehmoment wieder geringer werden kann und ein augenblickliches Stillsetzen des Motors zu bewirken vermag.

Da die gleichmässige Beschleunigung der Motoren beim Anlassen nicht nur, wie weiter oben auseinandergesetzt ist, das Vorhandensein richtig abgestufter Widerstände, sondern auch eine hiervon und von der zu beschleunigenden Masse, sowie dem Beschleunigungsüberschuss abhängige Schaltgeschwindigkeit voraussetzt, die vorzüglich beim freien Steuern nicht zuverlässig innegehalten wird, verzichtet man in der Praxis bei der Wahl der Widerstände nicht selten auf ihre Bestimmung nach dem genauen Stufengesetz und findet z. B. für Nebenschlussmotoren passende Widerstandstufen auch ohne weiteres für Hauptstrom- und Drehstrommotoren benutzt. Die hieraus entspringenden Unregelmässigkeiten der Anlaufperiode bleiben im ganzen ziemlich unschädlich, wenn nur die Zahl der Stufen reichlich gewählt und vor allem die allgemeinen Regeln über die Schaltgeschwindigkeit: „Langsam einschalten, rasch ausschalten“ beobachtet werden.

Die vorstehenden Untersuchungen beziehen sich auf Metallanlasswiderstände mit sprungweiser Abstufung. Für Flüssigkeitswiderstände ergibt sich im Idealfalle von selbst eine stetige Stufenfolge, aber auch hier entspricht jede andere Eintauchtiefe einer bestimmten Widerstandsgrösse, und zu rasches Eintauchen der Widerstandsbleche oder gusseisernen Platten, sowie das Aufkochen der Flüssigkeit, rufen ebenfalls Beschleunigungstösse und am Kollektor von Gleichstrommaschinen Feuer hervor. Am Flüssigkeitswiderstandskörper selbst können natürlich nur an den metallenen Schlusskontakten Funken bei zu grosser Stromstärke auftreten, wenn zu rasch ein- oder zu langsam ausgeschaltet wird.

Die später beschriebenen ausgeführten Anlassapparate liefern eine Reihe von Beispielen für Schutzvorkehrungen gegen willkürlich schnelles Abschalten der Widerstände.

Arbeitsverlust beim Anlassen.

Bezeichnet t die Zeit vom Beginn der Anlaufperiode bis zum Eintritt einer gewissen Beschleunigung,

v die Ankerumfangsgeschwindigkeit zur Zeit t ,

n die Umlaufzahl des Ankers im Beharrungszustande,

T die Dauer der Anlaufperiode bis zum Eintritt des Beharrungszustandes,

so ist, unter der Voraussetzung gleichförmiger Beschleunigung, die Geschwindigkeit v proportional t .

Für die Endgeschwindigkeit oder für die Umlaufzahl n des Beharrungszustandes ist in Nebenschlussmotoren die elektromotorische Gegenkraft E annähernd gleich der Klemmenspannung D , weil in der Gleichung $D = E + JW$, der Spannungsverlust im Anker, wegen des geringen Leiterwiderstandes im Verhältniss zu E , sehr klein ist.

Nach der Beziehung zwischen der Umlaufzahl und der elektromotorischen Gegenkraft E für Nebenschlussmotoren entspricht, gleichförmig beschleunigten Anlauf vorausgesetzt, der mittleren Umlaufzahl $\frac{n}{2}$ der mittlere Werth von E , also nahezu $\frac{1}{2} D$. Wird schliesslich nach den vorangegan-

genen Auseinandersetzungen der Stromverbrauch J durch geeignetes Abstufen und Handhaben der Anlasswiderstände auf annähernd gleicher Höhe gehalten, so ist die zum Beschleunigen des Ankers nutzbar gemachte, aus der Leitung entnommene elektrische Energie

$$= \frac{1}{2} DJT \quad \mathbf{223.}$$

Gleichzeitig wird aber von der konstanten Klemmenspannung D der Hauptleitung durch den Ohm'schen Verlust des Anlasswiderstandes der jeweilige Überschuss von D über die erst allmählich bis zu ihrem oberen Grenzwert, d. h. von Null bis annähernd D anwachsende elektromotorische Gegenkraft E abgedrosselt, und der Gesamtenergieverbrauch aus dem Netz während der ganzen Anlaufperiode ist

$$DJT \quad \mathbf{224.}$$

also doppelt so gross, wie der Nutzaufwand der Energie für die Anker-

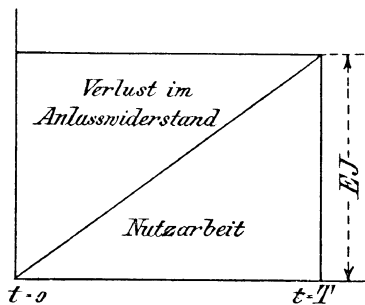


Fig. 144.

beschleunigung. Die Verhältnisse gestalten sich ganz ähnlich, wie für den Antrieb durch Reibungskupplungen. Die Hälfte der zugeführten Gesamtarbeit geht im Anlasswiderstand und theilweise auch im Anker verloren und setzt sich dort in Wärme um.*) Die Arbeitsvertheilung wird durch die Schaulinie, Fig. 144, dargestellt.

Da die Grösse der Beschleunigungsarbeit für einen bestimmten Anker und eine bestimmte Endgeschwindigkeit v nach der mechanischen Beziehung $\frac{mv^2}{2}$ einen konstanten, von

der Beschleunigungsdauer unabhängigen Werth hat, ist auch der elektrische Energieaufwand zum Beschleunigen des unbelasteten Ankers, von allen Reibungswiderständen abgesehen, während der Anlaufperiode unabhängig von der Beschaffenheit des Anlasswiderstandes, der Art seiner Handhabung und der Dauer der Anlaufperiode.

Anders gestalten sich die Verhältnisse, sobald der Motor belastet anläuft. Alsdann ist ausser der Ankermasse gleichzeitig auch die des angekuppelten Triebwerkes und die Last selbst zu beschleunigen und ausserdem noch die Nutzarbeit zum Heben der Last zu verrichten.

Fasst man die ganze Beschleunigungsarbeit zusammen und bezeichnet den hierzu erforderlichen Energieaufwand mit $E' \cdot J'$, so muss gleichzeitig zum Heben der Last noch eine gewisse Energie $E' \cdot J''$ aus dem Netz entnommen werden.

Trägt man diese Werthe in ähnlicher Weise, wie in Fig. 144, als Ordinaten zu den Zeitabszissen auf und entwirft zunächst das Beschleunigungsarbeitsdiagramm, so gilt für dieses das eben entwickelte Gesetz, dass der Arbeitsverlust genau so gross ist, wie die Nutzbeschleunigungsarbeit. Das theilweise und erst allmählich verminderte Abdrosseln der Klemmenspannung durch den Anlasswiderstand hat aber zur Folge, dass auch von der elektrischen Energie $E' \cdot J''$, die schon in der Anlaufperiode zum Heben der Last dem Netz entnommen wird, nur ein Theil Nutzarbeit verrichtet, der andere sich während des Stromdurchganges im Anlasswiderstande in

*) Vergl. Einleitung zum ersten Bande, Figur I und II und die Abhandlung des Verfassers, Z. d. V. d. I. 1889, Ausrückbare Kupplungen für Wellen- und Räderwerk, oder den unter demselben Titel im Verlage von Julius Springer 1890 erschienenen Sonderabdruck dieser Arbeit.

Wärme umsetzt. In dem zugehörigen Arbeitsdiagramm verhält sich der Ordinatenabschnitt, welcher die augenblicklich zum Heben der Last nutzbar gemachte Energie darstellt, in jedem Augenblick zur ganzen Ordinate $E'J''$, wie der entsprechende Nutzabschnitt im Beschleunigungsdiagramm zur ganzen Ordinate $E'J'$.

Der Energieverlust, der beim Anlaufen des belasteten Motors, durch das sofortige Anheben der Last mit noch theilweise gedrosselter Spannung, ganz abgesehen von der Zunahme des Arbeitsaufwandes für die grösseren Beschleunigungsmassen entsteht, wächst mit der Grösse der Belastung und der Dauer der Anlaufperiode, wird also durch langsames Anlassen des Motors entsprechend gesteigert.*)

Diese Verhältnisse zeigen, dass für den intermittirenden Betrieb von Winden die Anlaufverluste sehr schnelllaufender Motoren durch den grossen Aufwand an Beschleunigungsarbeit für den Anker, von der nur 50% nutzbar gemacht werden, bei häufigem An- und Abstellen sehr erheblich ins Gewicht fallen können, und dass den geringeren Anschaffungskosten schnelllaufender Motoren in solchen Fällen auf die Dauer grössere Betriebskosten gegenüberstehen. Dieselben Erwägungen erklären aber auch die Meinungsverschiedenheit, welche in der Praxis darüber besteht, ob es für lebhaft betriebene Krahe vortheilhafter ist, für Lastwinde und Fahrtrieb- oder Schwenkwerke getrennte Motoren aufzustellen oder einen einzigen Motor zu verwenden und die einzelnen Zweigtriebwerke, die eine verhältnissmässig geringe Beschleunigungsarbeit verzehren, nach Bedarf von einer Hauptvorgelegewelle durch Reibungskupplungen in Thätigkeit zu setzen. Die Aufstellung getrennter Motoren vereinfacht die Wellen- oder Seiltransmissionen erheblich und beseitigt den Energieverbrauch des zur Dienstbereitschaft leerlaufenden Einzelmotors mit der unmittelbar angekuppelten Übersetzung für das Hauptvorgelege ganz. Dafür ist aber ihr Energieverbrauch für die stets wiederkehrenden Anlaufperioden grösser, und die Anschaffungskosten für eine Reihe von Motoren sind gewöhnlich höher, als die einer Wellentransmission, welche an ihre Stelle tritt. Allgemein ist diese Frage daher nicht unbedingt zu Gunsten der einen oder anderen Anordnung zu entscheiden, soweit die vorliegenden Gesichtspunkte allein in Betracht gezogen werden. Es sprechen aber im Einzelfall noch andere Gründe für die Wahl des Ein- oder Mehrmotorensystems.

Vor allem folgt aus dem vorstehenden der Schluss, dass die Forderung grosser Hubgeschwindigkeiten für kleine Förderhöhen sich nur durch eine Steigerung des von der Last und der Geschwindigkeit abhängigen Energieaufwandes für die Anlaufperiode erfüllen lässt, die angesichts der kurzen Dauer des Beharrungszustandes in einem sehr ungünstigen Verhältniss zum Zeitgewinn steht, wenn die Betriebsmaschine ein gemeinsames Vorgelege mit konstanter Geschwindigkeit für alle angeschlossenen Einzeltriebwerke bethätigt. Hier tritt für den unmittelbaren Antrieb durch mehrere Einzelmotoren die werthvolle Eigenschaft der leichten Geschwindigkeitsregulirung in den Vordergrund, die gestattet, schwere Lasten langsam aufzunehmen, zu schwenken und zu fahren, leichte dagegen schnell.

Ähnlich liegen die Verlustverhältnisse für die Drehstrommotoren. Sorgt man hier dafür, dass durch eine genügende Zahl von Anlasswiderstandstufen oder ausreichende Grösse eines Flüssigkeitswiderstandes der Unterschied zwischen der grössten Läuferstromstärke J_{\max} und der kleinsten J_{\min} für die Anlaufperiode sich in engen Grenzen bewegt, so erleidet auch

*) Vergl. die auf den vorliegenden Fall übertragbaren eingehenden Untersuchungen über die gleichartigen Verhältnisse bei den Reibungskupplungen in der Abhandlung des Verfassers, auf die in der Fussnote der vorstehenden Seite verwiesen ist.

der dem Netz entnommene Primärstrom des Ständers nur geringe Schwankungen, weil sich unter dieser Voraussetzung die beiderseitigen magnetischen Felder nur wenig ändern.

Der konstante Läuferstrom erfordert angenähert einen konstanten primären Strom, und während der Anlaufperiode wird daher dem Netz auch eine konstante Energie entnommen, die sich in jedem Augenblick in die zur Zeit geleistete Nutzarbeit und in den Wärmeverlust zerlegt. Der Arbeitsverlust ist im Läufer mit Schleifringen der Schlüpfung unmittelbar proportional. Wenn beim unbelasteten Anlauf die Schlüpfung von $s=1$ für Stillstand bis $s=0$ für den Synchronismus abnimmt, geht also die Hälfte der übertragenen Energie durch die Wärmeezeugung des Ohm'schen Widerstandes verloren. Dies verursacht angenähert den Verlust der halben, aus dem Netz entnommenen Energie.

Auch im Drehstrommotor gehen also von der Energie, die lediglich zum Beschleunigen des unbelasteten Läufers aus der Ruhe dem Netz entnommen werden muss, ungefähr 50% verloren und erzeugen nur Wärme. Die weiteren Schlussfolgerungen über die Zunahme der Verluste durch gleichzeitige Belastung des Motors stimmen unmittelbar mit dem überein, was hierüber weiter oben, bezüglich der Anlaufverhältnisse von Gleichstrommotoren, bemerkt ist.

Ausführung der Widerstände.

Man verwendet Widerstände aus schlecht leitenden Metallen, Flüssigkeiten und Graphit.

Die Metallanlasswiderstände bestehen meist aus einer Reihe hintereinander geschalteter Spulen aus Nickelin oder gewöhnlichem Eisendraht, die entweder frei, d. h. ohne Kern allseitig von Luft umgeben, oder auf Porzellancyylinder gewickelt in einem Kasten mit durchbrochenen Wänden, dem sogenannten Widerstandskasten, untergebracht werden, um das Personal gegen zufällige Berührung zu schützen und doch einen Luftdurchzug zum Abführen der in den Spulen erzeugten Wärme zu vermitteln.

Die Aufwicklung auf hohle Porzellancyylinder mit eingeförmten Spulennuthen besitzt der freien Anordnung gegenüber den Vorzug, dass auch bei Erschütterungen zufällige Berührungen und Kurzschlüsse zwischen den einzelnen Spulen vermieden werden, und gewährt den ferneren Vortheil, dass die Drähte die Wärme, welche der Stromdurchgang erzeugt, rasch an die Porzellancyylinder abgeben, die eine sehr grosse Wärmekapazität besitzen und durch ihre absichtlich rauh hergestellten Oberflächen eine sehr wirksame Ausstrahlungsfläche haben, deren Grösse die Aussenfläche der feinen Drahtspulen bedeutend übersteigt.

Den gleichen Zweck verfolgt die amerikanische Konstruktion der Ward Leonard Electric Co. Hoboken, wobei die einzelnen Widerstandspulen, auf einer Platte ausgespannt, vollständig in eine isolirende Emailleschicht eingebettet sind und der ganze Widerstand, je nach Bedarf, aus einer kleineren oder grösseren Plattenzahl zusammengesetzt wird, die durch Luftschichten voneinander getrennt bleiben, um der Wärmeentwicklung freien Abzug zu gewähren. Der Emailleüberzug schützt, neben der grossen Strahlungsfläche der einzelnen Platten, den Draht auch vollkommen gegen den Einfluss der Luft, und vermindert die Gefahr, dass sich leicht brennbare Stoffe durch zufällige Berührung mit den Widerstandsapparaten entzünden. Statt der Drahtspulen findet man auch zickzackförmige dünne Metallbänder, in der Absicht, die Wärmeausstrahlungsfläche im Verhältniss zum Leitungsquerschnitt möglichst zu vergrössern.

Beachtung verdient ferner die ebenfalls in Amerika zuerst aufgetauchte

Verwendung von gusseisernen Widerständen, welche die Union Elektrizitätsgesellschaft in Berlin im Krahnbau allgemein benutzt.

Die gusseiserne, zickzackförmige, ebene Spule von linsenförmigem Querschnitt, mit kurzen Krümmungen an den Übergängen von einer Windung zur anderen, endigt in zwei parallelen Leisten mit kleinen Stirnzapfen, so dass die Platten den Eindruck eines kleinen schlangenförmigen Rostes mit zusammenhängenden Roststäben machen. Die einzelnen Platten werden mit dem Stirnzapfen der Endleisten in Auflager des Widerstandskastens eingelegt und durch eine Reihe von Porzellanrollen gegeneinander abgestützt, um zufällige Berührung bei eintretender Krümmung durch starkes Erhitzen zu verhindern.

Das verwendete Material besitzt eine ausserordentliche Biegsamkeit, so dass sich die Platten kalt annähernd zu einem Cylinder krümmen lassen. Sie sollen glühend das Begiessen mit kaltem Wasser vertragen, ohne zu springen. Da das Material im Betrieb ferner Erhitzen bis zum Glühendwerden gefahrlos aushält, ist der Raumbedarf, wegen der geringen Plattenzahl für grosse Widerstandsleistungen, wesentlich kleiner, als für die gewöhnlichen Metallwiderstände.

Die Metallanlasswiderstände sind am weitesten verbreitet, obwohl sie nur stufenförmiges Abschalten ermöglichen und deshalb nach den im letzten Kapitel entwickelten Grundsätzen mit vorheriger Bestimmung der einzelnen Stufen entworfen werden müssen. Zum Schalten benutzt man Schleif- oder Klappkontakte, welche die einzelnen Widerstands-Abtheilungen der Reihe kurz schliessen und abschalten.

Die Flüssigkeitswiderstände werden als Anlasswiderstände in der Weise ausgenutzt, dass der Strom seinen Weg zum Motor durch ein mit schlechtleitender Flüssigkeit gefülltes Gefäss nimmt. Zum Verändern und vollständigen Ausschalten des Widerstandes wird die Stromzuführung an Bleche oder Platten angeschlossen, die, entweder senkrecht beweglich oder um eine Achse am einen Ende drehbar, verschieden tief in die Flüssigkeit eingetaucht werden können. Der Strom tritt aus der Flüssigkeit in die Gefässwandung und geht von da weiter zum Motor. Mit der Zunahme der Eintauchtiefe vergrössert sich der stromleitende Querschnitt, und vermindert sich der Leitungswiderstand. In der tiefsten Tauchstellung legen sich die Platten in eine metallische Klemme oder setzen sich auf den Boden der Gefässe und vermitteln den unmittelbaren Stromübergang in den Motor, weil durch diese Verbindung der Flüssigkeitswiderstand kurz geschlossen, d. h. ausgeschaltet wird. Umgekehrt erfolgt die volle Stromunterbrechung, sobald die Platten ganz aus der Flüssigkeit herausgehoben werden.

Die Flüssigkeitswiderstände bieten den Metallanlasswiderständen gegenüber den Vortheil, dass die Schaltung vollkommen stetig, ohne sprungweise Abstufung erfolgt, und dass sie wesentlich kleinere Abmessungen erfordern. Durch Gleichstrom findet zwar eine chemische Zersetzung der Füllung statt, die aber wegen der jeweilig kurzen Wirkungsdauer, vorzüglich bei schwachen Strömen, nur eine mässige Abnutzung der leicht ersetzbaren Tauchplatten hervorruft und eine zeitweilige Erneuerung der Füllung nothwendig macht. Am wenigsten werden gusseiserne Platten durch eine schwache Lösung von kohlen-saurem Natron angegriffen. Wechselstrom beeinflusst den chemischen Zustand der Füllung so gut wie gar nicht.

Störend ist bei lebhafter Benutzung das Aufkochen durch die Erhitzung und das Auskrystallisiren der Salze. Die Anwendung ist daher im Betrieb von Hebemaschinen sehr beschränkt.

Die Graphitwiderstände wirken ähnlich, wie die Flüssigkeitswiderstände. Sie werden in der Weise hergestellt, dass man Metallarme in Schaufelform

mehr oder weniger tief in ein mit Graphitstaub gefülltes Gefäss eintaucht, bis schliesslich der Stromschluss durch einen Metall- oder Kohlenkontakt erfolgt. — Vergl. den später beschriebenen Anlasser von Flohr.

Auch hier ist der Vortheil vollständig stetiger Abnahme des Anlasswiderstandes vorhanden, aber die geringe Wärmeleitfähigkeit des Materials führt in lebhaftem Betrieb zu störenden Erhitzungen, und nicht zu vermeidende Funkenbildungen im Innern des Gefässes verändern nicht nur den Graphitstaub allmählich durch theilweises Verbrennen, sondern spritzen auch das feine Graphitpulver umher und verwandeln, im Verein mit mechanischer Wirkung der Kontaktschaufeln, das Eintauchniveau in mehr oder minder unregelmässige Oberflächen. Die in allen Widerständen auftretende Erhitzung erfordert für die Abmessungen ähnliche Rücksichtnahmen wie bei den Motoren, je nachdem sie für Dauerbetrieb (Tourenregulirung) oder nur zum Anlassen verwendet werden, und je nach der Häufigkeit der Arbeitsperioden und Ruhepausen.

Unter sonst gleichen Umständen fallen die Widerstände um so kleiner aus, je höher ihre Temperatur im Betrieb steigen darf.

G. Elektrische Bremsen und Kupplungen.

Allgemeines.

Abgesehen von dem nur für Drehstrom benutzten Verfahren, den Motor durch Gegenstrom zum raschen Stillstand zu bringen, lassen sich die elektrischen Bremsen in drei Gruppen eintheilen:

1. Elektromotoren, durch eine sinkende Last als Generatoren angetrieben.
2. Wirbelstrombremsen.
3. Magnetbremsen.

Streng genommen wirken nur die beiden zuerst genannten als elektrische Bremsen im engeren Sinne, d. h. unmittelbar durch ihren elektromagnetischen Widerstand gegen die bewegende Kraft. Die Magnetbremsen vernichten dagegen die Triebkraft und Bewegungsenergie einer sinkenden Last ausschliesslich durch Reibung mittelst gewöhnlicher Band- oder Backenbremsen, die sich durch Gewichtsbelastung selbstthätig spannen und umgekehrt während des regelrechten Betriebes gelüftet werden, indem ein Elektromagnet die eiserne Bremsbelastung so lange in gehobener Stellung hält, wie Strom durch seine Spule fliesst. Seltener werden diese Bremsen umgekehrt durch besondere Stromzuführung in Thätigkeit gesetzt und dann beim Unterbrechen des Magnetstromes durch ein Hebelgewicht gelüftet oder in Form magnetischer Bremskupplungen ausgeführt, die nur während der Stoppperiode erregt werden.

Für die Wahl zwischen diesen verschiedenen Bremsmitteln sind die beiden verschiedenen Bremsaufgaben zu unterscheiden, das Bremsen einer selbstthätig niedergehenden Last auf gleichförmige Geschwindigkeit während der ganzen Senktiefe, und das Stoppen zum Überführen der Last in die Ruhelage und zum Festhalten.

Die Bremsregulirung auf gleichförmige Geschwindigkeit kommt nur beim Senken in Frage. Die Stoppbremsen zum Reguliren der Abstellgeschwindigkeit werden dagegen sowohl zum allmählichen und genauen Anhalten der aufsteigenden, wie der sinkenden Last kurz vor der Hub- oder Senkgrenze als sogenannte „Nachlaufbremsen“ in Thätigkeit gesetzt.

Im Hinblick auf diese Verhältnisse sind auch in der Bremsfrage noch die beiden Fälle auseinander zu halten, ob die Hebemaschine mit oder ohne

Selbsthemmung im eigenen Triebwerk gebaut ist oder eine mechanische Senksperrbremse enthält.

Für Hebemaschinen mit Selbsthemmung haben die Elektromotoren, auch wenn die Selbsthemmung, wie meist, nur in der Ruhe wirkt, die Last sowohl zum Heben, wie zum Senken anzutreiben. Hierbei sind nur Nachlaufbremsen erforderlich, um die überschüssige lebendige Kraft nach dem Abstellen des Motors zu vernichten, die Last stossfrei in einer bestimmten Höhe zum Stillstand zu bringen und bis zum Absetzen festzuhalten.

So liegen die Verhältnisse häufig bei elektrischen Aufzügen mit Schneckentriebwerk, wo das Eigengewicht der Förderschale meist einschliesslich $\frac{1}{3}$ oder der halben Nutzlast durch Gegengewichte ausgeglichen wird, und der Motor den vollbelasteten Förderkorb während der Auffahrt in die Höhe zu ziehen hat oder auch in gleicher Weise den Überschuss des Gegengewichts heben muss, sobald der Aufzug leer oder mit geringer Belastung niedergeht. Für Aufzüge ohne selbsthemmendes Triebwerk ist dagegen neben der Stoppbremse auch eine Dauerbremsung oder Geschwindigkeitsregulirung für die ganze Förderhöhe unentbehrlich und muss, falls das Gegengewicht auch noch einen Theil der Nutzlast ausgleicht, sowohl für die Auffahrt, wie für die Niederfahrt in Thätigkeit treten können, weil sonst der leere Förderkorb durch das Gegengewicht nach oben, und der vollbelastete Aufzug beim Senken nach unten ihren Weg mit stetiger Beschleunigung zurücklegen würden.

Bei Krahnern ist die Anwendung von Gegengewichten für die Lastförderung nicht üblich, und man pflegt fast allgemein, vorzüglich aber für rasch arbeitende Ladekrahnern den Winden mit hohem mechanischen Wirkungsgrad den Vorzug zu geben. Dann ist die Geschwindigkeit der niedergehenden Last für die ganze Senkperiode durch eine geeignete, von der Lastgrösse mehr oder minder unabhängige Bremswirkung zu regeln, aber auch hier schliesslich die Last an einer bestimmten Stelle in die Ruhelage überzuführen und festzuhalten.

Elektromotoren, und zwar Nebenschluss- und Drehstrommotoren, werden mit Vortheil vorzugsweise nur zum Regeln der Lastsenkgeschwindigkeit während der vollen Fahrt benutzt, können aber auch zum Einleiten der Stoppperiode dienen. Die Wirbelstrombremsen sind in derselben Weise verwendbar, aber Motoren, als Bremsgeneratoren geschaltet, und Wirbelstrombremsen erfordern zum dauernden Festhalten der Last am Schluss der Stoppperiode eine besondere Bremse, welche die Last für die Dauer der Umladezeit sichert, weil die Motorbremsung nur während der Laufzeit des Motors auftritt.

Die Magnetbremsen eignen sich für die Doppelverwendung als Stopp- und Sperrbremsen zum Stillsetzen und Festhalten der Last.

Die Selbstbremsung lässt sich mit der mechanischen Wirkung einer regulirbaren Centrifugalbremse vergleichen.

Es ist weiter noch die Schaltung der verschiedenen Motorarten für die beiden Bremszwecke, Nachlaufbremsung und Geschwindigkeitsregulirung, zu untersuchen, wofür die Motoren vom Netz abgetrennt und über einen Widerstand kurz geschlossen werden.

Beim Nachlaufbremsen ändert der Motor, als Generator geschaltet, seine Umlaufrichtung nicht. Deshalb muss sich aber nach S. 25 der Ankerstrom umkehren und würde daher beim Hauptstrommotor, ohne Umschaltung durch die Erregung geleitet, diese auslösen. Im Nebenschlussmotor läuft dagegen nach dem Abtrennen vom Netz der aus der positiven Bürste austretende Strom im früheren Sinne durch die Erregung. — Vergl. Dynamo, Fig. 48, S. 53. Für die einfache Nachlaufbremsung genügt es daher, den Nebenschlussmotor unmittelbar über einen Widerstand kurz zu schliessen, im Haupt-

strommotor müssen dagegen Anker- und Magnetstromverbindung vertauscht werden.

In der Senkperiode läuft der als Generator wirkende Motor umgekehrt wie beim Heben. Man muss daher die zwischen Anker- und Erregerstrom erforderliche Verbindung hier gerade umgekehrt wie für die Nachlaufbremsung ausführen. Zum Regeln der Senkgeschwindigkeit wird in Nebenschlussmaschinen vor dem Anlassen zum Senken die Verbindung zwischen Anker und Erregung vertauscht, der Hauptstrommotor dagegen unmittelbar über seinen Widerstand kurzgeschlossen.

Tafel der Bremsschaltung.

	Nebenschlussmotor	Hauptstrommotor
Nachlaufbremsung	unmittelbar kurzgeschlossen	Vertauschen der Anschlüsse zwischen Anker und Erregung, hierauf kurzgeschlossen
Bremsen der Senkbewegung	Vertauschen der Anschlüsse zwischen Anker und Erregung, dann kurzgeschlossen	unmittelbar kurzgeschlossen

1. Elektromotoren als Bremsen und Geschwindigkeitsregler.

Die Eigenschaft der Elektromotoren, unter bestimmten Verhältnissen als Bremsen und Geschwindigkeitsregler in Thätigkeit zu treten, entspringt ihrer Bauart, die den Wechsel ihrer Wirkung zur Folge hat, sobald an Stelle des inneren elektrischen Antriebs durch den Betriebsstrom ein äusserer mechanischer von genügender Stärke tritt. Da die Gleichstrommotoren dieselbe Anordnung der stromführenden Theile besitzen, wie die Gleichstromgeneratoren, und die Drehstrommaschinen unter sich wenigstens in den massgebenden Verhältnissen eine ähnliche Übereinstimmung zeigen, verwandelt der mechanische Antrieb eines Elektromotors ihn in einen gleichartigen Generator. Er erzeugt dann elektrische Energie, statt Strom zu verbrauchen, und diese elektrische Arbeitsleistung setzt sich mit der mechanischen ins Gleichgewicht, wirkt also hemmend und bremsend auf den Rücklauf.

Das Mittel, Motoren durch einfaches Umsteuern, d. h. durch Gegenstrom rasch abzubremesen, ist für Gleichstrommotoren wegen der dabei auftretenden gefährlichen Stromstärken praktisch unzulässig.

a. Gleichstrommotoren als Bremsen.

α. Wirkung der Gleichstrommotoren als Stoppbremsen.

Nebenschlussmotor.

Wenn ein Nebenschlussmotor als Stoppbremse in Thätigkeit treten soll, ist der Anker, der für die Dauer des regelrechten Betriebes unmittelbar am Leitungsnetz liegt, vom Netz abzuschalten und gleichzeitig in sich zu schliessen. Um hierbei übermässiges Anschwellen des Stromes zu vermeiden, werden in die Ankerwicklung regulirbare Widerstände eingeschaltet, welche die vom Anker während der Bremsperiode erzeugte elektrische Energie aufnehmen und in Wärme umsetzen. Man schaltet, wie man zu sagen pflegt, den Anker auf einen Bremswiderstand und lässt ihn unter der Triebkraft der sinkenden Last auf diesen arbeiten.

Damit der Anker nach Trennung vom Netz die Fähigkeit behält, als elektrische Maschine zu arbeiten und die elektrische Energie des Generators im Widerstand in Wärme umzuwandeln, deren Erzeugung auf Kosten der mechanischen Arbeit der sinkenden Last, den Lastniedergang bremst, darf der Kraftlinienfluss der Feldmagnete nicht unterbrochen werden, weil nur die Einwirkung der Feldkraftlinien auf den Anker die elektromotorische Kraft in der Ankerwicklung inducirt und damit den für das Entstehen des Bremsmomentes nothwendigen Strom erzeugt. Man schaltet zu dem Zweck nur den Anker vom Netz ab, damit die Feldmagnete des Motors an der Netzspannung liegen bleiben, und der Motor für die beabsichtigte Bremswirkung sofort in einen Generator mit unmittelbarer Felderregung vom Netz verwandelt wird.

Nach dem Abschalten vom Netz nimmt zunächst die lebendige Kraft ab, damit sinkt die Umlaufzahl n und hiermit nach Gleichung 80, S. 37, für Nebenschlussmaschinen die elektromotorische Kraft E in gleichem Verhältniss, weil sich die Erregerstromstärke der im Netzstromkreis verbliebenen Feldmagnete nicht ändert.

Mit der elektromotorischen Kraft nimmt aber auch der von ihr erzeugte Strom $J = \frac{E}{W_a}$ ab, so lange der Widerstand im Ankerstromkreis unverändert bleibt. Somit vermindert sich schliesslich auch das bremsende Moment.

War der Motor vorher in Thätigkeit, um die Last zu heben, so verkürzt sich durch die Bremswirkung nur die Auslaufperiode, weil die Last nach dem Abschalten des Motors vom Netz auch von selbst mit dem Aufzehren der lebendigen Kraft zur Ruhe kommen würde, um dann aus dem höchsten Punkt des Aufstiegs selbstthätig zurückzusinken, falls sie nicht rechtzeitig durch eine Sperrbremse festgehalten wird.

Diese Art des Bremsens, die sogenannte „Nachlaufbremsung“, verwendet man, ausser bei sehr schnellhebenden Winden, vorzugsweise für Fahr- und Schwenkmotoren von Kränen, weil hier grosse Massenkräfte zu vernichten sind.

Arbeitete der Motor vor der Stoppperiode im Sinne des Lastsenkens, und war er eingeschaltet, weil die Winde wegen Selbsthemmung ihres Triebwerkes oder unter der Einwirkung eines überschüssigen Gegengewichts nicht selbstthätig abläuft, so liegen die Verhältnisse für die Stoppperiode ähnlich, wie im ersten Fall. Auch hier würde die Winde von selbst zur Ruhe kommen, ja sogar gegen Ende des Auslaufens feststehen bleiben, und die Bremswirkung des als Generator geschalteten Motors verkürzt nur die Dauer der Stoppperiode.

Liegt schliesslich der Fall des Lastsenkens mit selbstthätigem Rücklauf vor, so muss nach Massgabe der vorhandenen Senkgeschwindigkeit das Bremsmoment des umgeschalteten Ankers durch Wahl der Bremswiderstände im Ankerstromkreis so weit gesteigert werden, bis es das Lastmoment überwiegt. Mit der hemmenden Wirkung der Bremse vermindert sich aber, wie wir oben sahen, nicht nur n , sondern auch E und J und damit nach der Gl. 94, S. 42, für das Ankerdrehmoment auch das Bremsmoment, bis sich zwischen Brems- und Lastmoment Gleichgewicht einstellt. Die Last würde also von diesem Zeitpunkt an mit der inzwischen herabgeminderten Geschwindigkeit stetig weiter laufen. Die Bremswirkung lässt sich nur dadurch fortlaufend auf ausreichender Höhe halten, dass man den Stromwiderstand W allmählich weiter und weiter abschaltet, weil nach dem Ohm'schen Gesetz, $J = \frac{E}{W}$, die Verkleinerung des Widerstandes W im Ankerstromkreis den Strom J vorübergehend und sprunghaft verstärkt und damit das Ankerbremsmoment

$$M_a = \frac{p}{\pi} J_a z K 10^{-7} \text{ kgem,}$$

Gl. 94, S. 42, wieder erhöht

Da die elektromotorische Kraft $E = \frac{nzK}{60 \cdot 10^8}$ — Gl. 80, S. 37, — von der Umlaufzahl n abhängt, tritt die Wirkung des Abschaltens von Widerständen auf die Strom- und Bremsmomentzunahme stets nur vorübergehend auf, so lange noch der Anker durch sein Trägheitsvermögen mit der Geschwindigkeit der letzten Schaltstufe läuft oder wenigstens noch nicht ganz auf die der neuen Schaltstufe herabgesunken ist, weil andererseits mit der Abnahme von n auch E im gleichen Masse abnimmt, und infolgedessen auch J und schliesslich das Bremsmoment wieder auf ihre Minimalwerthe zurückgehen. Die vollständige Vernichtung der Geschwindigkeit kann also, wie bereits bemerkt, nur durch stetig fortgesetztes Abschalten des Bremswiderstandes, d. h. durch immer wieder erneute Störung des Gleichgewichtszustandes, der sich zwischen J und M_a bei verminderter Geschwindigkeit einzustellen sucht, herbeigeführt werden.

Regelt man das Abschalten des Bremswiderstandes derart, dass der Quotient $\frac{E}{W} = J$ möglichst konstant bleibt, der damit erzeugte Strom J aber grösser ausfällt, als der Werth J_{\min} , welcher dem Gleichgewichtszustand zwischen Bremsmoment, d. h. Ankermoment und Lastmoment entspricht, so erzielt man eine vollkommen gleichmässige Bremskraft und Lastverzögerung.

Die Verhältnisse entsprechen genau den Vorgängen beim gewöhnlichen Anlassen der Motoren — vergl. S. 148 u. f. und die zugehörige Fig. 141.

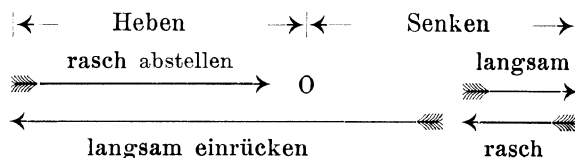
Deshalb ist auch hier die Vorsicht zu gebrauchen, dass das Abschalten der Bremswiderstände genügend langsam und mit ausreichender Stufenzahl erfolgt, weil sonst der Strom, selbst bei kleinen Werthen von E und n , durch grosse Schaltstufen oder durch plötzliches Fortschalten über mehrere Stufen wegen des geringen Eigenwiderstandes des kurzgeschlossenen Ankers nach der Stromgleichung $J = \frac{E}{W}$ sehr stark in die Höhe schnell und heftiges Funken verursacht. Ausserdem ist aber zu beachten, dass im vorliegenden Fall, wo das Bremsmoment das Antriebsmoment der Last nicht übermässig überwiegen darf, um schroffes Verzögern der Lastgeschwindigkeit zu verhüten, starkes Anschwellen des Stromes das Bremsmoment plötzlich steigert, also wie eine zu scharf angezogene Bremse den Lastniedergang sofort unterbrechen kann. Winde und Bremsmotor bleiben dann mit heftigem Stoss fast augenblicklich stehen, weil mit der plötzlichen Geschwindigkeitsabnahme E und J sehr rasch abnehmen und der nacheilende Extrastrom, kurze Zeit über den Stillstand hinaus andauernd, noch eine nachträgliche Bremswirkung ausübt.

Beobachtungen zeigen, dass der Stromstoss durch unvorsichtige Bedienung der Bremswiderstandschaltung auf mehrere hundert Procent der regelrechten Betriebstärke steigt.

Es besteht daher eine gewisse Gefahr, wenn man das Abschalten der Bremswiderstände der Willkür des Arbeiters überlässt. Zum Schutz hiergegen kann man die Schaltkurbel oder den Schaltschlitten, wie bei den Anlassapparaten, so einrichten, dass sie vom Arbeiter nur ausgelöst werden und sich hiernach durch ein Belastungsgewicht oder durch ihr Eigengewicht unter der Einwirkung eines Geschwindigkeitsreglers in Bewegung setzen. Hierfür kann das Pendelklinkwerk der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin, Fig. 9—12, Taf. 74, oder ein gewöhnlicher Dämpfer, d. h. eine kleine Ölpumpe dienen, die durch einen Drosselhahn beim Einschalten des Widerstandes mit dem aufsteigenden Kolben Öl ansaugt und

beim selbstthätigen Schaltrücklauf nur eine beschränkte Geschwindigkeit gestattet, deren Grösse von dem Gewichtsdruck des Dämpferkolbens und der Einstellung des Hahnes abhängt, durch den die Füllung wieder entweicht. Auch können Schaltmagnete, kleine Hilfsmotoren oder vom Anker bethätigte Centrifugalregulatoren die Schaltregelung übernehmen.

Im allgemeinen verzichtet man in der Praxis auf derartige Hilfseinrichtungen, sollte dann aber wenigstens durch eine in die Augen fallende, an der Steuerung angebrachte Aufschrift die erforderliche Bedienungsart angeben. Hierzu erscheint für jede Steuerrichtung am geeignetsten ein Pfeil mit dem Zusatz „Langsam“ oder „Schnell“ z. B. für den Schalter eines Hubmotors mit Kurzschlussbremsung und Stromstossstufe



Als Bremswiderstände lassen sich unmittelbar die vorhandenen Anlasswiderstände benutzen, wenn sie für dauernden Stromdurchgang ausreichend stark bemessen sind. Diese Widerstände werden dann in doppelter Weise ausgenutzt.

Der Steuervorgang beim Senken der Last ist nach dem Vorstehenden im allgemeinen folgender:

Auf der ersten Senkstufe werden die mechanische Bremse gelüftet, der Anker vom Netz getrennt und die Anlasswiderstände ausgeschaltet. Sinkt die Last mit unzureichender Geschwindigkeit, so schaltet man der Reihe nach Widerstände vor den Anker und schwächt dadurch das Bremsmoment, bis die gewünschte Senkgeschwindigkeit erzielt wird. Läuft die Last nicht von selbst ab, so treibt man sie durch Stromstoss aus dem Netz zwangsläufig abwärts. Zum Vermindern der Senkgeschwindigkeit und vor allem zum Einleiten der Stoppperiode sind die Widerstände wieder langsam auszuschalten, um das Bremsmoment zu steigern, bis schliesslich auf der Nullstellung der Stromkreis des Ankers unterbrochen und gleichzeitig auch die Magnetbremse in Thätigkeit gesetzt wird.

Bei Wiederaufnahme des Betriebes wiederholen sich alle Vorgänge. Der ausgeschaltete Bremswiderstand ist zunächst als Anlasswiderstand wieder vorzuschalten.

Ein anderes Verfahren, den Nebenschlussmotor durch Selbstbremsung still zu setzen, besteht darin, dass man den Motor vollständig auch mit seiner Erregung vom Netz abtrennt, gleichzeitig aber die Erregung derart hinter den Anker schaltet, dass der im kurzgeschlossenen Anker entstehende Generatorstrom auf die eigene Erregung als Widerstand arbeitet. Der Nebenschlussmotor verwandelt sich durch solche Schaltweise für die Bremsperiode in einen Hauptstromgenerator. Der Schaltwechsel ist so vorzunehmen, dass der Generatorstrom die Feldmagnetspulen im Sinne der vorangegangenen Erregung durchfließt, während der Ankerstrom im Augenblick des Wechsels seine Richtung ändert und im Sinne der vorher wirksamen elektromotorischen Gegenkraft auftritt.

Hauptstrommotor.

In den Hauptstrommotoren unterbricht das Abschalten des Ankers vom Netz gleichzeitig auch vollständig den Magnetstromkreis, weil beide für den gewöhnlichen Betrieb hintereinander geschaltet sind. Ein solcher Motor kann aber als Bremse benutzt werden, falls der remanente Magnetismus seiner Elektromagnete genügend stark bleibt.

Nach der Schalttafel S. 162 muss gleichzeitig mit der Trennung des Hauptstrommotors vom Netz die Verbindung zwischen Anker und Erregung vertauscht werden, damit der im Anker inducirte Strom die Magnetwicklung im Sinne des remanenten Magnetismus durchfließt. Mit dem Auftreten des Bremsstromes steigert sich dann auch wieder die Feldstärke, und es entsteht ein sehr kräftiges Bremsmoment, das in gleicher Weise, wie bei den Nebenschlussmotoren, durch allmähliches Abschalten des Bremswiderstandes zu regeln ist. Alle Schaltvorgänge und das schliessliche Festhalten der Last durch eine besondere Sperrbremse erfolgen in der oben geschilderten Weise. Eine Anwendung dieses Verfahrens liefern u. a. die später beschriebenen Schuckert'schen Schaltwalzen des Mohr'schen Portalcranes für den Versmannquai in Hamburg.

Das rechtzeitige Erregen der Maschine bildet die unbedingte Voraussetzung der Bremswirkung, weil sonst die Last ungehindert abstürzt. Ohne besondere Vorkehrungen ist man beim Hauptstrommotor ausschliesslich auf die Selbsterregung durch den remanenten Magnetismus angewiesen. Hiermit ist die Unsicherheit verbunden, dass die volle Erregung erst bei einer beträchtlichen Senkgeschwindigkeit eintritt, also ungünstig spät erfolgt, oder dass unter Umständen die ganze Anordnung versagt.

Aber selbst im Fall der Wirkung kann bei zu raschem Ausschalten des Widerstandes nicht nur der Strom, sondern auch die Spannung augenblicklich emporschnellen und deshalb vor allem die Isolation der Maschine gefährden. In solchen Fällen wird ausserdem die rasch mit einer bestimmten Geschwindigkeit ablaufende Last durch die plötzlich, im Augenblick des übermässig schnellen Weiterschaltens, gesteigerte Bremswirkung stossweise verlangsamt.

Bei neuen Ausführungen pflegt man deshalb die Maschine für die Senkperiode dauernd oder vorübergehend als Nebenschlussmaschine mit Erregung vom Netz zu schalten oder Doppelschlusswicklung anzuwenden und die Nebenschlusswindungen ans Netz zu legen.

β. Bremsregelung für gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit ohne Rückgewinnung von Energie.

Soll die Last während der ganzen Senkzeit oder auch bei Aufzügen ohne Selbsthemmung mit Übergewicht der Gegengewichte über die Förderschale während der leeren Auffahrt gegen störende Beschleunigungen geschützt werden, so kann man das vorstehende Verfahren für Nebenschluss- und Hauptstrommotoren in der Weise durchführen, dass man die Maschine vom Netz abschaltet und auf einen Widerstand im Ankerstromkreis arbeiten lässt, den Bremswiderstand zunächst aber nur bis auf eine bestimmte Stufe ausschaltet, für die sich, wie bereits mehrfach erörtert — vergl. z. B. S. 163 — der Beharrungszustand mit einer bestimmten Geschwindigkeit einstellt, die um so kleiner ausfällt, je mehr Widerstand abgeschaltet wurde, also fest regulierbar ist. Der Rest des Bremswiderstandes wird dann erst für die Stoppperiode ausgeschaltet und zum An- und Festhalten die Hilfssperrbremse eingelegt. Dieses Bremsverfahren, die sogenannte „Kurzschlussbremsung“, ist für Aufzüge selten, dagegen für Krane und bei elektrischen Strassenbahnen vielfach benutzt. *)

Für die Nebenschlussmotoren steht, wie wir sehen werden, noch der

*) Das Verfahren entspricht dem Bremsen von Lokomotiven auf der Thalfahrt mit umgelegter Steuerung, wodurch die Dampfmaschine in eine Luftkompressionsmaschine verwandelt wird und die Regulirung der Ausströmungsgeschwindigkeit der komprimierten Luft ins Freie durch einen Bremshahn jede beliebige Fahrgeschwindigkeit einzuhalten gestattet.

andere, wirtschaftlich gewinnbringende Weg offen, die Bremswirkung dadurch zu vermitteln, dass man den stromerzeugenden Bremsmotor auf das Netz, statt auf den Widerstand arbeiten lässt. Für den Hauptstrommotor ist dieses Verfahren aus Gründen, die noch klarzulegen sind, nicht durchführbar.

Bestimmung des Bremswiderstandes für Lastsenken.

- Bezeichnet M_l das Lastmoment, auf die Motorachse bezogen,
- M_a das vom Motor als Generator ausgeübte hemmende Drehmoment,
- J den Bremsstrom in Ampère,
- W den gesammten Widerstand im Ankerstromkreise, einschliesslich des Ankereigenwiderstandes,
- E die elektromotorische Kraft des als Generator arbeitenden Motors,

so gilt für das Drehmoment aller Gleichstrommaschinen die Beziehung 92, S. 42 und schreibt sich mit J statt J_a

$$M_a = \frac{p}{\pi} \frac{1}{9,81} J z K \cdot 10^{-6} \text{ kgem} \quad \text{ 225.}$$

Um den notwendigen Bremsstrom J beim Widerstand W zu erzeugen, muss der Generator nach Gl. 80, S. 37, eine elektromotorische Kraft

$$E = \frac{n z K}{60 \cdot 10^3} \text{ Volt} \quad \text{ 226.}$$

besitzen, deren Grösse der Ohm'schen Beziehung zu genügen hat:

$$E = J W \quad \text{ 227.}$$

Solange das Lastmoment M_l grösser ist als das vom Motor ausgeübte Bremsmoment M_a , sinkt die Last mit wachsender Geschwindigkeit, bis $M_a = M_l$ wird. Überwiegt das bremsende Moment das Lastmoment, so nimmt die Geschwindigkeit bis zum Beharrungszustand für $M_a = M_l$ ab.

Nachstehend sind die Verhältnisse für die verschiedenen Motorgattungen untersucht.

In den Hauptstrommaschinen ist, wie aus Gl. 97 u. 98, S. 45, hervorgeht, für ein bestimmtes Drehmoment M_a der Bremsstrom J und der Kraftlinienfluss K gegeben. Es ist also im Beharrungszustand

$$J = \frac{E}{W} = \frac{n z K}{60 \cdot 10^3 \cdot W} \text{ konstant}$$

d. h. n proportional W .

Wird W plötzlich bedeutend verringert, so schnell zunächst J , damit K und E in die Höhe, wodurch J eine weitere Steigerung erfährt. Die übermässige Stromstärke giebt zum Funken Anlass, und die hohe Spannung kann die Isolation gefährden. Das rasch emporschnellende Bremsmoment stellt jedoch in kurzer Zeit den Beharrungszustand mit einer nach Massgabe des Widerstandes W verminderten Spannung und Umlaufzahl n her.

Für die Nebenschlussmaschine liegen die Verhältnisse ähnlich, solange die Erregung an das Netz angeschlossen ist, also K konstant bleibt.

Auch hier ist für ein bestimmtes Bremsmoment M_a der Strom J gegeben und der Widerstand W proportional der Umlaufzahl n .

Bei einer über einen Widerstand kurzgeschlossenen Nebenschlussmaschine mit eigener Erregung ist für die Sättigung K ungefähr konstant, also n proportional W . Für die anderen Verhältnisse kann man die Be-

ziehung zwischen Bremswiderstand W und Umlaufzahl nur mit Hilfe der Charakteristik der Nebenschlussmaschine ermitteln.

Aus der allgemeinen Beziehung $E = JW$ ist für Hauptstrommotoren und für Nebenschlussmaschinen, deren Erregung durch das Netz erfolgt und demnach der Strom durch das Bremsmoment gegeben ist, ersichtlich, dass die Spannung E proportional dem Bremswiderstand W , also auch proportional der Senkgeschwindigkeit wächst. Es darf daher die Senkgeschwindigkeit, auch abgesehen von der Rücksichtnahme auf die Centrifugalkraft, schon deshalb nicht beliebig hoch gesteigert werden, weil sonst, und namentlich bei Hauptstrommotoren, die Spannung die Isolation der Maschine gefährdet.

Aus dem vorstehenden folgt, dass man durch geeignete Wahl der Grösse des Bremswiderstandes jede beliebige Senkgeschwindigkeit erzielen kann. Im übrigen ist darauf aufmerksam zu machen, dass die Widerstandstufen in ähnlicher Weise, wie in Fig. 141 bis 143, S. 149 u. f. für die Anlasswiderstände zu ermitteln sind. Man kann deshalb die Anlasswiderstände, sofern sie für dauernde Belastung bemessen sind, in derselben Abstufung auch als Bremswiderstände benutzen.

γ. Bremsregelung für gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit mit Rückgewinnung elektrischer Energie.

Die elektrische Energie, welche durch den Rücklauf der Winde unter Lastantrieb im Motor erzeugt wird, kann unmittelbar in das Netz abgeliefert werden, wenn der Motor auch während des Senkens der Last am Netz liegt. Das ist aber nur für Motoren statthaft, deren Feldmagneterregung, unabhängig vom Anker, dauernd die gleiche Richtung und Stärke beibehält. Von den Gleichstrommotoren genügt diesen Bedingungen nur der Nebenschlussmotor, der als Motor eine bestimmte grösste Umlaufgeschwindigkeit, die sogenannte kritische Umlaufzahl, nicht überschreitet. Die kritische Umlaufzahl stellt sich rechnermässig für den Fall des ideellen Leerlaufes ein, wenn man der Rechnung die Annahme zugrunde legt, dass die Maschine unbelastet ganz ohne passive Widerstände und ohne Verluste läuft. Thatsächlich wird diese Geschwindigkeit beim Senken einer Last erreicht, wenn der Antrieb des Motors durch die Last gerade nur hinreicht, um die passiven Widerstände und elektrischen Verluste so weit auszugleichen, dass im Beharrungszustande hierdurch mittelbar die Voraussetzungen des ideellen Leerlaufes erfüllt werden. Unter solchen Verhältnissen ist die im Motor durch den Rücktrieb inducirte elektromotorische Kraft gleich der Klemmenspannung.

Wächst die Last über die vorstehend ins Auge gefasste Grösse, so wirkt sie treibend auf den Motor, damit wächst die Grösse der inducirten elektromotorischen Kraft über die Netzspannung, welche an den Klemmen herrscht, indem der Motor bei der Verwandlung in einen Generator eine etwas höhere Geschwindigkeit annimmt, und die Maschine liefert infolge dieser Spannungsdifferenz nach dem Ohm'schen Gesetz in der Richtung der inducirten elektromotorischen Kraft, Strom in das Netz. Motor und Centrale arbeiten von diesem Augenblick an gemeinsam in Parallelschaltung auf das Netz, und der Motor entlastet die Betriebsmaschine.

Hierbei ist vorausgesetzt, dass im Netz zwei Stromverbraucher oder ausser der Arbeitsmaschine eine Akkumulatorenbatterie vorhanden sind, welche vom stromerzeugenden Motor gespeist werden, weil es undenkbar ist, dass der Windenmotor als Generator die Betriebsmaschine antreibt.

Diese Wirkung, d. h. die selbstthätige Umwandlung des Motors in einen Generator, tritt auf, sobald die kritische Umlaufzahl überschritten wird.

Bezeichnet D die zunächst konstant angenommene Netzspannung,
 E die elektromotorische Kraft des als Generator arbeitenden Motors,
 J den vom Motor gelieferten Strom,
 W_a den Ankerwiderstand,

so ist nach Gleichung 73, S. 28, $D = E - JW_a$.

Sind D und W_a unveränderliche Grössen, so wächst der Strom J mit der Zunahme der elektromotorischen Kraft E . Es stellt sich daher durch die erzeugte elektrische Energie $J \cdot D$, welche an das Netz abgeliefert wird, fast unmittelbar der Gleichgewichtszustand mit der mechanischen Arbeitsleistung der sinkenden Last Q her, wie gross auch immer Q sein mag. Die kritische Umlaufzahl wird unter diesen Verhältnissen nur um wenige Procente überschritten und die Last mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit abgelassen, die sich für verschiedene Lastgrössen nur sehr wenig ändert.

Hiernach ist der Elektromotor als Senkbremse den mechanischen Schleuderbremsen bei weitem überlegen, die einmal eine zusätzliche Hilfskonstruktion im Windtriebwerk darstellen, stets nur mechanische Arbeit vernichten, ohne nutzbare Energie dafür zurückzuliefern, und ausserdem die störende Eigenschaft haben, dass sie kleine Lasten wesentlich langsamer sinken lassen, als grosse.

Der Nebenschlussmotor kann zum Senken der Last in gewöhnlicher Weise nach Umschalten des Anker- oder Erregerstromes mit dem Ankerwiderstande ohne jede andere Hilfsvorkehrung in Betrieb gesetzt werden. Im Beginn des Anlaufes unterstützt der Strom, den das Netz anfänglich in den Motor liefert, so lange die elektromotorische Kraft noch kleiner als die Klemmenspannung ist, den Rücktrieb der Winde und bringt den Motor, im Verein mit dem Antrieb, welchen die Winde durch die Last liefert, sehr schnell auf die kritische Umlaufzahl. Dann tritt der Beharrungszustand ein, indem die immer mehr anwachsende elektromotorische Kraft schliesslich die Netzspannung überwiegt und in das Netz Strom liefert. Die Stetigkeit des allmählichen Überganges von einer Wirkung in die andere schliesst plötzliche Stosswirkungen aus, sobald die Anlaufperiode zum Senken durch Anlasswiderstände in ausreichender Weise ausgedehnt und geregelt wird.

Der Energiegewinn, welcher durch Nebenschlussmotoren beim Senken von Lasten mit Hafenkrahnen erzielt werden kann, ergibt sich aus folgendem Beispiel, das sich auf die Verhältnisse einer Krahnanlage der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin für Hamburg bezieht.*) Der in Betracht gezogene, mit einem Nebenschlussmotor betriebene Krahn ist für 1500 kg Grenzlast ausgeführt, wird aber häufig nur mit 750 kg belastet benutzt, so dass auch hier die Verhältnisse für das Arbeiten mit voller und mit halber Last zu untersuchen sind. Wesentlich ist ferner für den Energierückgewinn der Unterschied, ob der Krahn zum Löschen oder zum Laden benutzt wird.

Beim Löschen hat der Krahn die Last aus dem Schiff 15 m hoch zu heben und nach dem Schwenken wieder zum Absetzen auf den Ladesteg des Schuppens zurückzusenken. Beim Laden hebt der Krahn umgekehrt die Last nur 4 m zum Schwenken und senkt sie dann 15 m tief in das Schiff. Die Lasthubgeschwindigkeit beträgt mit voller und halber Last 0,6 m in der Sekunde.

*) Die nachstehenden Angaben und Schaulinien für diesen Fall sind den Mittheilungen: Elektrische Kraftübertragung und Kraftvertheilung, nach Ausführungen durch die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin 1896, Julius Springer, S. 118 u. f., entnommen.

1. Krahnarbeit mit voller Last.

Der Wirkungsgrad der Winde erreicht mit voller Belastung seinen grössten Werth 0,81. Das Heben der vollen Last erfordert demnach

$$\frac{1500 \cdot 0,6}{0,81 \cdot 75} = 14,8 \text{ PS}$$

Der Wirkungsgrad des Elektromotors beträgt unter voller Belastung 0,87, und er verbraucht also für jede Pferdestärke $\frac{736}{0,87} = 846$ Watt oder insgesamt für 14,8 PS

$$14,8 \cdot 846 = \sim 12520 \text{ Watt.}$$

Beim Senken der Last geht der Rücktrieb der Winde von der Last aus, das Triebwerk wird also nur nach Massgabe der reinen Nutzlast, d. h. geringer als beim Heben in Anspruch genommen, wo sich der Belastungswiderstand noch durch die Reibungswiderstände erhöht. Demnach sinkt der Wirkungsgrad der Winde von 0,81 für das Heben auf etwa 0,79 beim Senken der vollen Last, und für den Antrieb des Elektromotors bleiben, da dieser die Lastsenkgeschwindigkeit durch seine Neigung zur gleichbleibenden Umlaufgeschwindigkeit angenähert auf 0,6 m regulirt, nur

$$\frac{1500 \cdot 0,6 \cdot 0,79}{75} = 9,48 \text{ PS} = \sim 9,5 \text{ PS}$$

übrig. Bei der geringeren Belastung des Elektromotors sinkt auch dessen Wirkungsgrad auf 0,82, und er liefert jetzt, als Generator arbeitend, für jede Pferdestärke, die auf seinen Antrieb verwendet wird, nur $736 \cdot 0,82 = \sim 600$ Watt elektrische Energie in das Netz zurück. Es werden also im ganzen $9,5 \cdot 600 = 5700$ Watt in der Sekunde wiedergewonnen.

2. Krahnarbeit mit halber Last.

In gleicher Weise berechnet sich der Arbeitsaufwand bei halber Last mit dem kleineren Wirkungsgrade der Winde von 0,74 für die kleinere Belastung zu

$$\frac{750 \cdot 0,6}{0,74 \cdot 75} = \sim 8 \text{ PS}$$

und der Energieverbrauch des Elektromotors mit 0,78 Nutzeffekt bei der kleineren Leistung

$$\frac{736 \cdot 8}{0,78} = \sim 7550 \text{ Watt.}$$

Schliesslich erhält man noch für das Senken, wenn der Wirkungsgrad der mit halber Last rückwärts angetriebenen Winde 0,65 ist, für den Antrieb des Motors als Generator durch die halbe Last

$$\frac{750 \cdot 0,6 \cdot 0,65}{75} = 3,9 \text{ PS.}$$

Der Wirkungsgrad des Motors sinkt unter so verminderter Beanspruchung auf etwa 0,70, und somit liefert er als Generator mit 3,9 PS angetrieben

$$3,9 \cdot 736 \cdot 0,7 = \sim 2000 \text{ Watt}$$

in das Netz zurück.

Wenn der Krahn zum Löschen benutzt wird, beträgt die Zeitdauer für das Emporziehen des Hakens auf 15 m mit 0,6 m Hubgeschwindigkeit 25 Sekunden, die Hubdauer für 4 m Hakenweg beim Laden dagegen nur 6,7 Sekunden.

Während des Senkbetriebes steigert sich die Geschwindigkeit des Motors durch den Antrieb der Last, mit Überschreiten der kritischen Umlaufzahl um etwa 15 % über die Umlaufzeit beim Heben, so dass der Haken den Senkweg von 4 m beim Löschen in

$$\frac{4}{0,6} \cdot 0,85 = 5,7 \text{ Sekunden}$$

und den Senkweg von 15 m beim Laden in

$$\frac{15}{0,6} \cdot 0,85 = 21,2 \text{ Sekunden zurücklegt.}$$

Diese Verhältnisse bringen die Schaulinien, Fig. 145 u. 146, zum Ausdruck, in denen für die Vorgänge beim Löschen und Laden von Schiffen mit dem in Betracht gezogenen elektrischen Krahn die Zeiten in Sekunden als Abscissen und die zugehörigen elektrischen Energiewerthe in Watt als Ordinaten aufgetragen sind, und zwar der Energieverbrauch oberhalb der

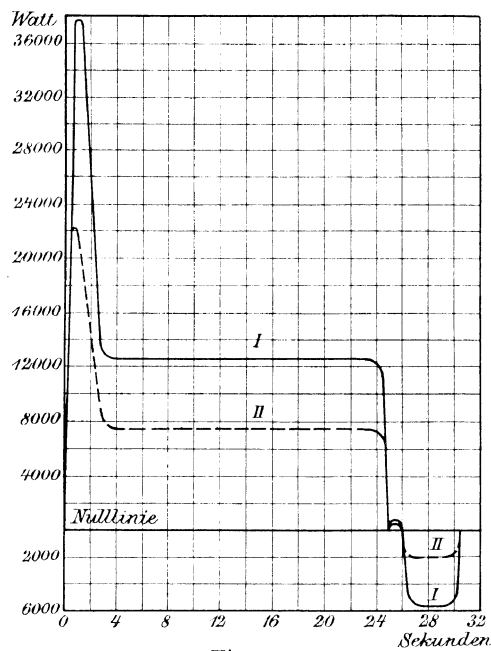


Fig. 145.

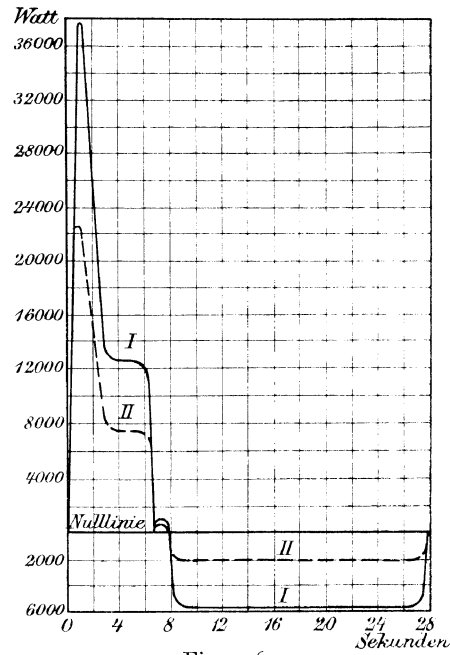


Fig. 146.

Nulllinie, der Rückgewinn von Energie unterhalb. Der vollausgezogene Linienzug I gilt für die volle Krahnbelastung mit 1500 kg, der gestrichelte II für 750 kg. Die Schaulinien lassen durch ihre schroff und hoch aufsteigenden Anfänge den starken Mehrverbrauch von Strom beim Anheben der Lasten im Vergleich zum Beharrungszustande erkennen, der durch die Beschleunigungsarbeit entsteht, die während der Anlaufperiode zu leisten ist, um den belasteten Elektromotor aus der Ruhe in den Beharrungszustand überzuführen, und von dem ein erheblicher Theil im Anlasswiderstande durch Umwandlung in Wärme ohne Nutzleistung aufgezehrt wird. Der Strom schwillt im vorliegenden Falle fast auf das Dreifache seines Werthes für den Beharrungszustand an. Der Stromverbrauch zum Anlassen des Motors für die Senkperiode kennzeichnet sich durch die kleinen Wellen der Energiekurven an den Übergangstellen vom Heben zum Senken und ist verschwindend klein.

Die Gesamtfläche zwischen Energiekurve und Nulllinie, oberhalb der Nulllinie, stellt den Gesamtenergieverbrauch, d. h. die von der Winde ver-

zehrte Arbeit für die Hubperiode, die Fläche unterhalb der Nulllinie den Rückgewinn an Energie während der Senkperiode dar, und veranschaulicht, wie bedeutend dieser Gewinn beim Laden des Schiffes ist. Das Schaubild zeigt, welche Arbeitsgrösse durch gewöhnliche Bremsen vernichtet wird, die durch den elektrischen Betrieb sich auf die einfachste Weise selbstthätig in Nutzleistung verwandeln und gewissermassen aufspeichern lässt. Unter Umständen kann die wiedergewonnene Energie im Hafenkrahnbetrieb für das Laden von Schiffen den zugehörigen Energieverbrauch nahezu erreichen oder sogar übertreffen, während der Rückgewinn beim Löschen allerdings sehr klein ist. Im vorliegenden Falle werden beim Löschen mit voller Krahnbelastung, Kurve I, Fig. 145, 6,5 % beim Löschen mit halber Last, Kurve II, Fig. 146, 3,9 % der aufgewendeten Arbeit wiedergewonnen; beim Laden dagegen mit voller Krahnbelastung, Kurve I, Fig. 145, 83 %, und mit halber Last, Kurve II, Fig. 146, immerhin noch 49,5 %.

Bezeichnet A_1 den Energieverbrauch aus dem Netz beim Löschen, A_2 den Energieverbrauch aus dem Netz beim Laden, so bestimmt sich der Arbeitsverbrauch für Laden und Löschen mit gleichen Lasten durch die Summe

$$A_1 + A_2,$$

und die Summe der während beider Vorgänge zurückgewonnenen Arbeit nach den vorstehenden Zahlenwerthen durch

$$\frac{6,5 A_1 + 83 A_2}{100}.$$

Mithin der gesammte Rückgewinn durch Senken in bezug auf die Gesamtenergieentnahme, wenn sich die Lasten auf Löschen und Laden gleichmässig vertheilen, $\frac{6,5 A_1 + 83 A_2}{A_1 + A_2}$ Procent der Arbeit in den Hubperioden.

Unter der Voraussetzung konstanter Spannung stellt dieser Quotient gleichzeitig den procentualen Werth des in den Senkperioden für das Netz wiedergewonnenen Stromes dar.

Entnimmt man den Schaulinien, Fig. 145 u. 146, die Arbeitswerthe, indem man die Flächen über den Nulllinien bis zur Ordinate, die den mittleren Energieverbrauch von 12520 Watt für den Beharrungszustand darstellt, als Rechteck betrachtet, mit den Zeitabszissen 25 und 6,7 Sekunden, und die steil aufsteigenden Zwickel, welche den Mehrverbrauch an Arbeit während der Anlauf- oder Beschleunigungsperiode zur Anschauung bringen, als Dreiecke berechnet, deren Grundlinie der Beschleunigungsdauer von etwa 3 Sekunden entspricht, und deren Höhe bis zum wirklichen Schnittpunkt der Dreieckseiten ~ 38000 Watt beträgt, so erhält man für das Arbeiten mit voller Krahnbelastung mit 1500 kg

$$A_1 = 12\,520 \cdot 25 + \frac{3 \cdot 38\,000}{2} = 370\,000 \text{ Sekunden-Watt}$$

und
$$A_2 = 12\,520 \cdot 6,7 + \frac{3 \cdot 38\,000}{2} = 140\,884 \text{ Sekunden-Watt.}$$

Mit diesen Werthen liefert die Gleichung $\frac{6,5 A_1 + 83 A_2}{A_1 + A_2}$ 27,5 % Rückgewinn an Strom. In der Quelle sind dafür 27,1 % angegeben. Der geringe Unterschied erklärt sich aus der hier vorgenommenen Näherungsberechnung der Schaulinienflächen, deren Originalwerthe nicht zur Verfügung standen.

In gleicher Weise ermittelt sich der Stromrückgewinn mit halber Krahnbelastung von 750 kg zu 15,8 % oder nach der Quelle genauer zu 16,1 %.

Trotz dieser beachtenswerthen Versuchsergebnisse verzichtet man im Krahnbetrieb auf den Rückgewinn, weil im gewöhnlichen Betrieb die hier mitgetheilten Werthe kaum je erreicht werden, und zwar um so weniger, je vorsichtiger der Krahnführer steuert, d. h. je früher er zum rechtzeitigen und sanften Anhalten die Umlaufzahl durch Vorschaltwiderstände mässigt. Vor allem steht aber dem Verfahren der Umstand hindernd entgegen, dass die Hauptstrommotoren eine Reihe von Vorzügen für den Krahnbetrieb bieten, welche durch die beschränkte Stromrückgewinnung des Nebenschlussmotors nicht aufgewogen werden.

Dagegen kann die Einrichtung mit Vortheil für grosse Aufzüge mit beträchtlicher Förderhöhe und starkem Lastüberschuss beim Senken benutzt werden und ist in dieser Weise für die Aufzüge der Central London Railway verwerthet. *)

Die Konstruktionen hydraulischer Hebemaschinen müssen für den gleichen Zweck, um beim Senken von Lasten Druckwasser in den Akkumulator zurück zu liefern, mehrstufig mit besonderen Steuerungen ausgeführt werden. Ihr praktischer Werth ist im allgemeinen an der verwickelten Bauart der Maschinen und Steuerapparate, sowie an den Wirkungsverlusten gescheitert, welche die angestrebte Wasserersparniss zum Theil wieder aufheben. Nur bei Beschränkung auf zwei Laststufen ergeben sich hier genügend einfache Konstruktionen, die das Heben des leeren Hakens oder der unbelasteten Förderschale mit geringerem Druckwasserverbrauch, als für die Last, gestatten und beim Senken der vollen Last den Rückgewinn des Betriebswassers ermöglichen, das zum leeren Heben verbraucht wurde. Die selbstthätige Anpassungsfähigkeit der Elektromotoren für den Stromverbrauch beim Heben und für die Rückgewinnung von Energie, nach Massgabe beliebiger Lastgrössen, fehlt den hydraulischen Anlagen ganz.

In der vorstehend beschriebenen Weise wirkt der Elektromotor lediglich als Geschwindigkeitsregler für die sinkende Last.

Die Senkgeschwindigkeit muss hierbei aber die der kritischen Umlaufzahl des Motors überschreiten. Für kleine Geschwindigkeiten und zum Einleiten der Stoppperiode ist man auf die früher beschriebene Schaltung mit Kurzschlussbremsung des Ankers angewiesen.

Hauptstrommotoren lassen sich zum Bremsen mit Stromrückgewinnung nicht verwerthen, weil sie, als Generatoren geschaltet, erst dann an das Netz angeschlossen werden und nur solange damit verbunden sein dürften, wie ihre Spannung höher als die Netzspannung ist. Da sich die elektromotorische Kraft der Hauptschlussgeneratoren mit der Belastung ändert, könnte leicht der Fall eintreten, dass das Netz einen Strom in umgekehrter Richtung durch die Maschine schicken und die Erregung auslöschten würde. Damit müsste in dem Motor sofort der Kurzschlussstrom $J = \frac{D}{W_a}$ auftreten und Kommutator und Wicklung zerstören.

b. Drehstrommotoren als Bremsen.

a. Regulirung auf gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit.

Die Drehstrommotoren verhalten sich inbezug auf ihre Verwendbarkeit als Bremse ähnlich, wie die Nebenschlussmotoren.

Zum Erzeugen des Drehfeldes muss die Primärwicklung dauernd am Netz liegen.

Wenn der Motor auf Rücklauf gesteuert, durch den gleichzeitigen

*) Engineering 1899, S. 273, mit Stromdiagramm, S. 306.

Antrieb, den die sinkende Last vermittelt, über seine synchrone Umlaufzahl hinaus gesteigert wird, eilen die Sekundärleiter dem Drehfeld voraus.

Wegen der entgegengesetzten Induktionswirkung kehrt sich hierbei die Stromrichtung im Läufer um. Der Läufer wird dann nicht mehr, wie im regelrechten Betrieb, vom Drehfeld nachgeschleppt, sondern dieses sucht das Vorseilen der Sekundärleiter zu verhindern, wirkt also bremsend auf den Läufer, und zwar um so kräftiger, je grösser die Umlaufzahl u_2 des Läufers im Vergleich zur Umlaufzahl des Drehfeldes ist, die bei p Polpaaren und der Periodenzahl u_1 durch den Quotienten $\frac{u_1}{p}$ bestimmt wird.

Für den Grenzfall des Synchronismus ist die Schlüpfung $s = 0$, also in der Gl. 159, S. 99,

$$s = 1 - \frac{u_2}{u_1} p,$$

die für übereinstimmenden Drehsinn zwischen Drehfeld und Läufer gilt,

$$\frac{u_2}{u_1} p = 1.$$

Wächst die Geschwindigkeit über die synchrone Umlaufzahl, so wird $u_2 p > u_1$ und damit die Schlüpfung s negativ, d. h. < 0 . Dem negativen Werth von s entspricht ein Drehmoment mit negativem Vorzeichen, weil s in die Gl. 173, S. 105, für das Drehmoment eingeht. Dieser Vorzeichenwechsel bedeutet, dass dem Netz keine Energie entnommen, sondern umgekehrt Strom vom Motor in das Netz geliefert wird. Der zugehörige Zweig der Momentenkurve verläuft unterhalb der Abscissenachse.

Gleichzeitig mit dem Läuferstrom kehren auch das Sekundärfeld B_2 , damit das Primärfeld B_1 und der Primärstrom J_1 ihre Richtung um.

Dieser Wechsel kommt im Kreisdiagramm, Fig. 117, S. 114, dadurch zum Ausdruck, dass der Fahrstrahl E_2 der elektromotorischen Kraft, der mit dem Kraftlinienfluss phasengleich verläuft, dem Fahrstrahl des Magnetisierungsstromes J_u nahezu um 90° vorseilt, während er im normalen Betriebe nacheilt. Ausserdem fällt dann der Fahrstrahl für den primären Strom J_1 in den unteren Quadranten des Kreisdiagramms, eilt also dem Magnetisierungsstrom nach, so dass das Produkt $J_1 E_1$, welches den Werth der aus dem Netz entnommenen nutzbaren Energie angiebt, das negative Vorzeichen annimmt. Auch auf diesem Wege gelangen wir zu der Erkenntniss, dass thatsächlich keine Energie vom Netz entnommen wird, sondern dass umgekehrt der Drehstrommotor sich beim Überschreiten der synchronen Umlaufzahl selbst in einen Generator verwandelt und Strom ins Netz liefert.

Man kann also Drehstrommotoren ganz wie Nebenschlussmotoren in gewöhnlicher Weise zum Senken von Lasten anlassen. Reicht die Last zum Überwinden der passiven Widerstände in der Maschine aus, oder liefert sie einen Antriebüberschuss, so verwandelt sich der Drehstrommotor nach kurzer Anlaufperiode durch die wachsende Beschleunigung mit geringer Überschreitung der kritischen Umlaufzahl selbstthätig in einen Generator, und die hierbei geleistete Bremsarbeit setzt sich in nutzbare elektrische Energie um. *)

β. Bremsen durch Gegenstrom.

Will man den Motor nach der gleichförmigen Senkperiode auch noch als Stoppbremse zum Anhalten der Last benutzen, so hat man nur die Schaltung der Primärwicklung zu wechseln, d. h. Gegenstrom zu geben. Damit kehrt sich die Richtung des Drehfeldes um, und die Läuferdrehrichtung

*) Schuckert schaltet die Drehstrommotoren zum Bremsen sinkender Lasten mit regelbarer Geschwindigkeit in einen Hauptstromgenerator, D. R. P. 138035, um, wie nachfolgend S. 176 beschrieben ist.

wird u_1 entgegengesetzt, d. h. u_2 wird negativ. Die Schlüpfungsgleichung 159, S. 99, welche für gleichsinnige Drehrichtung die Form

$$s = 1 - \frac{u_2}{u_1} p$$

hat, geht durch den Vorzeichenwechsel von u_2 in die Form über

$$s = 1 + \frac{u_2}{u_1} p.$$

Die Schlüpfung s , welche im Augenblick des Umschaltens vom Generator in den Motor mit Gegenstrom entsteht, besitzt einen etwas höheren Werth als 2, weil der Läufer vorher unter dem Beschleunigungsantrieb durch die Last die synchrone Umlaufzahl überschritten hat. Durch die starke Bremswirkung sinkt die Motorgeschwindigkeit sofort wieder und damit vermindert sich auch die Schlüpfung.

In Fig. 147 sind die Werthe der Drehmomente für verschiedene Schlüpfungen s zwischen 0 und 1, sowie die für die Werthe von $s > 1$ und $s < 0$ eingetragen. *) Zwischen den Grenzwerten $s = 0$ für den Synchronismus und $s = 1$, d. h. für den Anlauf aus der Ruhelage des Ankers mit $u_2 = 0$, arbeitet der Drehstrommotor als Motor, für alle Werthe $s < 0$ dagegen als Senkbremse mit Rückgewinnung von elektrischer Energie, und schliesslich für alle Werthe von $s > 1$ als Gegenstrombremse.

Dem Umschalten der Felddrehrichtung entspricht in der Schaulinie das Umspringen des Drehmomentes von dem negativen Kurvenzweig auf den positiven. Da aber ein Motor mit gutem Wirkungsgrad bei dem Sprung von dem unteren Kurvenzweig auf den oberen, wie aus dem Diagramm ersichtlich

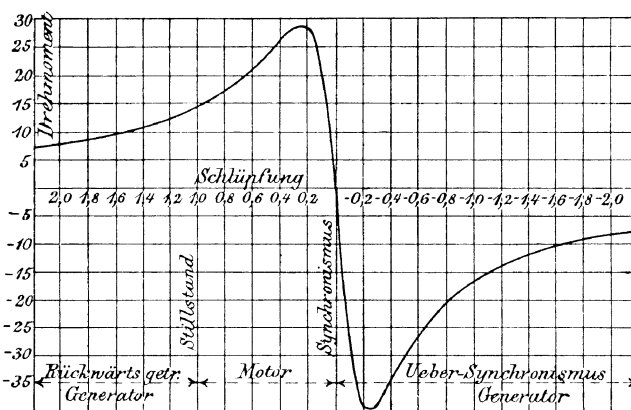


Fig. 147.

ist, für den Werth von s , der im Augenblick des Wechsels annähernd gleich 2 wird, ein sehr kleines Bremsmoment M_n liefert, und das Moment zum allmählichen Stillsetzen der Last grösser als das Lastmoment sein muss, hat man gleichzeitig mit dem Umschalten einen ausreichend grossen Vorschaltwiderstand einzuschalten, um das Bremsmoment so weit wie erforderlich zu steigern. Der Einfluss der Grösse des Vorschaltwiderstandes auf die Höhe des Drehmomentes, das hier als Bremsmoment wirkt, ist früher an Hand der Fig. 110, S. 108, erörtert, die auch durch unmittelbare Anschauung zeigt, dass zum Erreichen eines bestimmten Drehmomentes der Widerstand der Schlüpfung proportional wachsen muss. Bei genügender Widerstandsgrösse liegt der Scheitel der zugehörigen Momentenkurve, wie für die Kurve A in Fig. 110 links, ausserhalb der Grenzen der Schaulinienfigur. Die Kurve fällt nach rechts ab, statt zunächst, wie in Fig. 147, bei ausgeschaltetem

*) Das Diagramm ist einer Veröffentlichung von Steinmetz E. T. Z. 1895, S. 729, entnommen. Vergl. ferner E. T. Z. 1897, S. 769 und 1898, S. 784.

Widerstand anfänglich noch bis zu ihrem Scheitel anzusteigen. Der Vorschaltwiderstand ist zum allmählichen Vermindern der Schlüpfung von $s=2$ auf $s=1$, d. h. zum stetigen Steigern der Bremskraft bis zum Stillstand des Motors allmählich abzuschalten, genau wie umgekehrt beim Anlassen eines Motors. Mit jeder neuen Schaltstufe entsprechen die Verhältnisse dann einer neuen Momentenkurve mit immer weiter nach rechts verschobenem Scheitel und sprungweiser Änderung der Momentenwerthe, wie das eingehend bei der Beschreibung des Anlassverfahrens an Hand von Fig. 143, S. 153, auseinandergesetzt ist, bis man schliesslich mit dem Ausschalten der letzten Stufe auf die in Fig. 147 gezeichnete Momentenkurve kommt. Nach dieser Kurve verändern sich die Bremsmomente gegen Ende der Stoppperiode, bis der Motor mit $s=1$ zur Ruhe gelangt.

Die Zahl und Grösse der für Gegenstromschaltung erforderlichen Widerstandstufen bis zur Schlüpfung $s=2$ ermitteln sich aus Fig. 143, S. 153, indem man das dort eingeschlagene Verfahren links von der Ordinatenachse bis $s=2$ fortsetzt. Die Grösse der einzelnen Stufen nimmt im Diagramm mit dem Weiterschreiten nach links ab.

Während der ganzen Schaltperiode hat der Motor, so lange s noch grösser als 1 ist, stets das Bestreben, den Gleichgewichtszustand zwischen Last- und Bremsmoment für die augenblickliche Widerstandstufe herbeizuführen und damit in den Beharrungszustand mit einer bestimmten Geschwindigkeit einzutreten, weil für eine bestimmte Widerstandstufe die Ordinaten des abfallenden Kurvenzweiges der zugehörigen Momentenkurve mit der Abnahme der Schlüpfung durch die Bremskraft selbst schnell kleiner werden. — Siehe Kurve A, Fig. 110. — Das weitere Abschalten von Widerstand stört den Gleichgewichtszustand immer wieder aufs neue, steigert den Läuferstrom J_2 und das Bremsmoment vorübergehend und drückt dadurch auch die Geschwindigkeit immer weiter herab. — Vergl. die stark ausgezogene Schaulinie Fig. 143, S. 153. — In dem Augenblick, in welchem die Geschwindigkeit auf Null sinkt oder kurz vorher, muss die Hilfsperrbremse einfallen und der Strom unter raschem Vorschalten des Widerstandes unterbrochen werden, weil sonst das Bremsmoment selbstthätig in ein Antriebsmoment übergeht und die zur Ruhe gebremste, sinkende Last wieder heben würde.

Bei richtiger Abstufung der Widerstände und hiermit im Einklang stehender Schaltgeschwindigkeit bleibt das Bremsmoment mit geringen Sprüngen auf annähernd gleicher Höhe und vermittelt dadurch eine ganz gleichförmige Abnahme der Lastgeschwindigkeit.

Die Drehstrommotoren sind hiernach zum Lastbremsen auf gleichförmige Geschwindigkeit unter Rückgewinnung von Strom ebenso verwendbar, wie die Nebenschlussmotoren. Die für Gleichstrom benutzte Kurzschlussbremsung gestatten die gewöhnlichen Induktionsmotoren nicht, dafür ermöglichen sie aber die gefahrlose Anwendung des Gegenstroms zum Bremsen.

γ. Bremschaltung von Natalis mit Kommutator.

D.R.P. 138035, ausgeführt von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Schuckert & Cie.

Oberingenieur Natalis hat im D.R.P. 138035 ein Verfahren bekannt gegeben, den Drehstrommotor mit Hilfe eines Kommutators während der Senkperiode als Gleichstromreihengenerator zu schalten und in dieser Weise zum Bremsen zu benutzen.

Der Läufer besitzt eine Wicklung, die einerseits mit drei Punkten an drei in Fig. 148 schematisch links herausgezeichnete Schleifringe S angeschlossen ist, und ausserdem in einer grösseren Punktzahl mit den Lamellen eines Kommutators C in leitender Verbindung steht.

Allgemein ist jede Ankerwicklung oder Kombination von Ankerwicklungen verwendbar, die Drehstrom bei sich drehendem äusseren Feld und bei feststehendem Feld, aber sich drehendem Anker, auch noch Gleichstrom erzeugt.

Fig. 148 und 149 veranschaulichen die verschiedenen Schaltungen für Heben und Senken. Zum Heben werden die Bürsten $B_1 B_2$ des Kommutators C mit Hilfe des später eingehender beschriebenen Drehstrommotorbremsmagneten von Schuckert abgehoben. Derselbe ist im wesentlichen nichts anderes als ein kleiner Drehstrommotor zum Heben des belasteten Bremshebels, der, nachdem er diese Arbeit mit wenigen Umdrehungen verrichtet hat, unter

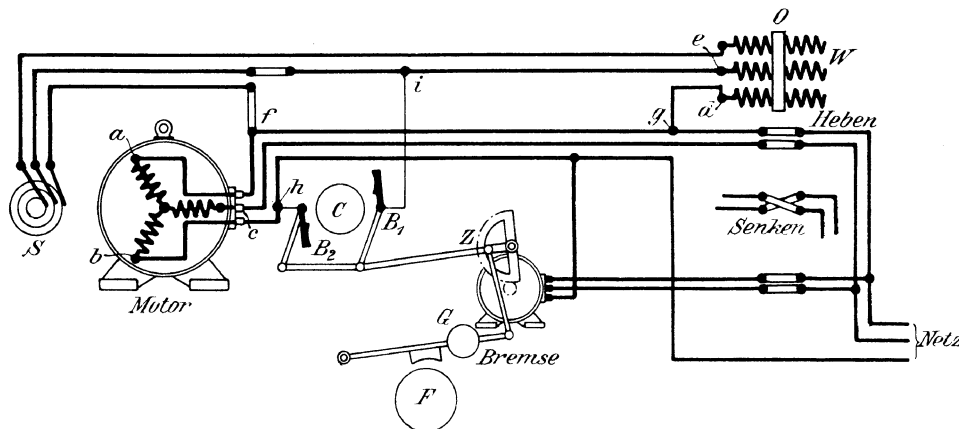


Fig. 148.

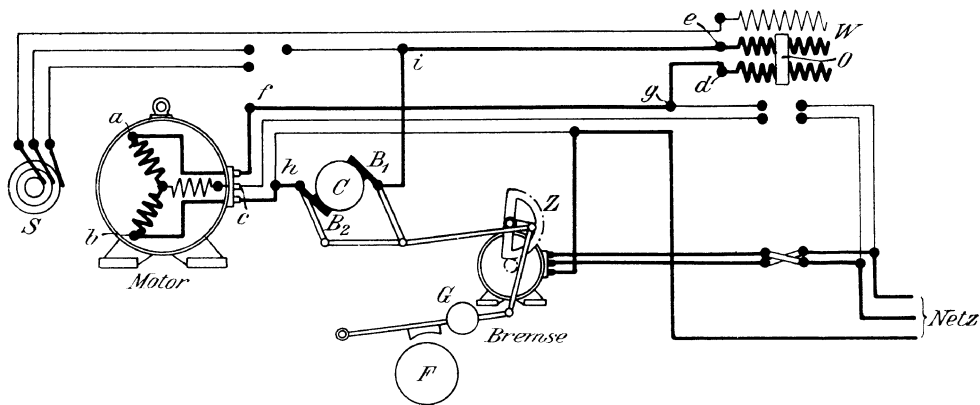


Fig. 149.

Strom stehen bleibt und die Bremse gelüftet hält. Der Bremslüftmotor verstellt hierbei das Zahnradsegment Z und dreht gleichzeitig durch das angeschlossene Hebelgestänge die Bürsten B_1, B_2 zurück.

Die Ständerspulen des Motors und der Motorbremse sind parallel geschaltet; die drei Stromzweige, welche die Motorbremse speisen, finden in ihr ihren Verkettungspunkt, ähnlich wie die drei Hauptzweige im Ständer. Der Kommutator ist ausser Wirksamkeit und der Motor arbeitet als gewöhnlicher Drehstrommotor mit dem Anlasswiderstand W im Läuferstromkreis.

Zum Senken mit Stromstoss aus dem Netz oder Stromrückgewinnung sind in der sonst üblichen Weise nur, wie in der kleinen Nebenfigur zu Fig. 148 angedeutet, zwei Zuleitungen zum Ständer miteinander zu vertauschen.

Zum Senken mit Kurzschlussbremsung, Fig. 149, wird der Motor vom Netz abgetrennt, der Strom in der Motorbremse gewendet, und durch den entgegengesetzten Ausschlag des Zahnsegmentes Z die Bürsten an den Kommutator angelegt. Die Bremse F ist auch hierbei, wie beim Heben, gelüftet. Vom Ständer werden zwei Spulen mit dem Kommutator und einem Theil des Läuferwiderstandes W so in Reihe geschaltet, dass nur der stark ausgezogene Stromkreis über a, f, g, d , Widerstand W, e, i , Bürste B_1 über den Kommutator C und die nicht gezeichnete Läuferwicklung, Bürste B_2, h , Primärklemme b und über die Ständerspulen geschlossen ist. Alle übrigen Leitungen sind geöffnet, also stromlos. Die Schiene O am Widerstand W stellt schematisch die verschiebbare Verkettungsschiene dar, welche, beim Anlassen zum Heben oder Senken, zum Verändern des Läuferwiderstandes dient.

Die angestellten Versuche haben ergeben, dass von der Hubperiode ein genügend starker Magnetismus zurückbleibt, um den Motor nach wenigen Umdrehungen in der Senkperiode voll zu erregen. Es ist ferner möglich, den Motor als selbsterregenden Drehstromgenerator arbeiten zu lassen, wie die Versuche mit dem kompensirten Asynchronmotor E. T. Z. 1902, S. 28, gezeigt haben.

Hierfür sind in den Stromkreis, der von den drei Schleifringen abzweigt, hinreichende Widerstände einzuschalten.

2. Wirbelstrombremsen.

Erklärung der Wirkungsweise.

Die Erscheinung der Wirbelstrombildung ist S. 35 erklärt und dort darauf hingewiesen, dass die Entstehung derartiger Sekundärströme für Motoren einen Wirkungsverlust bedeutet, weshalb man im allgemeinen das Auftreten von Wirbelströmen durch besondere Massregeln zu verhindern sucht und auch mit Erfolg fast vollständig verhindern kann. Umgekehrt lassen sich aber Wirbelströme praktisch zum Vernichten von Bewegungsenergie verwenden und liefern eine sehr wirksame Bremskraft.

Die allgemeine Anordnung einer Wirbelstrombremse ist in Fig. 150 schematisch skizzirt. Einer festen, unbeweglichen kreisrunden Eisenscheibe steht konzentrisch eine zweite gegenüber, die mit Feder und Nuth auf einer rotirenden Welle sitzt, und deren Stirnfläche mit sektorförmig vorstehenden Klauen ausgerüstet ist.

Die Klauen werden durch eine konzentrisch zur Achse eingedrehte Ringnuth mit eingelagerter Drahtspule in zwei Theile zerlegt. Sie sind im übrigen auf der inneren und äusseren Stirnringfläche gleichmässig vertheilt. Durch Erregen der Spule entsteht ein Kraftlinienfluss, der den Spulenquerschnitt umkreist. Dieser Kraftlinienfluss tritt aus der einen Klaue aus und durch die andere, auf demselben Radius liegende Klauenhälfte wieder in die Scheibe ein, verleiht also der ersten Klauenhälfte die Eigenschaften eines magnetischen Nordpols und der zweiten die eines Südpols. In der Figur ist angenommen, dass die Erregerspule, von vorn betrachtet, vom Strom im Sinne des Uhrzeigers durchflossen wird, so dass die äusseren Klauen sämtlich Nordpole, die inneren Südpole bilden.

Der Kraftlinienfluss nimmt ausserhalb der Klauenscheibe seinen Weg durch die gegenüberstehende ruhende Platte; es entstehen daher auf der ebenen Stirnfläche dieser Scheibe nach dem äusseren Rande zu gleichmässig vertheilte Südpole, und ebenso nach der Mitte zu Nordpole, welche über die ruhende Scheibenstirnfläche mit der Winkelgeschwindigkeit der ihnen gegenüber stehenden Polklauen fortwandern. Die in Feder und Nuth

verschiebbare Klauenplatte wird durch die magnetische Wirkung kräftig gegen die ruhende Scheibe angezogen und äussert durch die entstehende Stirnflächenreibung ein Bremsmoment auf den Antrieb ihrer Welle. Die Stärke der Bremskraft hängt von der Grösse des Erregerstromes, den Eisenmassen, dem mittleren Halbmesser und dem Reibungskoeffizienten ab, der in der Regel durch Anwendung von Graphit als Schmiermittel möglichst konstant gehalten wird.

Die Bremskraft steigert sich aber weiterhin noch wesentlich durch das Auftreten von Wirbelströmen.

Zur Erklärung des Entstehens der Wirbelströme und der hiermit verbundenen Wirkung sind in Fig. 151 zwei Schnitte nebeneinander gezeichnet, die in achsialer Richtung durch ein zusammengehöriges Klauenpaar und durch die gegenüberstehende feste Scheibe parallel zur Welle gelegt sind, links der Schnitt durch die äussere Nordpolklau, rechts der durch die zugehörige Südpolklau, und zwar beide von unten gesehen, d. h. so, wie sie

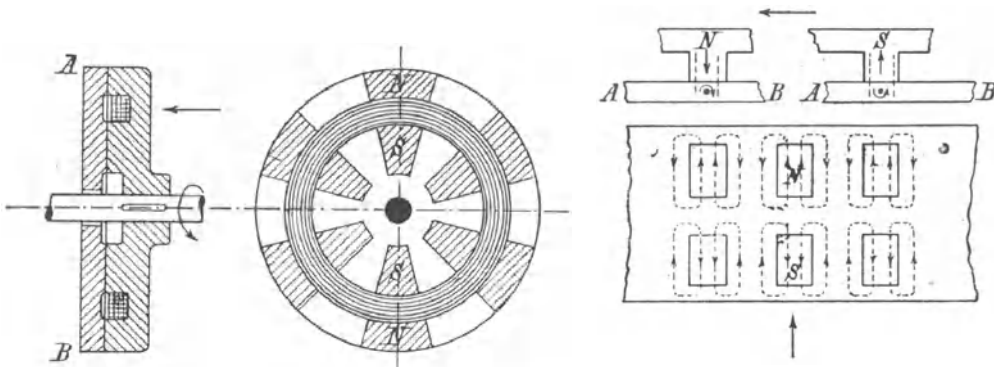


Fig. 150.

Fig. 151.

sich einem Beschauer darstellen, der von der Scheibenmitte in radialer Richtung nach dem oberen Rande zu blickt. Der wagerechte Pfeil giebt die Richtung an, in der sich beide Pole gemeinschaftlich, aber im übrigen nach Massgabe ihres verschieden grossen radialen Abstandes von der Achse mit verschieden grosser Umfangsgeschwindigkeit über die ruhende Scheibe AB fortbewegen.

Die darunter stehende Figur veranschaulicht einen Querschnitt durch die Polklauen senkrecht zur Achse mit der darunter liegenden ebenen Platte. Der Einfachheit halber sind die Klauen und die Platte ohne Rücksicht auf die Sektorform eines Scheibenausschnittes geradlinig ausgebreitet und die Klauenquerschnitte als Rechtecke angedeutet. Für die nachstehenden Schlussfolgerungen bleibt diese vereinfachte Darstellung ohne Einfluss; im übrigen dient sie auch gleichzeitig als Ergänzungsfigur für die frühere Erörterung der Wirbelstrombildung in den Motoren, S. 35 und 79.

Denkt man sich die feste Scheibe AB in einzelne radial verlaufende stabförmige Elemente zerlegt und betrachtet zwei solche Elemente, die in Fig. 151 in den Plattenquerschnitten AB durch einen Punkt unterhalb des Nordpols N und ebenso unterhalb des Südpols S angedeutet sind, unter der Einwirkung der quer darüber hingleitenden Pole, so erkennt man, dass sie von den Kraftlinien durchschnitten werden, die von den Polen ausgehen und mit diesen weiter wandern. Infolge hiervon wird ein Kraftlinienfluss erzeugt, der um die Stabquerschnitte kreist. Dieser setzt nach den Induktionsgesetzen der mechanischen Bewegung der Scheiben gegeneinander einen Widerstand entgegen, und muss daher für die angenommene

Verschiebungsrichtung der rotirenden Platte gegen die ruhende nach links, im Sinne des wagerechten Pfeiles, um den betrachteten Elementarstabquerschnitt unterhalb des Nordpols im Sinne des Uhrzeigers, um den Stabquerschnitt unterhalb des Südpols aber entgegengesetzt verlaufen, weil die Richtung der Hauptkraftlinien für beide Pole verschieden ist. Unter diesen Verhältnissen sind die kreisenden Kraftlinien auf der Seite, wo sie sich den Hauptkraftlinien nähern, mit diesen gleichgerichtet, und werden von ihnen, der äusseren mechanischen Bewegung der rotirenden Scheibe entgegen, abgestossen. Gleichzeitig äussert auch auf der anderen Seite, wo die beiderseitigen Kraftlinien der Magnetpole und der Wirbelströme sich voneinander im Laufe der fortschreitenden Scheibendrehung entfernen, die entgegengesetzte Kraftlinienrichtung durch ihre Anziehungskraft ebenfalls eine hemmende Wirkung. Der Vorgang entspricht der Strominduktion in den Leitern einer Dynamomaschine oder in dem Anker eines Elektromotors, der sich unter dem Einfluss der treibenden Kraft einer sinkenden Last in einen Generator verwandelt und damit als Bremse für die Triebkraft in Wirksamkeit tritt.

Die entgegengesetzt inducirten Kraftlinienflüsse um die beiden betrachteten Elementarstäbchen rufen ebenso entgegengesetzt gerichtete elektromotorische Kräfte in den Stabachsen und damit Ströme in diesen Richtungen hervor. Nach der Grundregel, S. 25, ist der Strom in dem Elementarstäbchen unter dem Nordpol durch die Bildebene nach hinten, also im Scheibenkörper radial von der Mitte nach dem Rande zu gerichtet und verläuft in dem Stäbchen unter dem Südpol entgegengesetzt radial nach der Scheibenmitte zu. In gleicher Weise spielen sich die Vorgänge in den benachbarten Elementen ab. Man erkennt daraus, dass in jeder sekundären Polfläche der festen Scheibe AB radial verlaufende Wirbelströme auftreten, die sich durch Rücklauf in der Umgebung der Polflächen schliessen. Der Verlauf dieser Wirbelströme ist nach den vorstehenden Betrachtungen, so, wie in Fig. 151 angedeutet, in den Nord- und in den Südpolflächen entgegengesetzt gerichtet.

Zu demselben Ergebniss gelangt man für die zugehörigen Vorgänge in den Polklauen der rotirenden Scheibe, wenn man die von links nach rechts gerichtete relative Verschiebung der festen Scheibe gegen die gegenüberstehenden Elemente der rotirenden ins Auge fasst. Die Wirbelströme treten in beiden Scheiben auf und sind in gegenüberstehenden Flächen gleichgerichtet, so dass man die Bremswirkung zwischen beiden Scheiben auch als Folge der Anziehungskraft auffassen kann, die gleichgerichtete Stromleiter aufeinander ausüben, und die hier in doppelter Weise zur Wirkung gelangt, indem einmal die achsial in Feder und Nuth verschiebbar rotirende Scheibe gegen die feststehende angezogen und zum Reibungschluss gebracht wird, während ausserdem noch die Anziehungskraft der parallel gerichteten Ströme auch in der Ebene senkrecht zur Achse der Drehung der rotirenden Scheibe einen bremsenden Widerstand entgegensetzt.

Die elektrische Arbeit der Wirbelströme setzt sich, ebenso wie die gleichzeitige mechanische Reibungsarbeit in Wärme um. Sie verlangt daher zum Schutz gegen Überhitzen hinreichend grosse Eisenmassen, und zwar um so grösser, je länger die Bremszeit dauert, und je weniger Wärme unter den obwaltenden Verhältnissen nach aussen abgeführt wird. Bei den Bremsen für elektrische Strassenbahnen wirkt der frische Luftstrom während der Fahrt abkühlend. Ausstrahlungsrippen können merkbare Dienste leisten.

Selbstverständlich kann man auch die vorstehend als ruhend betrachtete Scheibe auf die Bremswelle setzen und dafür die Klauenscheibe mit der Induktionspule festhalten, um die Stromzuführung durch feststehende Klemmen

zu vereinfachen und Schleifringe zu vermeiden, ohne dass an der Gesamtwirkung etwas geändert wird.

Nach der Darlegung vom Entstehen der Wirbelströme sinkt ihre Grösse und Wirkung mit abnehmender Winkelgeschwindigkeit bis zum Eintritt des Stillstandes auf Null.

Die magnetische Bremsung lässt sich vorthellhaft mit der Kurzschlussbremse vereinigen, indem man den Motoranker nach dem Abschalten vom Netz als Generator auf die Erregung der Wirbelstrombremse arbeiten lässt und den Ankervorschaltwiderstand zum Regeln der Geschwindigkeit benutzt. In diesem Falle setzt sich die Gesamtwirkung der Bremskraft zusammen aus der des Motors, dem Reibungswiderstand der geschlossenen Wirbelstrombremse und der eigentlichen Wirbelstrombremskraft, die den grössten Antheil der Gesamtwirkung liefert.

In der nachstehenden Tabelle sind die Bremskräfte zusammengestellt, die Sperry mit seiner Wirbelstrombremse bei zwei Erregerspulen mit verschiedenen Strom- und Spannungsgrössen erreicht hat.*)

Bremsstrom in Ampère	Strom- spannung in Volt	I. Bremskraft durch die Reibung allein in kg	II. Gesamtbremskraft in kg durch Reibung, Wirbelstrom- und Selbst- bremsung des Motors
5	1,0	3,4	57,9
9	1,8	8,3	139,1
9,5	1,9	16,5	281,9
15	3,0	56,1	916,0
16	3,2	69,1	1127,5
20	4,0	73,3	1197,9
23	4,6	77,4	1268,4
25	5,0	86,2	1466,4
31	6,2	96,0	1569,2
35	7,0	98,7	1618,0
35,5	7,7	99,2	1622,0
41	8,5	103,4	1692,0

Die letzte Zahlenreihe enthält die unmittelbar gemessene Gesamtwirkung, die sich aus den oben angeführten einzelnen Theilen zusammensetzt. In die vorletzte Spalte sind die Rechnungswerthe aufgenommen, welche auf die reine Reibungskraft der mit Graphit geschmierten Scheibengleitflächen entfallen, wenn man den Reibungskoeffizienten zu 0,1 annimmt.

Der Vergleich beider Zahlenreihen miteinander lässt die ausserordentliche Wirkungszunahme erkennen, welche die Wirbelstrombremsung im Verein mit dem sich selbst bremsenden Motor hervorruft.

Dass neben den Wirbelstrombremsen eine gewöhnliche Sperrbremse zum Festhalten in der Ruhe unentbehrlich ist, folgt aus dem Verschwinden der Wirbelströme mit abnehmender Geschwindigkeit.

Bisher sind die Wirbelstrombremsen hauptsächlich im elektrischen Bahnbetrieb für die Anhängewagen benutzt.

*) E. T. Z. 1894, S. 599 ohne Figur.

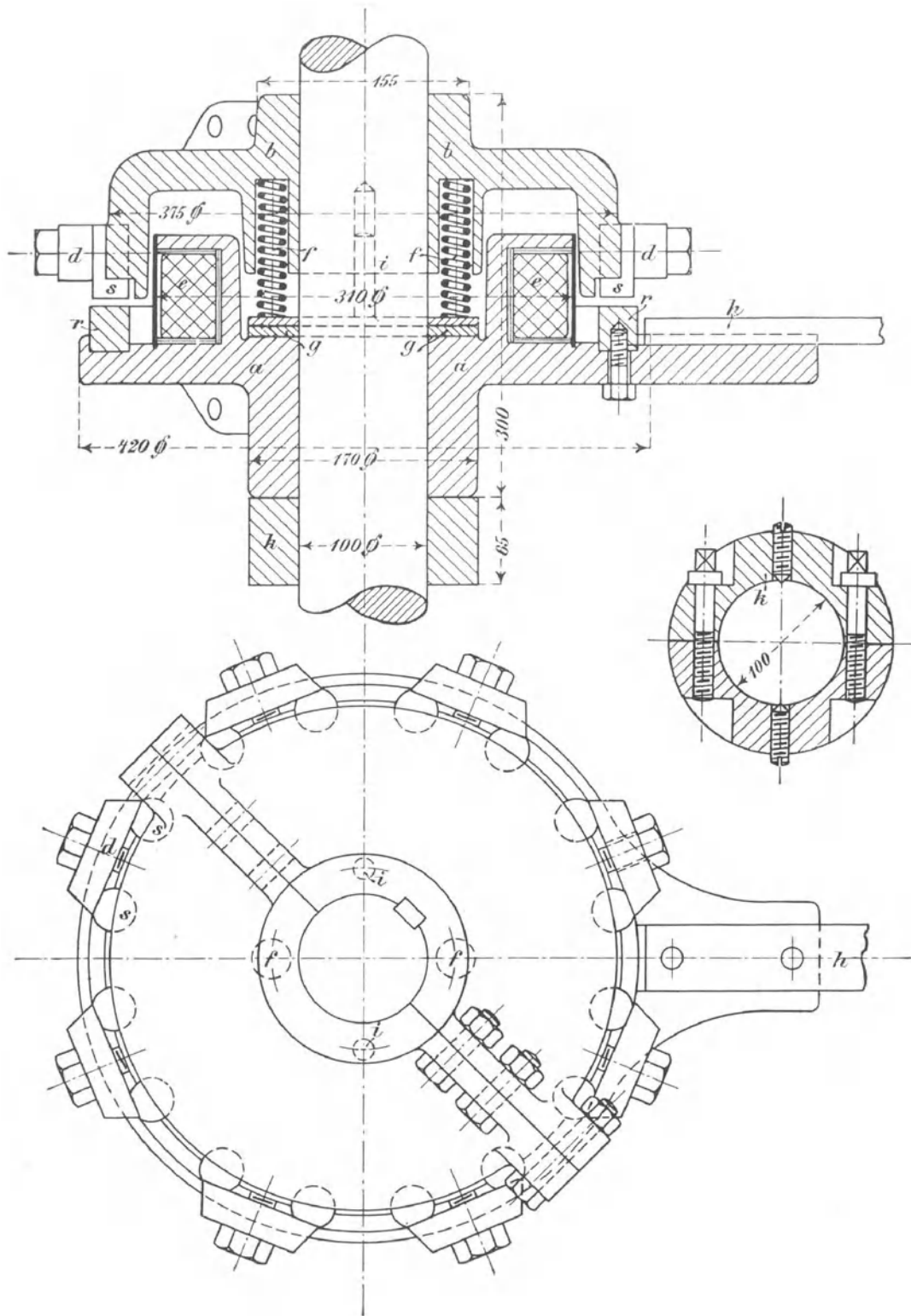


Fig. 152. 1 : 5.

Wirbelstrombremse der Elektrizitätswerke, vormals O. L. Kummer & Co.

Figur 152 giebt die von Fischinger entworfene Ausführung einer Wirbelstrombremse der Elektrizitätswerke von O. L. Kummer wieder.

Die Erregerspule e ist in die lose auf der Bremswelle centrirte Scheibe a eingebettet, welche durch den Arm h am benachbarten Gestell festgehalten wird und einen leicht auswechselbaren eisernen Ring r trägt. Die Gegen-scheibe b sitzt fest auf der Welle und ist an ihrem äusseren Umfang mit gleichmässig vertheilten Rundeisenstiften s armirt, die bis zur Hälfte in passenden Aussparungen der Scheibe liegen und paarweise nur durch eine darüber gelegte Brücke d mittelst einer Klemmschraube festgehalten werden, um ebenfalls leichtes Auswechseln zu ermöglichen. Der Kraftlinienfluss der Erregerspule umkreist die Spule in radialen Ebenen und erzeugt daher in allen Rundstiften gleichnamige Pole, denen in den gegenüberstehenden Flächen des Ringes r entgegengesetzte Pole entsprechen, so dass auch hier beim Gleiten der Stifte s über r fortdauernd kräftige Wirbelströme entstehen.

Der lose Schleifring g trägt zwei Spiralfedern f , um die Brems-hälften im Ruhezustand wieder voneinander zu trennen, sowie zwei Mit-nehmerstifte i , welche die Scheibe g zum Mitlaufen während des Be-triebes der Achse zwingen und dadurch die Spiralfedern f gegen Seiten-druck schützen.

Die Grösse des Luftabstandes zwischen beiden Brems-hälften wird durch den Bronzering k begrenzt, der mit Klemmschrauben auf die Achse auf-gesetzt ist. Nach Versuchen genügen etwa 20 Watt, um die beiden Brems-flächen bei 6 bis 7 mm Abstand gegeneinander zu ziehen, während die verfügbare Energie in allen Anwendungsfällen wesentlich grösser ist, meist einige hundert Watt beträgt und daher sehr kräftig wirkt.*)

3. Magnetbremsen.

a. Bremsmagnete mit Gleichstrom.

Die Magnetbremsen werden meist mit Elektromagneten ausgerüstet, die, entweder im Hauptstromkreis oder im Nebenschluss untergebracht, gleich-zeitig mit dem Anlassen des Motors erregt und mit dem Abstellen wieder stromlos werden, um durch ihre Zugkraft den Spannhebel einer Backen-oder Bandbremse während der Arbeitsdauer des Motors gelüftet zu halten, andererseits aber den Hebel fallen lassen und das Triebwerk festbremsen. d. h. sperren, sobald der Magnetstromkreis durch den Übergang der Steuer-kurbel in die Haltstellung unterbrochen wird. Verwendet man für Winden Sperrradbremsen, so ist der Bremsmagnet nur für die Senkperiode zu er-regen, weil diese Bremsen während des Lasthebens wirkungslos geschlossen bleiben.

In der einfachsten Ausführungsform bestehen die Magnete aus einem Solenoid mit festem Eisenkern und einem dem Kernpol gegenüberstehenden beweglichen Anker.

Die Anziehungskraft derartiger Magnete ist für den Beginn der Zug-

*) Weitere Patente auf Wirbelstrombremsen sind von der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin Nr. 88064 und von Siemens & Halske 91072 u. 92769 entnommen, von denen das erste eine ausführliche Konstruktionszeichnung enthält, die beiden letzteren schematische Skizzen für die Anwendung als durchgehende Bremsen zur Sicherung ganzer Züge enthalten. Siehe ferner E. T. Z. 1897, S. 422, Wirbelstrom- und Reibungsbremse von Déri, die auch in E. T. Z. 1898, S. 528, als D. R. P. 96582 von Helios beschrieben ist.

wirkung gering, weil die Kraftlinien einen grossen Luftweg zurückzulegen haben, und steigt mit zunehmender Annäherung des Ankers an den Kernpol schroff. Demnach äussert sich auch die Wirkung stossweise, und die an sich nothwendige Beschränkung des schwächenden Luftspaltes gestattet nur kleine Hubwege.

Diese Übelstände werden etwas gemildert, wenn man, wie für die Anwendung in der Praxis üblich, statt des einfachen cylindrischen Eisenkernes die sogenannten Hufeisenmagnete mit zwei untereinander einendig verbundenen parallelen Schenkeln und in einer Ebene liegenden Polflächen, die durch die freien Enden gebildet werden, verwendet. Hier hat der Hauptkraftlinienstrom nur den Luftspalt zwischen Anker und Polflächen zu durchdringen und verläuft im übrigen im Eisen. Bei dieser Form gehen daher weniger Kraftlinien durch Streuung für die Zugwirkung verloren. Abgesehen hiervon ist die Wirkungsart des einfachen Elektromagneten und des Hufeisenmagneten die gleiche.

Berechnung der Zugkraft eines Elektromagneten mit festem Eisenkern.

- Bezeichnet B die zwischen der Endfläche des Eisenkernes und dem gegenüberstehenden Ankerpol als homogen anzunehmende Feldstärke im Luftraum,
- H die magnetisirende Kraft,
- q den Flächeninhalt der Kernendfläche in qcm,
- l den Abstand zwischen der Endfläche des Kernes und dem Anker in cm,
- P die Anziehungskraft in Dynen in einer beliebigen Entfernung der Gegenflächen,

so folgt aus Gl. 141, S. 77, dass die in einem Luft- oder Eisenvolumen V durch das Feld aufgespeicherte potentielle Energie, d. h. das Arbeitsvermögen A nur von der magnetischen Induktion abhängt oder hier für Luft im besonderen mit $\mu = 1$ und $H = B$

$$\text{die potentielle Energie } A = \frac{1}{4\pi} V \int_0^H H dH = \frac{1}{4\pi} q l \frac{H^2}{2} = \frac{1}{8\pi} q l H^2.$$

Nähert sich der Anker dem Eisenkern um den Betrag dl , so wird hierbei die Arbeit geleistet

$$dA = P dl.$$

Bei dieser kleinen Abstandsänderung dl ist H oder B konstant anzunehmen, also auch die Grösse $\int_0^H H dH = \frac{H^2}{2}$. Demnach ist hierfür das Arbeits-

vermögen nur dem Volumen proportional. Andererseits nimmt aber während der betrachteten Bewegung das Luftvolumen, in welchem das Feld herrscht, um $q \cdot dl$ ab und die hierdurch freigewordene oder abgegebene potentielle Energie A_1 ist die Quelle und das Äquivalent der auf dem Wege dl durch die magnetische Anziehung geleisteten Arbeit,

$$\text{d. h. } A_1 = dA = \frac{1}{4\pi} q dl \frac{H^2}{2} = P dl \text{ Erg.} \quad \dots \quad \mathbf{228.}$$

$$\text{oder } P = \frac{1}{8\pi} q H^2 \text{ Dynen} \quad \dots \quad \mathbf{229.}$$

Mit B statt H und der Beziehung $1 \text{ kg} = 10^5 \cdot 9,81 \text{ Dynen}$, sowie der

Bezeichnung Z für die Zugkraft des Magneten folgt nach Einführung dieser Werthe

$$Z = \frac{B^2 q}{25\,000\,000} \text{ kg} \quad \dots \quad \mathbf{230.}$$

Diese Beziehung ist zuerst von Maxwell aufgestellt.

Die im Quadrat auftretende Feldstärke B berechnet sich aus der Ampèrewindungszahl AV und der Beziehung

$$K = B q$$

nach der Gl. 39, S. 17,

$$\text{durch } K = \frac{AV}{\frac{10}{4\pi\mu} \frac{l}{q}}$$

d. h. für Luft mit $\mu = 1$

$$B = \frac{AV}{0,8l}$$

Da mit der Annäherung des Ankers an den Elektromagnetkern die Länge des Luftweges l und der magnetische Widerstand abnehmen, so wachsen umgekehrt K und B und vor allem Z ganz bedeutend im Verlauf des Anziehens.

Wir erhalten
$$Z = \frac{AV^2 q}{0,64 \cdot 25\,000\,000 \, l^2} \quad \dots \quad \mathbf{231.}$$

Denkt man sich den Weg der magnetischen Kraftlinien im Eisen durch einen Luftweg l_1 von gleicher Widerstandsgrösse bei gleichem Durchgangsquerschnitt q ersetzt und bezeichnet diesen Werth als den geringsten ideellen Abstand des Ankers von der Endfläche des Magnetkernes für die tatsächliche vollkommene Berührung und mit l den Hub des Magneten bezogen auf die Endfläche des Kernes, so stellt $l - l_1$ den auf den Luftraum umgerechneten Hubweg dar. Wir erhalten so für das Arbeitsvermögen des Elektromagneten die Beziehung

$$A = \frac{AV^2 q}{0,64 \cdot 25\,000\,000} \int_{l_1}^l \frac{1}{l^2} dl$$

oder mit C_1 für den konstanten Faktor vor dem Integral

$$A = -C_1 \left(\frac{1}{l} - \frac{1}{l_1} \right) = C_1 \left(\frac{1}{l_1} - \frac{1}{l} \right) \quad \dots \quad \mathbf{232.}$$

Herrscht bei der vollkommenen Berührung die Induktion B_1 , so berechnet sich l_1 aus der Beziehung

$$l_1 = \frac{AV}{0,8 B_1} \quad \dots \quad \mathbf{233.}$$

Die Erörterung der Gl. 232 für A führt zu folgenden weiteren Schlüssen:

Für $l = \infty$ wird $A = \frac{C_1}{l_1}$ und erreicht damit seinen grössten Werth bei der gegebenen Ampèrewindungszahl und dem Eisenkernquerschnitt q .

Für $l = l_1$ wird $A = 0$ und schliesslich, für $l = 2 l_1$, $A = \frac{1}{2} \frac{C_1}{l_1}$

Hieraus erkennt man, dass mit $l = 2 l_1$ bereits die Hälfte des überhaupt vom Elektromagneten zu leistenden Arbeitsvermögens nutzbar gemacht wird und dass die zweite Hälfte der potentiellen Energie sich auf den Hubweg von $l = 2 l_1$ bis $l = \infty$ vertheilt, also nur zum geringen Theil verwerthet werden kann, weil andererseits nach Gleichung 231 für die Zugkraft Z mit l^2 abnimmt und die kleinste Zugkraft noch ausreichen muss, den belasteten Bremshebel zu lüften.

Die Rechnung bestätigt hiernach in vollem Masse den eingangs aus allgemeiner Erwägung aufgestellten Hinweis, dass gewöhnliche Elektromagnete mit festem Eisenkern auf kleine Hubwege beschränkt sind, also mit grosser Kraft auf kurzem Wege arbeiten müssen, um die Lüftarbeit beim Heben des belasteten Bremshebels zu verrichten. Sie erfordern also nach Gl. 231 eine grosse Ampèrewindungszahl und verhältnissmässig grosse Eisenkernquerschnitte, d. h. viel Drahtmaterial, und besitzen ausserdem noch auf ihrem kurzen Wege die Unannehmlichkeit eines äusserst raschen Ansteigens und Abfallens der Zugkraft, die sich schwer durch besondere Hilfsmittel ausgleichen lässt.

Nach Versuchen von Robert Hunt betrug beispielsweise für einen Hufeisenmagneten bei voller Berührung die Zugkraft 100 kg, im Abstande 0,025 mm nur noch 41 kg und sank im Abstande 0,5 mm auf 16 kg.*)

Diese schroffe Kraftsteigerung macht u. a. für alle Anwendungen die Einschaltung von dünnen Messingscheiben zwischen den Eisenflächen oder von sonstigen starren Hubbegrenzungen nothwendig, um den Stoss beim Schliessen des Magneten nicht zu heftig anwachsen zu lassen und auch das pünktliche Loslassen zum Schliessen der Bremse beim Abstellen des Stromes im Hinblick auf die Wirkung des remanenten Magnetismus zu sichern.

Der Hufeisenmagnet arbeitet nach dem Vorstehenden wirtschaftlich unvortheilhaft und ist im besonderen für seine Verwendung als Hubmagnet für Lüftbremsen auch in sonstiger Beziehung noch ungünstig.

Bremsmagnete mit beweglichem Eisenkern.

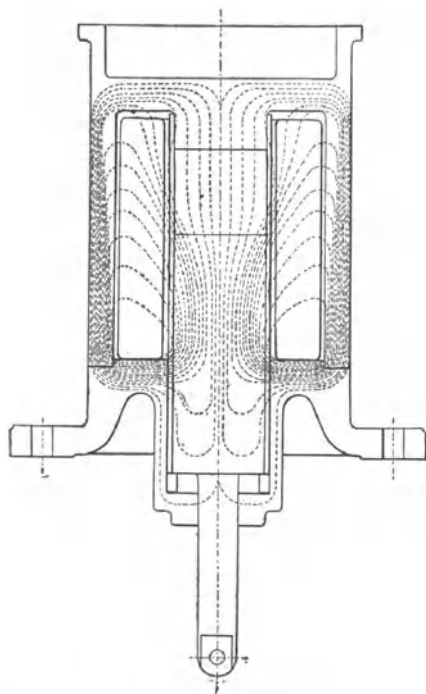


Fig. 153.

An Bremsmagnete ist die Forderung zu stellen, dass sie mit möglichst geringer Zahl von Ampèrewindungen auf einem reichlichen Hubweg mit möglichst gleichmässiger Kraft wirken. Die neueren Ausführungen verwenden zu dem Zweck, abgesehen von einigen später zu beschreibenden Sonderkonstruktionen, in der Mehrzahl der Fälle ein Solenoid mit kurzem Eisenkern, Fig. 153,**) und benutzen zum Lüften des belasteten Bremshebels einen beweglichen Gegenkern, der von unten in das Solenoid eintaucht. Die Magnetspule wird in einem gusseisernen, nur mit Ventilationslöchern oder Schlitzen versehenen Cylinder untergebracht, dessen Kopfplatte mit dem kurzen festen Kern zusammengelassen ist. Selbstverständlich lässt sich die Anordnung auch so umkehren, dass der Boden des Gehäuses den festen Kern trägt und der bewegliche Bolzen von oben eintaucht.

Diese Bauart bietet in beiden Formen zunächst den Vortheil wesentlich geringerer Streuung der magnetischen Kraft-

*) Silvanus P. Thompson. Der Elektromagnet. Deutsch von C. Grawinkel. W. Knapp, Halle a. S., 1893—94, S. 213. Auf dieses ausgezeichnete, noch heute massgebende und erschöpfende Werk sei hier zum eingehenden Studium der Elektromagnete besonders hingewiesen. Die unwirtschaftliche Wirkungsweise der Hufeisenmagneten ist der Grund, dass lange die Verwerthung der Elektrizität für Motoren als aussichtslos betrachtet wurde.

***) E. T. Z. 1901, S. 176, Max Vogelsang. Über Bremsmagnete für Gleichstrom.

linien, weil sie sich durch das eiserne Gehäuse schliessen; gleichzeitig tritt aber in bezug auf die magnetische Anziehung auch eine sehr günstige Verbindung der Wirkung des gewöhnlichen, vorher besprochenen, Elektromagneten mit der des einfachen Solenoids auf, das ja auch an sich die Eigenschaft besitzt, eingetauchte Eisen- oder Stahlbolzen anzuziehen und im Innern in der Achsenrichtung bis zu bestimmten Grenzlagen zu verschieben, indem es den Bolzen magnetisirt.

Der so am eintauchenden Kopf des Bolzens erzeugte Pol sendet, ähnlich wie der freie Pol Fig. 8b, S. 10, Kraftlinien nach allen Seiten aus, welche nur zum Theil nach dem festen Gegenpol verlaufen und durch die zusammenschnürende Wirkung der Kraftlinien den beweglichen Pol gegen den festen nach oben treiben, zum anderen Theil, wie in Fig. 153 angedeutet, nach dem eisernen Gehäusemantel seitlich abgelenkt werden und die umhüllende Spule quer durchdringen. Dieser Theil der Kraftlinien steht unter der reinen Solenoidwirkung und wird von den Kraftlinienflüssen um die einzelnen Spulendrähte im Sinne übereinstimmender Anziehung oder Abstoßung unmittelbar beeinflusst. Er unterstützt dadurch die Hubkraft, wie man sofort erkennt, wenn man in Fig. 8b, S. 10, zu den Kraftlinien des Pols noch die Kraftlinien um die einzelnen Spulendrähte zeichnet oder noch besser das photographische Bild der nach der Natur aufgenommenen Kraftlinienflüsse, Fig. 8a betrachtet.*)

Bis zu einer gewissen Eintauchtiefe ist der Luftweg zwischen Bolzenkopf und festem Kern grösser als zwischen Bolzen und äusserem Gehäusemantel, und deshalb wird der kleinere Theil der Kraftlinien den Weg in achsialer, der grössere den in radialer Richtung einschlagen. In dieser Lage übernimmt das Solenoid den grösseren Theil der Hubarbeit und der von ihm erregte feste Pol den kleineren, bis die reine Solenoidwirkung ihren grössten Werth erreicht, wenn der bewegliche Bolzen bis zur Solenoidmitte vorgedrungen ist, oder diese Lage von Haus aus einnimmt. Im Verlauf des weiteren Vordringens nimmt die unmittelbare Anziehungskraft des Solenoids ab und dafür die Polwirkung zwischen dem festen und beweglichen Pol zu. Der Übergang beider Wirkungen ineinander mildert die sonst schroffe Kraftzunahme und ermöglicht in den Ausführungen Bolzenwege von 50 mm Länge mit noch befriedigender Anfangshubkraft, die sich ohne Schwierigkeiten auf das 2,5fache der Zugkraft steigern lässt, welche man unter sonst gleichen Verhältnissen für gleichen Abstand mit einem gewöhnlichen Hufeisenmagneten erzielt. Die Grösse der Kraft und das ganze Arbeitsvermögen werden von dem Verhältniss des Hubweges zur Höhe des Solenoids beeinflusst. Verwendet man statt einfach cylindrischer Bolzen, wie unter anderem Stigler, solche mit kegelförmigem Kopf und entsprechender Hohlkegelform des festen Gegenpoles, so vermindert man dadurch die Unterschiede des Luftspaltes in bezug auf den Hubweg in gleicher Weise, wie den Seitenschub eines Keiles in bezug auf seinen Weg beim Eintreiben und gewinnt hiermit ein weiteres Mittel, die Zugkraft zu verstärken und Kraftunterschiede im Wirkungsbereich des Magneten auszugleichen.**)

Schliesslich lassen sich auch die äusseren Hebelwerke in

*) Für Berechnung der Zugkraft derartiger Magnete gilt grundsätzlich auch noch die Gl. 230 in sinngemässer Anwendung. Aber die praktische Durchführung dieser Rechnung begegnet der Schwierigkeit, dass für jede Stellung des beweglichen Kernes die Kraftliniendichte und Richtung wegen der seitlichen Verzweigung eine andere ist und sich nicht in genügend einfacher mathematischer Form zum Ausdruck bringen lässt. In der Ausführung ist man daher in der Hauptsache thatsächlich auf den Weg der Versuchswicklung angewiesen.

**) Der Grundgedanke rührt schon aus dem Jahre 1845 von Hjörth in Liverpool her. Thompson, Der Elektromagnet. Deutsch von Grawinkel, 1894, S. 213 u. 214. Über die Berechnung von Elektromagneten mit kegelförmigen Polen und den Einfluss des

einer Weise ausbilden, die einen Kraftausgleich vermitteln. Hierfür liefern die später beschriebenen Ausführungen von Natalis-Schuckert und Siemens & Halske Beispiele, Fig. 161 bis 166, S. 200 u. f. Siemens & Halske verwenden ferner statt des senkrecht beweglichen Hubbolzens einen drehbaren Eisenanker mit zahnförmigem Querschnitt.*)

Je gleichmässiger sich die Hubkraft über den ganzen Hubweg vertheilt, um so kleiner kann die Anzugkraft zu Beginn des Hubes gewählt werden, und um so kleiner wird der Stoss bei der schliesslichen Unterbrechung der Bewegung. Soweit die Zugkraft nicht gegen Ende durch das wachsende Moment der äusseren Hebelwerke abgeschwächt wird, pflegt man zu Luftpuffern seine Zuflucht zu nehmen. Es empfiehlt sich aber auch, die meist zum Spannen der Bremse benutzten Belastungsgewichte des Bremshebels durch Federn zu ersetzen, um die lebendige Kraft zu beschränken, welche am Ende des Hebelausschlages zu vernichten ist.

Im allgemeinen ist es üblich, die Leistung der Bremsmagnete in kgcm für den ganzen Hubweg anzugeben. Im Einzelfall muss aber auch noch die Zugkraft im Beginn des Hubes bekannt sein.

Einschaltung der Bremsmagnete im Hauptstromkreis oder im Nebenschluss.

Der Umstand, dass bei Hufeisenmagneten unbedingt und auch bei Solenoidmagneten mit beweglichem Kern in den üblichen Ausführungen die Zugkraft am Ende des Hubes bei gleichbleibendem Strom am grössten ist, erfordert für jeden Bremsmagnet zum Anheben des Bremshebels einen stärkeren Strom, als zum Festhalten in der Endlage. Schaltet man den Bremsmagnet in den Hauptstromkreis des Motors ein, so wird dieser Forderung in einfachster Weise genügt, weil der Motor erst anlaufen kann, nachdem die Bremse gelüftet ist; der eintretende Strom also ungeschwächt durch die erst im Laufe der Motordrehung auftretende elektromotorische Gegenkraft dem Bremsmagneten voll zur Verfügung steht und die Bremse sowohl sicher lüftet, als auch während des nachfolgenden Beharrungszustandes des Motors mit dem geschwächten Strom gelüftet zu halten vermag, da die Zugkraft des Magneten durch den verminderten Luftspalt zwischen den Polen auch mit weniger Strom noch genügend gross bleibt.

Verwickelter gestaltet sich der Vorgang in den Bremsmagneten der Krahnwinden während der Senkperiode. Auch hier muss zunächst die Bremse gelüftet, also unter allen Umständen dem Motor Strom zugeführt werden, der erst den Magnet erregt, dann zum Theil dem Motor zu gute kommt. Aber alsbald sinkt die Stromentnahme aus dem Netz in dem Masse, wie die Last selbst die Maschine rückwärts antreibt; damit sinkt auch die Erregung des Magneten und die Bremse fällt ein, den Motor aufs neue belastend. Es wiederholt sich daher das Spiel wie bei den mechanischen Senksperrbremsen. Die Last kann nur unter Stromverbrauch gesenkt werden, und die elektromagnetische Bremse liefert die künstliche Belastung, welche die Winde unter der Herrschaft des Motors und der Steuerung hält oder halten soll, denn unter gewissen Gleichgewichtszuständen ist wenigstens bei Hauptstrommotoren ein Durchgehen nicht ausgeschlossen.

Abgesehen hiervon ist aber das Verfahren im ganzen auch unwirtschaftlich und mit einzelnen Nachtheilen verbunden, welche die Vereinfachung der hierbei für Heben und Senken vollkommen symmetrisch auszuführenden Anlasssteuerung nicht aufwiegen.

Kegelwinkels auf die Zugkraftgrösse, siehe die Abhandlung von W. Beneke, E. T. Z. 1901, S. 542 u. f.

*) Über die verschiedenen Mittel zum Kraftausgleich und Bremsmagnete mit Drehanker, siehe das mehrfach angeführte Werk von Thompson, S. 245—265.

Das macht sich vor allem bei den Fahr- und Schwenktriebwerken der Krahne bemerkbar, wo die grosse Bewegungsenergie der Massen an sich noch gegen Ende der Fahrt erhebliche Strecken mit sehr geringem Strom zurückzulegen vermag, aber durch Einfallen der Bremse sofort vernichtet wird, wenn der Strom im Bremsmagnet auf eine gewisse Grenze sinkt. Auch das Bremsspiel beim Senken von Lasten gestaltet sich leicht ruckweise und unruhig. Die Bremse arbeitet äusserlich um so ruhiger, je grösser der Eigenwiderstand des Triebwerkes ist, d. h. je schlechter der Wirkungsgrad und je grösser hierfür der Stromverbrauch.

Für die im Krahnbetrieb vorwiegende Verwendung von Hauptstrommotoren pflegt man beim Einbauen der Bremsmagnete in die Hauptstromleitung sie in den Stromkreis zu legen, dessen Stromrichtung beim Umsteuern unverändert bleibt, also für die übliche Umsteuerung durch Wenden des Ankerstromes, in den Stromkreis der Motorerregung.

Schaltet man den Bremsmagneten bei Hauptstrom- oder Nebenschlussmotoren in den Nebenschluss ein, so verlangt derselbe im allgemeinen eine entsprechend grosse Ampèrewindungszahl, um die im Beginn des Lüfthubes kleinste Zugkraft auf das erforderliche Mass zu steigern, wenn man nicht durch mechanische Übersetzungen einen Ausgleich schafft. Da ohne besondere Schutzvorkehrungen die Stromstärke im Nebenschluss konstant bleibt, entsteht entweder die Gefahr, dass die Spulen bei langer Lüftdauer der Bremse durchbrennen, oder die ungünstige Bedingung, durch grossen Kupferaufwand und störend grosse äussere Abmessungen die Erhitzung auf sicher zulässige Grenzen zu beschränken. Hier bietet sich aber der Ausweg, die beiden Forderungen: anfänglich reichliche Stromentnahme zum sicheren Lüften, und nach dem Lüften beschränkte, aber zum Festhalten des angezogenen Magneten unbedingt noch ausreichende Stromstärke, dadurch zu vermitteln, dass man durch den Magnethub selbst einen Widerstand in den Stromkreis einschaltet und die Wicklung lediglich für den Beharrungszustand bemisst, weil sie unter solchen Verhältnissen die kurz vorübergehende Überlastung durch den wesentlich stärkeren Anhubstrom gefahrlos erträgt. In dieser Weise baut die Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios ihre Bremsmagnete nach dem System Vogelsang-Lindenstruth, Fig. 159 u. 160, S. 199.

Für Nebenschlussmotoren im besonderen bietet die Einschaltung des Bremsmagneten im Nebenschluss hinter der Erregung noch den beachtenswerthen Vortheil, dass bei deren zufälliger Zerstörung, die wegen der Feinheit der Drähte weit eher zu befürchten ist, als die der Ankerwicklung, der Bremsmagnet sofort einfällt, während sonst der Motor in solchen Fällen, infolge der mangelnden Erregung, mit der Last steuerlos abschnurrt.

Die elektrotechnische Abtheilung Cannstatt der Maschinenfabrik Esslingen stellt diesen Gesichtspunkt berechtigter Weise auch dann in den Vordergrund, wenn sie zum Umsteuern den Strom im Nebenschluss umkehrt. Etwa verzögertes Lüften der Bremse durch remanenten Magnetismus im Bremsmagneten bei kurz aufeinander folgendem Umsteuern verzögert dann auch in gleicher Weise den Motoranlauf und der regelrechte Zusammenhang zwischen der Wirkungsweise der Bremse und des Motors bleibt vollkommen gewahrt.

Ganz allgemein bildet die Anwendung sachgemäss ausgebildeter Nebenschlussbremsmagnete, an Stelle von Hauptstrommagneten, für Nebenschluss- wie für Hauptstrommotoren eine der Vorbedingungen für die Benutzung von Triebwerken mit hohem Wirkungsgrad und Regulirung der Senkgeschwindigkeit durch Selbstbremsen des Ankers, Kurzschlussbremsung oder andere wenig Energie verbrauchende und gleichmässig arbeitende Bremswiderstände.

Die allgemeinen Ansprüche verlangen nicht nur zum Heben der Last möglichst geringen Energieaufwand, sondern auch vor allem, dass beim Senken jede Stromvergeudung vermieden wird, weil man mit dem geringen Strombedarf des Bremsmagneten auskommen kann.

b. Bremsmagnete mit Wechselstrom.

Der nicht fernliegende und zum Theil auch verbreitete Gedanke, dass Wechselstrommagnete überhaupt nicht ausführbar seien, weil der ständige Stromwechsel und die damit verbundene unaufhörliche Umkehr der Magnetisierung die Anziehungskraft während jedes Wechsels einmal auf Null sinken lässt oder bei Mehrphasenstrom mindestens störend schwächt, erweist sich in der Wirklichkeit nicht zutreffend, denn selbst wenn die Last unter dem Magneten hängt, vollzieht sich der Magnetisierungswechsel soviel schneller, als die Beschleunigungswirkung der Schwere, dass die Last nicht abfällt. Die periodischen Kraftschwankungen machen sich äusserlich vorzugsweise nur durch Tonschwingungen bemerkbar. Bei Mehrphasenstrom sinkt die Resultante der magnetischen Anziehung der phasenverschiedenen Elektromagnete überhaupt nicht auf Null, sondern es wandert ihr Angriffspunkt nur, je nachdem man die Magnete in einer Reihe oder in den Eckpunkten eines Polygons aufstellt, oscillirend hin und her oder in einer geschlossenen Kurve, z. B. bei Dreiphasenmagneten, die in den Eckpunkten eines gleichseitigen Dreiecks stehen, in einem Kreise um den Mittelpunkt. Auch ist hier bereits darauf hinzuweisen, dass einzelne Konstrukteure, z. B. Stigler in Mailand, selbst bei Dreiphasenstrom Steuer- und Bremsmagnete nur einphasig speisen, also in eine der drei Leitungen einbauen.

Grundvoraussetzung guter Wirkung und reichlicher Anziehungskraft bildet die Verwendung sorgfältig untertheilter, d. h. geblätterter Eisenkerne, um die sonst auftretenden stark schwächenden Wirbelströme zu vermeiden. — Vergl. Fig. 75 u. 76, S. 79. Hierbei tritt freilich die andere störende Eigenschaft auf, dass solche Kerne durch die magnetische Erregung an sich schon, wie Transformatoren, in tönende Schwingungen geraten, und ähnlich wie Holzbearbeitungsmaschinen brummen. Das Geräusch wird durch die kurz vorher erwähnten Schwankungen zwischen magnetischer Anziehung und anhängender Last noch verstärkt und kann nur durch möglichst scharfes Zusammenpressen der Lamellenbleche gemildert werden.

Eingehende Versuche von Silv. P. Thompson haben gezeigt, dass bei gleicher effektiver Ampèrewindungszahl Elektromagnete von gleicher Anzugkraft für Wechselstrom und Gleichstrom hergestellt werden können.*) Die nachfolgenden Rechnungen zeigen aber, dass es selbstverständlich nicht möglich ist, diese gleiche Wirkung zu erzielen, wenn man ein und denselben Magneten mit Wechselstrom oder mit Gleichstrom speist, weil hierbei die Grundbedingung gleicher Stromstärke nicht erfüllt ist.

Berechnung von Elektromagneten für Wechselstrom.

Bei der Berechnung der Magnetspulen für Wechselstrom spielt die Selbstinduktion eine hervorragende Rolle. Während für Gleichstrommagnete die Vergrösserung der Windungszahl das einfachste Mittel bietet, die Anzugkraft zu steigern, kann bei Wechselstrommagneten durch starke Vergrösserung der Windungszahl die Selbstinduktion und damit der scheinbare Widerstand derart wachsen, dass die Stromstärke und hiermit die Zugkraft erheblich abnehmen.

*) Der Elektromagnet von Silv. P. Thompson, deutsch von C. Grawinkel. 1894, S. 407.

Bezeichnet D_e die konstant anzunehmende effektive Klemmenspannung des Magneten in Volt, d. h. $D_e = \frac{E_{\max}}{\sqrt{2}}$, wenn E_{\max} die Amplitude der nach dem Sinusgesetz sich ändernden Klemmenspannung ist,

- J_e die effektive Stromstärke in Ampère,
- z die Windungszahl,
- u_1 die sekundliche Periodenzahl des Wechselstroms,
- L den Selbstinduktionskoeffizienten in Henry,
- W den Spulenwiderstand in Ohm,
- $AW = J_e z$ die effektive Ampèrewindungszahl,

so gilt für die Klemmenspannung nach Gl. 131, S. 73, die Beziehung

$$D_e = J_e \sqrt{W^2 + 4\pi^2 u_1^2 L^2} \quad \dots \quad \mathbf{234.}$$

Der Selbstinduktionskoeffizient L ist nach Gl. 68, S. 26, $L = \frac{dK}{dJ}$, dem Quadrat der Windungszahl proportional, weil erstens die Kraftlinienzahl nach Gl. 39, S. 17, der Ampèrewindungszahl $AW = J_e z$ proportional ist, und eine Spule von z Windungen beim Entstehen oder Verschwinden des Stromes und Kraftlinienflusses z mal von den K Kraftlinien geschnitten wird.

Man kann deshalb schreiben

$$L = C_1 \cdot z^2 \quad \dots \quad \mathbf{235.}$$

worin C_1 diejenige Kraftlinienzahl bedeutet, die von einer Windung erzeugt wird, wenn sich ihr Strom um ein Ampère ändert. C_1 ist dann nach Gl. 39, S. 17, mit $AW = 1$ der reciproke Werth des magnetischen Widerstandes oder nach der Definition des Selbstinduktionskoeffizienten Gl. 68, S. 26, L gleich der Kraftlinienzunahme durch die Stromänderung einer einzelnen Windung.

Aus der Beziehung 132, S. 73, für den Phasenverschiebungswinkel φ

$$\operatorname{tg} \varphi = 2\pi u_1 \frac{L}{W} = c \frac{L}{W}$$

folgt
$$\sin \varphi = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \frac{cL}{\sqrt{W^2 + c^2 L^2}} \quad \dots \quad \mathbf{236.}$$

Hieraus und aus Gl. 234 findet man weiter

$$D_e \sin \varphi = J_e c \cdot L = J_e c \cdot C_1 z^2.$$

Fasst man $J_e z = AW$ zusammen, so lässt sich die Beziehung auch in der Form schreiben

$$AW = \frac{D_e \sin \varphi}{c C_1 z} \quad \dots \quad \mathbf{237.}$$

Die Gleichung zeigt, dass für einen gegebenen Werth der Klemmenspannung D_e und des magnetischen Widerstandes $1 : C_1$, sowie der sekundlichen Periodenzahl u_1 — da $c = 2\pi u_1$ — die vorhandenen Ampèrewindungen, d. h. das Produkt AW der Windungszahl z umgekehrt proportional ist. Die Grösse $\sin \varphi$ ist möglichst dem Werthe 1 anzunähern, um den Wattverbrauch herabzusetzen, und deshalb ist der Widerstand W gegenüber cL genügend klein zu wählen, so dass $\sqrt{W^2 + c^2 L^2}$ nahezu $= cL$ wird.

Die Grösse C_1 wird am sichersten auf dem Wege des Versuches ermittelt.

Man bringt zu dem Zweck auf den Magnetkern eine Versuchswicklung mit der Windungszahl z' vom Widerstand W' . Hierauf wird der Anker in der Stellung, in der er später anzuziehen hat, festgelegt, die Spule an ein

Wechselstromnetz der Spannung D'_e und Periodenzahl u_1 gelegt, sowie die effektive Stromstärke J'_e gemessen. Der Werth des Selbstinduktionskoeffizienten L' ist dann

$$L' = \frac{\sqrt{(D'_e)^2 - (J'_e W)^2}}{2\pi u_1 J_e} \dots \dots \dots 238.$$

und $C_1 = \frac{L'}{(W')^2} \dots \dots \dots 239.$

Für die weitere Rechnung kann man $\sin \varphi$ praktisch gleich 1 setzen. Damit schreibt sich die Gleichung für die Windungszahl z in der Form

$$z = \frac{D_c}{c C_1 \cdot AW} \dots \dots \dots 240.$$

Die nachstehenden Versuchsergebnisse sind aus Silv. P. Thompson „Der Elektromagnet“ übernommen.

Der **U**-förmige Eisenkern war mit einer Versuchswicklung von 140 Windungen aus 1,22 mm starkem Drahte versehen.

Der Anker wurde in Abständen von 9,52, 6,35, 3,1 und 0 mm von den Polen festgelegt. Der Widerstand des warmen Drahtes betrug 0,3 Ohm, die sekundliche Periodenzahl 93.

Die vierte und fünfte Spalte der Tafel sind aus Gl. 238 und 239 berechnet.

Für den ersten Versuch ergab sich L' und C_1 zu

$$L' = \frac{\sqrt{31^2 - (12 \cdot 0,3)^2}}{2\pi \cdot 93 \cdot 12} = 0,00434$$

$$C_1 = \frac{0,00434}{140^2} = 0,221 \cdot 10^{-6}$$

Luft-zwischenraum mm	Klemmen- spannung Volt	Stromstärke Ampère	Koeffizient der Selbstinduktion L_1	Selbstinduktion einer einzelnen Windung C_1
9,52	31	12	0,00434	$0,221 \cdot 10^{-6}$
6,35	35,6	12	0,005	$0,225 \cdot 10^{-6}$
3,17	46,8	12	0,00658	$0,336 \cdot 10^{-6}$
0	51	2,76	0,033	$1,68 \cdot 10^{-6}$

Will man also z. B. eine Wicklung für 2400 AW herstellen für den Fall, dass der Anker anfangs 9,52 mm von den Polen entfernt ist, und eine effektive Spannung von 50 Volt zur Verfügung steht, während die sekundliche Periodenzahl 93 beträgt, so folgt aus Gl. 240

$$z = \frac{50}{2 \cdot \pi \cdot 93 \cdot 0,221 \cdot 10^{-6} \cdot 2400} = 163.$$

Die Windungszahl an sich lässt sich ohne Rücksicht auf die magnetischen Widerstände, die erforderliche Stromstärke und die Windungsquerschnitte unmittelbar aus der Annahme einer bestimmten magnetischen Induktion und der verfügbaren effektiven Klemmenspannung D_e ermitteln, wenn man voraussetzen kann, dass der Widerstand W so klein sei, dass die Wattkomponente verschwindet und die Klemmenspannung gleich der elektromotorischen Kraft der Selbstinduktion wird.

Man führt für diesen Rechnungsweg nach dem Vorgang der Rechnungsweise mit effektiven Strömen und Spannungen zweckmässig den Begriff und die Grösse der effektiven magnetischen Induktion ein, da nach Gl. 230, S. 185, die Zugkraft Z dem Quadrat von B proportional ist und B sich ungefähr nach dem Sinusgesetz ändert. Der Zug wirkt also nicht

stetig, sondern schwankt zwischen Null und einem Maximum. Die mittlere Zugkraft ist nach Gl. 230, S. 185, dem mittleren Quadrat der Induktion proportional, und dieser Werth berechnet sich wie der effektive Strom an Hand von Fig. 67, S. 69, zu

$$B_e = \frac{1}{\sqrt{2}} B_{\max} \dots \dots \dots \quad \mathbf{241.}$$

Die effektive magnetische Induktion B_e entspricht also dem Wurzelwerth des mittleren Induktionsquadrates.

Nach Versuchen von Silv. P. Thompson ist es nicht zweckmässig, die effektive Induktion B_e höher als 4000 bis 5000 zu wählen.

Will man mit einer Netzspannung von D Volt in einem Eisenkern vom Querschnitt q qcm eine effektive magnetische Induktion B_e erzeugen, so beträgt die Amplitude

$$B_{\max} = B_e \sqrt{2} \dots \dots \dots \quad \mathbf{242.}$$

und die Kraftlinienzahl

$$K_{\max} = q B_e \sqrt{2} \dots \dots \dots \quad \mathbf{243.}$$

Die elektromotorische Kraft berechnet sich nach Gl. 65, S. 24, mit z Windungen zu

$$E = 10^{-8} z \frac{dK}{dt} \text{ Volt.}$$

Der Kraftlinienfluss ändert sich angenähert nach dem Sinusgesetz. Man kann deshalb für eine augenblickliche Kraftlinienzahl k nach Gl. 117, S. 67, setzen

$$k = K_{\max} \sin 2\pi u_1 t$$

und erhält für die zugehörige augenblickliche elektromotorische Kraft e

$$e = 10^{-8} z K_{\max} \frac{d(\sin 2\pi u_1 t)}{dt} = 10^{-8} z K_{\max} 2\pi u_1 \cos 2\pi u_1 t \quad \mathbf{244.}$$

Der grösste Werth der elektromotorischen Kraft entsteht mit $\cos 2\pi u_1 t = 1$

$$E_{\max} = 10^{-8} z K_{\max} 2\pi u_1 \text{ Volt.}$$

Der effektive Werth wird

$$D_e = \frac{E_{\max}}{\sqrt{2}} = 10^{-8} 2\pi u_1 z \frac{K_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{2\pi u_1 z q B_e}{10^8} \text{ Volt} \dots \dots \quad \mathbf{245.}$$

Daraus ermittelt sich die Windungszahl

$$z = \frac{10^8 D_e}{2\pi u_1 q B_e} \dots \dots \dots \quad \mathbf{246.}$$

Wechselstromelektromagnete besitzen, wie Gleichstrommagnete, die Eigenschaft, dass sich der magnetische Widerstand mit der Annäherung des Ankers verringert, aber der hier auftretende Selbstinduktionskoeffizient L und die davon abhängige Impedanz oder der scheinbare Widerstand $\sqrt{W^2 + 4\pi^2 u_1^2 L^2}$ wachsen gleichzeitig und setzen die Stromstärke herab, so dass die Anzugkraft viel gleichmässiger ausfällt als bei Gleichstrom.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Gleichstrom- und Wechselstrommagneten besteht ferner in den Einflüssen der Konstruktionsgrössen auf den Energieverbrauch A . Dieser ist für den Gleichstrommagneten

$$A = JD = \frac{D^2}{W}$$

und wird dadurch eine von der Stromstärke unabänderlich abhängige Grösse. Durch diese Abhängigkeit ist auch der erforderliche Widerstand gegeben.

Für Wechselstrommagnete ist dagegen der Energiebetrag

$$A = J_e D_e \cos \varphi$$

oder nach der allgemeinen Energiegleichung 43, S. 18,

$$A = J_e^2 W$$

und kann deshalb bei gegebener Stromstärke noch beliebig durch Vermindern von W , d. h. durch grosse Kupferquerschnitte der Windungen herabgesetzt werden, ohne, wie bei Gleichstrom, die Gefahr eines Kurzschlusses herbeizuführen. — Vergl. die Bemerkungen S. 73.

c. Ausgeführte Magnetbremsen.

Hufeisenmagnetbremse der Esslinger Maschinenfabrik.

Fig. 154 veranschaulicht eine ältere Ausführungsweise der Magnetbremsen von der Esslinger Maschinenfabrik, elektrotechnische Abtheilung Cannstatt.

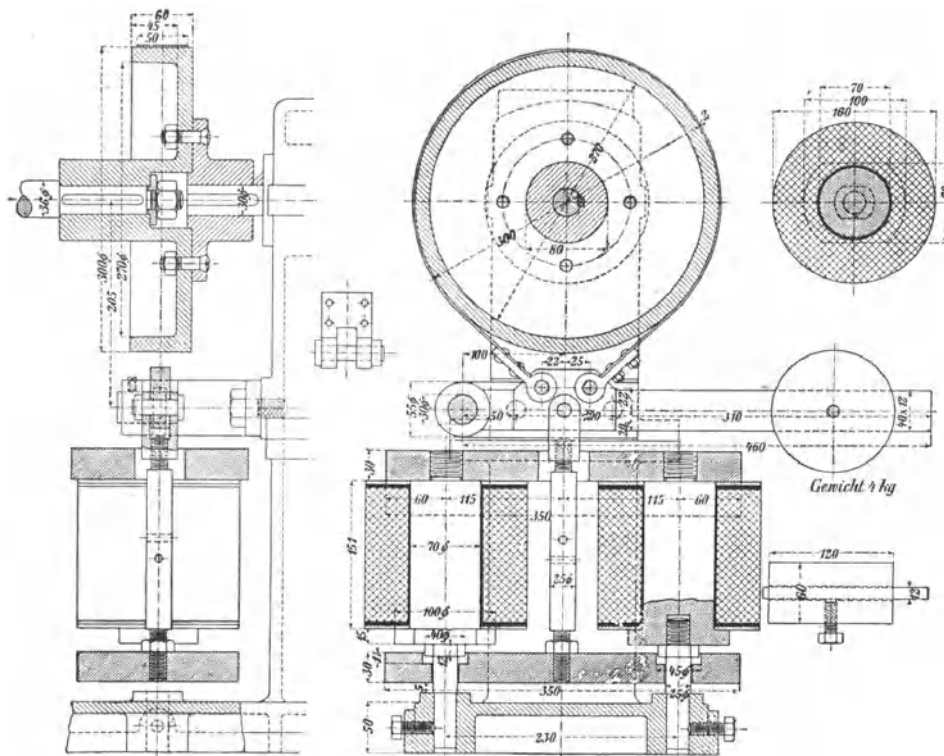


Fig. 154. 1:8.

Die beiden Elektromagnete sind unterhalb der Bremscheibe senkrecht auf einer gemeinsamen gusseisernen Grundplatte montirt und werden durch unmagnetisierbare, einerseits in die Grundplatte, andererseits in das untere Ende der Solenoidkern mit Gewinde eingesetzte bronzene Stützen getragen. Die Köpfe der Solenoidkerne sind durch Gewindezapfen mit einer eisernen Jochplatte verschraubt. Diese bestimmt den Kraftlinienweg von der einen Solenoidhälfte zur anderen und lässt durch ein Loch in der Mitte die mit einer eisernen Gewichtplatte belastete Bremshebelstange durchtreten. Die Platte führt sich mit zwei Durchbohrungen an den cylindrischen Bronzestützen der Solenoidkerne. Der Hub der von dem Hufeisenmagneten angezogenen Gewichtplatte ist durch die 12 mm hohen

Bunde der Bronzestützen und durch die 11 mm tiefe zugehörige Ausfräsung der Platte so weit nach oben beschränkt, dass in der höchsten Stellung noch 1 mm Luft zwischen Platte und Unterfläche der Solenoidkerne bleibt. Die tiefste Lage ist durch die Aufhängung der Platte an dem Bremsband bestimmt, und der Gesamthub lässt sich nach Massgabe des erforderlichen Lüftspielraumes der Bremse durch die nachstellbaren Gewindezapfen der Bremshebelstange regeln.

Die Hebelbelastung setzt sich, abgesehen vom Eigengewicht, aus der Platte, der Hubstange und aus einer verschiebbaren gusseisernen Scheibe am freien Hebelende zusammen, deren Einstellung beim Montiren genaues Regeln der Bremswirkung ermöglicht. Neuerdings verwendet die genannte Firma ausschliesslich Federbelastung und Solenoide mit Tauchkernen.

Die eigentliche Bremse ist für gleiche Wirkung bei Rechts- und Linkslauf gebaut. Zu dem Zweck sind die beiden Anschlussbolzen der Bremsbandenden derart in den Hebel eingesetzt, dass die mathematischen Hebelarme der geraden Bandstrecken in Bezug auf den links liegenden festen Drehzapfen des mechanischen Bremshebels gleich gross ausfallen.*)

Magnetische Sperrbremse mit Reibscheiben.

D.R.P. 127077 der E.-A.-G. vorm. Schuekert & Cie. in Nürnberg.

Figur 155 veranschaulicht eine eigenartige Abänderung der gewöhnlichen Hufeisenmagnete durch Anwendung ringförmiger Polflächen mit eisenumschlossener Spule, eine Bauart, die schon früher mehrfach für magnetische Kupplungen in ähnlicher Weise benutzt und hierfür patentirt ist.

Die Bremscheibe *B*, Fig. 155, sitzt fliegend auf dem Kopf der Motorwelle *A* und arbeitet mit ihren Stirnflächen zwischen zwei gegenüberstehenden Lederringen, die sich beim Anlaufen des Motors durch die gleichzeitige Erregung des zugehörigen Bremsmagneten von der Scheibe entfernen, beim Abstellen des Motors und dem Stromloswerden des Solenoids dagegen durch Federdruck gegen die Scheibe anpressen.

Der Elektromagnet ist mit dem wulstförmigen Eisenkörper *E* seiner Solenoidspule *S*, die er in der mit Messingblech ausgefütterten Umfangsnuthe aufnimmt, gegen einen Stirnflansch des Motorgestelles geschraubt. Auf den Umfangsrändern trägt der Spulenkörper *E* zwei in Feder und Nuth achsial verschiebbare Ringe R_1 und R_2 , die sich beim Erregen der Spule gegenseitig anziehen und deren grösste Annäherung in der gezeichneten Stellung durch die schwach vorspringenden inneren Ränder von *E* begrenzt wird. Das trommelartige Bremsgehäuse *G* ist mit dem äusseren Ringe R_2 verschraubt und weicht unter der magnetischen Wirkung mit diesem nach links aus, während sich gleichzeitig der Ring R_1 nach rechts bewegt und dadurch die beiden im Ringe R_1 und auf der Innenfläche des vorderen Trommelrandes eingelassenen Lederringe von der Bremscheibe in entgegengesetzten Richtungen entfernen. Die in grösserer Zahl im Umfange von R_2 eingesetzten Spiralfedern vermitteln die umgekehrte Verschiebung der Bremsringe, sobald der Strom im Solenoid mit dem Abstellen des Motors unterbrochen wird, und bringen die Scheibe *B* mit der Welle *A* zum raschen Stillstand, weil die Ringe selbst durch ihre mittelbare Verbindung mit dem Motorgestell gegen Drehung geschützt sind. Der Verschleiss der ledernen Bremsringe kann in seiner Wirkung auf den

*) Einen beachtenswerthen Aufsatz über verschiedene magnetische Kupplungen und Bremsen aus der ersten Zeit ihrer praktischen Verwerthung und unter besonderer Berücksichtigung des magnetischen Kraftschlusses zwischen Kette und Kettenrad für die Schlepper der Kettenschiffahrt hat De Bovet im Maiheft des Bulletin de la Société d'encouragement 1894, S. 231 u. f., veröffentlicht.

Magnethub dadurch ausgeglichen werden, dass man die Bremsscheibe *B* durch die Stellschraube *C* weiter auf den Wellenkopf hinaufschiebt und in demselben Sinne das Gehäuse *G* durch seine Verschraubung mit dem Ringe *R*₂ nachzieht. *D* und *N* dienen zum Sichern der jeweiligen Einstellung.

Die eigenartige Verwendung der verschiebbaren Magnetringe zur unmittelbaren Einwirkung auf die Bremsscheibe, unter Ausschluss des sonst üblichen Hebelwerkes, und der minimale Hubweg mit der starken Be-

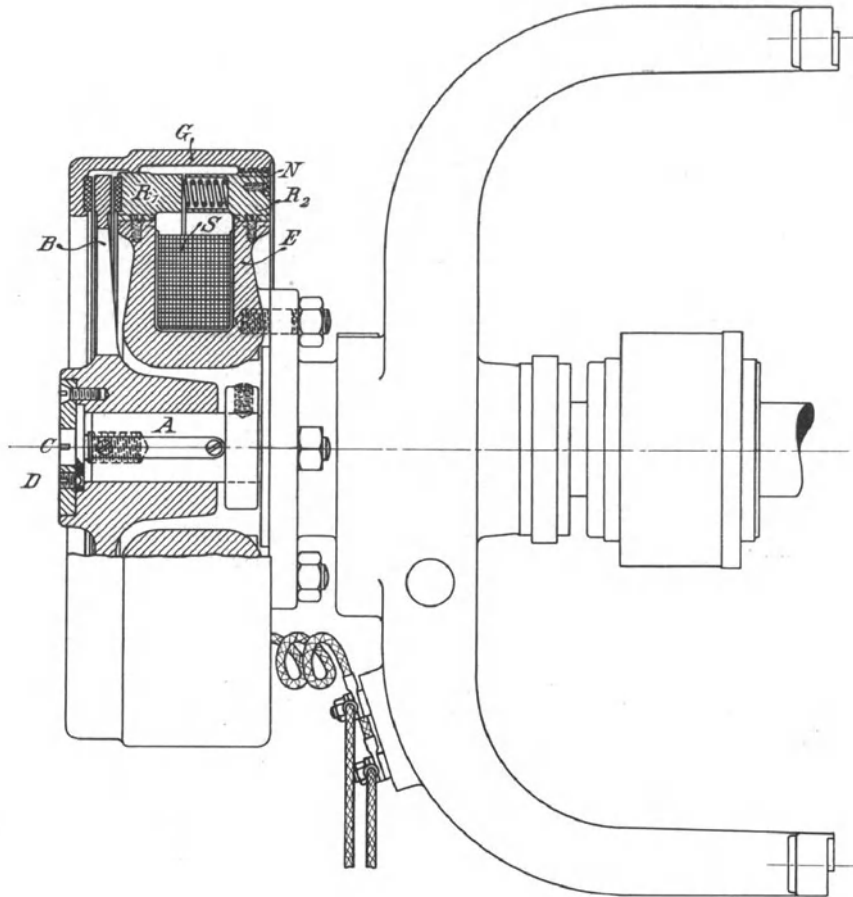


Fig. 155. 2 : 5.

schränkung des schädlichen Luftspaltes nutzt die magnetische Kraft vorthellhaft aus und verzehrt wenig Arbeit zum Beschleunigen der beweglichen Theile beim Anziehen und Lüften der Bremse. Die entgegengesetzten Druckkräfte heben sich in der Konstruktion selbst auf, und das Gehäuse dient nicht nur zum mechanischen Schutz der inneren Theile, sondern verhindert auch die Streuung der magnetischen Kraftlinien.

Die Lederringe und Druckfedern bilden bei dem kleinen Hubweg des Magneten ausreichend nachgiebige Widerlager, um heftige Bremsschläge zu verhüten.

Die ganze Anordnung zeichnet sich durch gedrängten Bau aus, ist aber in erster Linie nur für Aufzüge bestimmt und verwendet.

Bremse mit Tauchanker der Shaw Electric Crane Company.

Die amerikanische Konstruktion, Fig. 156 und 157, übt im Vergleich mit dem Hufeisenmagneten, Fig. 154, nach S. 186 u. f., einen grösseren und gleich-

mässigeren Zug aus. Die Bremscheibe *B* sitzt zwischen dem Lagerbock links, dessen Lagerdeckel mit einer angegossenen Stütze den Lufthebel *H* der Bremse trägt, und den beiden Solenoidspulen. Die innen belederten oder mit Pressspahn belegten Bremshebel aus Temperguss sind um den gemeinsamen Bolzen *J* drehbar und mit zwei getrennt auf ihrem Rücken untergebrachten Spannfedern ausgerüstet, die gemeinsam auf beide Hebel wirken und die Bremsbacken von entgegengesetzten Seiten mit gleich-grossem Druck anpressen. Die äusseren Widerlagscheiben der Spiralfedern sind auf das Endgewinde eines durchgehenden, gemeinsamen Bolzens gesetzt, die inneren dagegen mit abgerundeten Schneiden in passenden Pfannen

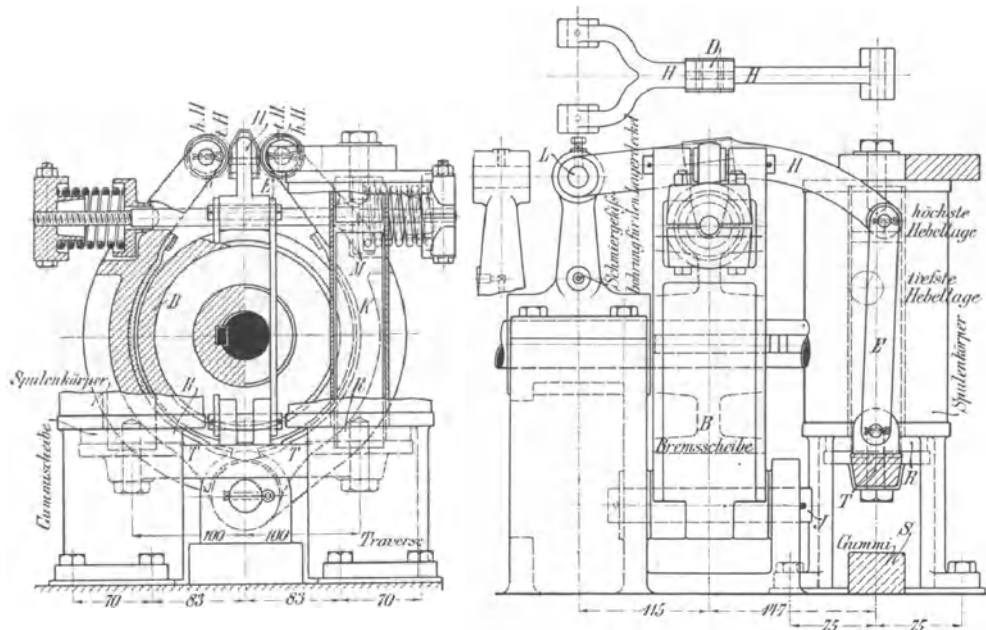


Fig. 156.

Fig. 157.

unmittelbar gegen die Hebelrücken abgestützt. Die zweitheilige Schellenform der äusseren Scheiben mit Klemmschrauben erleichtert, in Verbindung mit dem Bolzengewinde, das genaue Einstellen auf verschiedene Abstände zum Regeln des Bremsdruckes.

Zum Öffnen der Bremse dient der mit den beweglichen Solenoidkernen *K* durch Lenkschienen *E* verbundene Ausklinkhebel *H*, dessen dachförmige, mit Stahlblech bekleidete Verdickung *D* keilförmig zwischen die Kopfrollen der Bremshebel greift, sobald die Solenoide beim Anlassen des Motors Strom empfangen und die von unten eintauchenden Kernstücke *K* gegen die oben in ein gemeinsames Joeh eingesetzten Gegenmagnete angezogen werden.

Der Anprall der gusseisernen Ankertraverse *T* an den Solenoidfüssen wird durch zwischengelegte Gummischeiben gemildert. In gleicher Weise dient ein Gummiklotz *S* unterhalb der Traverse als Puffer beim freien Zurückfallen. Die Ausführung gehört zu dem 5 t-Laufkrahne, Taf. 61.

Eisengeschlossener Bremsmagnet mit eintauchendem Anker.

D. R. G. M. der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Die Konstruktion des Oberingenieurs Gaze, Fig. 158, der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, bietet neben einer ziemlich gleichmässigen Zug-

wirkung, den Vortheil geringer Streuung, weil die Kraftlinien, wie in Fig. 153, S. 186, in dem umhüllenden Mantel des gusseisernen Cylinders einen geringeren Widerstand als auf dem Luftwege der Magnete, Fig. 154, sowie 156 und 157, zu überwinden haben.

Die vielfach in Verbindung mit magnetischen Bremsen benutzten Dämpferpumpen werden in der Regel einfach wirkend ausgeführt, um durch Zusammenpressen von Luft oder durch Fortdrücken einer Flüssigkeitsfüllung den harten Bremsstoss zu vermeiden, der sonst durch die Bewegungsenergie des fallenden, belasteten Bremsspannhebels entsteht, wenn der Hebel beim Stromloswerden des Solenoids ganz frei niederschlägt. In der Ausführung, Fig. 158, die für einen 60000 kg-Krahn einer Schmiedepresse von Haniel & Lueg benutzt ist, hat die Union E. G. einen doppelt wirkenden Dämpferkolben angeordnet, der in der Kopfhaube des grossen cylindrischen Gehäuses für das Lüftsolenoid mit einer Lederstulpe abgedichtet ist. Die unten verdickte Stange des Dämpferkolbens bildet gleichzeitig den beweglichen Eisenkern des Lüftsolenoids und endigt in einem Lappen zur

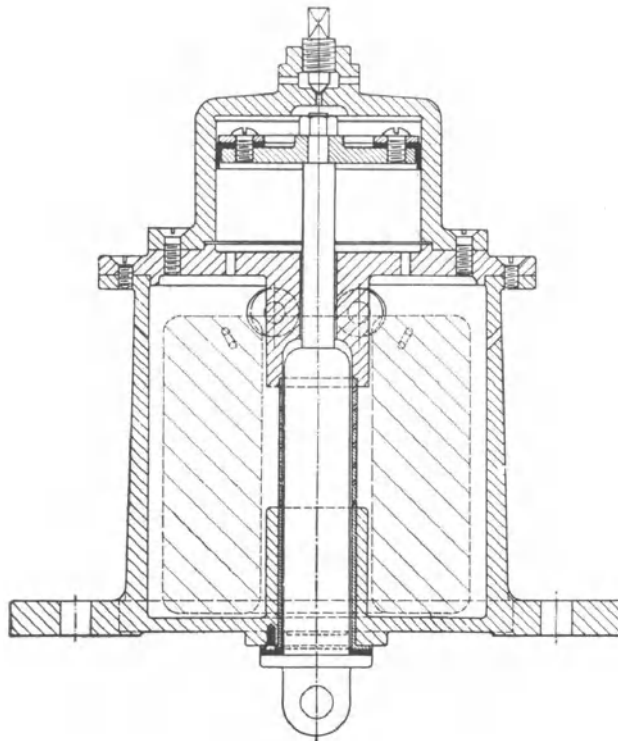


Fig. 158. 1:5.

Aufnahme des mit einem Gabelgelenk angeschlossenen Bremsspannhebels. Die Fallgeschwindigkeit des Solenoidkerns wird einerseits durch den Widerstand der unterhalb des Dämpferkolbens zu verdrängenden Luft, andererseits durch die Luftverdünnung gebremst, die oberhalb auftritt, und deren Grösse durch die Ventilschraube im Kopf des Kolbencylinders nach Bedarf geregelt werden kann. Die fortgepresste Luft entweicht zunächst aus dem Dämpfer durch kleine Löcher im Solenoidcylinderdeckel in den unteren Cylinderraum und von hier theils durch vier seitliche, feine Bohrungen in der Cylinderwandung, oder durch die siebförmige bronzene Führungshülse, welche die verdickte Kolbenstange mit engem Spielraume umschliesst, ins Freie. Umgekehrt hat der Dämpferkolben beim Wirksamwerden des Solenoids den Saugwiderstand der von unten nachströmenden Luft und den Gegendruck der Luft zu überwinden, die inzwischen in den oberhalb des Kolbens, vorher als Vakuum benutzten Cylinderraum eingeströmt ist.

Hierdurch wird die Hubbewegung des Solenoidkerns beim Lüften der Bremse gemässigt. Ausserdem mildert eine Lederscheibe über dem unteren Stangenbund den Anprall an der Hubgrenze. Auch die Hubbewegung lässt sich also vollständig durch die Einstellung der Ventilschraube regeln.

Die Lüftkraft des Solenoids ist für die oben erwähnte Benutzung auf 50 kg bei 50 mm Hub bemessen.

Eine ähnliche Ausführung mit dem weiteren Vorzug eines noch gleichmässigeren Wirkungsfeldes durch kegelförmige Kopfform des Kernankers verwendet Stigler für seine Aufzüge. Vergl. Taf. 20, Fig. 1 u. 2.

**Bremsmagnet für Nebenschluss mit selbstthätiger Widerstandschaltung,
Bauart Vogelsang-Lindenstruth der Helios E.-A.-G.*)**

Der Magnet ist nach den allgemeinen Gesichtspunkten S. 186 u. f. mit möglichster Beschränkung des Kupferaufwandes unter kurzer Überlastung der Wicklung während der Anhubperiode mit selbstthätiger Einschaltung eines Widerstandes für die Lüftdauer der Bremse entworfen und wird von Helios E.-A.-G. mit 50 mm Hub in 3 Grössen für 20, 60 und 100 kg Zugkraft gebaut.

Der gusseiserne Cylinder, in welchem sich der Stahlgussbolzen *B*, Fig. 159, bewegt, dient gleichzeitig als Luftpufferkammer und ist auf der Gleitbahn des Bolzens mit einem sauber passenden Messingrohr ausgebuchtet, unten mit einem Gummiventil *G* in Stulpform versehen, das sich an der Bolzenzugstange führt und die Lufteintrittskanäle im Cylinderboden abschliesst oder beim Aufsteigen des Bolzens öffnet. Der Widerstandschalter ist in

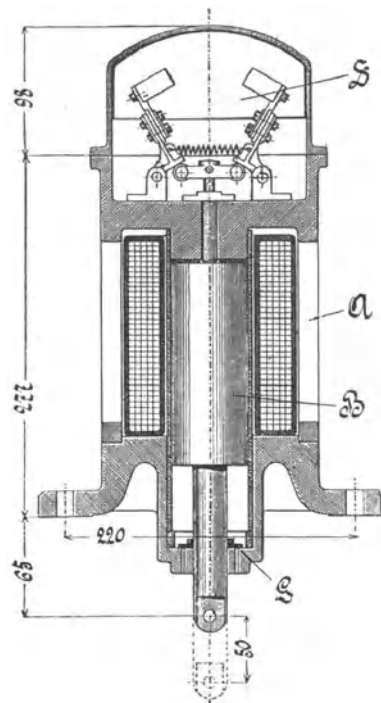


Fig. 159.

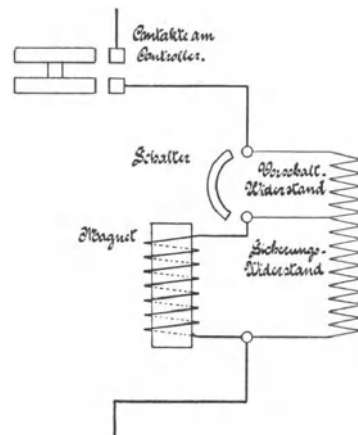


Fig. 160.

Form eines einfachen doppelarmigen Kohlenkontaktes mit zwischengespannter Spiralfeder zum selbstthätigen Schliessen auf den Cylinderkopf gesetzt und wird beim Aufsteigen des Magnetkernes gegen den festen Kopfpol durch das kleine Querhaupt eines dünnen Stempels bethätigt, d. h. geöffnet, sobald *B* gegen das 10 mm in den Cylinder hineinragende Stempelende anstösst, indem die Rollen des Querhauptes die kurzen Winkelarme der Kohlenkontakthebel vor sich her zur Seite drängen. Durch Öffnen des Schalters wird der Strom nach dem Schaltschema Fig. 160 über den Vorschaltwiderstand geleitet, während im Anfang des Hubes bei geschlossenem Kohlenkontakt der Strom das Solenoid unter Umgehung des Vorschaltwiderstandes ungeschwächt durchfliesst. Die zum Bremsmagneten parallel geschaltete Widerstandspule bildet den bekannten Sicherheitschutz für unschädlichen Verlauf des Extrastromes im Solenoid beim Abstellen des Motors.

*) E. T. Z. 1901, S. 176, Vogelsang. Über Bremsselektromagnete für Gleichstrom.

Kniehebel-Bremsmagnet von Schuckert.

D. R. P. 116 993.

Der vom Oberingenieur Natalis entworfene Bremsmagnet Fig. 161 ist zum Ausgleich der veränderlichen Anziehungskraft mit einem Kniehebelwerk

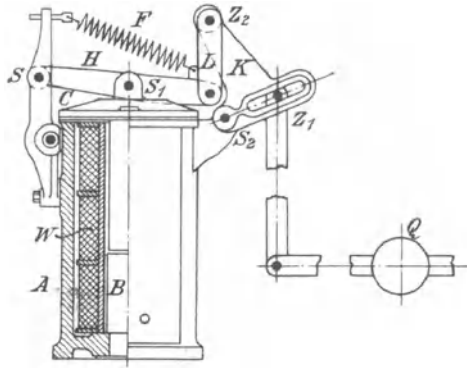


Fig. 161.

zwischen dem Anker und dem Angriffspunkt der Bremshebelbelastung ausgerüstet, das eine annähernd gleichmässige Zugwirkung für den ganzen Hubweg vermittelt und sowohl eine Beschränkung des zum ersten Anziehen erforderlichen Stromes herbeiführt, wie besonders sanftes Heben und Fallenlassen der Bremshebel bewirkt. Der Tauchkern ist fest mit dem Deckel C des gusseisernen Topfes A verbunden und durch diesen mittelst des Gabelgelenkes S_1 an dem um S drehbaren Hebel H aufgehängt. Das Eigengewicht der Hebelbelastung wird durch die Feder F aufgehoben. Eine Zugschiene L verbindet den Hebel H mit dem Kopfzapfen Z_2 des um S_3 drehbaren Winkelhebels, an dessen anderem Arm die Zugstange des Bremspannhebels angreift und die Wirkung des Belastungsgewichtes Q oder einer entsprechenden Spannfeder auf den Winkelhebel K überträgt. Der Anschlusszapfen Z_1 lässt sich im Schlitz des Winkelhebels in beliebiger Stelle festklemmen, um den Hub und damit in umgekehrtem Verhältniss die Hubkraft in ziemlich weiten Grenzen nach Bedarf verändern zu können. Eine zweite Justirvorrichtung für den oberen Arm des Winkelhebels K ist durch excentrische Form des Zapfens Z_3 vorgesehen und gestattet Verschiebungen des Drehpunktes Z_3 um einige Millimeter.

Die ausgleichende Wirkung des ganzen Hebelwerkes lässt sich an Hand der schematischen Skizze Fig. 162 verfolgen. Während die magnetische

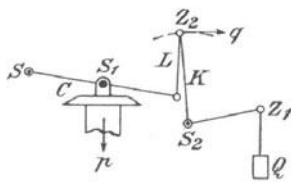


Fig. 162.

Zugkraft P beim Schliessen des Topfmagneten schnell wächst, bleibt doch die Kraft q und damit auch das am Winkelhebel K angreifende Drehmoment annähernd konstant, weil mit zunehmender Kraft P das Verhältniss zwischen Last und magnetischer Zugkraft kleiner wird. Durch die Verbindung des beweglichen Kernbolzens mit dem Topfdeckel entstehen ausser der reinen Solenoidwirkung durch die Kraftlinien, welche sich quer durch die Wicklung W schliessen, sowohl im Kern an dem festen Grundbolzen B, wie oben am Topftrand Pole. Die Eintauchtiefe wird durch kleine Messingschrauben im Topfdeckel begrenzt, um das Klebenbleiben in der Grenzlage zu verhüten.

Zur Aufnahme des Extrastromes beim Abstellen benutzt auch Schuckert die übliche parallel zum Magneten geschaltete, nur in der Figur nicht gezeichnete Schutzspule. Der Kniehebelmagnet wird in folgenden vier Grössen gebaut:

	Hubarbeit cmkg	Hubkraft kg	Hubweg mm
Grösse 0	75	25 bis 8	30 bis 90
„ I	150	50 „ 16	30 „ 90
„ II	250	60 „ 25	40 „ 100
„ III	600	120 „ 50	50 „ 120

Die angegebenen Hubarbeiten beziehen sich auf intermittirenden Betrieb, wie er für Bremsmagnete die Regel bildet.

Elektromagnetische Bremse mit Drehanker von Siemens & Halske.

Siemens & Halske wählen, abweichend von der sonst üblichen Bauart, zum Lüften des belasteten Bremsspannhebels einen Anker, der, ähnlich wie der Anker der elektrischen Rotationsmaschinen, zwischen den Polschuhen eines Elektromagneten gelagert, durch seine Drehung das Bremsgestänge beeinflusst. Der Querschnitt des Ankers, Fig. 163, ist Z-förmig mit cylindrisch angedrehten Mantelflächen und concentrisch zu den ebenfalls cylindrisch ausgedrehten Polschuhen, zwischen die er sich

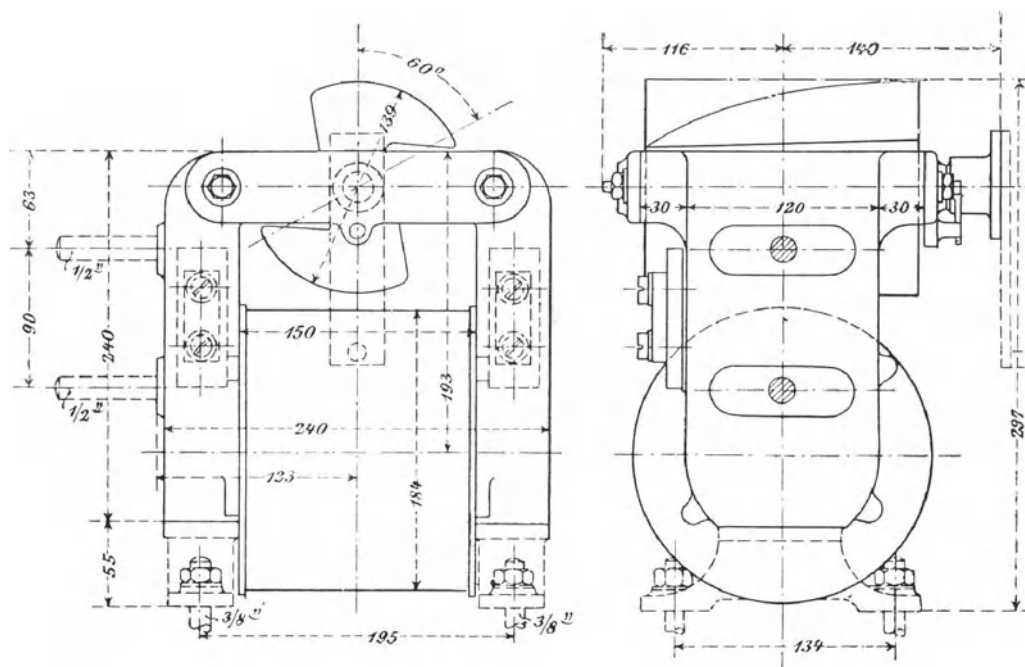


Fig. 163.

aus der gezeichneten Lage, Fig. 163 und 165, hineindreht, sobald die Magnetspule von Strom durchflossen wird. Die Drehung ist eine Folge des allgemein magnetischen Gesetzes — Fussnote S. 17 — wonach jedes magnetische System sich so einzustellen sucht, dass der magnetische Widerstand des Kraftlinienflusses auf den kleinsten Werth sinkt.

Die Zugkraft der Polschuhe wächst bis zu einer gewissen Grenze mit der Zunahme der Kraftlinien, die durch den Anker gehen, sobald er sich zwischen die Polschuhe hineinbewegt, wie aus der durch Messungen bestimmten Schaulinie, Fig. 164, zu entnehmen ist, deren Abscissen die Drehwinkel und deren Ordinaten die Umfangskraft, bezogen auf 20 cm Hebelarmlänge, angeben. Um die sanfte und allmählich sich steigernde Drehkraft wie in der Schaulinie zu erhalten, sind die Ankerkanten, welche zuerst in den Bereich der Polschuhkraftlinien treten, nach einer schraubenförmigen Mantellinie hergestellt — vergl. Fig. 163 — so dass die Zahl der wirksamen Kraftlinien aus der Anfangslage bis zum Scheitel der Drehmomentenkurve stetig zunimmt. Statt dessen kann man auch die Mantelflächen eccentric abdrehen, um den Luftspalt allmählich zu vermindern. Ausserdem wirkt das äussere Hebelwerk durch die Zunahme des mechanischen Hebelarmes der Drehankerbelastung im Verlauf der Anziehung ausgleichend.

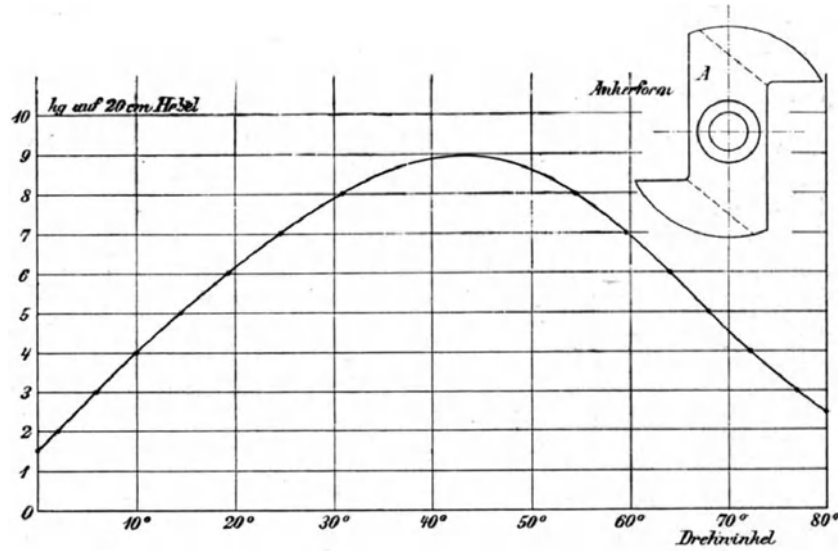


Fig. 164.

Die Verbindung des Drehankers mit der Bremse veranschaulicht Fig. 165.

Der Kurbelarm *a* des Ankers ist durch eine Kuppelschiene *z* mit dem Ende *O* des belasteten Spannhelms *h* verbunden, der die Zwillingsbacken-

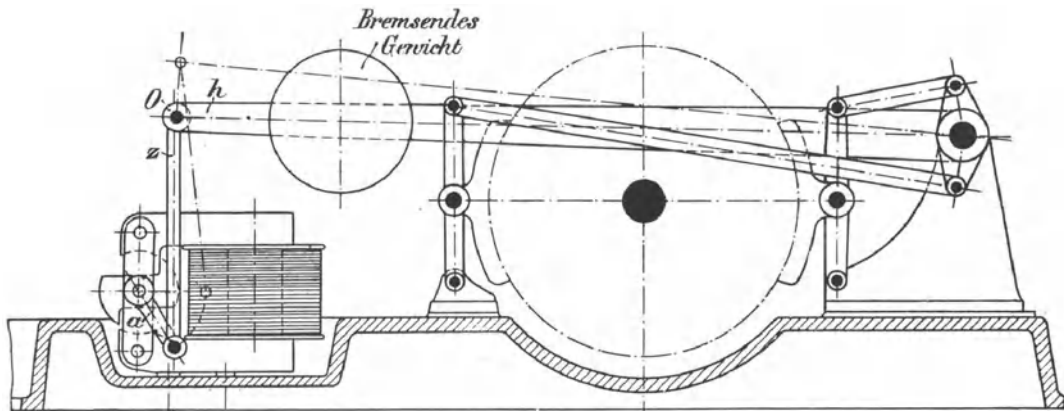


Fig. 165.

bremse anzieht, sobald der Elektromagnet stromlos ist, und gelüftet wird, wenn der Magnet den Anker zwischen die Polschuhe hineindreht.

Der Bremsmagnet wird mittelst seiner Fusschrauben oder seitlich so befestigt, dass die Zugstange *z* und der Hebel *a* bei gelöster Bremse einen Winkel β von ungefähr 90° , bei angezogener Bremse dagegen von annähernd 30° miteinander bilden.

Der Hebel *a* wird auf die Ankerachse derart aufgesetzt, dass er bei voll geöffneter Bremse einer von der Fabrik am Ankergestell angebrachten Kennmarke für das grösste magnetische Drehmoment der verschiedenen Ankerlagen gegenübersteht, damit, wie schon oben angedeutet, die allmähliche Zunahme des Belastungsmomentes, welche nach der Figur mit der Bewegung des Hebelwerkes beim Lüften der Bremse eintritt, durch die Zunahme des magnetischen Ankerdrehmomentes ausgeglichen wird.

Der Bremsmagnet wird hauptsächlich in folgenden drei Grössen benutzt:

Zeichnungsnummer	Grösstes Drehmoment in kgcm	Energieverbrauch in Watt	Gewicht in kg
K. 206 a	ungefähr 125	ungefähr 180	ungefähr 30
K. 206 b	„ 250	„ 280	„ 60
K. 206 c	„ 500	„ 540	„ 130

Ausserdem baut die Firma noch zwei Grössen für 60 kgcm und 30 kgcm.

Zur Entscheidung über die geeignete Wahl einer dieser Grössen für einen bestimmten Fall, zeichnet man die Verbindung zwischen Brems-

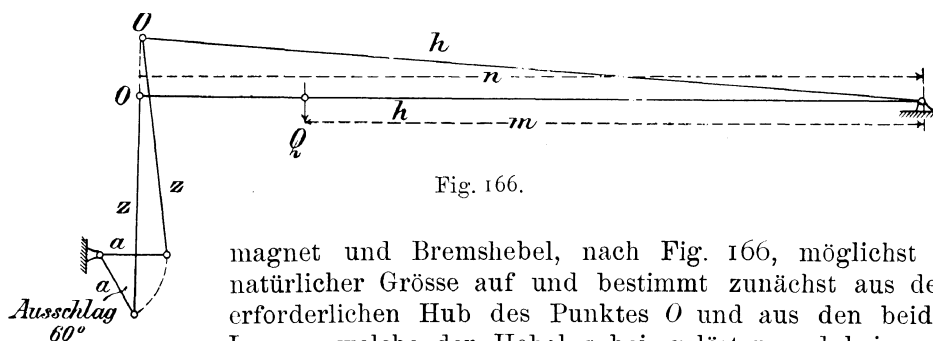


Fig. 166.

magnet und Bremshebel, nach Fig. 166, möglichst in natürlicher Grösse auf und bestimmt zunächst aus dem erforderlichen Hub des Punktes O und aus den beiden Lagen, welche der Hebel a bei gelöster und bei angezogener Bremse einnimmt, seine erforderliche Länge. Dann berechnet man die auf den Punkt O wirkende Kraft P des Bremsgewichtes Q

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

und erhält in dem Produkt Pa kgcm das vom Bremsmagnet auszuübende grösste Drehmoment, nach dessen Ziffernwerth die eine oder die andere Baugrösse des Magneten zu wählen ist. Die auftretenden Reibungswiderstände und Nebenkräfte sind nach den Angaben der Fabrik dadurch zu berücksichtigen, dass man den Rechnungswert um 25 % erhöht.

Ist beispielsweise $Q = 12$ und die erforderliche Hubhöhe des Punktes O 70 mm, die auf den Punkt O wirkende Belastung von Q

$$P = \frac{m}{n} Q = 10 \text{ kg},$$

und ergibt sich auf zeichnerischem Wege, dass eine Hebellänge a von 85 mm erforderlich ist, um den Punkt O um 70 mm zu heben, so ist das grösste, vom Bremsmagnetanker auszuübende Drehmoment $10 \cdot 8,5 = 85$ kgcm, wofür im Hinblick auf die Schätzung der zusätzlichen Widerstände $1,25 \cdot 85 = 100$ kgcm zu setzen ist. Dem gewählten Beispiel würde also von den Bremsmagneten der Firma der mit 125 kgcm Drehmoment reichlich genügen. Die Firma führt die Wicklungen bis für 500 Volt aus.

Drehstrommotor-Bremsmagnet von Schuckert.

D. R. G. M. 128 258.

Schuckert verwendet für Drehstrom einen Drehstrommotor mit Kurzschlussanker, Fig. 167, in der Weise als Bremsmagnet, dass der Motor durch einen federnden Anschlag für die Hubbegrenzung des mit einer Räderübersetzung

und einem Kurbelwerk angehängten Bremshebel nach wenigen Umdrehungen festgehalten wird und während der Hub- und Senkperiode unter Strom stehen bleibt. Beim Abstellen des Stromes sinkt das vorher gehobene Hebelgewicht, Fig. 169, in seine tiefste Lage, Fig. 168, zurück und dreht damit auch den Motor mit der Hubkurbel wieder in die Anfangsstellung.

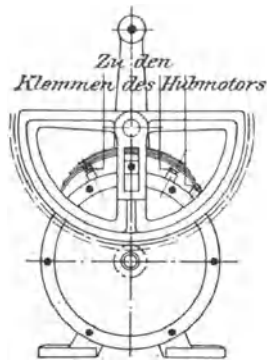


Fig. 167.

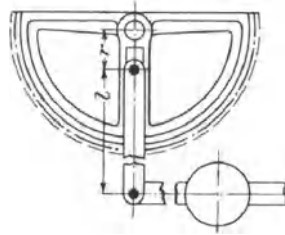


Fig. 168.

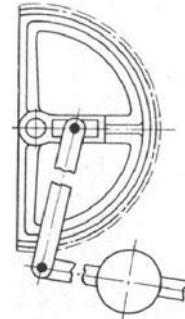


Fig. 169.

Der Bremsmotor wird ohne Schleifringe parallel zum Windenmotor angeschlossen und läuft daher beim jedesmaligen Anlassen der Maschine zum Heben oder Senken der Last mit dem Hauptmotor gleichzeitig und gleichsinnig an, indem die als Kurbelarm benutzte Speiche des verzahnten Radsegmentes, vom Ritzel der Bremsmotorachse angetrieben, aus der senkrechten Ruhelage nach rechts oder links aufsteigt und die Bremse in beiden Fällen rechtzeitig lüftet. Dabei ergibt sich ausserdem der Vortheil, dass das Belastungsmoment des Motors anfangs null ist und erst mit der Kurbeldrehung wächst, also der Anlauf möglichst leicht erfolgt.

Die Kurbelarmlänge r lässt sich durch Verstellen des Zapfens im Speichenschlitz des Radsegmentes verändern, um den Bremsmotor bei gleicher Hubarbeit für verschiedene Hubhöhen benutzen zu können, aber der Magnet arbeitet um so günstiger, je kleiner das Verhältniss $r:l$ ist, das jedenfalls $< 1:2$, womöglich etwa $1:5$ gewählt werden sollte. Im übrigen ist es auch vortheilhafter, den Bremshebel, wie gezeichnet, unten und nicht oben anzuordnen.

Zum Steigern des Anzugmomentes ist in den Läuferstromkreis ein besonderer Widerstand eingeschaltet und dieser in das hintere, von den Primärspulen entfernte Ende des Gehäuses eingebaut, damit die Erhitzung, welche während der Hubperioden der Bremse im festgehaltenen Kurzschlussanker eintritt, nicht die Primärwicklung gefährdet, sondern die Wärme in ausreichender Entfernung entsteht und möglichst ungefährlich unmittelbar in die umgebende Luft ausstrahlt.

Im Vergleich mit den einfachen Hubmagneten für Drehstrom besitzt die Verwendung des Motors zum Bremslüften den Vorzug wesentlich geringerer Phasenverschiebung und vermeidet vollkommen das lästige Brummen der gewöhnlichen Wechselstrommagnete, ohne im übrigen als Motor eine besondere Wartung zu verlangen, weil er nicht dauernd läuft. Ausser der Lagerschmierung ist nur sorgfältig darauf zu achten, dass das Kurbelgetriebe genügend leicht beweglich bleibt und beim Abstellen des Stromes sicher in die wirkungslose Mittellage für den vollkommenen Bremschluss und rechtzeitiges Lüften beim Neuanlassen zurückkehrt.

Die Drehstrommotor-Bremsmagnete werden von der Firma bis 300 Volt in zwei Grössen für 100 und 200 cmkg Hubarbeit geliefert.

4. Magnetische Kupplungen.

Ebenso wie mechanische Bremsen in vielen Fällen ohne wesentliche Änderung des konstruktiven Grundgedankens als Reibungskupplungen verwertbar werden können, lassen sich auch magnetische Bremsen als Kupplungen verwenden. In beiden Fällen ist für Bremsen die eine Hälfte der zweigliedrigen Konstruktionen festzuhalten, um durch den Widerstand zwischen beiden Theilen die Bewegung der anderen Hälfte zu vernichten. Für Kupplungen sind dagegen beide Hälften gegeneinander beweglich derart anzuordnen, dass beim Schliessen oder Erregen der Kupplung der laufende Theil den ruhenden mitnimmt. Ein Beispiel hierfür liefert u. a. die Sperrbremse mit Reibscheiben, Fig. 155, S. 196, von Schuckert, die in der Patentschrift 127 077 als magnetische Kupplung beschrieben ist und sich in dieser Form von der Ausführung als Bremse, Fig. 155, nur dadurch unterscheidet, dass der Spulenträger *E* nicht mit einem Maschinengestell fest verschraubt, sondern auf den Kopf der einen zu kuppelnden Welle und die Scheibe *B* auf den Kopf der anderen aufgekeilt wird, und dass hierbei dann der rotirenden Magnetspule Strom durch Schleiffedern zugeführt werden muss.

Die gleitende Verschiebung der Kupplungshälften in achsialer Richtung vermeidet O. Kammerer durch Anwendung einer dünnen selbstfedernden Blechscheibe für die eine Kupplungshälfte. D. R. P. 134 491.

Magnetische Kupplung von Siemens & Halske.

Siemens & Halske beseitigen die für alle magnetischen Kupplungen mit Erregerspulen in einer der beiden rotirenden Kupplungshälften erforderliche Stromzuführung durch Schleiffedern in geschickter Weise dadurch, dass sie die Spule in einem feststehenden, die eisernen Kupplungsscheiben umschliessenden Gehäuse unterbringen und die eine Kupplungshälfte in Feder und Nuth auf ihrer Welle verschiebbar anordnen, so dass sie durch den Kraftlinienfluss der Ringpole von der gegenüberstehenden Scheibe auf dem anderen Wellenkopf angezogen werden kann.

Ausführung und Anwendung dieser Bauart für auswechselbare Räder vorgelegt veranschaulicht Fig. 9 u. 10, Taf. 66, mit zwei getrennt erregbaren, nebeneinander liegenden Spulen für wechselweise Kupplung mit dem rechten oder linken Triebwerkzweig. Vergl. die zur Tafel gehörige Beschreibung, Bd. I, „Schmiedelaufkrahnen für die Poldihütte von Becker.“

H. Elektromagnete als Steuermagnete.

Die Zugkraft der Elektromagnete lässt sich, wie zum Heben belasteter Bremshebel selbstverständlich ganz allgemein für beliebige Hub-, Zug-, Druck- oder Schubbewegungen mit beschränkten Arbeitswegen benutzen. Derartig verwendete Elektromagnete bezeichnet man mit dem Sammelnamen: „Steuermagnete“. Ihr Verwendungsgebiet ist ausserordentlich gross und vielseitig. Lehrreiche Beispiele liefern u. a. der Steuermagnet des Stigler'schen Anlagers für den elektrisch betriebenen Personenaufzug im Friedrichsbau zu Stuttgart, Taf. 20, sowie die meisten der neueren, vollkommen elektrisch gesteuerten Aufzüge, deren Steuerwerk im vorliegenden Bande in dem späteren Kapitel „Knopfsteuerungen“ beschrieben ist, und vor allem die Selbstanlaser von Lahmeyer und Schuckert ebenda.

Die „Magnetische Steuerverriegelung mit elektrischem Hilfstrom für beliebige Aufzugesanlagen von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft“, im Bd. I, und der Nietlaufkrahnen von Becker ebendort mit

Taf. 60 zeigen weitere Anwendungsfälle, der Nietlaufkrahm im besonderen die Verwendung von Magneten zum Steuern mechanischer Wendegetriebe.

In allen diesen Fällen gelten für den Bau und die Kraftbestimmung der Magnete die S. 184 u. f. entwickelten Gesichtspunkte.

Die Steuerungen werden im allgemeinen, wie die Bremsmagnete, einfach wirkend gebaut. Für die rückläufige Bewegung sind deshalb getrennt erregte Gegenmagnete, gehobene Gewichte oder gespannte Federn erforderlich.

J. Schutzapparate für elektrisch betriebene Hebemaschinen.

Funkenlöscher.

Funken treten bei starken Stromschwankungen an allen Kontakten, an Bürsten, Kollektoren u. s. f. auf, vor allem aber beim Abstellen der elektrischen Maschinen durch die Selbstinduktion des abzuschaltenden Stromkreises. An verschiedenen Stellen und insbesondere bei der Erklärung der Hysteresiswirkung, S. 76, ist darauf hingewiesen, dass zum Erzeugen eines Feldes elektrische Arbeit aufgewendet werden muss, die beim Erlöschen der Felderregung wieder frei wird.

Verschwindet in einer Leitung der Strom und damit das Feld, so erzeugt die im Magnetfeld aufgespeicherte Energie eine den abnehmenden Strom wieder verstärkende elektromotorische Kraft, welche den sogenannten Extrastrom hervorruft.

Bei raschem Unterbrechen ist diese elektromotorische Kraft so gross, dass sie den Strom noch durch einen mehr oder minder grossen Luftweg zu treiben vermag und infolge der hierbei entstehenden hohen Temperatur die Kontakte verbrennt. Bei sehr starker Selbstinduktion kann sogar die Gefahr entstehen, dass die Isolation infolge der hohen Spannung durchschlagen wird.

Die Wirkung des Unterbrechungsfunkens äussert sich also um so stärker, je grösser die Selbstinduktion, d. h. das plötzlich frei werdende Arbeitsvermögen ist.

Der Funke selbst kennzeichnet sich als Stromschluss durch die Luft, und die ihn begleitenden Verbrennungserscheinungen erzeugen Metaldämpfe oder lösen kleine Theilchen glühender Kohle ab, die mitgerissen, die Leitfähigkeit des Luftweges derart erhöhen, dass die Netzspannung den Funkenstrom auch bei zunehmender Entfernung der Kontakte einige Zeit aufrecht zu erhalten vermag und hierdurch, ähnlich wie bei Bogenlampen, eine Art Lichtbogen erzeugt wird.

Aus der Erklärung des Vorganges ergeben sich die verschiedenen Hilfsmittel zum Beschränken und Unterdrücken der schädlichen Wirkungen.

1. Verwendung möglichst widerstandsfähiger Kontaktmaterialien oder solcher Stoffe, die wenigstens die Betriebsicherheit nicht gefährden und, soweit sie abgenützt werden, sich leicht ersetzen lassen. In dieser Hinsicht sind Kohlenkontakte den Stromschlussstücken aus Metall, insonderheit den Metalllegirungen, vorzuziehen, weil letztere durch Aussintern der leicht schmelzbaren Metalle sich sogar zusammenschmelzen können oder, wie man sagt, bis zur Unbeweglich-

Bemerkung: Schutzapparate, die auch bei anderer, nicht elektrischer Betriebsweise angewendet werden, wie z. B. Fangvorrichtungen u. a. m., sind schon in dem allgemeinen Abschnitt über Aufzüge, Band 1, beschrieben.

keit festbrennen. Reines Kupfer bewährt sich also besser als Bronze mit starkem Zinn- oder Zinkzusatz.

2. Möglichst rasches Unterbrechen des Stromes durch schnelles Ver­grössern des Luftweges, um die Dauer des Lichtbogens abzukürzen. Dies lässt sich durch Schnappschalter erreichen, die nach Einleitung der Öffnung selbstthätig durch Kniehebelfedern herausgerissen werden, oder durch gleichzeitige Unterbrechung der Leitung in ver­schiedenen Punkten, wodurch die Summe der Öffnungswege als Luftweg zur Wirkung gelangt und bei n Unterbrechungsstellen die Öffnungsgeschwindigkeit gewissermassen auf das n fache ge­steigert wird.
3. Das Ausblasen der Funken. Das Verfahren, hierfür einen mecha­nisch erzeugten Luftstrom in Thätigkeit zu setzen, ist nur für aussergewöhnlich grosse Schaltapparate und Motoren und auch hier nur hin und wieder benutzt, dagegen haben die magnetischen Funken­bläser, die sogenannten Blasmagnete, weite Verbreitung gefunden. Die Wirkung der Blasmagnete beruht auf dem Biot-Savart'schen Gesetz, S. 7 u. 8, wonach ein beweglicher Leiter in einem magne­tischen Felde senkrecht zur Seite getrieben wird, und somit auch der Funke, der nichts anderes ist, als ein beweglicher, strom­führender Leiter, seitlich ausweichen muss, sobald man ihn, wie in Fig. 170, in den Bereich eines Elektromagneten bringt. Die magnetischen Funkenbläser lassen sich für Wechsel­strom ebenso gut und wirksam ausführen, wie für Gleichstrom, denn bei einem Wechselstromunterbrecher ändert sich die Stromrichtung des Funkens und der Bläterspule stets gleichzeitig. Nach den Richtungs­regeln, S. 25, bleibt daher die Richtung, nach welcher der Funke geblasen wird, unverändert.

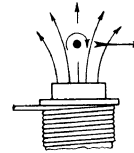


Fig. 170.

Am besten werden die Stromschlussstücke wagerecht geöffnet, weil dann der Funke frei nach oben entweichen kann und die Lufterwärmung den Lichtbogen selbstthätig nach oben krümmt, also den Widerstandsweg verlängert und damit das schnellere Ab­reissen des Funkenstroms begünstigt.

4. Siemens & Halske haben frühzeitig die selbstthätige Krümmung nach oben entweichender Funken durch die Lufterwärmung in Ver­bindung mit hornförmiger Krümmung der Leitungs­enden zu einer sich nach oben erweiternden Gabel, wie in der schematischen Fig. 171 angedeutet, be­nutzt, um den Unterbrechungsfunken ohne sonstige Hilfsmittel unschädlich verlaufen zu lassen. Auch andere Firmen sind diesem Beispiel gefolgt — vergl. die Stromschlussgabel des Kummer'schen Anlassers, Fig. 6, Taf. 73, wo der Unterbrechungsfunke vom Scheitel der Stromschlussgabel zwischen den Innen­flächen der sich scherenförmig öffnenden Winkel­schenkel mit zunehmender Länge bis zum Abreissen nach oben verläuft.

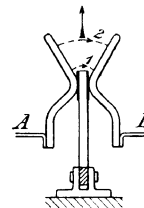


Fig. 171.

Die Siemens'sche Anordnung wurde zuerst zu Blitzschutzhörnern für elektrische Leitungen verwendet, welche den niederfahrenden Blitz auf dem nächsten Wege zur Erde führen und gleich darauf den Kurzschluss­funken zwischen Centrale und Erde unterbrechen sollen.

Hilfsauschalter zur Schonung der Hauptschaltkontakte beim Abstellen des Stromes.

D. R. P. 80018 von Siemens & Halske.

Beim Öffnen von Stromkreisen, in denen Spulen liegen, die durch den verschwindenden Strom eine starke Selbstinduktion erleiden, treten heftige und zerstörende Funkenerscheinungen auf, wenn nicht durch die Art der Schaltung der Strom vor dem Unterbrechen zuverlässig abgeschwächt wird oder sonstige Schutzvorkehrungen vorhanden sind. Ganz besonders leiden, abgesehen von den gefährdeten Isolierungen, die Anlasser und Umsteuerungen der Elektromotoren für Hebe­maschinen hierunter, die infolge des unterbrochenen Betriebes häufig an- und abgestellt werden, und, falls sie Metallkontakte besitzen, bisweilen, wie kurz vorher bemerkt, durch Schmelzen der Kontaktflächen bis zur Unbeweglichkeit festbrennen. Die Selbstinduktionswirkung tritt am stärksten auf, wenn der Strom nach langsamem Abschalten der Widerstände unterbrochen wird, weil der Motor dann Zeit gewinnt, mit verminderter Umlaufzahl in einen neuen Beharrungszustand überzugehen, für den der Strom wieder zu voller Höhe anschwillt.

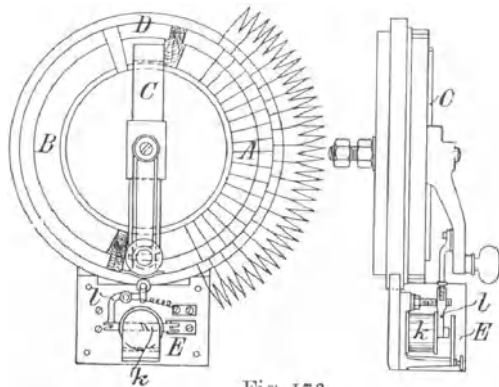


Fig. 172.

Die Vorschrift, den Ankerstrom nur bei voller Motorgeschwindigkeit durch rasches Vorschalten der Anlasswiderstände zu unterbrechen, kann im Krahn- und Aufzugbetrieb, ganz abgesehen von Fahrlässigkeiten, nicht immer befolgt werden. In Giessereien und Montierungswerkstätten lassen sich die Lasten unmittelbar mit dem Krahnmotor auf genau bestimmte

Punkte nur durch ganz kurze Schläge mit der Steuerung, d. h. nur durch ganz kurzes Ein- und rasches Wiederaus­schalten der elektrischen Betriebsmaschine einstellen. Häufige Unterbrechungen des kräftigen Anlaufstromes sind also hier unvermeidlich. Für schnellfahrende Aufzüge wird das Anhalten genau auf Stockwerkhöhe nicht selten in ähnlicher Weise durch Nachsteuern bewirkt, und zum sanften Anhalten muss die Motorgeschwindigkeit gegen Ende jeder Fahrt künstlich herabgedrückt werden. Ein bekanntes Schutzmittel bietet für diese Fälle die Anwendung eines Hilfsaus­schalters, der die Funkenbildung von den Anlasskontakten an eine andere, weniger empfindliche Stelle verlegt.

Der Hilfsauschalter von Siemens & Halske, Fig. 172—174, unterscheidet sich von anderen ähnlichen Apparaten dadurch, dass er

1. im regelrechten Betrieb des Motors stromlos ist und erst in dem Augenblick in den Stromkreis eingeschaltet wird, wo dieser unterbrochen werden soll,
2. dadurch, dass der zu unterbrechende Strom in den Hilfsaus­schalter erst nach vollständig vorgeschaltetem Anlasswiderstand übertritt, und die schliessliche vollständige Unterbrechung so in stark geschwächtem Zustande erfolgt.

Hierdurch wird der Vortheil gewonnen, dass der Hilfsauschalter sehr klein ausfällt und sich mit ganz einfachen Stromschluss­stücken ausführen lässt.

Die festliegende Kontaktbahn der mittelst Schaltkurbel drehbaren Strombrücke C besteht aus drei getrennten, leitenden Ringsektoren, A, B

und D , von denen A und B in der aus Fig. 173 und 174 ersichtlichen Weise in den Motorstromkreis eingeschaltet sind, und A ausserdem in die einzelnen Stromschlussstücke zwischen den Spulen des Anlasswiderstandes, Fig. 172, zerfällt. Die Anschlussleitung für den Hilfsausschalter E geht von dem Segment D aus und mündet in der Ringschiene B . In jeder Kurbelstellung, in der die Strombrücke C , wie in Fig. 174, durch ihre Schleifbürsten die Gleitbahnen A und B miteinander verbindet, ist der Motorstromkreis geschlossen. Der eintretende Strom gabelt sich an der Ankerbürste S_1 . Der eine Zweig geht durch die Feldmagnetspulen nach der Achse der Strombrücke und gelangt durch C und B in die Rücklaufleitung des Netzes, der andere Zweig geht durch den Anker an die Schleifbürste S_2 , von da an das obere Ende der Kontaktschiene A und je nach der Stellung der Strombrücke C , durch eine kleinere oder grössere Zahl von Widerstandspulen, bevor er durch die Brücke nach B und in die Rücklauf-

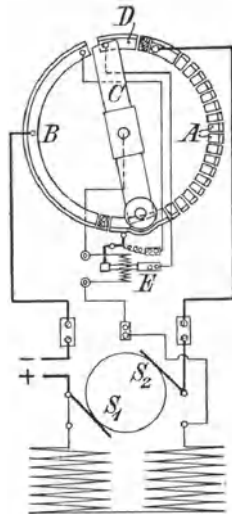


Fig. 173.

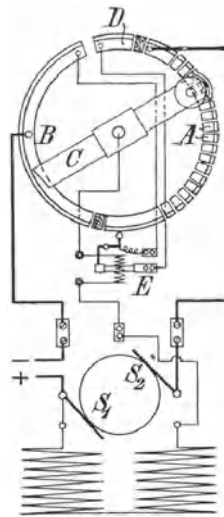


Fig. 174.

leitung entweicht. Der Hilfsausschalter bleibt während dieser Zeit stromlos, bis die Strombrücke nach vollständigem Vorschalten des ganzen Widerstandes in die Stellung Fig. 173 gelangt, und nun sowohl der Magnetstrom, wie der Ankerstrom, letzterer durch den Vorschaltwiderstand stark geschwächt, ihren Weg durch C über D und den Hilfsausschalter E nach B und in die Rücklaufleitung nehmen. Dreht man schliesslich die Schaltkurbel aus der Stellung Fig. 173 in die Ruhelage, Fig. 172, so drückt das hinter dem Kurbelarm angeschraubte Kurvenstück den drehbaren Arm l des Hilfsausschalters, der durch eine kleine Spiralfeder in seiner Schlusslage gesichert wird, nieder und öffnet den Stromkreis an dieser Stelle.

Um auch noch die Stromschluss­theile nach Möglichkeit zu schonen, verwenden Siemens & Halske kleine Kohlenausschalter und ordnen die Kontakte so an, dass sich der Öffnungslichtbogen quer zu der Richtung der Kraftlinien des Elektromagneten k bildet, damit er durch die bekannte Löschwirkung des magnetischen Feldes rasch ausgeblasen wird.

Das Feld muss eine solche Ausdehnung haben, dass der Lichtbogen das Feld nicht umgehen kann.

Schuckert baut stark beanspruchte Anlasser mit fortlaufender Funkenentziehung für alle Schaltübergänge in der später, S. 232, beschriebenen Form.

Schmelzsicherungen.

Um der Gefahr eines Kurzschlusses in der Leitung und dem Verbrennen von Motoren vorzubeugen, das eintreten kann, wenn etwa bei einer arbeitenden Maschine die Erregung zufällig unterbrochen wird, und damit die elektromotorische Gegenkraft verschwindet, schaltet man in die Leitung Schmelzsicherungen, d. h. kurze Verbindungsstücke aus leicht schmelzbaren Legierungen ein.

Nach den vom Verband deutscher Elektrotechniker herausgegebenen „Sicherheitsvorschriften für elektrische Starkstromanlagen“ gelten u. a. folgende Bestimmungen.

1. Nicht ausschaltbare Sicherungen müssen derart konstruiert oder angeordnet sein, dass sie auch unter Spannung gefahrlos gehandhabt werden können.
2. Die neutralen oder Nulleitungen von Mehrleiter- oder Mehrphasensystemen, sowie alle betriebsmässig geerdeten blanken Leitungen dürfen keine Sicherungen enthalten, dagegen sind alle übrigen Leitungen, die von der Schalttafel nach den Verbrauchstellen führen, durch Abschmelzsicherungen oder andere selbstthätige Stromunterbrecher zu schützen.
3. Die Stärke der zu verwendenden Sicherung richtet sich nach dem Querschnitt der zu schützenden Leitung in der Weise, dass die Normalstromstärke der Sicherung entweder gleich der höchsten, nach S. 147 zulässigen Betriebsstromstärke der Leitung oder schwächer zu wählen ist.

Mehrere Vertheilungsleitungen können eine gemeinsame Sicherung von höchstens 6 Ampère Normalstromstärke erhalten. Querschnittsverminderungen oder Abzweigungen jenseits dieser Sicherung brauchen in diesem Falle nicht weiter gesichert zu werden.

4. Die Abschmelzstromstärke der Sicherung soll das Doppelte ihrer Normalstromstärke sein. Sicherungen bis einschliesslich 50 Ampère Normalstromstärke müssen mindestens die $1\frac{1}{4}$ fache Normalstromstärke dauernd ertragen können; vom kalten Zustande aus plötzlich mit der doppelten Normalstromstärke belastet, müssen sie in längstens 2 Minuten abschmelzen.
5. Die Sicherungen sind derart zu konstruieren, dass beim Abschmelzen, auch bei Kurzschluss, in der gesicherten Leitung kein dauernder Lichtbogen entstehen kann.

In Innenräumen muss bei Sicherungen von 2 bis 20 Ampère Normalstromstärke durch die Konstruktion eine irrtümliche Verwendung zu starker Einsätze ausgeschlossen sein.

Bei Sicherungen dürfen weiche plastische Metalle und Legierungen nicht unmittelbar den Kontakt vermitteln, sondern es wird verlangt, dass die Schmelzdrähte oder Schmelzstreifen in Kontaktstücke aus Kupfer oder gleichgeeignetem Metall eingelöthet werden.

6. Die Maximalspannung und die Normalstromstärke sind auf dem auswechselbaren Einsatz der Sicherung zu verzeichnen.

Selbstthätige Starkstromausschalter.

Bauart Natalis, D.R.P. 115 807.*)

Die selbstthätigen Hebelausschalter für Starkstrom gewähren den gewöhnlichen Schmelzsicherungen gegenüber den Vortheil, dass sie im Betriebe geprüft und justirt werden können und unabhängig von der Dauer

*) Vergl. E. T. Z. 1901, S. 319.

des Starkstromes sofort bei seiner Entstehung wirken, indem sie auf magnetischem Wege die Klinkensperrung eines unter Federwirkung stehenden Schnappschalters auslösen.

Der Umstand, dass sie dann freilich auch bei ganz kurzen, vielleicht ungefährlich verlaufenden Stromstößen, denen eine Schmelzsicherung Widerstand leistet, in Thätigkeit treten, ist bei ihrer grösseren Zuverlässigkeit und jederzeit prüfungsfähigen Regulirung dadurch zu berücksichtigen, dass man sie nicht auf zu niedrige Stromschwankungen einstellt.

Sie finden eine ziemlich ausgedehnte Verwendung im Krahnbetrieb, als Schutz gegen Anheben übermässiger Lasten oder gegen Anlassen der Motoren bei angezogener Bremse, und sind selbstverständlich zum Wiedereinschalten im Bereich des Führerstandes anzubringen.

Die meisten Starkstromausschalter gestatten ein sofortiges Wiedereinschalten von Hand. Geschieht das, solange die Ursache des Starkstromes noch nicht verschwunden ist, so versagt der Apparat seine selbstthätige Schutzwirkung, wenn sein Griff mit der Hand noch beim Einschalten festgehalten wird. Das Mittel, sich hiergegen durch einen besonderen gewöhnlichen Handausschalter zu sichern, der die Leitung erst wieder schliesst, nachdem der selbstthätige Sicherheitschalter eingerückt ist, bietet keinen ausreichenden Schutz, falls es möglich ist, auch gegen die Betriebsvorschriften die umgekehrte Schaltfolge zu wählen.

Oberingenieur Natalis der E. A. G., vormals Schuckert & Co., verbindet den selbstthätigen Ausschalter mit dem Hilfschalter in der Weise zwangsläufig, dass beide durch entgegengesetzten Ausschlag eines einzigen Handgriffes eingelegt werden, aber ein Sperrwerk das Schliessen des Hilfschalters erst gestattet, nachdem der selbstthätige Kontakthebel bereits in seine betriebsfähige Lage gebracht ist.

Fig. 175 stellt den selbstthätigen Ausschalt­hebel in geöffnetem Zustande dar.

Der Kontakthebel b_1 ist mit dem Sperrsegment w und dem Handgriff b vereinigt lose auf der Achse a drehbar und umfasst mit einem doppelten Satz Kupferfedern einerseits das Stromzuführungshorn e , andererseits den mit der Achse a fest verbundenen elektromagnetisch ausschaltbaren Stromschlusshebel c , dessen Kopf Kupferfedern für die Kontaktflächen f trägt und durch ein vorspringendes Scheibensegment seiner Nabe in der gezeichneten Stellung die Sperrklinke v von w zurückhält. Ein dritter Hebel d mit dem Kohlenkontakt g ist nur durch die Spiralfeder k mit c gekuppelt und im übrigen auf der Achse a lose drehbar, um aus dem weiter unten angegebenen Grunde eine relative Bewegung von c gegen d zu gestatten.

Zum Schliessen des ausgelösten Schalthebels c wird der Handgriff b nach oben gedreht und zunächst b_1 vom Kontakthorn e abgezogen, dafür aber durch den Hornanschlag i der Hebel c mit seiner Achse a und dem Spannarm der Feder o im Sinne des Uhrzeigers bewegt, bis die Kohlen-

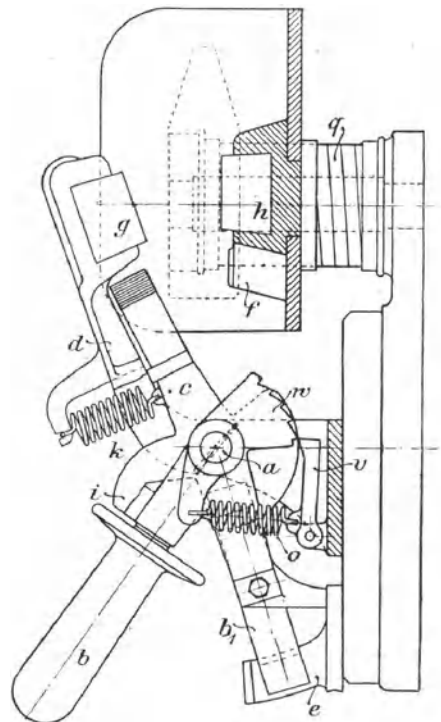


Fig. 175.

kontakte g und h durch den mitgeschleppten Hebel d zur Berührung kommen. Dann drückt man den Hebel c , unter Überwindung des Federdruckes von k , weiter, um auch den mit dem Nebenkontakt h leitend verbundenen Metallkontakt f durch Einpressen der Kopfbürste von c zu schliessen. In

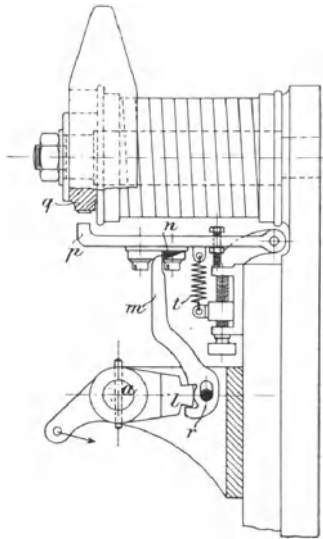


Fig. 176.

dieser Lage übernimmt das Hebelsperrwerk lmn , Fig. 176, die Abstützung des selbstthätigen Ausschalters gegen die gespannte Auslösefeder o , indem der Hebelarm l der Achse a während der vorangegangenen Drehung zunächst den um r drehbaren Hebel m zurückdrängt und schliesslich, wie gezeichnet, in seinen Ausschnitt einschneidet.

Die Spitze von m stützt sich dann gegen die Brust der dreieckigen Ankernase n und gleitet von dieser erst ab, sobald der Sperranker p durch Starkstrom von dem darüber liegenden Schenkel q des Elektromagneten angezogen wird. In diesem Augenblick reisst die gespannte Feder o die Welle a zurück und die Schalthebel c und d von ihren Stromschlüssstücken ab.

Die eigenartige Verriegelung von l durch den Zwischenhebel m vermittelt eine sehr starke Kraftübersetzung zwischen dem Federzug von o

und dem Sperrdruck der Hebelspitze von m gegen n , sodass zum Auslösen und Überwinden der Stützreibung eine sehr mässige magnetische Kraft genügt und, je nach der Einstellung der Justirfedern, die Auslösung stets bei gleicher Stromstärke mit solcher Empfindlichkeit erfolgt, dass der Apparat nicht nur bei Überlastungen, sondern bereits bei kurzen Stromstössen wirkt. Das Langloch im Hebel m für den Drehbolzen r erleichtert das Wiedereinschalten des Apparates wesentlich, weil m um die freie Schlitzlänge beim selbstthätigen Ausschalten nach unten fällt und beim Wiedereintrücken sich mit seiner Spitze frei unter der Nase n des Ankerhebels durchbewegt, ohne die Federspannung von t überwinden zu müssen. Erst nachdem l wieder in den unteren Ausschnitt von m eingeschneidet ist, hebt der Federzug von o den Hebel m durch l wieder in die gezeichnete Lage, sodass die Hebelspitze sich vor die Brust von n legt und die Sperrung aufs neue übernimmt.

Die Magnetspule enthält nur wenige Windungen der Hauptstromleitung und dient gleichzeitig, in Verbindung mit ihrem anderen Schenkel, als Funkenlöscherspule für den Kohlenkontakt g h . Die in Fig. 175 zwischen den Magnetpolen angedeutete Tafel drängt das Blasfeld zum Verstärken seiner Wirkung möglichst zusammen, und zwar mit so gutem Erfolge, dass selbst leicht brennbare Körper, wie Baumwollfaden oder Seidenpapier, unmittelbar an der Ausschaltstelle aufgelegt, sich bei Kurzschlüssen bis 6000 Amp. noch nicht entzünden.

Zur Betriebsfähigkeit des Apparates ist nach dem Schliessen der selbstthätigen Ausschaltthebel zunächst noch der Schalthebel b_1 wieder auf das Stromhorn e zurückzudrehen, was bei der Sperrzahnrichtung von w und der losen Anordnung des Hebelwerkes b b_1 auf der Achse ungehindert von statten geht. Nachdem aber b wieder in die gezeichnete Stellung nach unten umgelegt ist, überdeckt die mit c verbundene Schutzscheibe hinter w in der Stromschlusslage von c das Sperrsegment w nicht mehr, und der Versuch, den Handschalter b_1 bei geschlossenem selbstthätigem Hebel c zu öffnen, wird durch die Sperrklinke v ebenso zwangsläufig gehindert, wie umgekehrt,

nach der voranstehenden Beschreibung, bei offenen Kontakten des selbstthätigen Schalters, zuerst *b* ausgerückt werden muss, um *c* zu schliessen.

Das Bedürfniss, gelegentlich die Stromschlusstücke nachzusehen und zu reinigen, ist dadurch berücksichtigt, dass ein isolirter Handgriff auf der Drehachse des Magnetankers *p* gestattet, den selbstthätigen Schalter auch von Hand in die gezeichnete Lage, Fig. 175, zu bringen.

Die Verbindung des Metallkontaktes *f* mit den im Nebenschluss liegenden Kohlenkontakten *gh* bietet den Vortheil, dass sich durch den federn den Schlepphebel *d* beim selbstthätigen Ausschalten anfangs *f* allein und deshalb funkenfrei lüftet, der Kohlenkontakt *gh* dagegen erst kurz darauf, nachdem die Auslösefeder *o* bereits den Klemmwiderstand von *f* überwunden hat, rasch und kräftig auseinander gerissen wird.

In regelrechtem Zustande, d. h. bei nicht übermässig abgenutzten Kohlenstiften tritt der Öffnungsfunke lediglich zwischen den Kohlen auf. Zur grösseren Sicherheit ist aber auch der Metallkontakt noch möglichst in das Wirkungsfeld der Blasspule gerückt.

Eine vorzüglich leitende Kupferkohle von nur 70 Millivolt Spannungsverlust bei 100 Amp. lenkt durch den äusserst geringen Widerstand die Funkenbildung ganz auf sich ab und bewirkt eine sehr schnelle Entladung der Leitung bevor die Spannung gefährlich anschwillt, und ohne glühende Theile umherzuspritzen, welche die Umgebung gefährden könnten.

Aus dem Schaltschema, Fig. 177, ist die einfache Stromleitung zu entnehmen. Der Strom tritt unten in den Apparat ein, läuft durch das Hebelwerk *bcd* und verzweigt sich dann nach den beiden Magnetspulen, um sich dahinter wieder in der Speiseleitung zu vereinigen.

Schuckert liefert die Apparate in verschiedenen Abstufungen bis zu 2000 Amp.

Im allgemeinen ist bei den selbstthätigen Starkstromausschaltern, ebenso wie bei allen übrigen elektrischen Apparaten mit Arbeitsfedern, darauf zu achten, dass Spiralfedern nicht zur Stromleitung herangezogen und auch gegen zufälligen Stromdurchgang gut isolirt, ausserdem möglichst gegen indirekte Erhitzung durch benachbarte Wärmestrahlung geschützt werden, um Veränderungen der Federkraft durch Wärmedehnung oder Ausglühen zu vermeiden.

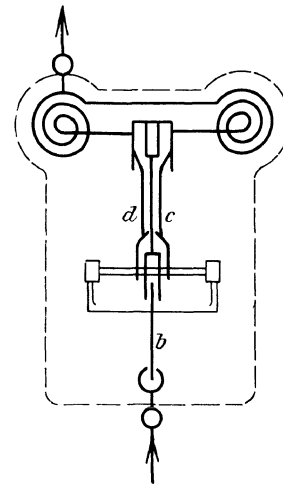


Fig. 177.

Warnsignale.

Warnsignale finden in Form elektrischer Klingelwerke im Krahnbetrieb mehrfach Verwendung, um den Krahnführer zum Abstellen des Motors zu veranlassen, wenn Bühne oder Katze im Begriff sind, die äusserste regelrechte Fahrgrenze zu überschreiten oder der Haken über die normale Hubhöhe emporsteigt. In allen diesen Fällen genügt ein nachgiebiger Kontakt an den Grenzpunkten, um durch das Eintreffen des Krahnwagens oder der Hakenflasche den Stromkreis des Läutewerkes zu schliessen. Hin und wieder werden gleichzeitig mit der Alarmglocke auch farbige Glühlampen im Gesichtskreis des Führers durch den Stromschluss in Thätigkeit gesetzt.

Zum Anzeigen gefahrdrohender Überschreitung der höchsten zulässigen Umlaufzahl von Hauptstrommotoren, die nach dem Bau der Maschinen im allgemeinen etwa das Doppelte der normalen für volle Belastung beträgt, benutzt man Centrifugalklingelwerke, die u. a. von Schuckert geliefert werden.

Zum Schutz gegen Überschreiten der äussersten Fahr- und Hubgrenzen werden im übrigen auch vor allem unmittelbar oder durch Kopirwerke der Bewegung in Thätigkeit gesetzte Nothauschalter zum sofortigen Unterbrechen des Betriebstromes angeordnet, für die nachstehend einige Beispiele aus dem Aufzugbetrieb zur Ergänzung der im ersten Bande behandelten rein mechanischen Selbstabsteller beschrieben sind.

Nothauschalter.

Sprague's Nothauschalter zur Hubbegrenzung elektrisch betriebener Winden.

Die selbstthätigen Nothauschalter, die bei allen Aufzügen, zum Theil auch bei Krahnen angewendet werden, um das Überschreiten der höchsten Laststellung oder der äussersten Fahrgrenzen zu verhindern, lassen sich für elektrisch betriebene Hebemassen als Stromunterbrecher ausbilden. Hierbei empfiehlt es sich, dafür zu sorgen, dass der Beginn des Ausschaltens durch die mechanische Einwirkung der an der Hubgrenze eintreffenden Fahrzelle, oder eines unmittelbar von der Winde bewegten Mitnehmers

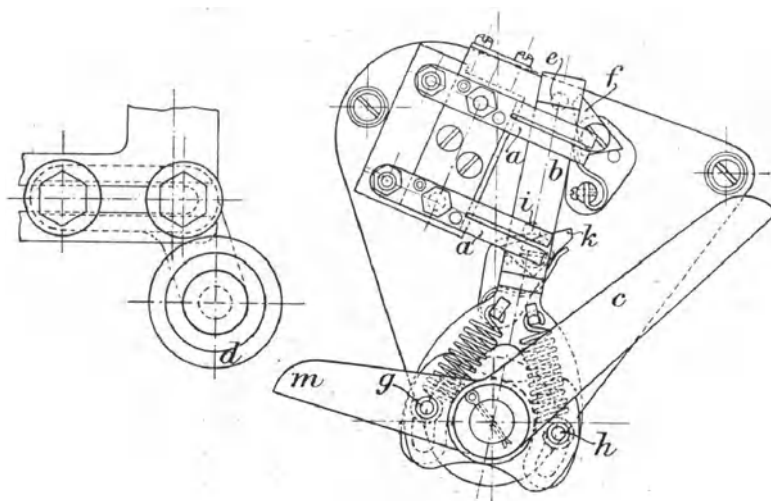


Fig. 178.

zuverlässig eingeleitet und gleichzeitig mit dem beginnenden Lüften des Schalters eine kräftige Feder gespannt wird, welche schliesslich die Stromunterbrechung mit grosser Energie und plötzlich bewirkt, um das Verbrennen der Stromschlussflächen durch zögerndes Öffnen und funkenbildende Zwischenlagen zu verhüten. Diese Vorsicht ist vor allem für Metallausschalter geboten, die durch Brandstellen leicht schwerbeweglich werden. Die Wiederherstellung des Stromschlusses sollte in gleicher Weise mit möglichst kräftiger, plötzlicher Schnappwirkung herbeigeführt werden.

Diesen Forderungen entspricht der von Sprague benutzte Nothschalter Fig. 178.*) Auf der Drehachse des Schaltwinkelhebels *mc* sitzt eine Scheibe mit zwei Stiftbolzen *g* und *h*, welche in die concentrisch zur Drehachse ausgeführten Schlitze des unten gabelförmig gestalteten Schaltmessers *b* eingreifen und dasselbe tragen. Zwei kräftige, einerseits an den Bolzen, anderseits am Schaltmesser befestigte Spiralfedern ziehen das Messer fest auf die Stützbolzen in die gezeichnete Schlusslage nieder.

*) American Machinist. October 1896.

Beim Eintreffen der Fahrzelle oder eines unmittelbar von der Winde bethätigten Hubstoppers läuft die hiermit verbundene Rolle d auf den Hebel c und drückt ihn nieder. Der Stützbolzen g drängt das Schaltmesser in die Höhe, weil der Anschlagstift e am Messer durch Zusammentreffen mit der nur nach links drehbaren Sperrnase f die einfache Drehung hindert. Während der Hemmstift e an der Sperrnase f in die Höhe steigt, spannt der abwärts gedrehte Bolzen h seine Spiralfeder. Unter der Einwirkung dieser Federkraft schnappt das Schaltmesser b plötzlich aus den Stromschlüssen a heraus, sobald e den höchsten Punkt von f überschreitet. Der zweite, weiter unten im Schaltmesser eingesetzte Sperrstift i gleitet dabei ungehindert über die nach rechts ausweichende Sperrnase k fort. Die anfänglich steigende und wiegende Bewegung des Schaltmessers entspricht ganz der Art, wie man erfahrungsmässig am leichtesten einen festgeklemmten Körper von Hand aus seiner Klemmlage befreit.

Umgekehrt wird beim Zurückziehen der Rolle d der Einrückhebel m niedergedrückt und das Schaltmesser durch den Stützbolzen h gehoben. Der vorher über die Sperrnase k fortgeglittene Stift i gleitet aussen an der Rückenfläche von k in die Höhe, wobei sich die Spiralfeder des Bolzens g spannt und das Schaltmesser kräftig in die Stromschlüssen a zurückwirft, sobald i von rechts über den höchsten Punkt der Nase k fortgleitet.

In neuerer Zeit werden von den Elektrizitätsfirmen auch Nothaus­schalter geliefert, die sich selbstthätig wieder schliessen. Weitere Beispiele von Nothaus­schaltern an den Fahrgrenzen finden sich z. B. auf Taf. 20, Personenaufzug mit elektrischem Betrieb im Friedrichsbau, Stuttgart, von A. Stigler, mit Beschreibung und zugehörigen Textfiguren in Bd. I, sowie in der Beschreibung der Knopfsteuerung von Schuckert, Bd. II und in verschiedenen Schalt­schemen dieses Bandes.

Verbindung der Stromausschaltung mit der Fangvorrichtung für elektrische Aufzüge.

D. R. P. 68885 der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft benutzt zum Abstellen des Motors beim Fangen von Aufzügen einen Stromunterbrecher, der abweichend von den sonst verbreiteten Anordnungen unmittelbar durch das Fangwerk selbst in Thätigkeit gesetzt wird und das Wiedereinschalten des Stromes von der Fahrzelle aus ermöglicht.

Zu dem Zweck wird der Betriebsstrom, bevor er in den Windenmotor eintritt, durch einen doppelpoligen Ausschalter d unter der tiefsten Fahr­stuhl­stellung, Fig. 179, im Schacht geleitet, dessen Schalthebel durch Ge­wichtsbelastung den Stromschluss aufrecht erhält oder nach Unterbrechungen wieder herbeiführt. Der Hebel ist ausserdem an ein nach oben geführtes Zugseil angeschlossen, das sich durch eine Spannvorrichtung im höchsten Punkt an der Aufhängung im Schachtkopf genau auf die erforderliche Länge einstellen lässt. Dieses Seil wird durch eine Leitrolle n über und unter den Kopffrollen b eines Winkelhebels a auf der Fahrzellendecke abgelenkt, dessen Arme im regelrechten Betrieb wagerecht und senkrecht stehen und sowohl durch die Seilspannung, wie durch eine besondere Sperr­klinke in dieser Lage gesichert werden. Sobald die Fangvorrichtung in Thätigkeit tritt, löst ihr Hebelaus­schlag die Sperrung des Winkelhebels aus. Die Hebelarme kippen unter der Wirkung einer bis dahin dauernd gespannten Feder nach hinten um, verkürzen dadurch das Ausschaltseil und reissen den Stromhebel aus seiner Schlusststellung nach oben, wie in Fig. 180 dargestellt ist.

In der Ausführung ist die Wurffeder *f* des Winkelhebels als Torsionsfeder auf die Hebelrehachse gesetzt. Ein Sperrhaken *h*, Fig. 181—183, greift über den wagerechten Arm des Winkelhebels *a* fort und wird in dieser Lage durch die gewundene Hilfsfeder *k* gesichert, welche auf die schwanzförmige Verlängerung der Klinke drückt. Die Sperrklinke *h* ist durch eine Lenkschiene mit einem gegenüber stehen-

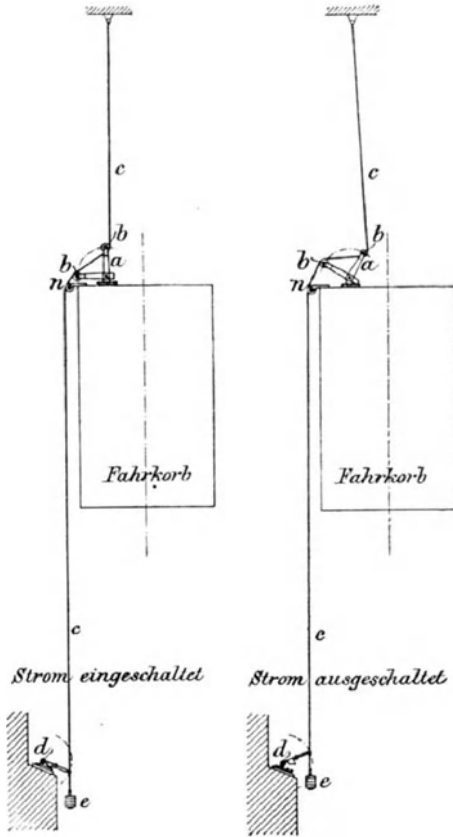


Fig. 179.

Fig. 180.

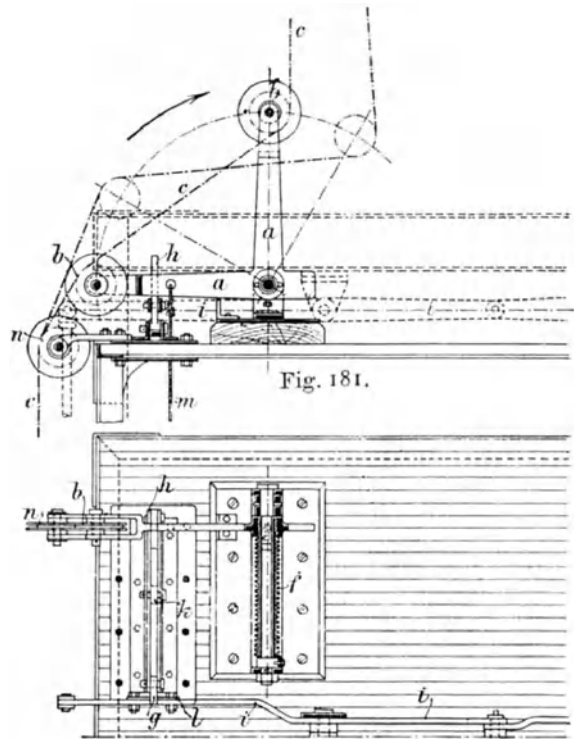


Fig. 182.

den Dreharm *g* gekuppelt, der sich mit seinem nach hinten überhängenden Rücken gegen einen der Fanghebel *i* abstützt. Zur genauen Justirung der Stützlage wird eine senkrecht verstellbare Auflage-schiene *l* gegen *i* festgeschraubt. Sobald die Fangvorrichtung in Thätigkeit tritt, steigt der Hebelarm *i* mit dem angehängten Fangkeile in die Höhe, drückt den Dreharm *g*, sowie durch die Kuppelschiene auch den Sperrhaken *h* nach links, und überlässt den Winkelhebelarm *a* zum Ausrücken des Stromschalthebels der freien Einwirkung der Wurffeder *f*.

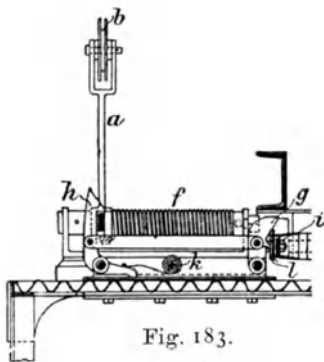


Fig. 183.

Der Betrieb kann nach dem Fangen von der Kabine aus wieder aufgenommen werden, weil sich der umgekippte Winkelhebel durch ein am unteren Winkelarme befestigtes und in die Fahrzelle hinabhängendes Seil *m* wieder zum Stromschluss in die Sperrlage zurückziehen lässt. Bevor dies geschieht,

muss bei Steuerungen mit gewöhnlichen Anlassern der Steuerzug, der während des Fangens auf Niederfahrt stand, in die Abstelllage gebracht werden. Sonst tritt der Strom mit gefahrbringendem Stoss ohne Vorschaltwiderstand in den Motor beim Wiederschliessen des Stromkreises.

Bei vorsichtigem Anfahren hebt sich die Fahrzelle durch die Winde von den Fangkeilen ab und ist aufs neue betriebsfähig.

Die Möglichkeit, den Betrieb von der Fahrzelle aus wieder aufnehmen zu können, ist werthvoll, weil bisweilen Fangvorrichtungen auch zufällig in Thätigkeit treten, und ohne die beschriebene Einrichtung dann der Fahrstuhlwärter mit den anderen Insassen unter Umständen mitten im Schacht gefangen gehalten wird, ohne selbst den Aufzug wieder frei machen zu können.*) An Stelle einer Nothaussteigöffnung in der Fahrzellendecke und Steigeisen im Schacht, welche dem Führer eine Möglichkeit gewähren sollen, nach aussen zu gelangen, begnügt man sich mit einem Alarmläutewerk. In der Maschinenkammer, wie an der Kabinenaufhängung sind aber die nöthigen Vorkehrungen zu treffen, um die Fahrzelle bis zum nächsten Schachtausgang emporzuwinden.

Die unmittelbare Bethätigung des Stromausschalters von den Fanghebeln, an Stelle der sonst üblichen, die erst durch das Schlappwerden der Fahrstuhlseile nach dem Fangen eintritt, bietet, vorzüglich in Verbindung mit einer magnetischen Bremse, die ebenfalls sofort mit der Stromunterbrechung selbstthätig einfällt, einen vertrauenswürdigen Schutz gegen die Bildung von Hängeseil. Stark durchhängende Seile schlagen meist auch aus ihren Trommelrillen und Führungsrollen heraus und müssen zunächst durch Ordnen und vorsichtiges Zurückdrehen der Winde von Hand wieder in ihre richtige Lage gebracht und straffgezogen werden. Immerhin ist auch bei der vorstehend beschriebenen Konstruktion die Vorsicht geboten, dass der Maschinist unter allen Umständen sofort nach dem Erreichen des nächsten Schachtausganges den Fahrstuhlbetrieb einstellt, um sich in der Maschinenkammer und an der Seilführung davon zu überzeugen, dass nach dem Fangen alles wieder in Ordnung ist.

Für die Stromausschalter verdienen Kohlenkontakte mit abschwächender Lichtbogenbildung, im Vergleich mit den gewöhnlichen Metallausschaltern den Vorzug, wenn nicht sonst ausreichend zuverlässige Schutzvorkehrungen gegen Beschädigung des Motors bei plötzlichem Öffnen des Stromkreises vorhanden sind.

Selbstabsteller des Elektromotors in Verbindung mit einer von Hand bethätigten Riemenaustrückung für Personen-Paternoster-Aufzüge.

D. R. G. M. 179388 von F. Scheer in Stuttgart.

Die in Bd. I beschriebenen Personen-Paternosteraufzüge sind mit einer vor dem Schacht durch alle Stockwerke laufenden Austrückstange versehen, die in Nothrillen oder für Betriebspausen in Thätigkeit gesetzt wird, um den Riemen des Rädervorgeleges von der Festscheibe auf die lose überzuführen. F. Scheer, Maschinist im Stuttgarter Rathhaus, hat für die dort befindliche Aufzugsanlage die in Fig. 184 u. 185, S. 218, wiedergegebene Anordnung getroffen, um gleichzeitig mit dem Abstellen des Aufzuges auch den entfernt stehenden Elektromotor abzuschalten und hierdurch vor allem zu verhindern, dass Unberufene den Aufzug wieder durch die Riemenaustrückstange in Gang setzen können, weil bei dem offenen Schacht und den in verschiedenen Stellungen befindlichen Fahrzellen hierbei Unfälle zu befürchten sind. Fig. 184 veranschaulicht den Apparat mit eingeschaltetem Motor, Fig. 185 nach beendeter Selbstabstellung.

*) Erfolgt das Fangen durch Seilbruch oder durch dauernde Seildehnung, so zieht bei den gewöhnlichen zweiseitigen Fangvorrichtungen der Versuch, den Fahrstuhl mit der Aufzugmaschine in die Höhe zu ziehen, die Fangvorrichtung erst recht fest. Für diesen Fall ist also auch die besprochene Vorkehrung mit dem Hilfseil *m* von keinem Nutzen.

Am Kopf der Schaltkurbel *h* ist ein Winkelhebel *i* starr befestigt, dessen einer Arm durch den über Leitrollen geführten Schnurzug *l* unter Einwirkung des zum raschen selbstthätigen Abstellen bestimmten Fallgewichtes *k* steht, aber während des regelrechten Betriebes durch das Hakenmaul am Ende des anderen Winkelarmes am Stift *g* des durch eine doppeltgekrümmte Stützfeder *f* in senkrechter Stellung festgehaltenen hölzernen Sperrhebels hängt und am Umschnappen gehindert wird. Sobald jedoch die vom

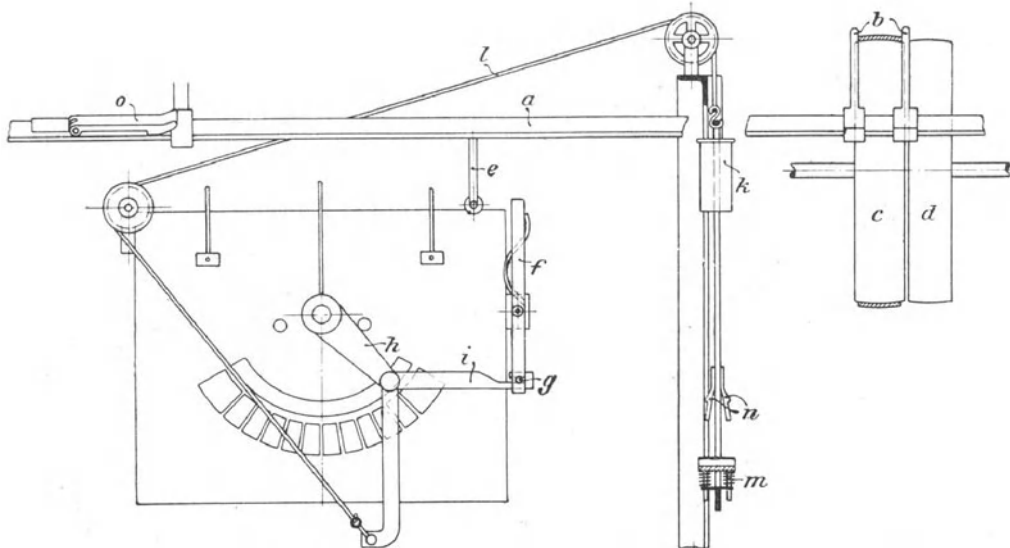


Fig. 184.

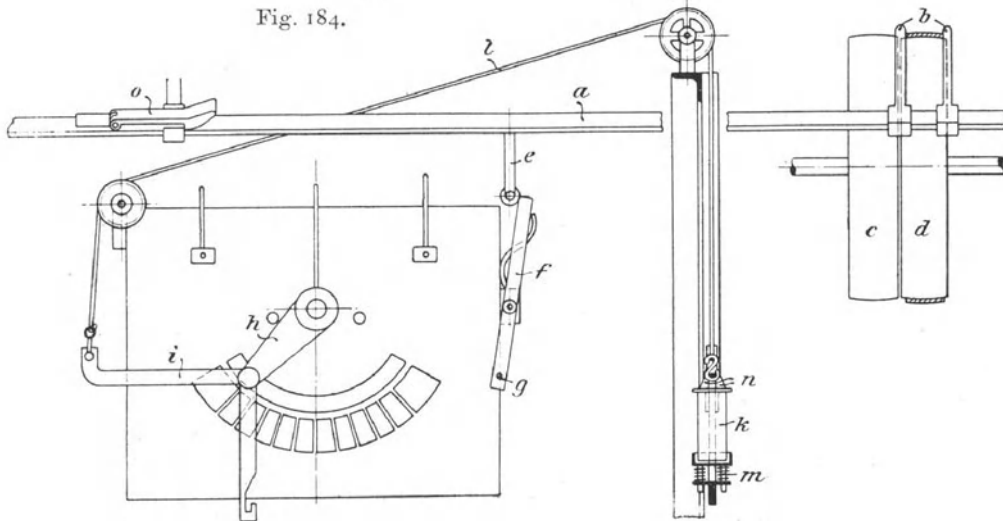


Fig. 185.

Schachtgehänge aus bethätigte Riemenführerstange *a* zum Überleiten des Riemens von der Festscheibe *c* auf die lose *d* von links nach rechts verschoben wird, legt der Mitnehmerarm *e* den Sperrhebel nach rechts um, Fig. 185, und giebt dadurch die Schaltkurbel frei, die nunmehr durch das frei fallende Gewicht *k* rasch beschleunigt, über alle Widerstandskontakte des Anlассers nach links herumschnellt und den Motor still stellt.

Das Gewicht *k* wird am Ende seiner Fallbahn durch eine auf Spiralfedern abgestützte Gummiplatte *m* sanft abgefangen und sofort zur Ruhe gebracht, indem die federnden Sperrnasen *n* auf seiner Führungstange, über

die es beim Niederfallen fortgeglitten ist, ein Zurückschnellen der Pufferfedern verhindern. Ein fester Anschlag auf dem Schaltbrett begrenzt ausserdem die äusserste Lage der Schaltkurbel. Schliesslich sperrt noch die Falle *o*, welche an der Riemenführerstange mit einem Zapfengelenk befestigt ist und durch die vorangegangene Stangenverschiebung über ein festes Führungsauge der Stange fortgreift, die Ausrückstange und verhindert, dass der Riemen vom Schacht aus von der Losscheibe auf die Arbeitsscheibe *c* zurückgezogen werden kann.

Zum Wiederanlassen des Elektromotors ist die Schaltkurbel bei ausgehängter Gewichtsschnur bis zur Aufhängung am Sperrstift *g* zurückzudrehen. Hierauf legt man die Falle *o* um und führt den Riemen durch die Stange *a* und die inzwischen vom angelaufenen Motor wieder in Gang gesetzte Transmission auf seine Arbeitsscheibe *c* über. Schliesslich ist noch das Ausschaltgewicht *k* in den Schnurzug einzuschalten und die Sicherungsfalle *o* in ihre Funktionslage zurückzuklappen, um den ganzen Apparat aufs neue in volle Dienstbereitschaft zu setzen.

Die Ausführung arbeitet durchaus zufriedenstellend und hat sich als sehr nützlich erwiesen.

Sicherung der Stromwendermittellage gegen unbeabsichtigtes Umsteuern.

Die Eigenschaft der Elektromotoren, dass sie nach dem Abstellen des Stromes noch weiter laufen, bis die lebendige Kraft des Ankers und der damit gekuppelten Hebe­maschin­triebwerke durch Bremsen vernichtet ist, führt zu einer gewissen Ungenauigkeit zwischen den Wirkungen der elektrischen und mechanischen Abstellvorrichtungen und erschwert die Zuverlässigkeit des Steuerns erheblich. Das ist ganz besonders der Fall, wenn mechanische Selbstabsteller zum Anhalten in bestimmten Stockwerken oder für die Endstellungen in Wirkung treten, weil dann der Fahrstuhl oder seine Winde die Steuerung in die Mittellage zurückschleppt und den Stromwender über seine mittlere Ruhestellung hinausdreht, falls der Steuerzug vollkommen zwangsläufig mit ihm verbunden ist. Der Stromwender überschreitet seine Mittellage um so mehr, je später die Winde nach der Stromunterbrechung zur Ruhe kommt. Derartige Verzögerungen der Abstellperiode treten am stärksten bei schnelllaufenden Aufzügen und Krähnen auf. Ausserdem wächst die zu vernichtende Bewegungsenergie mit der Grösse der bewegten Triebwerk­massen und Lasten und ist wegen der Fallbeschleunigung beim Heben und Senken im allgemeinen verschieden. Auch diese Grössen beeinflussen also die Dauer der Abstellperiode.

Unter solchen Verhältnissen wird die Gefahr des selbstthätigen, unbeabsichtigten Übersteuerns, die sogar bei hydraulischen Hebezeugen keineswegs ausgeschlossen ist, für elektrische Anlagen am grössten und verlangt besondere Vorsichtsmassregeln und eigenartig durchgebildete Steuerungen, weil hier durch die plötzliche Stromumkehr beim Übersteuern auch noch der Motor zerstört werden kann.

Bis zu einem gewissen Grade lässt sich die Gefahr des Übersteuerns dadurch einschränken, dass man dem Stromwender reichlich toten Gang zwischen den entgegengesetzten Arbeitstellungen giebt und durch eine kräftige, gleichzeitig mit der Stromunterbrechung einfallende Bremse die Auslaufperiode des Triebwerks möglichst abkürzt. Besitzen die in Bewegung befindlichen Massen eine grosse lebendige Kraft, so rufen aber plötzlich und kräftig wirkende Bremsen Stösse hervor, die Brüche im Gefolge haben können. Es bleibt in solchen Fällen zunächst der Ausweg offen, die Motorumlau­fzahl vor dem Abstellen durch langsames Vorschalten

von Widerständen herabzusetzen. Aber auch hierbei ist es nicht leicht, die erforderliche Geschwindigkeit einzuhalten, wenn der Schaltapparat von einer Selbststellvorrichtung bethätigt wird, deren Einwirkung mittelbar von der Motorgeschwindigkeit abhängt, weil unter ungünstigen Verhältnissen vorübergehend nicht nur diese, sondern auch das Drehmoment des Ankers abnimmt.

Justirt man die Abstellvorrichtung bei stark schwankenden Lasten für die mittlere Last, so kann der Fall eintreten, dass der vollbelastete Motor nicht mehr durchzieht, wenn der Widerstandschalthebel noch nicht voll ausgeschaltet ist, sondern sich noch auf einer Vorstufe befindet; dann bleibt der festgehaltene Anker unter Strom stehen. Mit dem Verschwinden der elektromotorischen Gegenkraft wachsen der Stromdurchgang und die Wärmeentwicklung im Anker bisweilen bis zum Durchbrennen der Isolirung. Umgekehrt bietet dasselbe Verfahren für die kleineren Belastungen ebenso wenig, wie unter den zuerst ins Auge gefassten einfacheren Verhältnissen ausreichenden Schutz gegen Übersteuern.

Im Aufzugbetrieb werden die störenden Wirkungen durch die Entfernung des Steuerplatzes im Schacht von den Steuerapparaten an der Maschine verstärkt, denn hier können Seildehnungen oder die eigene Bewegungsenergie schwerer Steuergestänge fehlerhafte Einflüsse äussern, und bei reinen Zugsteuerungen ist der Führer nicht in der Lage, während der Fahrt die Steuerstellung mit voller Sicherheit zu beurtheilen, wenn nicht noch besondere Zeigerwerke hierfür eingebaut sind. Elektrische Aufzüge, die von der Kabine aus mechanisch gesteuert werden, sollten also womöglich nur mit Händel oder Steuerkurbel bedient werden, deren Griff der Führer ständig in der Hand behält, und deren Einstellung sich genau nach einer Skala vornehmen lässt. Liegen Gründe vor, Zugseile oder Gestänge anzuwenden, so ist die Lage der Steuerung durch ein besonderes Zeigerwerk in der Kabine anzugeben, das sich ganz nach dem Princip der Kurbelsteuerung bauen lässt und nur entsprechend leichter ausfällt, weil an Stelle der Steuerkurbel ein einfacher Zeiger tritt, der keine Kraft aufnimmt.

Im Krahnbetrieb übersieht der Führer die Einwirkung auf die Steuerhebel durch seine Stellung unmittelbar neben der Maschine, aber auch hier kommen Fälle vor, in denen die bewegten Massen sehr schwer rechtzeitig zum Stillstand zu bringen sind. Das gilt vor allem von den elektrischen Schwenkmaschinen grosser Drehkrahne, in denen die Schwungmasse des belasteten Auslegers, abgesehen von den oft sehr bedeutenden Einflüssen des Winddruckes, durch ihre Bewegungsenergie besonders leicht Übersteuern veranlasst.

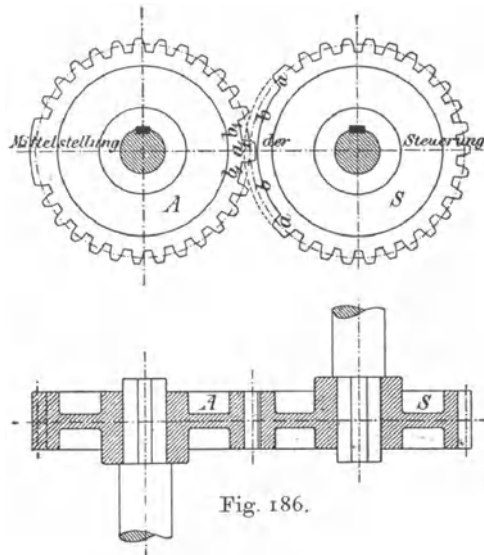
Hiernach kann die Vorsichtsmassregel, den Stromwender nur mit reichlichem toten Gang auszuführen, nicht als ausreichendes Schutzmittel gegen unbeabsichtigtes Übersteuern angesehen werden, umsoweniger, als die Grösse des toten Ganges immerhin nur eine beschränkte sein kann. Es muss vielmehr ausserdem dafür gesorgt werden, dass der Stromwender und Anlasshebel des Elektromotors beim Abstellen mit Sicherheit in die Mittellage eingestellt und darin mindestens so lange festgehalten wird, bis der Anker und das Windtriebwerk vollständig abgebremst sind.

Zu dem Zweck muss die Hauptsteuerung, welche bei Selbstabstellung durch den Motor oder durch den Aufzug noch während der Bremsperiode in Bewegung bleibt, sich während der Auslaufperiode des Motors frei weiter bewegen können, ohne die elektrischen Anlasshebel über ihre regelrechte Mittellage hinaus nachzuschleppen. Diese Bedingungen erfüllen eine ganze Reihe, im Laufe der Zeit entstandener Konstruktionen.

Sicherung der Stromwendermittellage.

D. R. P. 70242 der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft führt zur Erfüllung der vorstehend klargelegten Forderungen von den beiden Stirnzahnrädern S und A , Fig. 186, auf der Steuerwelle und auf der Achse des Anlasswiderstandes das Rad S mit einer zahnlosen Strecke bb aus, die zu beiden Seiten der Mittelstellung der Steuerwelle einen toten Drehwinkel von annähernd 45° gewährt, ohne das Gegenrad A in seiner Mittelstellung zu beeinflussen. Erst wenn dieser tote Drehwinkel überschritten wird, kommt, je nach der Drehrichtung, einer der beiden Zähne a mit dem Zahn a_1 zum Eingriff und nimmt das Rad A mit, indem die weiteren Zähne regelrecht zusammengreifen. Nach einer Drehung des Rades A um etwa 90° im einen oder anderen Sinne erreicht der Anlasshebel auf den Widerstandskontakten seine Endstellung, und ein entsprechender Anschlag an der Steuerscheibe hindert den Aufzugführer über diese Grenzlage hinaus zu steuern. Beim Zurückgehen auf Halt nimmt das Rad S das Rad A und die Anlasshebel zunächst in die Mittellage mit, lässt dann aber diese Steuerorgane an der



Grenze des Zahneingriffs stehen, und kann sich um den vollen Betrag des toten Drehwinkels bis zum Stillstand der Winde weiter drehen. Die Hauptsteuerung S gelangt dabei mit mehr oder minder grosser Genauigkeit in die eigene Mittellage. Zu dem toten Drehwinkel des Rades S kommt noch der des Schalthebels aus seiner Mittelstellung bis zum Beginn des Stromschlusses, um aber die genaue Mittellage des Anlassers für alle Fälle auf die Dauer zu sichern und kleine willkürliche Verdrehungen zu verhindern, die den richtigen Zahneingriff beim Rücklauf des Rades S stören würden, ist durch einen Druckdaumen auf der Achse des Rades A und durch eine Schnappfeder mit Kerbe, in welche der Daumen einspringt, oder in anderer Weise dafür zu sorgen, dass A stehen bleibt und durch einen genügenden Widerstand festgehalten wird, sobald der Zahneingriff von S aufhört.*) Die kräftigeren Abmessungen der Zähne a und a_1 sind nur mit Rücksicht auf ihr Zusammenprallen gewählt, weil der erste Angriff des im vollen Lauf begriffenen Rades S mit einem gewissen Stoss erfolgt. Nach Massgabe der Zahndicken von a sind selbstverständlich auch die zugehörigen Zahnlücken b_1 grösser als für die übrige regelrechte Theilung auszuführen.

Der tote Gang der Steuerwelle S bietet ausserdem hier, wie in allen ähnlichen Konstruktionen, den Vortheil, das Ansteuern wesentlich zu erleichtern, weil der nicht unerhebliche Gleitwiderstand der Anlasshebel erst auftritt, nachdem die Hauptsteuerung leerlaufend in Bewegung gesetzt ist.

*) Vergl. die Aufzugsteuerung Taf. 74, Fig. 2 u. 4.

Sicherung der Stromwendermittellage mit selbstthätiger Verriegelung durch den toten Gang des Steuerzuges von Ad. Zaiser in Stuttgart.

D. R. G. M. Nr. 60499.

Zaiser dehnt den toten Gang der Hauptsteuerwelle auf etwas über 90° zu beiden Seiten der Mittellage aus, indem er das Rad S auf der Steuerwelle, Fig. 187, zum Übertragen der Drehung auf das Stellrad A des Anlasswiderstandes und Stromwenders mit einem Zahnkranz versieht, der sich nicht ganz über den halben Umfang erstreckt. Ausserdem wählt er für das Räderpaar eine Übersetzung, hier 1 : 2.

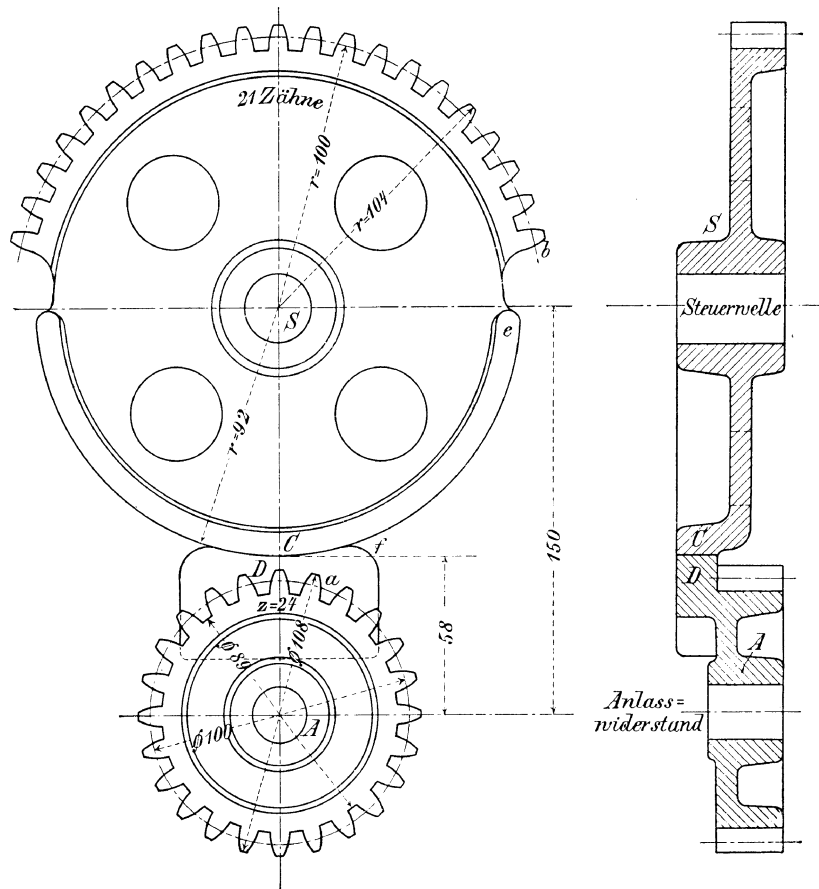


Fig. 187. 1 : 3.

Das Stirnrad A ist vollständig verzahnt und trägt auf der Rückseite einen knaggenförmigen Ansatz D , der concentrisch zur Steuerwelle ausgekehlt, in der Mittellage der ganzen Steuerung den glatten cylindrischen Umfang C der unteren Hälfte des Steuerrades S genau passend umklammert, welcher ebenfalls gegen den Zahnkranz zurücktritt. In der gezeichneten Mittellage verriegelt die Steuerung durch den Eingriff des cylindrischen Kranzes C in den Knaggen D den Stromwender- und Anlassapparat, der durch das Zahnrad A bethätigt wird. Diese Verriegelung bleibt während des ganzen toten Ganges der Steuerwelle bestehen, ohne deren freie Drehung irgendwie zu behindern. Dreht man das Steuerrad S im Sinne des Uhrzeigers, so wird diese Drehung auf das Anlassrad A erst übertragen, wenn der Zahn b mit dem Zahne a zusammentrifft, und das Ende e der Cylinderfläche C bereits die gemeinschaftliche Mittellinie der beiden Räder überschritten hat. In dieser Lage kann die abgerundete Ecke f des

Knaggen *D*, der Drehung des Rades *A* folgend, frei aufsteigen, bis der Steuerhub nach einer Drehung des Rades *S* um 180° aus der Mittellage durch einen Anschlag fest begrenzt wird.

Beim Rückwärtssteuern auf Halt folgt der Anlasskontakt und Stromwender mit dem Rücktrieb des Rades *A* zunächst sofort in die Mittelstellung, bis der Zahneingriff aufhört. Dann drückt die cylindrische Schleiffläche *C*, indem sie in die Kehlung des Knaggen *D* hineingleitet, das Rad *A* mit dem Stromwender genau in die Mittellage und verriegelt diese während der Auslaufperiode der Winde und Steuerung. Beträchtliche Schwankungen in der Dauer der Bremsperiode bleiben vollkommen einflusslos auf den elektrischen Theil der Steuerung, und Übersteuern wird sicher verhindert.

Infolge der symmetrischen Ausführung vollziehen sich die Vorgänge für beide Steuerrichtungen beim Anlassen und Abstellen für Vor- oder Rücklauf des Motors in entsprechend gleicher Weise.

Der Zaiser'sche Steuerapparat stellt eine Vereinfachung der Aufzugsteuerung von Otis, D.R.P. 90988, dar. Einzelne der nachstehend beschriebenen Anlassersteuerungen liefern weitere Beispiele anderer Ausführungsvarianten, die alle in dem wichtigen und sehr beachtenswerthen Gedanken übereinstimmen, die elektrische Anlassersteuerung in der Mittellage nicht nur von der Weiterbewegung der Hauptsteuerung abzukuppeln, sondern den toten Gang der Hauptsteuerung auch noch zum Verriegeln und zwangsweisen Herbeiführen der genauen Mittellage der elektrischen Steuerhebel zu benutzen. Ein anderes Beispiel liefert der später beschriebene Drehstromumschalter für Aufzüge von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

Für Knopfsteuerungen sind diese Sicherheitsapparate überflüssig.

K. Anlasser und Steuerungen.

Der Anlasser eines elektrischen Motors bildet für eine mit dem Motor gekuppelte Winde den wesentlichsten Theil der ganzen Steuerung, denn er vermittelt nicht nur Beginn und Ende jeder Lastförderung, sowie die Laufrichtung der Trommel, sondern bei regulirbaren Motoren auch die jeweilige Lastgeschwindigkeit. Ausserdem beeinflusst der Anlasser die Bremsen, und zwar die magnetischen, welche im Betriebsstromkreis liegen, unmittelbar, die mechanischen aber wenigstens mittelbar, weil auch hier durch die Gesamtordnung des Steuerzuges dafür gesorgt werden muss, dass die mechanischen Bremsen in ihrer Wirkungsdauer auf die Zeiten beschränkt werden, in denen der Strom vom Motor abgeschnitten ist.

Aus diesen Gründen ist für elektrisch betriebene Hebemaschinen im allgemeinen unter dem Wort „Anlasser“ auch gleichzeitig die ganze Steuerung zu verstehen und beide Bezeichnungen sind nachstehend ohne scharfe Unterscheidung gebraucht, weil sie in den meisten Fällen nur als verschiedene Ausdrücke für ein und dasselbe dienen. Das mechanische Zubehör, die Steuerzüge, ihre Verbindung mit Fahrschachtverschlüssen und die Bremsen sind im ersten Bande in eigenen Kapiteln behandelt und werden nachstehend nur soweit berührt, wie besondere Veranlassung dazu vorliegt. Für Hebemaschinen, deren Elektromotor nur durch ein- und ausrückbare Wendegetriebe mit der Winde in Verbindung steht, ist die mechanische Steuerung der Winde im allgemeinen vollkommen unabhängig von der des Elektromotors, der in solchen Fällen leer anzulaufen pflegt und meist blos für längere Arbeitspausen abgestellt wird.

Eine strenge Eintheilung der Anlasser nach einheitlichen Gesichtspunkten lässt sich nicht durchführen, weil sowohl die Unterscheidung nach den ver-

schiedenen Materialien für Widerstände und Kontakte, wie nach den verschiedenen Stromarten, dem wesentlicheren Punkte, der Art des Schaltschemas gegenüber in den Hintergrund treten, aber auch die Schaltschemas so mannigfaltige Verschmelzungen einzelner Anordnungen aufweisen, dass sie bald diesem, bald jenem leitenden Gesichtspunkt unterstellt werden können, und schliesslich die letzte Unterscheidung, der Verwendungszweck für Aufzug- oder Kranbetrieb, wenigstens für die einfacheren Konstruktionen, ebenfalls keine bestimmt abgegrenzte Trennung hervorruft.

Unter diesen Umständen erscheint es am sachgemässesten, die einfachsten Anlasser, die vorzugsweise nur für kleine Motoren und untergeordnete Anlagen in Betracht kommen und hierfür meist sowohl im Aufzug-, wie im Kranbetrieb verwendbar sind, an die Spitze zu stellen. Hieran sind dann einzelne Ausführungsbeispiele für die grundlegenden Hilfsmittel des Funkenziehens, der Tourenregulierung, des Einbaues der Stromwender und der Vorkehrungen für Nachlaufbremsung angeschlossen. Die Gruppeneinteilung nach dem Verwendungszweck ist an den Schluss des ganzen Abschnittes gestellt und auf diejenigen Anlasser beschränkt, deren Bau in entscheidender, klar hervortretender Weise von den Betriebsforderungen der verschiedenen Hebe- und Transportmaschinen, einschliesslich der Centralen für hydraulische Anlagen abhängt. Das gesammte Material, und vorzüglich die Beispiele der letzten Gruppen, bieten ausgiebigen Konstruktionsstoff für die praktische Anwendung der in früheren Kapiteln entwickelten Anlasser-gesetze und theoretischen Verfahren.

A. Einfache Anlasser ohne Stromwender.

Anlasser für Gleichstrom mit Schnurscheibe und Gegengewicht zum raschen selbstthätigen Ausschalten.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Figur 188 veranschaulicht die Ausführung eines Metallanlasswiderstandes

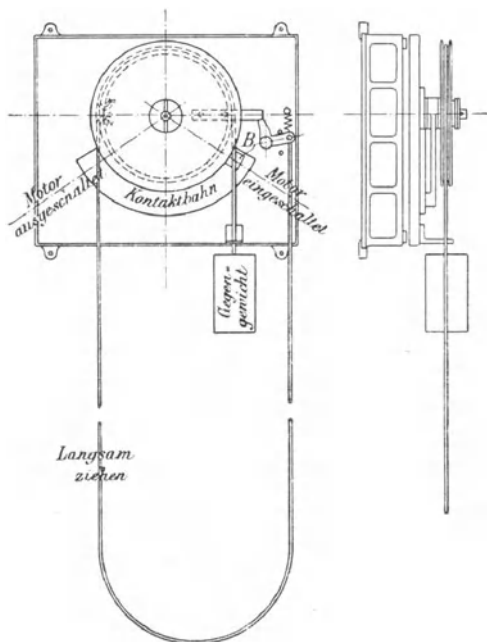


Fig. 188.

für Gleichstrom, mit Bedienung von Hand, der vorzugsweise für Motoren, die leer anlaufen, benutzt wird, weil diese die Verwendung ganz einfacher Anlassvorrichtungen gestatten.

Die Schnurscheibe trägt die Schleifbürste *B* für den Stromschluss zwischen der Zuleitung in der Scheibenachse und den Stromschlussplatten, die über die Kontaktbahn vertheilt sind und mit den Enden der einzelnen im Kasten untergebrachten Widerstandspulen in Verbindung stehen, von wo die Leitung weiter zum Motor geht. — Vergl. Fig. 61, S. 64. — Die Schnurscheibe gestattet die Bedienung hochliegender Motoren von unten, die häufig im Laufkranbetrieb gefordert wird. Durch langsames Ziehen am linken Seiltrum werden die einzelnen Widerstandstufen der Reihe nach abge-

schaltet, bis in der gezeichneten Stellung sämtliche Widerstände ausgeschaltet sind und der Motor für den Beharrungszustand voll eingerückt ist. Gleichzeitig mit der Linksdrehung der Steuerscheibe hebt sich das mittelst einer zweiten Schnur am Scheibenumfang aufgehängte Gegengewicht. Die einseitig belastete Scheibe stützt sich während der Betriebsdauer des Motors durch einen seitlich vorspringenden Arm auf einer Sperrklinke ab, die durch eine Feder am zugehörigen Winkelarm selbstthätig in die Sperrlage gezogen wird. Entgegengesetzt zur Wirkung des Federzuges ist das rechte Ende des Steuerseiles am Winkelarm der Sperrklinke befestigt. Ein kurzer Zug an diesem Trum löst die Sperrklinke, deren Ausschlag nach oben und unten durch zwei Anschlagstifte begrenzt ist, aus, und vermittelt das erforderliche rasche Vorschalten der Widerstände zum Abstellen des Motors, sowie die Rückkehr der Anlассscheibe in die Anfangslage durch das selbstthätig beschleunigte Niedersinken des Gegengewichts. In dieser Lage ist die Stromleitung vollkommen unterbrochen.

Für Schaltapparate, die im unmittelbaren Bereich des Arbeiters liegen, tritt an die Stelle des Zugseiles ein einfacher Kurbelgriff an der Scheibe und ein kleiner Handgriff am Auslösewinkelarm der Sperrklinke.

**Anlассvorrichtung der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft,
vormals Schuckert & Co., für Leeranlauf des Motors mit nachträglicher
magnetischer Kupplung der Winde.**

D. R. P. 90 262.

Eine einfache Lösung der Aufgabe, den Motor leer anlaufen zu lassen und erst im Beharrungszustand selbstthätig mit der Winde zu kuppeln, bietet die Anwendung einer magnetischen Kupplung zwischen Motor und Winde mit der Schaltweise Fig. 189.

Der Strom tritt aus dem Netz durch die Schaltkurbel des Anlассwiderstandes beim Einschalten zuerst in die Leitungsschiene s und von da unmittelbar durch die Erregerspulen E des Motors in die Rücklaufleitung. Beim Weiterschalten geht der Strom auch durch den Anlассwiderstand A , die Bürste b_1 über den Motoranker nach der Bürste b_2 und von dort ebenfalls in das Netz zurück. Gleichzeitig gelangt der Strom aber auch noch auf einem dritten Nebenschlusswege durch die Schleifringe 2 und 3 in die Spule 1 der magnetischen Kupplung K , deren Gehäuse auf die Motorachse festgekeilt ist und deren zugehörige Ankerplatte auf dem Wellenkopf der Windentreibachse sitzt. Der Widerstand der Spule 1 wird so bemessen, dass erst bei einer Spannung, welche die des regelrechten Betriebes nahezu erreicht, also nach dem Abschalten einer ausreichenden Zahl Anlассwiderstandstufen, die Zugkraft der magnetischen Kupplung zum Mitnehmen der Windentreibachse ausreicht. Da die elektromotorische Gegenkraft des Motors seiner Umdrehungsgeschwindigkeit proportional ist und die Stärke der Spulenerregung bestimmt, hat man es bei der Art der Schaltung durch die Wahl des Spulenwiderstandes der Kupplung in der Hand, die Verhältnisse so zu gestalten, dass der magnetische Kupplungschluss erst seine volle Wirkung

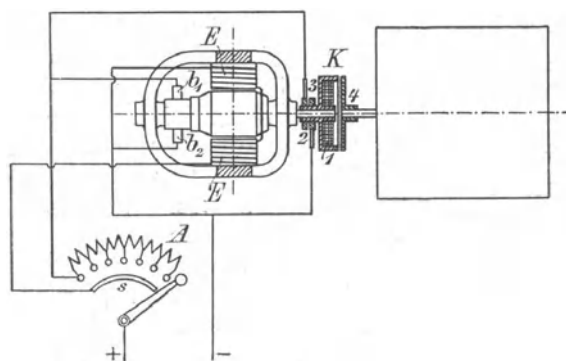


Fig. 189.

äussert, wenn der Motor nahezu seine volle Geschwindigkeit erreicht hat und seine Bewegungsenergie den Antrieb der Winde wesentlich unterstützt.

Verbindet man den Anlassschalthebel mit einem Stromwender, so kann die Winde auch unmittelbar durch Umsteuern des Motors vor oder rückwärts angetrieben werden, ohne dass die Einschaltung der magnetischen Kupplung den Steuerapparat irgendwie störend beeinflusst oder verwickelter gestaltet. Die sonst nur für festgekuppelte Motoren benutzten Anlasssteuerungen mit Stromwender lassen sich unter solchen Verhältnissen auf leer anlaufende Motoren übertragen und die ganze elektrische Steuerung in einem Schalthebel vereinigen, sobald man nur die Erregerspulen der Kupplung dem Anker parallel schaltet und die Zugkraft der Kupplung hierdurch von der elektromotorischen Gegenkraft des Motors abhängig macht, so dass die Winde erst bei einer bestimmten Motorgeschwindigkeit mitgenommen wird.

Flüssigkeits-Anlasswiderstand für Drehstrommotoren.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Das gusseiserne Gefäss, Fig. 190, ist durch Blecheinsätze in drei getrennte Zellen abgetheilt und wird mit einer schlechtleitenden Widerstandsflüssigkeit, einer Lösung von Pottasche (kohlen saurem Kali) oder von Soda (kohlen saurem Natron) gefüllt. Auf dem Rücken des Kastens ist eine Welle in kleinen isolirten Böcken gelagert, auf der drei ebenfalls gegeneinander isolirte Arme mit beilförmigen Tauchblechen befestigt sind. Die drei Leitungen des Sekundärstromkreises setzen sich durch spiralförmig gewundene Kupferblechstreifen F unmittelbar bis in die Hebelarme und Tauchbleche fort, und gestatten durch diese Kupferbänder, welche einerseits mit den Leitungsklemmen, andererseits mit den Naben der Blecharme fest verbunden sind, das Eintauchen und Ausheben der Tauchbleche beim Drehen der Welle in einfachster und sicherster Weise ohne Schleifkontakte. Die Bleche werden von Hand mit einer Schraubenspinde eingesenkt, die wegen ihres kugelförmigen Stützapfens, bei fest im Mittelarm untergebrachter Mutter, selbstthätig, in wechselnder Neigung, der Drehung der Arme folgt. Die kleine Nebenfigur stellt die Gesamtanordnung in schematischer Skizze dar. Der Stromschluss beginnt, sobald die Bleche mit ihren unteren Ecken in die Flüssigkeit eintauchen, indem letztere durch ihr Leitungsvermögen die Rolle einer Verkettung der drei Wechselstromzuleitungen übernimmt und den Läuferstrom in Sternschaltung schliesst. Mit zunehmender Eintauchtiefe nimmt der Durchgangsquerschnitt für den Strom zu und damit der Widerstand ab, bis schliesslich die Blecharme sich wagrecht auf den Kastenrand legen und mit metallenen, federnden Zungen die Metallstromschlussstücke an der vorderen Kastenwand umklammern, durch welche der Flüssigkeitswiderstand kurzgeschlossen, d. h. ausgeschaltet wird. Im vollkommen eingerückten Zustand liegt der Verkettungspunkt in der Metallkopfverbindung der drei Bleche. Zum Stromunterbrechen sind die Tauchbleche vollständig aus der Flüssigkeit herauszuheben.

Für die Motoren der Hebe Maschinen pflegt man die Blecharme durch Gegengewichte auszugleichen und unter Verzicht auf die Hubspindel die Drehachse der Bleche unmittelbar zu bethätigen. Mit dieser Abänderung gewinnt man den Vortheil, dass der Anlasswiderstand auch von entfernten Punkten mittelst Seilscheibe und Zugseil bedient werden kann, und dass sich der Strom beim Abstellen des Motors durch schnelles Vorschalten des Widerstandes, d. h. durch rasches Ausheben der Bleche in erwünschter Weise abschwächen lässt. Willkürlich schnelles Einsenken der Bleche zum Anlassen ist dann, wie in Fig. 1, Taf. 73, durch Dämpferpumpen oder andere Hilfsmittel zu verhindern, die nur auf diese Bewegungsrichtung bremsend oder regulirend einwirken.

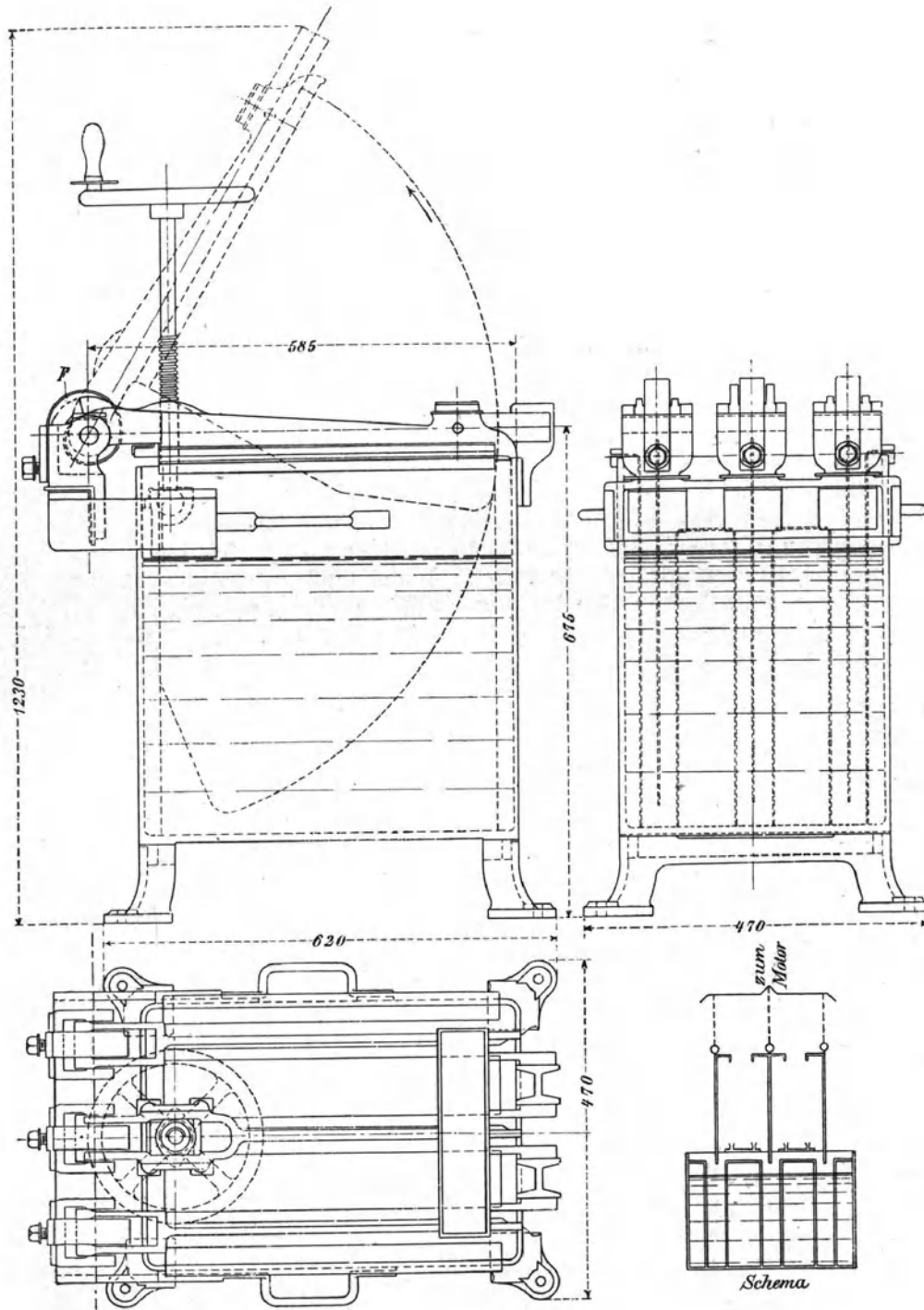


Fig. 190.

Anlasser für Einphasen- und Mehrphasenmotoren.

D. R. P. 86854 von Siemens & Halske.

In den Mehrphasenmotoren für den Hebemaschinenbetrieb wird die Anlaufstromstärke vorzugsweise durch Anlasswiderstände im Sekundärstromkreis geregelt, weil bei diesem Verfahren das stärkste Anzugmoment erzielt wird.

Die Anlasswiderstände bestehen, wie in Fig. 191 für einen dreiphasigen Drehstrommotor schematisch dargestellt ist, aus ebenso vielen einander gleichen Widerstandsgruppen, wie Läufer Schleifringe verwendet sind und werden in Stern- oder Dreieckschaltung verbunden. Die Leitungen *I, II, III* werden an die drei voneinander getrennten Schleifringe angeschlossen. Zum Anlassen des Motors schaltet man, von links nach rechts fortschreitend, der Reihe nach die einzelnen Widerstandstufen ab, bis schliesslich der Motor im

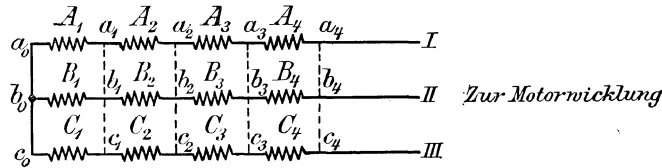


Fig. 191.

Beharrungszustand ohne Vorschaltwiderstand läuft und mit seinem höchsten Wirkungsgrad arbeitet.

Im allgemeinen ist in den zur Zeit verbreiteten Ausführungen der Grundsatz festgehalten, die Symmetrie der verschiedenen Stromkreise dadurch zu wahren, dass man beim stufenmässigen Weiterschalten in allen drei Kreisen gleichzeitig gleiche Widerstandsgrössen ausschaltet, so dass die Schaltkontakte der Reihe nach die Stellungen $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ u. s. f. einnehmen und die Widerstandspulen A_1, B_1, C_1 , darauf A_2, B_2, C_2 u. s. f. gruppenweise zusammen nacheinander kurzgeschlossen werden.

Fig. 192 stellt schematisch die übliche Ausführungsform eines solchen Drehstromanlassers mit symmetrischer Vertheilung der Widerstandskontakte

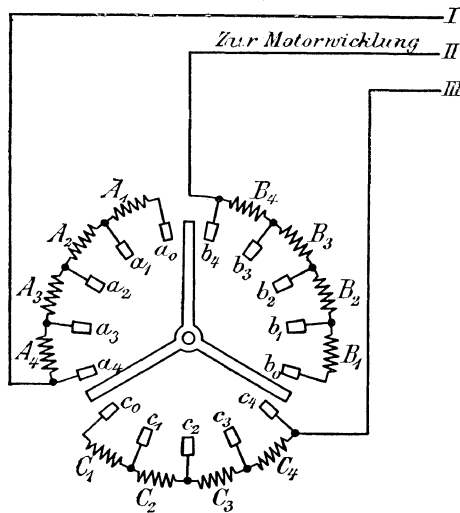


Fig. 192.

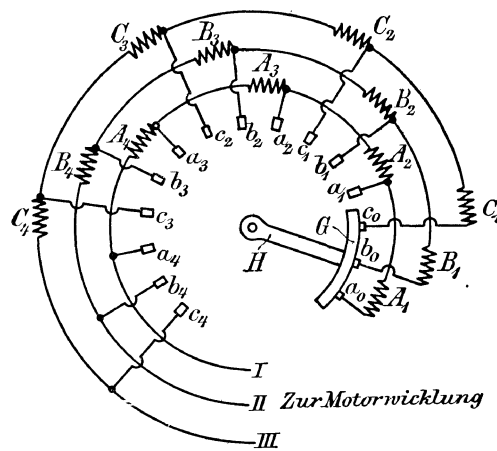


Fig. 193.

dar, wobei die für die drei Leiter auf drei um 120° gegeneinander versetzte Felder concentrisch zur Drehachse der dreiarmligen Sternkurbel vertheilt sind, die als leitende Brücke mit ihren Schleifbürsten in jeder Berührungstellung den Verkettungspunkt für die drei Läuferleitungen *I, II, III* bildet. In der gezeichneten Lage ist der Strom vollständig unterbrochen. Durch Drehen der Sternkurbel nach links wird bei der gleichzeitigen Überbrückung der Kontakte a_0, b_0, c_0 der Stromkreis geschlossen, und der vollständig vorgeschaltete Widerstand so gewählt, dass der Motor eben

anläuft. Im weiteren Verlauf der Drehung erfolgt das gleichzeitige und symmetrische Abschalten gleich grosser Widerstandspulen für die drei Stromkreise, bis schliesslich die Sternkurbel auf den letzten Kontakten der drei Gruppen den ganzen Widerstand ausschaltet.

Der Apparat erfordert für 4 Widerstandstufen 3×4 Widerstandspulen und 3×5 Stromschlussstücke. Er steht also in dieser Beziehung den einfachen Anlassern für Gleichstrommotoren nach.

Siemens & Halske erreichen eine wesentliche Verminderung der Spulenzahl und der Stromschlussstücke durch Verzicht auf symmetrisches Abschalten und sind auf diesem Wege zu einer Konstruktion gelangt, welche gestattet, viele der für Gleichstrom gebräuchlichen Anlasser auch ohne weiteres für Mehrphasenströme einzurichten und zu verwenden.

Lässt man nämlich die Kontakthebel oder Strombrücken zum Abschalten der einzelnen Widerstandstufen nicht gleichzeitig über gleich viel Stufen der drei Widerstandsgruppen fortschreiten, sondern schaltet, von einem Stromkreis zum anderen übergehend, jeweilig nur immer eine einzelne Widerstandspule aus, so erhält man zum allmählichen Ändern der Zugkraft und zum gleichförmigen Regulieren des Stromverbrauches, wie bei den Anlassvorrichtungen der Gleichstrommaschinen, so viel Anlassenstufen, wie Widerstandspulen im ganzen vorhanden sind, und beschränkt damit in gleicher Weise die Zahl der Stromschlussstücke. Dies wird erreicht, wenn man, unter Bezugnahme auf die schematische Fig. 191, die Kontaktbrücke nicht sofort aus der Lage a_0, b_0, c_0 in die a_1, b_1, c_1 überführt, sondern der Reihe nach auf $a_0, b_0, c_0, a_1, b_0, c_0, a_1, b_1, c_0, a_1, b_1, c_1, a_2, b_1, c_1$ u. s. f. einstellt.

Fig. 193 zeigt, wie sich diese aufeinander folgenden Verbindungen in einfachster Weise dadurch ergeben, dass man die Stromschlussstücke in fortlaufender Reihenfolge $a_0, b_0, c_0, a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ u. s. f. in der kreisförmigen Gleitbahn der Schaltkurbel anordnet, und genau wie bei den Gleichstromanlassern, mit einem einzigen Kontaktsegment überdeckt, das mit seiner Schleifbürste nur lang genug auszuführen ist, um gleichzeitig drei aufeinander folgende Stromschlussstücke zu überbrücken und dadurch den Verkettungspunkt für die Sternschaltung der drei Stromkreise zu bilden. In den Übergangstellungen werden stets vier Stromschlussplatten, z. B. a_0, b_0, c_0, a_1 überdeckt, ohne dass hieraus eine Störung entsteht, weil zwei, z. B. a_0, a_1 demselben Stromkreis angehören und die gleichzeitige Überdeckung zweier Kontakte desselben Stromkreises, wie auch sonst, den allmählichen Stromausgleich in jeder Widerstandspule, hier z. B. in A_1 , durch Kurzschliessen vermittelt, bevor dieselbe durch Weiterdrehen des Anlассers ausgeschaltet wird.

Die Konstruktion lässt sich ferner nicht nur für Widerstandapparate mit Schleifkurbel und Metallkontakten, sondern auch für die Druckkontakte mit Kohlenstromschluss ausführen, die Siemens & Halske mit Vorliebe schon seit geraumer Zeit für Gleichstrom verwenden und dafür den Musterschutz D.R.G.M. Nr. 43220 besitzen. In dieser Ausführungsweise, welche den Vortheil gewährt, dass ein Festbrennen der Stromschlussstücke durch starkes Funken ausgeschlossen ist, dass ferner die Abnutzung geringer ausfällt, und die Zahl der Stufen unter sonst gleichen Verhältnissen herabgesetzt werden kann, entspricht die Konstruktion der schematischen Skizze Fig. 194. Der Hebel H trifft hier mit

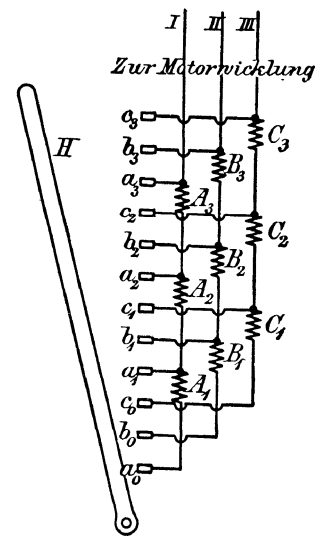


Fig. 194.

einer seitlich isolirt angeschraubten, stromführenden Kohlenleiste beim Umlegen der Reihe nach auf die Kohlenstifte a_0, b_0, c_0 u. s. f., welche die Endpunkte der einzelnen Widerstandspulen bilden. Die Kohlenstifte sind durch Spiralfedern in ihren Fassungen abgestützt und weichen der Reihe nach so weit zurück, bis alle mit dem Hebel in Berührung stehen, und der Strom seinen Weg durch die Kurzschlusskontakte a_3, b_3, c_3 nimmt.

Im Betrieb hat es sich auch für Gleichstrom als ganz besonders vortheilhaft herausgestellt, nicht beide Stromschlusstheile aus Retortenkohle herzustellen, sondern für die Hebelleiste Kupfer und nur für die federnden Stromschlusstifte Kohle zu verwenden oder umgekehrt.

Für Ein- und Zweiphasenwechselströme bleibt die Konstruktion im wesentlichen die gleiche, wie die vorstehend beschriebene. Ganz allgemein ist nur zu beachten, dass die benachbarten Stromschlusstheile in der Reihenfolge, in der sie beim Ab- und Vorschalten in Wirksamkeit treten, gleichgültig ob sie für eine Schaltkurbel im Kreise oder für einen schwingenden Schalthebel in gerader Linie angeordnet sind, den entsprechenden Widerstandstufen der verschiedenen Stromkreise angehören, und dass der wandernde Kontakthebel die verschiedenen Stromphasenleiter in erforderlicher Weise miteinander verbindet, also wenigstens die Mindestzahl der hierbei in einem Verkettungspunkt zu vereinigenden Kontakte leitend überdeckt.

Im übrigen leuchtet ohne weiteres ein, dass sich mit dem Siemens'schen Anlasser für Mehrphasen- oder Einphasenströme, wie bei jedem anders geschalteten Anlasser, unmittelbar auch ein beliebiger Stromwender verbinden lässt.

Ganz besonders ist hervorzuheben, dass nach den Versuchen der Firma Siemens & Halske der Verzicht auf symmetrisches Abschalten der einzelnen Widerstandstufen für die Dreiphasenleiter der Drehstrommotoren keinerlei Störung im Gang der Maschine oder im Netz hervorruft, sondern dass vielmehr die Stromschwankungen erheblich kleiner ausfallen, als unter der sonst üblichen gleichzeitigen Abschaltung von Widerständen für alle drei Stromkreise.

B. Einfache Anlasser mit besonderen Funkenziehern.

Anlasser mit Flüssigkeitswiderstand und Funkenzieher durch eine Gabel.

Ausgeführt von der Aktiengesellschaft Elektrizitätswerke, vormals O. L. Kummer & Co.

Der Kummer'sche Anlasser, Fig. 1—6, Taf. 73, besteht aus zwei gusseisernen Gefäßen G_1 und G_2 zur Aufnahme der Widerstandsflüssigkeit — einer Lösung von kohlensaurem Kali, d. h. Pottasche, oder von Soda,*) — die gemeinsam gegen eine Wandplatte geschraubt sind und auf dem Rücken in isolirten Gabellagern, Fig. 4 u. 5, die Drehachsen für die gusseisernen Tauchscheiben S_1 und S_2 tragen, mit deren Einsenken in die Gefäße der Anlasswiderstand, infolge des zunehmenden Durchgangsquerschnittes für den Strom, allmählich abnimmt. Die beiden Tauchscheiben sind unter gegenseitiger Isolirung durch einen gemeinsamen Kuppelbolzen K miteinander verbunden, so dass sich beide gleichzeitig unter der Einwirkung des Steuerseilzuges bewegen, der durch die Befestigung der Seilenden an einem kreisbogenförmigen, mit S_1 verschraubten Bügel im Sinne des Eintauchens oder Aushebens beim Steuern ausgeübt wird. Die Eigengewichte sind

*) Einem Liter Wasser werden etwa $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ kg Pottasche für die Lösung zugesetzt.

durch Gegengewichte derart ausgeglichen, dass beim Ausheben der Scheiben die Gegengewichte schliesslich die eingeleitete Bewegung unterstützen und sicher bis zu Ende führen; umgekehrt führt beim Eintauchen das Übergewicht der Scheiben die volle Tauchtiefe herbei. Zu schnellem Einsenken wirkt die Dämpferpumpe D entgegen. Die Pumpe ist an die Scheibe S_1 angekuppelt und bremst beim Niedergehen des Kolbens durch Drosseln des Luftaustritts oder des Übertritts einer Glycerinfüllung über den Kolben, während die rückläufige Bewegung ohne nennenswerthen Widerstand erfolgt.

Der Strom tritt aus dem Netz — vergl. auch das Schaltschema Fig. 7 — von unten durch die im Kastenkonsole isolirte Befestigungsschraube des Gabeltagers L_1 , Fig. 4, das seinerseits durch eine Holzzwischenlage gegen den gusseisernen Kasten G_1 isolirt ist, ein, und gelangt von da durch eine Feder F_1 in die Achse des Schaltmessers M . Hier theilt er sich nach dem Messer und nach der Tauchscheibe S_1 auf derselben Achse. Bevor noch die Scheiben S_1 und S_2 in den Flüssigkeitspiegel ihrer Gefässe eintauchen, greift das Schaltmesser M in die Gabel E und sichert durch ihre Verbindung mit den Feldmagnetspulen die volle Erregung der Maschine, ehe Strom durch den Anker geht. Im weiteren Verlaufe der Drehung tauchen die Scheiben in die Widerstandsflüssigkeit. Der Hauptstrom findet von diesem Augenblick seinen Weg von der Scheibe S_1 durch die Füllung des Kastens G_1 zu den Gefässwänden, tritt durch die messingene Leitungsbrücke I , Fig. 3, nach dem Kasten G_2 über, gelangt durch dessen Füllung in die Scheibe S_2 und weiter durch ihre Drehachse mit der Feder F_2 und den isolirten Gabelbock L_2 in die Rücklaufleitung, die über den Anker in das Netz zurückführt.

Mit zunehmender Eintauchtiefe nimmt der Durchgangswiderstand in den Gefässen ab, bis schliesslich die Scheiben mit ihren Nasen N , Fig. 1, in die Klemmgabeln P_1 und P_2 der Strombrücke I eingreifen und der Stromkreis des Ankers, unter Kurzschluss des Flüssigkeitswiderstandes, aus rein metallischen Leitungen besteht.

Beim Abstellen des Stromes wiederholen sich alle Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge. Der Ankerstromkreis wird nach vollständigem Vorschalten des Flüssigkeitswiderstandes durch das Ausheben der Scheiben zuerst unterbrochen, und kurze Zeit darauf erfolgt das Öffnen des Nebenschlusses für den Magnetstrom durch Austreten des Schaltmessers M aus seiner Stromschlussgabel E . Infolge der abgeschrägten unteren Gabelspitzen und der Stellung des Messers M , Fig. 1 u. 6, trennen sich die Kontaktflächen ganz allmählich voneinander und rufen einen Lichtbogen hervor, der auf den beiderseitig benachbarten hohen Kanten durch die Lufterwärmung langsam nach oben verläuft und sich mit der zunehmenden Entfernung des Messers verlängert, bis er in der Nähe der Messerachse erlischt. Dieser Lichtbogen wirkt durch seinen starken Leitungswiderstand wie ein rasch vorgeschalteter kräftiger Widerstand auf den Erregerstromkreis und schützt denselben wirkungsvoll gegen das sonst nachtheilige Anschwellen des Extrastromes. Da der Lichtbogen seinen Weg an den Rückenflächen von Gabel und Messer entlang nimmt, bleiben die eigentlichen Stromschlussflächen geschont, und der Materialverschleiss durch Abbrennen ist verschwindend.

Der beschriebene Anlasswiderstand ist in der Fabrik von Ed. Löflund in Stuttgart für einen elektrisch betriebenen Warenaufzug mit Riemenwendegetriebe benutzt

Anlasser mit Kohlenkontakten und Schnappschalter.

Ausgeführt von der Esslinger Maschinenfabrik, Abtheilung für Elektrotechnik, in Cannstatt.

Der Anlasswiderstand Fig. 195, für den Betrieb von Spillwinden gebaut, wird durch eine steilgängige Schraube *s* bedient, deren glatter Schaft, durch einen Säulenständer nach oben geführt, auf dem Kopf ein in der Skizze nicht angegebenes Handrad trägt. Durch die Spindeldrehung schraubt sich der Kohlenkontakthebel *h* schnell in die Höhe und vermittelt in seiner Schlusslage nacheinander die Berührung mit den federnd abgestützten oberen Kohlenstiften, welche die Stromschlussstücke der einzelnen zwischengeschalteten Anlasswiderstandspulen bilden. Bevor hier der Strom-

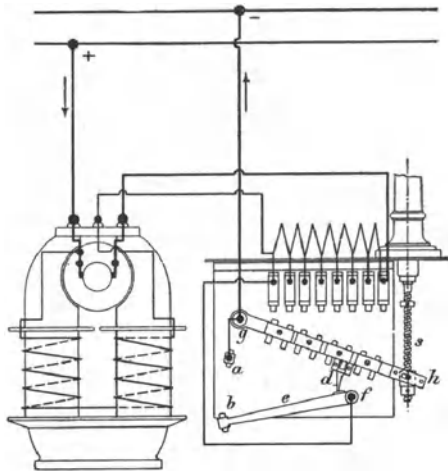


Fig. 195.

schluss zwischen dem ersten Stiftpaar über den ganzen Widerstand erfolgt, giebt der aufsteigende Hebel *h* durch die mit ihm zurückweichende Stütze *d* den um *f* drehbaren Hebel *e* frei. Eine Spiralfeder — vergl. Taf. 72 — zieht *e* nach oben, und das starke Hebelübersetzungsverhältniss schliesst den Stromkreis zwischen den Kohlenstiften *a* und *b* rasch. Der Betriebsstrom tritt aus dem positiven Netzleiter durch den Anker und den ganzen Anlasswiderstand, sowie durch die Erregung über *f*, *e*, *b*, *a* und *g* in die Rückleitung. Hiermit ist der Bedingung genügt, dass beim Anlassen des Motors die Feldmagnete bereits voll erregt werden, während der volle

Anlasswiderstand noch vor dem Anker liegt. Gleich darauf beginnt mit der weiteren Drehung der Steuer spindle *s* die Stromzunahme für den Anker durch das Zusammentreffen der ersten links gelegenen Kontakte des Anlasswiderstandes. Dem allmählichen Abschalten der einzelnen Stufen des Anlasswiderstandes durch die Aufeinanderfolge der Schlusslage der einzelnen Kohlenstiftpaare entspricht beim Abstellen des Motors durch umgekehrte Spindeldrehung und Senken des Hebels *h* das stufenweise Vorschalten des Widerstandes. In dem Augenblick, in welchem der letzte Kohlenstift des Hebels *h* sich von seinem Gegenstift trennt, geht der Ankerstrom wieder durch den ganzen Vorschaltwiderstand vom letzten oberen Kontakt über *f*, *e*, *b*, *a* durch *g* in die Rückleitung gemeinsam mit dem Erregerstrom, der diesen Weg einschlägt, ohne den Anlasswiderstand zu durchfliessen. Dann erfolgt durch die starke Hebelübersetzung eine rasche Trennung der Kohlenstifte *a* und *b*. Die Funkenzieherkontakte bleiben bei der grossen Hebelgeschwindigkeit durch die kurze Dauer des Lichtbogens genügend geschont und sind ein werthvoller Schutz für die Widerstandskontakte, an denen sonst der Öffnungsfunke auftritt.

Nach dem Ausschalten bilden Anker und Erregung einen geschlossenen Stromkreis für den gefahrlosen Verlauf des Extrastromes.

Anlasser mit fortlaufender Funkenentziehung beim Schalten für Gleichstrom- und Drehstrommotoren.

D. R. P. 114234 der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormalis Schuckert & Co.

Das bekannte Verfahren, den Endfunken beim Unterbrechen des Hauptstromes in den Anlassapparaten zwischen besonderen Kohlenkontakten

verlaufen zu lassen und dort noch durch einen kräftigen Funkenbläser möglichst rasch unschädlich zu machen, hat Schuckert in eigenartiger Weise weiter ausgebildet, um auch die Funkenbildungen während der ganzen Ein- und Ausschaltperiode der Widerstände beim Übergang von einer Schaltstufe zur anderen von den einzelnen Schaltkontakten an den Endausschalter zu verlegen und die Widerstandskontakte vollständig zu schonen.

Er legt zu diesem Zweck bei Metallkontakten vor die gewöhnliche Schleifbürste eine besondere Hilfsbürste in eine Zweigleitung des Arbeitsstromes und öffnet und schliesst diese abwechselnd in zwangsläufiger Abhängigkeit von der fortschreitenden Schaltbewegung durch einen rotierenden Hubdaumen, welcher den als Funkenzieher dienenden besonderen Kohlenkontakt bethätigt. Der Vorgang vollzieht sich derart, dass die Hilfsbürste, welche beim allmählichen Kurzschliessen der Widerstände zuerst auf einen neuen Kontakt tritt, durch Schliessen des Kohlenkontaktes den Arbeitstrom erst aufnimmt, nachdem sie bereits bis in die Mitte des Kontaktes gelangt ist, also eine geschlossene Stromleitung bildet. Die nachlaufende Hauptbürste übernimmt hierauf durch Parallelabzweigung die Stromführung der Hilfsbürste, die gleich darauf durch Öffnen des Kohlenschalters wieder stromlos gemacht wird, bevor sie den Kontakt verlässt, so dass weder an der Haupt- noch an der Hilfsbürste Stromunterbrechungen und Funken auftreten und sich alle Feuererscheinungen am Kohlenkontakt abspielen.

Die vollkommene Funkenentziehung ermöglicht, auch lebhaft benutzte Anlasser für grosse Motoren mit stark belastetem Anlauf mit Metallkontakten für die Widerstandschaltung auszuführen, ohne die bekannte Gefahr, dass solche Anlasser, selbst schon bei mässigen Strömen, in den Gleitflächen theilweise verbrennen oder sogar durch Zusammenlöthen plötzlich den Dienst ganz versagen. Der regelmässig funktionierende Funkenzieher gestattet auch ohne Schaden ebenso langsames Vorschalten der Widerstände, wie Kurzschliessen und im allgemeinen eine geringere Stufenzahl, weil die Abnutzung der Kohlenkontakte unter dem Schutz eines kräftigen Funkenbläfers verhältnissmässig gering ist, und verbrauchte Kohlenstifte sich leicht durch neue ersetzen lassen.

Fig. 196 stellt das Schaltschema eines derartigen Anlassers für Nebenschlussmotoren dar.

Der Schaltarm mit der Hauptbürste b_1 und der Hilfsbürste b_2 wird mittelst einer Handkurbel — oder auf andere Weise — durch ein Schneckengetriebe, oder ein Räderwerk mit starker Übersetzung, z. B. ein Stockzahngetriebe gedreht und durch eine doppeldaumige Hubscheibe h mit elliptischen Hubflächen und konzentrisch zur Drehachse als Rastbahnen ausgebildeten Köpfen der bewegliche Arm des Kohlenkontaktes u bei jeder halben Umdrehung der Kurbelwelle einmal zum Ausschalten des Hilfsbürstenstromes gelüftet und durch Federzug wieder geschlossen. S bezeichnet die magnetische Blasspule des Funkenziehers.

Die Hilfsbürste b_2 verbindet die einzelnen Widerstandskontakte mit der Kreisschiene c , die über den Kohlenkontakt u und die Blasspule S an

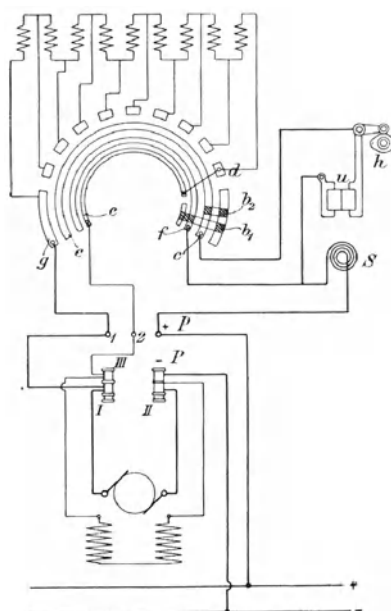


Fig. 196.

die positive Netzleitung angeschlossen ist. Eine zweite Leitung führt von der Blasspule zur Schiene f und wird durch die Hauptbürste b_1 einerseits mit der Ringschiene e zum Stromabzweigen für die Feldmagnete in Verbindung gesetzt, andererseits durch die zweite Bürstenbrücke an die einzelnen Widerstandkontakte oder schliesslich an die Kurzschlusschiene g angeschlossen und leitet den Ankerstromkreis durch, der sich hinter dem Motor wieder mit dem Feldmagnetstrom vereinigt und mit diesem gemeinsam in die negative Netzleitung abfließt.

Nachdem der Schalthebel die gezeichnete stromlose Anfangslage überschritten hat, gleitet zuerst die Hilfsbürste b_2 auf den ersten Widerstandkontakt d , während der Kohlenkontakt u zu dieser Zeit offen ist. Sobald die Bürste die Mitte ihres Kontaktklotzes überschreitet, schliesst sich u und lässt den Netzstrom von $+$ über $+P, S, u, c, b_2$ nach d , dann durch den ganzen Anlasswiderstand über g, I , durch die Ankerklemme I , den Anker und die Klemme $II, -P$ in das Netz zurücklaufen, während sich gleichzeitig von d durch den Verbindungsdraht nach e auch der Erregerstrom für die Feldmagnete über $e, 2$ nach $-P$ abzweigt und hier mit dem Ankerstrom vereinigt zum Netz zurückkehrt, der Motor also mit voll vorgeschaltetem Widerstande anläuft. Gleich darauf erreicht auch die Hauptbürste b_1 den Kontakt d und stellt einerseits für die weitere Schaltbewegung die dauernde Strombrücke zwischen f und e für die Felderregung her, schliesst aber andererseits auch durch ihre Brücke fd einen Parallelstromkreis zu dem Anfangstrom von S über u, c, b_2, d , so dass dieser jetzt entbehrlich ist und durch Öffnen des Kohlenausschalters u unterbrochen werden kann, damit die Hilfsbürste ihren Schleifkontakt stromlos verlässt. Das gleiche Spiel wiederholt sich an jedem nachfolgenden Kontakt.

Beim Ausschalten folgen die einzelnen Stellungen umgekehrt aufeinander, d. h. der Kohlenschalter u öffnet sich zuerst und unterbricht den Hilfsbürstenstrom, so dass die der Hauptbürste b_1 jetzt nachlaufende Hilfsbürste b_2 die einzelnen Kontakte auch wieder stromfrei verlässt und erst auf der Mitte des nächsten Kontaktes aufs neue in den Stromkreis eingeschaltet wird, u. s. f.

Schliesslich entsteht auch der Hauptausschaltfunke am Kohlenschalter u und wird hier magnetisch ausgeblasen, ehe die Hilfsbürste auf dem Rückwege den letzten Kontakt d verlässt. Ausserdem wird das Auftreten einer starken Induktionsspannung in der Feldmagnetwicklung beim Ausschalten dadurch verhindert, dass mit dem Abschalten vom linken Magnetschenkel über $2, e, d$, über den gesammten Anlasswiderstand, durch g, I , den Motoranker nach II und von hier durch den rechten Magnetschenkel ein in sich geschlossener Stromkreis gebildet wird.

Für Drehstrommotoren mit Widerstandschaltung im Läuferstromkreis kann ohne weiteres derselbe Gedanke verwerthet werden, nur müssen hier stets zwei Nebenleitungen von der dritten getrennt oder wieder mit ihr verkettet werden, um das Öffnen und Schliessen des Hilfsbürstenstromes durch den Kohlenschalter zu vermitteln. Zweckentsprechend führt man den Schalter dann mit zwei übereinanderliegenden Drehhebeln auf getrennten Drehachsen aus, schliesst diese an zwei der Leitungen an und legt ferner zwischen die beiden Kohlenkontaktstücke der Hebel das dritte für die dritte Leitung. Die unrunde, doppeldäumige Steuerscheibe ist hierbei derart zwischen beiden Hebeln anzuordnen, dass sie beim Drehen die Hebel gleichzeitig vom Mittelkontakt nach aussen drängt, und dann ein Federzug wieder den gemeinsamen Schluss zwischen den beiden Stromschlussstücken selbstthätig herbeiführt, sobald die Hubdaumenstellung diese Annäherung gestattet.

Im Schaltschema, Fig. 197, münden die Leitungen von den Schleif-

bürsten des Läufers in den Kurzschlusskontakten *I*, *II*, *III* der in drei getrennte Hauptgruppen zerlegten Anlasswiderstände. Die zugehörige dreiarmige Schaltkurbel steht mit ihren Hauptbürsten c_1 , c_2 , c_3 auf dem ersten Isolationsklotz jeder Gruppe in ihrer Ruhelage für abgestellten Betrieb, kurz vor dem ersten Kontakt, die Nebenbürsten bestreichen mit ihren Strombrücken $a_1 b_1$, $a_2 b_2$, $a_3 b_3$ die äussere Kontaktbahn und die zu jeder Widerstandsgruppe gehörigen inneren Leitungsegmente, an welche in *1*, *2* und *3* die Verbindungsleitungen mit den drei Stromschlusstücken der Funkenzieherhebel *u* angeschlossen sind.

Die zur Zeit durch die Steuerscheibe in zwangsläufiger Abhängigkeit von der Schaltkurbeldrehung geöffneten Kohlenkontakte schliessen sich im

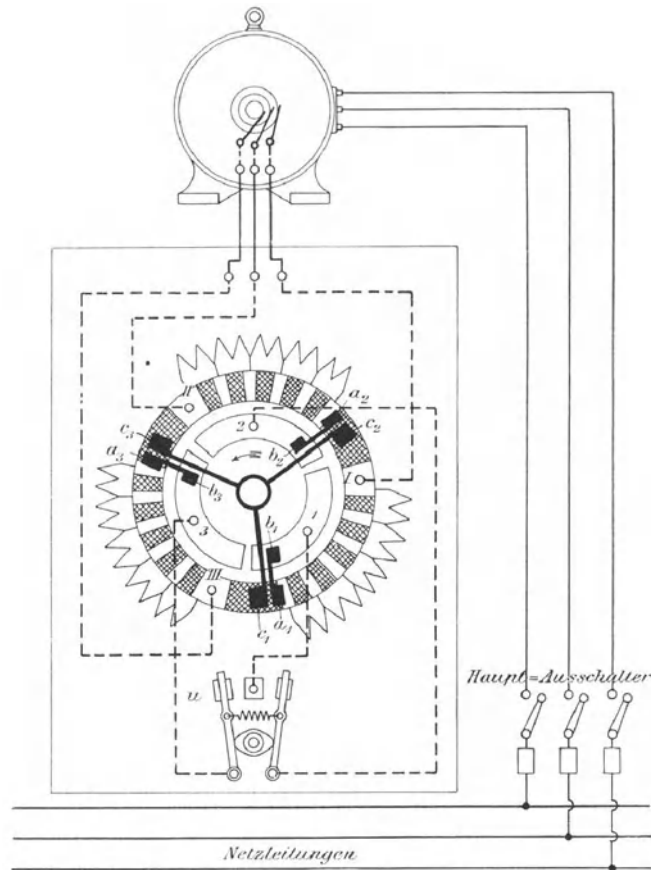


Fig. 197.

nächsten Augenblick durch Weiterdrehen des im Sinne des Pfeiles bewegten dreiarmigen Schaltsterne, sobald die Hilfsbürsten $a_1 a_2 a_3$ die Mitte ihrer ersten Kontaktklötze erreichen. Damit finden die drei Läuferströme von den Schleifbürsten des Motors einen Weg über die voll vorgeschalteten Widerstände durch die Brücken $a_1 b_1$, $a_2 b_2$, $a_3 b_3$ nach den inneren Kreissegmenten des Schaltapparates und von hier über die Anschlusspunkte *1*, *2*, *3* nach den geschlossenen Kohlenkontakten des Funkenziehers *u*, der somit den Verkettungspunkt der Sternschaltung für die drei Stromphasen bildet. Gleich darauf treten aber auch die Hauptbürsten $c_1 c_2 c_3$ auf die ersten Kontaktklötze und eröffnen dem Dreiphasenstrom hinter den Widerständen einen zweiten Vereinigungspunkt durch die Sternarme des Schalters in dessen Mitte, so dass nunmehr der Kohlenkontakt, ohne den Stromlauf auf

dem zweiten Wege zu unterbrechen, sich wieder öffnen kann, und die Hilfsbürsten stromfrei vom ersten Kontakt über die Isolation bis zur Mitte des zweiten weiterwandern lässt. Hier erfolgt erst wieder der neue Schluss des Kohlenschalters, indem sich das erste Schaltspiel von Kontakt zu Kon-

takt sinngemäss wiederholt, und der Kohlenschalter die Übergangsfunken rechtzeitig von den Metallkontakten ablenkt.

Stillschweigend ist bei der vorstehenden Betrachtung vorausgesetzt, dass der Hauptausschalter der Netzleitungen, die in den Primärwicklungen des Ständers münden, gleichzeitig durch den Schalter des Anlasswiderstandes bei noch voll vorgeschaltetem Widerstande im Sekundärstromkreis geschlossen wird, um den Motor anlaufen zu lassen.

Das photographische Bild, Fig. 198, lässt die äussere Form der Gesamtanordnung erkennen, der vor allem der dreiarmlige Bürstenstern auf der Deckplatte des Gehäuses und die Hubdaumenscheibe zwischen den Kohlenkontakthebeln zu entnehmen ist.

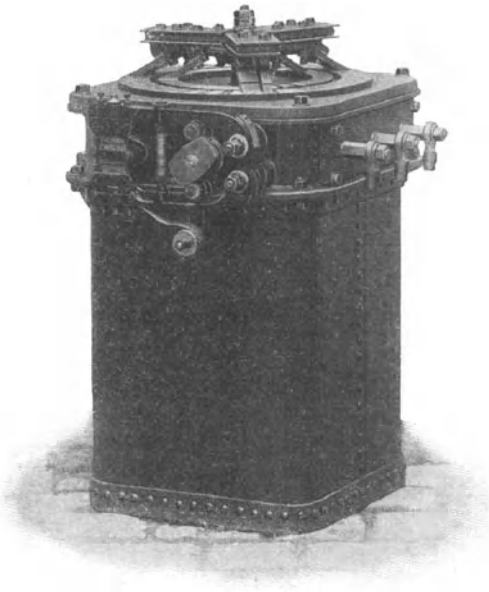


Fig. 198.

Die Anlasserkasten werden bei den Gleichstrom- und Drehstromapparaten für starke Ströme mit Öl gefüllt, um eine möglichst vollkommene und gleichmässige Wärmeableitung der Widerstandspulen zu erreichen.

Die Anlasser finden u. a. für elektrisch betriebene Pumpen hydraulischer Anlagen von Hebemaschinen Verwendung, die mit hohem Druck arbeiten.

C. Einfache Anlasser zum Regeln der Motorumlaufzahl.

Anlasser der Allgemeinen Electricitäts-Gesellschaft in Berlin mit Vorschaltspulen im Magnetstromkreis.

Die Allgemeine Electricitäts-Gesellschaft in Berlin baut ihre Anlasswiderstände zum Regeln der Motorgeschwindigkeit nach der schematischen Skizze, Fig. 199. Der Magnetstromkreis ist an die inneren, der Ankerstromkreis an die äusseren Stromschlusssegmente des Schaltbrettes angeschlossen. Die Schaltkurbel wird zum Anlassen des Motors aus der gezeichneten Nullstellung über die Kontakte fortbewegt und schliesst zunächst den Stromkreis für die Feldmagnetspulen mit stufenförmig gesteigerter Erregung, indem sie nacheinander die beiden Vorschaltwiderstandstufen w_1 ausschaltet. Nach voller Erregung des Motorfeldes beginnt im weiteren Verlauf der Kurbeldrehung der Stromschluss für den Anker über den Anlasswiderstand w , der in gewöhnlicher Weise langsam abgeschaltet wird. Mit dem vollständigen Ausschalten des Anlasswiderstandes erlangt der Elektromotor seine regelrechte Umlaufgeschwindigkeit. Bewegt man die Schaltkurbel über diese Grenze hinaus in ihre äusserste Lage rechts, so werden die Widerstandspulen w_2 in den Magnetstromkreis eingeschaltet,

um durch Schwächen des Feldes die Umlaufgeschwindigkeit über die normale Grenze hinaus zu steigern. Die Geschwindigkeit kann bei entsprechender Grösse der Regulirwiderstände, ohne störendes Funken durch die Verschiebung der neutralen Achse zu veranlassen, um so höher getrieben werden, je kleiner die Ankerrückwirkung des Motors ist. Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft beschränkt für diese Steuerapparate die Steigerung auf 15% der regelrechten Umlauhzahl. Beim Abschalten vollziehen sich alle Vorgänge

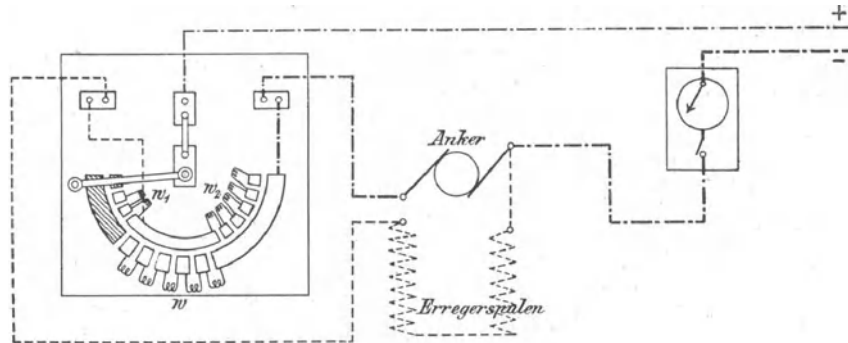


Fig. 199.

in umgekehrter Reihenfolge. Die zuletzt vor der vollkommenen Stromunterbrechung wieder in Wirksamkeit tretenden Vorschaltwiderstände w_1 schwächen den Erregerstrom gegen Ende so stark ab, dass beim Öffnen des Stromkreises nur noch mässiges Funken stattfindet. — Vergl. den schon früher beschriebenen Anlasser von Fischer-Hinnen, Fig. 61, S. 64, durch den beim Abstellen Erregung und Anker mit sämtlichen Widerständen in einem geschlossenen Stromkreis für den unschädlichen Verlauf des Extrastromes liegen bleiben.

Anlassvorrichtung der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals L. Schwartzkopff, für Nebenschlussmotoren mit veränderlicher Feldstärke und Parallel- oder Hintereinanderschaltung der Anker.

D. R. P. 78789 und 90968.

In den allgemeinen Untersuchungen der Mittel zum Verändern der Umlauhzahl von Nebenschlussmotoren, S. 56 bis 62, ist nachgewiesen, dass sowohl das Verfahren, die Ankerwicklung zu theilen und je nach Bedürfniss die Theile parallel oder hintereinander zu schalten, wie das andere, die Erregung der Feldmagnete durch Vorschaltwiderstände mehr oder minder zu schwächen, einzeln angewendet, mit dem Nachtheil behaftet ist, dass sich die neutrale Achse des Motors beim Wechsel der Schaltung verschiebt und dadurch feststehende Bürsten leicht zu lebhaftem Funken veranlasst, wenn der Motor nicht mit sehr kleiner Ankerrückwirkung gebaut wird.

Zum Beseitigen dieses Missstandes verändert Schwartzkopff die Schaltung der Ankerspulen und die Feldstärke des Motors gleichzeitig in der Weise, dass die neutrale Achse ihre Lage nahezu beibehält, und erreicht hierbei ausserdem den Vortheil eines grösseren Spielraumes für die Grenzen, zwischen denen die Umlauhzahl des Motors nach den wechselnden Bedürfnissen gewählt werden kann.

Zerlegt man beispielsweise die Ankerwicklung in zwei Theile und schaltet diese beliebig hintereinander oder parallel, oder schaltet einen Theil ganz aus, und macht ferner auch noch die Wirkung der Schenkelwicklung durch Regulirwiderstände oder durch Ausschalten von Windungen im Verhältniss von x zu $2x$ veränderlich, so kann man durch Verbinden

dieser Hilfsmittel die Grenzen der veränderlichen Geschwindigkeit auf das Doppelte derjenigen ausdehnen, die sich erreichen lassen, wenn man entweder nur die Anker- oder nur die Erregerwicklung allein verschieden schaltet.

Die Geschwindigkeitsunterschiede entsprechen bei der Schwartzkopffschen Doppelschaltung den Umlaufzahlen, die im Maximum einerseits bei Parallelschaltung der beiden Ankerhälften mit halber Feldstärke und andererseits mit hintereinander geschalteten Ankerhälften und voller Feldstärke im Minimum erreicht werden.

Während die Veränderlichkeit der Geschwindigkeit bei Hauptstrommotoren von der Lastgrösse beeinflusst wird, gestattet das hier in Rede stehende Verfahren mit Nebenschlussmotoren innerhalb weiter Grenzen jede Last mit beliebig einzustellender Geschwindigkeit zu heben und zu senken. Die elektrische Steuerung ersetzt gleichzeitig in vollkommenerer Weise die auswechselbaren Rädervorgelege, welche sonst in Windtriebwerken für verschiedene Lastgeschwindigkeiten angewendet werden.

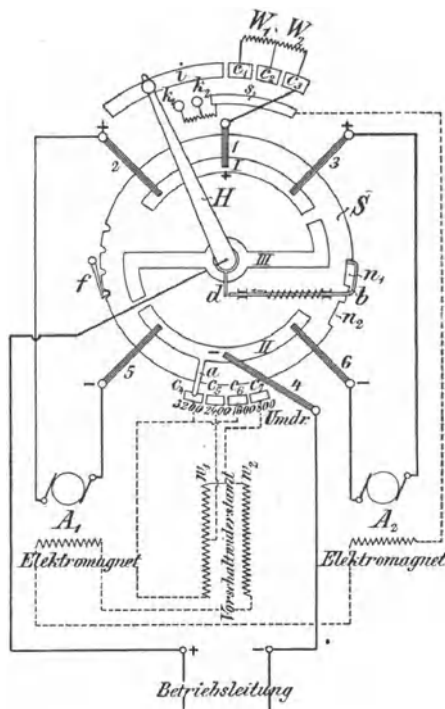


Fig. 200.

Feldstärke durch die Regulirwiderstände W_1 und W_2 im Magnetstromkreis.*)

Der Netzstrom tritt von der positiven Klemme der Betriebsleitung durch die Achse des Schaltapparates in die Schaltkurbel H , die in der Ruhelage auf der nichtleitenden Schiene i steht. Die Kurbel überschreitet beim Anlassen des Motors zunächst die Stromschlusstücke k_1 und k_2 , bis sie sich auf die Kontaktschiene s legt und so die Feldmagnete stufenweise unter Ausschaltung der beiden zwischen k_1 , k_2 und s liegenden Widerstandspulen erregt. Von s geht dann der Strom durch die Magnetwicklung, und die Regulirwiderstände w_2 und w_1 nach dem Stromschlusstück c_4 , von wo der zur Zeit darüber stehende Schleifarm a des Schaltbrettes das Weiterleiten durch die Kontaktschiene II und die Abnehmerbürste 4 in den Rücklaufdraht des Netzes übernimmt.

Bei fortgesetzter Drehung nach rechts tritt der Hebel H mit dem Stromschlusstück c_1 in Verbindung und leitet einen zweiten Stromzweig über c_1

*) Die beiden in der schematischen Skizze getrennt gezeichneten Ankerhälften A_1 und A_2 sitzen in der Ausführung auf einer gemeinschaftlichen Achse. Zu jeder Ankerhälfte gehört aber ein eigener Kollektor mit je einem Bürstenpaar.

Zur Durchführung des Konstruktionsgedankens ist eine gewöhnliche Schaltkurbel H , in Verbindung mit einem drehbaren Schaltbrett S , Fig. 200, verwendet, das für den nachstehend in Betracht gezogenen Fall durch die Schnepferfeder f für vier verschiedene Schaltweisen in vier verschiedenen Stellungen festgehalten werden kann, um den Motor mit 3200, 2400, 1600 oder 800 Umdrehungen in der Minute laufen zu lassen.

Die Figur entspricht der Schaltung für die grösste Umlaufzahl 3200 mit parallel liegenden Wicklungen der beiden Ankerhälften bei halber

durch die Widerstandspulen W_1 und W_2 , durch c_3 und die Bürste 1 in die Kreisringschiene I. Hier theilt sich der Strom abermals in zwei Theile. Der eine geht über die Bürste 2 durch den Anker A_1 und Bürste 5, der andere über die Bürste 3, den Anker A_2 und die Bürste 6 zur Ringschiene II, in der sich beide Stromzweige wieder vereinigen und gemeinsam durch die Abnehmerbürste 4 nach der negativen Netzklemme abgeführt werden. In der Anlaufperiode werden die Vorschaltwiderstände W_1 und W_2 aus dem Ankerstromkreis ausgeschaltet, indem die Kurbel H bis in ihre rechte Endstellung auf den Kontakt c_3 übergeführt wird. Umgekehrt schaltet die Kurbel beim Abstellen zum Stromabschwächen und Vermindern des nacheilenden Extrastromes zunächst die Ankerwiderstände W_2 und W_1 , und ebenso im Magnetstromkreis die Widerstände k_2 und k_1 vor, ehe der Strom in diesen beiden Zweigen vollständig abgeschnitten wird.

Soll der Motor mit der nächst niedrigeren Geschwindigkeitstufe von 2400 Umdrehungen in der Minute laufen, so dreht man die Schaltscheibe S , bis der Schleifarm a auf das Stromschlusstück c_5 gelangt, und der Federschnepfer f diese Stellung durch Einschnappen in die zweite Umfangskerbe gesichert hat. Die Schaltvorgänge entsprechen dann beim Anlassen, wie Abstellen vollkommen dem vorstehend beschriebenen Verlauf, nur findet der Strom der Magneterregung über die neue Verbindung durch c_5 einen kürzeren Ausweg nach der negativen Klemme und durchläuft von dem Gesamtregulirwiderstand w_2 und w_1 nur noch einen Theil, weil die Leitung nach c_5 aus der Mitte von w_1 abzweigt.

Das theilweise Abschalten des Widerstandes verstärkt die Felderregung und verkleinert dadurch die Umlaufgeschwindigkeit des Motors.

Die beiden nächsten Geschwindigkeitstufen werden durch Umwandeln der Parallelschaltung der Ankerhälften in Hintereinanderschaltung erreicht. Zum Schutz gegen einen plötzlichen Übergang von einer Schaltweise in die andere, der während des Betriebes zu Kurzschlüssen im Anker führen könnte, ist die Scheibe S durch ihre Umfangsnuthen n_1 und n_2 und den hakenförmig umgebogenen Hemmbolzen b derart gesperrt, dass die Schaltkurbel H noch über ihre Stromabstelllage nach links hinaus bewegt werden muss, um durch ihren Druckarm d den Hemmbolzen b aus seiner Sperrlage zurückzudrängen. Die Schaltscheibe S lässt sich zum Umschalten der Ankerwicklungen also nur drehen, wenn der Strom in allen Zweigen unterbrochen ist. In der dritten Scheibenstellung springen der Hemmbolzenhaken in die Sperrnuthe n_3 und die Schnepferfeder f in die dritte Umfangskerbe ein. Dabei gelangt der Schleifarm a auf das Stromschlusstück c_6 und die Bürsten 3 und 5 auf die Enden der **Z**-förmigen Verbindungsschiene III, während die Schleifbürsten 1 und 2 mit der Ringschiene I und die Bürsten 4 und 6 mit der Ringschiene II in Berührung bleiben. Der Erregerstrom durchläuft von s aus über die Feldmagnetspulen wieder den ganzen Widerstand w_2 und w_1 , bevor er durch c_6 und a in die Abführungsschiene II und zur negativen Netzklemme gelangt. Der Ankerstrom geht von c_3 durch 1 über I und 2 durch die Ankerhälfte A_1 , dann weiter durch 5 über III und 3 durch die zweite Ankerhälfte A_2 und schliesslich von hier durch 6, II und 4 zur negativen Klemme. Der Motor vollführt bei so hintereinander geschalteten Ankerhälften und volleingeschaltetem Vorschaltwiderstand im Magnetstromkreis 1600 minutliche Umläufe.

Bringt man die Schaltscheibe in die vierte Stufenlage, für die der Schleifarm a auf das Stromschlusstück c_7 gelangt, so bleibt der Ankerstromlauf der gleiche, wie in der letzten Schaltstellung, aber der Erregerstrom durchläuft jetzt nur noch den Vorschaltwiderstand w_2 , weil w_1 durch den Stromweg über c_7 ausgeschaltet ist. Der Motor läuft mit 800 Touren.

In allen vier Fällen vermittelt die Schaltkurbel H in gewöhnlicher

Weise lediglich das Ab- und Vorschalten der Anlasswiderstände für den Magnet- und Ankerstromkreis beim Einschalten und Abstellen des Motors, die drehbare Schaltscheibe S bewirkt mit den Schienen I, II, III , dem Schleifarm a und den zugehörigen Stromschlussstücken c_4, c_5, c_6, c_7 , sowie den Regulirwiderständen w_1 und w_2 die Änderung der Motorgeschwindigkeit. Die Maschine läuft hierbei stets in derselben Richtung, weil mit dem Anlasser kein Stromwender verbunden ist.

Ausser den angegebenen Schaltstufen kann man noch weitere dadurch erzielen, dass man neben der Parallelschaltung der beiden Ankerhälften auch die Möglichkeit bietet, die eine Ankerhälfte ganz auszuschalten, oder dass man den Vorschaltwiderstand w_2 untertheilt, um diesen theilweise oder ganz für die Regelung der Umlaufzahlen einzuschalten, die zwischen den angegebenen Grenzen liegen. Ebenso ist ohne weiteres ersichtlich, dass durch andere Vertheilung der Windungszahl für die beiden Ankerhälften und durch andere Untertheilung des Vorschaltwiderstandes w_1 oder durch Wahl einer anderen Grösse von w_1 im Verhältniss zu w_2 die vorstehend angenommenen Hauptgeschwindigkeitsstufen in beliebig anderer Weise bestimmt werden können.

Die Länge der Sperrnuthen n_1 und n_2 gestattet, die Schaltscheibe im vollen Motorlauf für jede der beiden Ankerschaltungen von einer Geschwindigkeitsstufe auf die zweite derselben Ankerschaltung einzustellen. Das ist ohne Gefahr zulässig, weil der hierbei eintretende Wechsel in der Grösse der Vorschaltwiderstände des Magnetstromkreises sich ohne Stromunterbrechung vollzieht. Für den Geschwindigkeitswechsel mit Ankerumschaltung ist die Schutzsperrung eingebaut, welche den Arbeiter zwingen soll, den Motor vor dem Wechsel zunächst ganz abzuschalten.

Dieser Missstand ist durch die abgeänderte Schaltweise des Ankerstromkreises nach dem Zusatzpatent 90968 beseitigt, die durch sprungweises, gleichzeitiges Verändern der Feldstärke wenigstens für die Hauptschaltstufen die unveränderliche Lage der neutralen Achse annähernd wahrt, und durch besondere Schutzspulen den gefahrlosen unmittelbaren Übergang von einer Ankerschaltung auf die andere gestattet.

Mit dieser Abänderung ist schliesslich auch der Steuerapparat in anderer Hinsicht vereinfacht und alles auf einem ruhenden Schaltbrett mit festliegenden Stromschlussklötzen und Schienen vereinigt, über die sich nur die Kurbel fortbewegt.

Das Schaltschema, Fig. 201, entspricht den späteren Ausführungen der Schwarzkopff'schen Steuerapparate für veränderliche Motorgeschwindigkeit.

Der Hebel wird zum Anlassen des Motors, dessen Ankerhälften a_1 und a_2 mit getrennten Wicklungen, Kollektoren und Bürstenpaaren versehen sind und sich schematisch als zwei selbständige Maschinen mit den Ankern a_1 und a_2 darstellen, von der stromlosen Stellung 1 im Sinne des Uhrzeigers über die Anlasskontakte des Nebenschlusses für die Motorerregung fortbewegt. Die zwischen 2 und 4 eingeschalteten Widerstände dienen nur als Schutzspulen zum Abschwächen des Extrastromes in der Erregung bei umgekehrter Hebelumdrehung, also zum möglichst funkenlosen Abstellen des Stromes.

Bei der folgenden Stellung des Hebels auf 11 ist die Erregung voll eingeschaltet, der ganze Vorschaltwiderstand zwischen 11 und 16 liegt vor den beiden hintereinander geschalteten Ankerhälften, und der Motor läuft unter allmählicher Zunahme seiner Anlaufgeschwindigkeit mit seiner regelrechten kleinsten Tourenzahl, wenn der Hebel in seine senkrechte Mittel-lage gelangt und mit seinen Bürsten die Stromschlussklötze 16 und 17 für den Ankerstromkreis, sowie gleichzeitig 5 und 6 für die Erregung über-

deckt. Im weiteren Verlauf der Hebelrotation steuert sich für den Übergang aus einer Ankerschaltung in die andere der Widerstand zwischen 5 und 6 in den Magnetstromkreis ein und schwächt das Feld, während gleichzeitig auch vor die beiden noch hintereinander liegenden Ankerhälften a_1 und a_2 die Widerstandspulen zwischen den Kontakten 17 und 19 in den Stromkreis aufgenommen werden und den Betriebsstrom drosseln. Wenn dann die Hebelbürste die Kontakte 19 und 20 überdeckt, steht die Ankerhälfte a_1 an beiden Bürsten unter gleicher Spannung und bleibt daher stromlos. Die Maschine arbeitet nur mit der Ankerhälfte a_2 , bei teilweise geschwächtem Felde, und mit dem Vorschaltwiderstand zwischen 20 und 22 im Ankerstromkreis. Auf dem Kontakt 22 erreicht der Motor, unter vollständig abgeschaltetem Anlasswiderstand der Ankerhälfte a_2 , seine zweite regelrechte Geschwindigkeitstufe mit höherer Umlaufzahl, und diese wird durch erneute Schwächung des Feldes weiter gesteigert, wenn man den Schalthebel über die letzten Stromschlussklötze der Magnetstromschiene 7 bis 10 bis in die äusserste Stellung nach rechts bewegt.

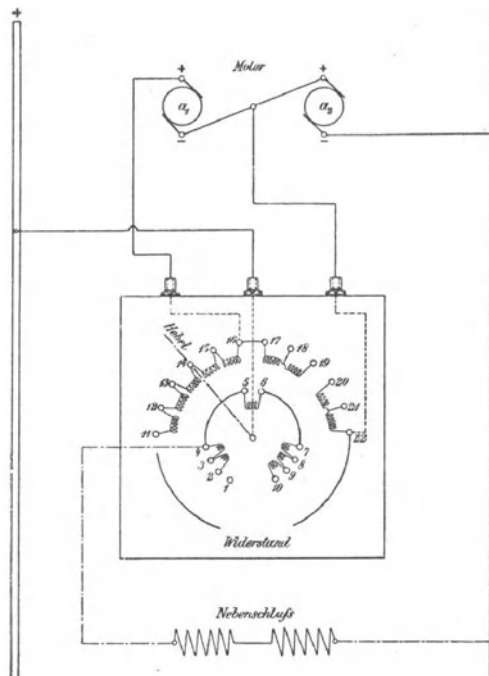


Fig. 201.

Die besondere Art der Anordnung der Widerstandspulen erreicht den eingangs betonten Zweck, dass bei der umgekehrten Hebelrotation zum Abstellen des Stromes der Ankerstrom abgeschwächt wird, bevor die Ankerschaltung wechselt, und dass bei der schliesslichen vollständigen Stromunterbrechung der ganze Anlasswiderstand vor den Ankerhälften, und die Schutzspulen vor der Erregung liegen.

Die Ausführung desselben Schalters mit Stromwender findet sich S. 255.

D. Anlasser mit Stromwender.

Einfacher Drehstromwender mit Handgriff für Krahne ohne Anlasswiderstand.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Die Untersuchung der Drehstrommotoren ergab S. 93, dass der Motor seine Drehrichtung wechselt, sobald man die Zuleitungen für zwei Primärspulen miteinander vertauscht. Alle Umsteuerapparate für Drehstrommotoren beruhen demnach auf der kreuzweise auswechselbaren Verbindung zwischen zwei Netzleitern und den zugehörigen Primärklemmen des Motors.

Es wurde ferner S. 109 u. f. darauf hingewiesen, dass kleinere Drehstrommotoren bei geeigneter Bauart, unter Verzicht auf den günstigsten Wirkungsgrad, ohne Anlasswiderstand in Betrieb gesetzt werden können, wenn die sonstigen Verhältnisse grössere Spannungsschwankungen im Netz gestatten. Mit dieser Vereinfachung sind eine Reihe von Anlagen in Be-

trieb, aber im allgemeinen pflegt man auf den Anlasswiderstand nicht zu verzichten.

Fig. 202 stellt die Anordnung der sogenannten Hackmesserumschalter für Drehstrommotoren ohne Anlasswiderstand dar. Der Steuerhebel ist mit drei messerförmigen Stromschlusstückchen ausgerüstet, die gegeneinander isoliert in dem Hebelschlitz befestigt sind und beim Umlegen des Hebels nach rechts oder nach links in die federnden Klemmgabeln am Steuerbock eingreifen. Von jeder Klemmgabel steht die eine Zinke — in der Figur f_1, f_2, f_3 — je mit einer der drei Hauptleitungen in Verbindung, welche zu den drei Primärklemmen führen, die anderen n_1, n_2 und n_3 sind durch ihre Klemmen an die drei Netzleitungen angeschlossen und führen die um 120° phasenverschiedenen Wechselströme dem Motor durch die zugehörigen Gabelzinken zu, sobald der Steuerhebel mit seinen Stromschlusstückchen in die Gabeln hineingedrückt wird. Die Umsteuerung wird beim Umlegen des Hebels aus einer Grenzlage in die andere dadurch bewirkt, dass in der linken Stellung die Netzleitungen n_1, n_2 und n_3 mit den gleichnumerirten Anschlüssen f_1, f_2 und f_3 der Primärklemmen in Verbindung stehen, während in der rechten Gabelstellung die Netzleitung n_1 an die Primärspule f_1 , die Netzleitung n_2 dagegen an f_3 und schliesslich n_3 an f_2 angeschlossen sind.

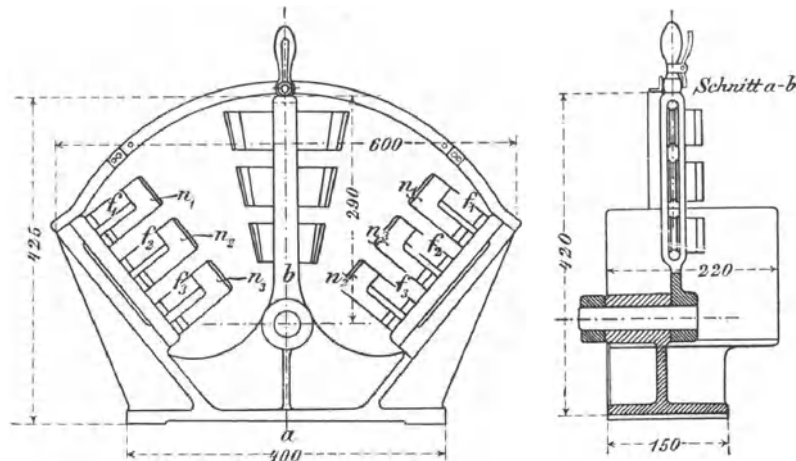


Fig. 202.

Hierdurch wird der erforderliche Austausch zwischen zwei phasenverschiedenen Zuleitungen für die entgegengesetzte Umlaufrichtung des Motors vermittelt.

Ein kleiner Griffederschnepfer stellt den Steuerhebel in seiner Mittel-lage für die vollständige Stromunterbrechung am Führungsbügel fest.

Die Konstruktion wird für Ströme bis 60 Amp. benutzt.

Drehstromumschalter mit Zugseilen zum Steuern von unten.

Drehstromumschalter für Krahnmotoren, die von unten durch Zugseile bedient werden sollen, führt die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin nach Fig. 203 mit einem doppelarmigen Wipphebel aus. Jeder Hebelarm trägt drei messerförmige Stromschlusstücke, die durch Niederziehen des anderen Armes zum Eingriff in die darüber stehenden Klemmgabeln gebracht werden können. Die einzelnen Gabeln bestehen je aus zwei getrennten Zinkenpaaren, von denen das eine an die betreffende Zuleitung des Generators angeschlossen ist, das andere die Klemme für den Anschluss der

Primärspulen besitzt. Durch die Art der Leitungsverbindungen sind die Anschlüsse zwischen zwei Leitergruppen auf den beiden verschiedenen Schaltseiten des doppelarmigen Steuerhebels für den Wechsel der Motorlaufrichtung in der erforderlichen Weise, wie in der unmittelbar vorher besprochenen Konstruktion, kreuzweise vertauscht.

Der Federschnepfer *S* springt bei vollem Hebelausschlag in Aussparungen der unteren Hebelfläche ein und sperrt hierdurch den Umschalthebel in

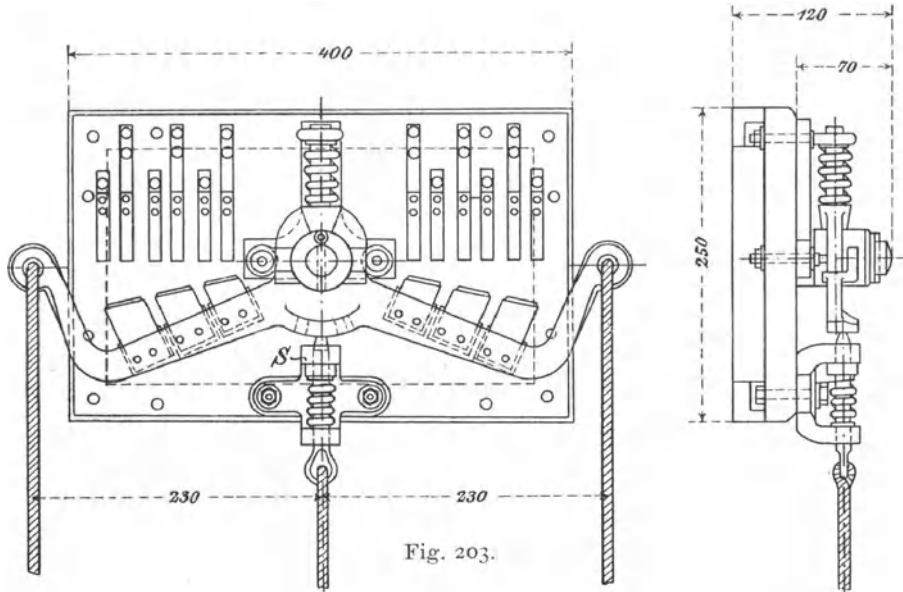


Fig. 203.

seiner Stromschlusslage, so dass zum Öffnen des Stromkreises jedesmal zuerst das mittlere Seil angezogen werden muss, um den Sperrriegel auszulösen.

Über der Hebeldrehachse liegt ein hufeisenförmiger Bügel, der sich durch Federdruck mit den Unterflächen seiner Schenkel auf den Rücken der Hebelarme legt und die mittlere Ruhelage des Schaltwerkes selbstthätig herbeizuführen sucht und sichert.

Der Apparat ist für Ströme bis 30 Ampère bestimmt.

Wendeanlasser für Gleichstrommotoren mit Graphitwiderstand von C. Flohr.

D. R. P.

Die Verwendung von Graphitpulver als Anlasswiderstand ermöglicht ebenso stetiges Vor- und Abschalten von Widerständen, wie bei den Flüssigkeits-Anlassern mit Salzlösungen. Beim Drehen der vom Steuerseil betätigten Welle *w*, Fig. 204, wird zunächst der Stromwender *v* durch den eingreifenden Kopfzahn des Hebels *h* in die Betriebslage für Auf- oder Niederfahrt gebracht und darin durch die Scheibe *s* verriegelt, deren cylindrischer Umfang sich in die kreisbogenförmigen Ausschnitte der unteren Ecken des Stromwenders hineindreht. Gleichzeitig lässt eine zweite Kurbel auf der Welle *w*, Fig. 205 bis 207, die bis dahin abgestützte Zahnstange *t* fallen, und diese dreht durch ihren Eingriff das Zahnrad *z* ungefähr um 180° . An der Drehung nehmen die aussen auf der Radachse befestigte Kontaktbürste *f* und im Innern des Kastens die Schaufelarme *b* theil, denen der Strom von der Ringschiene *r* durch den Bürstenarm *f* zugeführt wird. Der Bewegung folgt anfangs auch noch ein

lose zwischen den Schaufelarmen auf die Welle *a* aufgesetzter Hebel *C* bis in die punktirte Lage, der sich mit zwei seitlichen Kopfnasen *k* auf

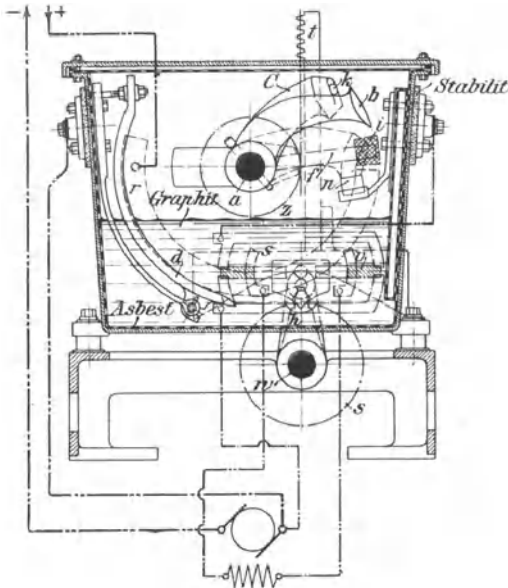


Fig. 204.

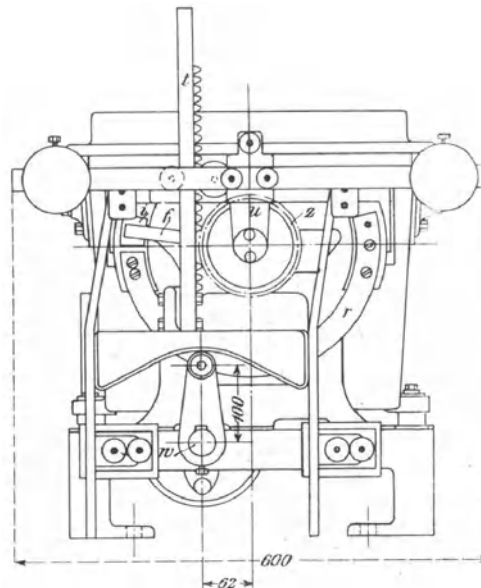


Fig. 205.

die benachbarten Schaufelarme abstützt und den Nebenschluss für die Motorerregung schliesst, sobald er sich auf den Kontaktklotz *n* in seiner

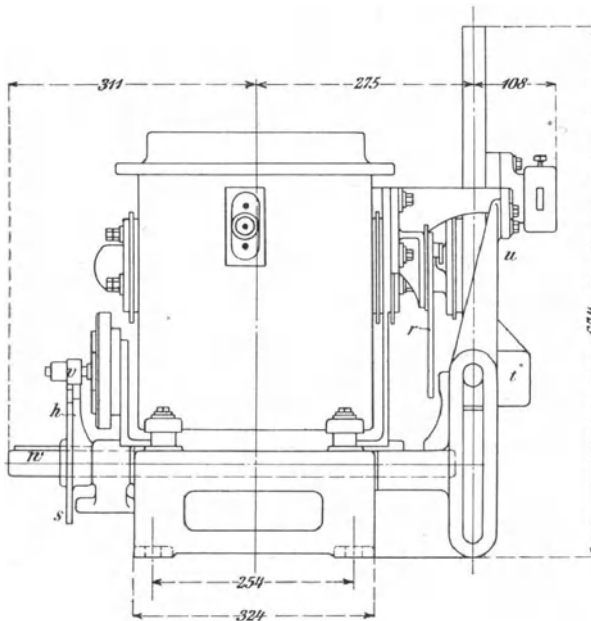


Fig. 206.

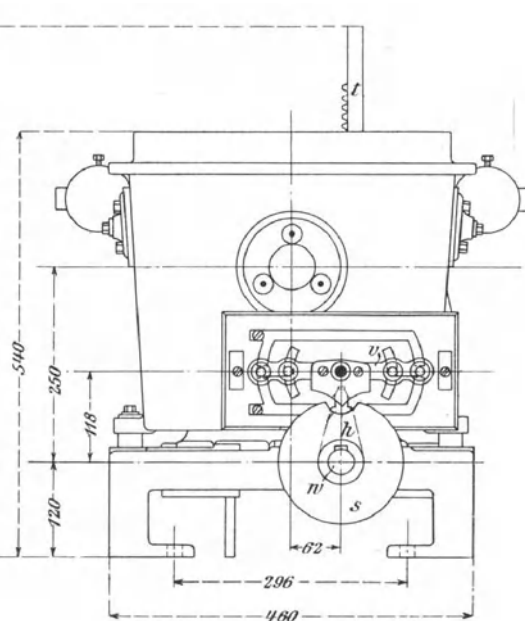


Fig. 207.

Bahn auflegt. Die Hebel *b* setzen ihre Bewegung fort und tauchen mit ihren Schaufeln bald darauf in die Graphitfüllung. Damit beginnt die Stromzuführung für den Motoranker unter allmählicher Abnahme des

Widerstandes, bis schliesslich die Schaufeln auf die excentrisch zur Welle a gekrümmte, federnd abgestützte Kontaktschiene d aufgleiten und in der Schlusslage den Strom direkt durch rein metallische Leitung in den Motor in voller Stärke eintreten lassen.

Beim Abstellen des Motors vollzieht sich der Vorgang durch Zurückdrehen der Steuerwelle in die Anfangslage und Heben der Zahnstange in umgekehrter Reihenfolge, der Graphitwiderstand wird wieder vorgeschaltet, dann nach dem Austausch der Schaufeln der lose Zwischenhebel C durch seine Nasen k von den Armen b mitgenommen und vom Nebenschlusskontakt n abgehoben, sowie schliesslich durch Übergleiten der Schleifbürste f am Ende ihrer Ringbahn auf den gekreuzt schraffirten Isolationsklotz i , Fig. 204, der Betriebsstrom ganz abgeschnitten. Hiernach gelangt auch der Stromwender wieder in seine tote Mittellage.

Die Fallgeschwindigkeit der Zahnstange t und damit die Schaltgeschwindigkeit beim Anlassen werden durch eine Pendelunruhe u , ähnlich wie bei den Anlassern der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Taf. 74, Fig. 9 u. 10, geregelt. Die Anlasser sind durch einen Kastendeckel mit senkrechtem Rohransatz fest abgeschlossen, um das Verstauben des Graphits, der beim Funken umherspritzt, zu vermeiden und der im lebhaften Betrieb stark erhitzten Luft doch einen freien Abzug zu gewähren. Je nach der Spannung wählt Flohr Graphit von hohem oder geringerem Kohlenstoffgehalt und führt die Anlasser für 60 bis 600 Volt aus.

Umsteuerung mit Flüssigkeitsanlasswiderstand für Drehstrommotoren.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Der Umkehranlasswiderstand, Fig. 13 bis 17, Taf. 74, dient dazu:

1. den Primärstromkreis einzuschalten und zwei der Anschlüsse für den Wechsel der Drehrichtung des Motors umzukehren,
2. zum Anlassen des Motors Widerstände im Läuferstromkreis, hier den Flüssigkeitswiderstand, allmählich abzuschalten und umgekehrt beim Abstellen möglichst schnell wieder vorzuschalten, sowie schliesslich
3. nach vollem Einschalten des Widerstandes den Primär-, wie auch den Sekundärstromkreis des Motors zu unterbrechen.

Die Ausführung sichert diese einzelnen Wirkungsweisen auch für den Fall, dass durch Unachtsamkeit oder infolge unbemerkter Dehnung der Steuerseile der Maschinist die Steuerung nicht voll in die Endstellung auszieht oder die Mittellage etwas überschreitet.

Der Apparat besteht im wesentlichen aus zwei Theilen, dem eigentlichen Aus- und Vorschaltwerk für den Flüssigkeitswiderstand und dem Stromwender. Der Anlasswiderstand ist in den Läuferstromkreis des Motors eingeschaltet — vergl. das Schaltschema, Fig. 18, der Stromwender liegt im Primärstromkreis des Motors.

Der gusseiserne, zur Aufnahme der Widerstandsflüssigkeit bestimmte Topf a , Fig. 13, ist durch einen besonderen mit dem Boden verschraubten Einsatzcylinder d in zwei getrennte Räume getheilt, die aber durch Löcher im unteren Theil der Wandung des Blechcylinders miteinander in Verbindung stehen. Die Flüssigkeit stellt sich also in beiden Räumen auf gleiche Höhe ein. Bei wechselndem Stand wird der gegenseitige Ausgleich nur durch die beschränkten Durchgangsöffnungen absichtlich etwas verzögert.

Die cylindrisch gebogenen, nach unten zugespitzten Eintauchbleche f sind unbeweglich je mit ihren beiden oberen Eckpunkten durch Isolatoren

am gusseisernen Topf befestigt und dadurch in hängender Lage im äusseren Ringraum des Gefässes untergebracht. Jedes der drei Bleche steht mit einem der drei Sekundärstromleiter in Verbindung und hat an dem Isolator, welcher die Stromzuführung trägt, nach innen gewendet eine Stromschlussfläche, der eine zweite an der isolirten Stützung der benachbarten Platte zunächst ohne gegenseitige Verbindung entspricht. Der Zweck dieser Flächen ist weiter unter zu erklären.

Im ausgeschalteten Zustande hängen die Bleche frei in der Luft oberhalb des Flüssigkeitspiegels, dessen regelrechte Höhe beim Füllen des Gefässes durch Öffnen der Kontrollschraube *n* Fig. 16 genau eingestellt werden kann, indem man soviel Flüssigkeit durch den Fülltrichter eingiesst, bis sie die Lochhöhe *n* erreicht und ein etwaiger Überschuss sofort abfließt.

Der Stromschluss wird vermittelt, sobald der Flüssigkeitspiegel im Ringraum steigt und die Eintauchbleche durch allseitige Umspülung miteinander in leitende Verbindung setzt. Dabei bildet die leitende Flüssigkeitsäule des Ringraumes den Verkettungspunkt der drei Läuferspulen des Motors, die hierdurch in Sternschaltung miteinander verbunden werden. Der Anlasswiderstand vermindert sich in eben dem Masse, wie sich die stromführenden Leitungsquerschnitte der Tauchbleche durch das Emporsteigen der Flüssigkeit im Ringraum vergrössern.

Die Flüssigkeit wird beim Anlassen des Motors durch einen Blechtauchkolben *e*, den man mittelst der Steuerwelle im Kernraum niedersinken lässt, im Ringraum in die Höhe getrieben.

Die Dauer der Abschaltzeit des Flüssigkeitswiderstandes lässt sich durch die Belastung des Tauchkolbens regeln, die aus Steinen oder andern nicht rostenden Materialien im Hohlraum des Kolbens besteht. Im vorliegenden Fall sind nach Versuchen etwa 19—25 kg Belastungsgewicht erforderlich, um die Senkzeit des Kolbens und damit das Aufsteigen der Flüssigkeit an den Stromschlussblechen *f* auf ungefähr 10 Sekunden auszudehnen, also noch ganz langsames Abschalten des Widerstandes zu vermitteln. In der tiefsten Kolbenstellung legen sich bogenförmige Metallkontakte am oberen Kolbenrand hinter die oben erwähnten metallischen Stromschlussflächen der Tauchbleche an den Isolationstützen Fig. 13. Damit wird der ganze Flüssigkeitswiderstand ausgeschaltet und die Verkettung der drei Läuferstromleiter auf rein metallischem Wege innerhalb der Tauchbleche vermittelt, die dann einen geschlossenen Leitungsring bilden, von dem die drei Ankerstromleiter abzweigen.

Der Bedingung, dass der Stromwender nur umgesteuert werden kann, so lange der Läuferstromkreis offen ist, genügt die Ausführung dadurch, dass der Tragbügel *g*, mit dem der Tauchkolben *e*, wie ein Eimer mit seinem Henkel am Kurbelzapfen *i* der Steuerwelle *c* hängt, in der mittleren Strecke, Fig. 14, konzentrisch zur Kurbelachse kreisbogenförmig gekrümmt ist und den Kolben für einen Ausschlagwinkel der Steuerwelle um etwa 60° nach rechts oder links durch diesen Rastweg unbeweglich stehen lässt. Erst bei weiterer Drehung tritt der Kurbelzapfen mit seiner Tragrolle *i* aus dem Bereich des Bügelrastbogens und lässt den Tauchkolben frei niedersinken, wenn der volle Steuerzug die Kurbel jedesmal um 180° aus ihrer senkrechten, nach oben gerichteten Mittellage nach der einen oder der anderen Seite bewegt. Ein fester Anschlag begrenzt die Drehung der Steuerwelle und dient, vorzüglich im Aufzugbetrieb, dem Führer als Merkmal, dass die Grenze zum vollständigen Ausschalten des Widerstandes erreicht ist.

Für den Stromwender ist nur ein toter Gang von etwa 45° zu beiden Seiten der Mittellage vorgesehen. Der Stromwender wird von der Steuerwelle aus durch Vermittlung des Kurbelarmes *l* auf der Zwischenwelle *p*,

Fig. 13 und 14, in Thätigkeit gesetzt, deren Drehung sich durch die Zahnradsegmente s_1 und s_2 auf die Achse k des Stromwendehebels z , Fig. 16, fortpflanzt. Erst bei weiterer Drehung der Steuerwelle, über 60° hinaus, wird dann, wie oben beschrieben, der Tauchkolben zum Abschalten der Vorschaltwiderstände freigegeben, während gleichzeitig der Eingriff der Zahnradsegmente aufhört, und der Stromwendehebel in seiner für den Stromschluss im einen oder anderen Sinne eingenommenen Stellung *II I* oder *III II* — vergl. das Schaltschema, Fig. 18 — festgehalten wird. Umgekehrt wird beim Abstellen des Motors zuerst wieder der Tauchkolben durch Rückwärtsdrehen der Steuerwelle gehoben, dadurch der Flüssigkeitsspiegel im äusseren Ringraum des Gefässes soweit gesenkt, dass die Eintauchbleche trocken gelegt werden, und der Läuferstromkreis vollständig unterbrochen ist, bevor der Umsteuerhebel in seine Mittellage zurückkehrt und den Primärstromkreis öffnet. Mit dem Abschwächen des Läuferstromes sinkt auch gleichzeitig die Primärstromstärke, so dass bei richtiger Bedienung des Anlassapparates das Abstellen des Netzstromes durch den Stromwender ohne besondere Schutzvorkehrungen funkenlos vor sich geht.

Aus dem Schaltschema Fig. 18 und der zugehörigen Schnittzeichnung des Stromwenders Fig. 19 ist ersichtlich, dass zwei getrennte doppelarmige Stromwendehebel auf gemeinsamer Achse untereinander liegen, von denen der obere die Leitungsbrücke für die äusseren Kontaktbahnen mit den Stromschlussstücken u bildet und diese sowohl in der Grenzstellung *II I* wie in der anderen *III II* in gleicher Weise schaltet, so dass die rechts in o einmündende und links bei o aus dem Stromwender wieder austretende Hauptleitung durch den Stellungwechsel unbeeinflusst bleibt. Die untere Schaltkurbel trägt an ihren beiden Enden zwei kürzere gegeneinander isolirte Leitungsbrücken, welche auf den inneren Kontaktbahnen laufen und in der Stellung *II I* die Stromschlussstücke v mit w und andererseits x mit y , in der Stellung *III II* dagegen v mit y und x mit w verbinden und so für zwei Spulengruppen der Ständerwicklung den Austausch der zugehörigen Stromzuführung mit 120° Phasenverschiebung zur Umkehr der Drehfeldrichtung und damit des Läuferdrehsinnes vermitteln.

In der Mittelstellung oo ist alles ausgeschaltet.

Treten im Laufe der Zeit Längenänderungen in den Steuerseilen auf, so ist durch Nachspannen der Seile dafür zu sorgen, dass der Stromwender in der Abstelllage sich wieder genau auf die regelrechte Mittelstellung einstellt.

Im Hinblick auf die Forderung, dass sich der Anlasswiderstand zur Stromabschwächung möglichst leicht und rasch beim Abstellen des Motors vorschalten lässt, ist in den Boden des Tauchkolbens eine Ventilklappe eingebaut, die sich beim Anheben des Kolbens öffnet und seinen Saugwiderstand durch den Luftzutritt beseitigt, während sich die Klappe beim Senken wieder selbstthätig schliesst und den Kolben mit seiner ganzen Druckfläche auf die Verdrängung des Wassers wirken lässt, das dann nur seitlich ausweichen kann und durch die beschränkten Durchgangsöffnungen einen Bremswiderstand ausübt. Kleine Wassermengen, die beim Ventilspiel oder infolge von Undichtheiten gelegentlich durch das Ventil nach oben hindurch treten, werden durch das über der Ventilmündung im Tauchkolben eingesetzte Schutzrohr an der weiteren Verbreitung im inneren Kolbenraum verhindert.

Für den Betrieb empfiehlt es sich, alle Blechränder und die innere Topfwandung bis zum Flüssigkeitsspiegel mit Vaseline oder einem anderen mineralischen Fett zu bestreichen, um das Emporwachsen der aus der Flüssigkeit durch theilweises Verdunsten sich ausscheidenden Salzkristalle

an den Metallflächen zu verhüten. Die Lösung von Pottasche, $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ kg kohlen-saures Kali auf 1 Liter Wasser, ist nach Bedarf zu ergänzen und in längeren Zeiträumen, nach gründlichem Reinigen des ganzen Apparates, durch vollständig frische Füllung zu ersetzen. Der Apparat verträgt bis 190 Volt Spannung.

In neueren Ausführungen ist die Schaltung dadurch vereinfacht, dass die äussere Schalthebelbrücke mit den zugehörigen Kontakten *u* ganz fortfällt und durch eine feststehende Leitungsverbindung ersetzt wird, weil es sich für den Stromwender nur um den kreuzweisen Wechsel zwischen den beiden anderen Leitungen handelt und zum Abstellen das Unterbrechen zweier Leitungen genügt. Ausserdem ist der Stromwender unmittelbar auf die Welle *p* gesetzt, ohne eine weitere Übersetzung mit den Zahnsegmentbogen s_1 s_2 anzuwenden, die ebenfalls entbehrt werden können.

Umsteuerapparat für Drehstrommotoren mit Metallanlasswiderstand im Läuferstromkreis.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Der Stromwender und der Widerstandschaltapparat sind in der Anlassvorrichtung Fig. 208, die für einen 15pferdigen Drehstrommotor mit 110 oder 190 Volt Spannung zwischen zwei Leitern und 84 bzw. 48 Amp. Stromverbrauch bestimmt ist, auf gemeinschaftlicher Achse befestigt. Der Stromwender liegt oben auf dem Apparat und besteht aus zwei senkrecht übereinander angeordneten, gegeneinander isolirten Strombrücken, von denen die obere auf der äusseren, die untere auf der inneren Kontaktbahn, Fig. 208 und 209, läuft. Der Widerstandapparat wird gleichzeitig mit dem Stromwender durch eine dreiarmlige Sternkurbel ein- und ausgeschaltet, die den Verkettungspunkt für die Sternschaltung des Läuferstromkreises bildet und mit senkrecht nach abwärts gerichteten Armenden, die über den cylindrischen Kopf des Apparates fortgreifen und die Schleifbürsten tragen, über die Stromschlusslamellen der einzelnen, im Kasten untergebrachten Widerstandspulen hingeleitet.

Von den drei Netzleitern gehen die Drähte 1 und 2 — vergl. das Schaltschema Fig. 209 — durch den Stromwender. Die Leitung 3 ist in dauernd unveränderter Verbindung unmittelbar an die Primärklemme 3 des Motors angeschlossen. Der Strom 1 tritt bei der Stellung *II II* der Stromwendebrücken in den Kontaktsektor *a* ein, läuft von da durch die verdeckt liegende, punktirt gezeichnete Leitung nach *c*, durch die innere Brücke des Stromwenders nach *g*, weiter durch die punktirt gezeichnete Leitung nach *f* und mündet schliesslich in der Klemme 1 des Motorfeldes. Gleichzeitig tritt der Strom 2 in den Sektor *b* ein, läuft weiter durch die punktirt gezeichnete Leitung nach *d*, durch die äussere Brücke des Stromwenders nach *h*, durch die punktirt gezeichnete Leitung nach *e* und mündet von dort in die Motor-klemme 2.

Wenn man den Stromwender in die Stellung *II II* umlegt, tritt der Strom 1 durch die innere Brücke aus dem Sektor *a* unmittelbar in den Sektor *e* über und gelangt damit durch die vorher vom Strom 2 durchflossene Leitung zur Feldklemme 2 des Motors, speist diese also mit dem Strom 1 des Generators. Andererseits tritt auch der Strom 2 durch die äussere Brücke des Stromwenders aus dem Sektor *b* unmittelbar nach *f* über und geht von da durch die vorher vom Generatorstrom 1 durchflossene Leitung an die Feldklemme 1 des Motors. Durch die beiden verschiedenen Stellungen des Stromwendehebels wird also die Strom-

zuführung aus dem Netz in die Primärspulen des Motors gegeneinander kreuzweise ausgetauscht und damit die Drehrichtung des Motors gewechselt.

Die beschriebenen Verhältnisse bleiben die gleichen, wenn der Strom-

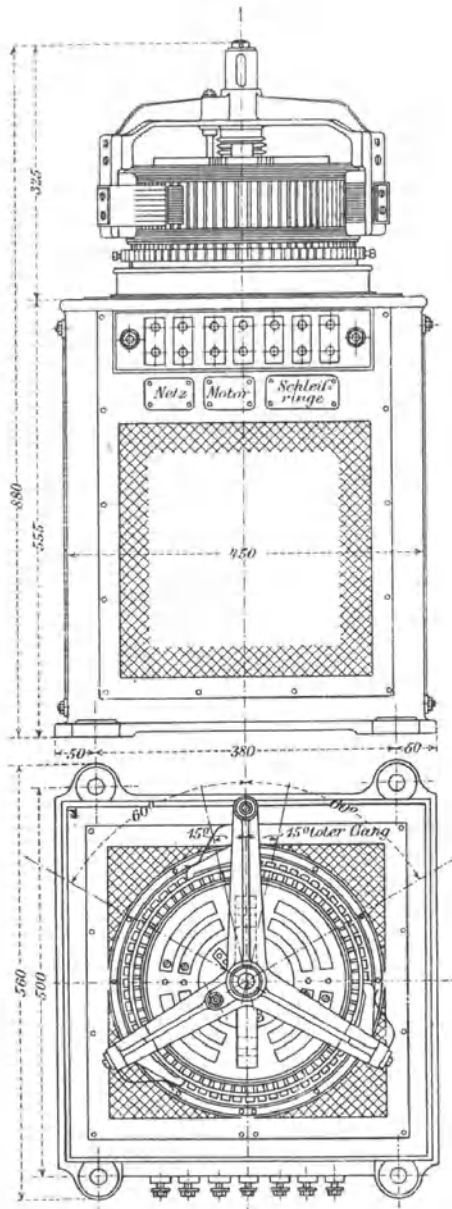


Fig. 208.

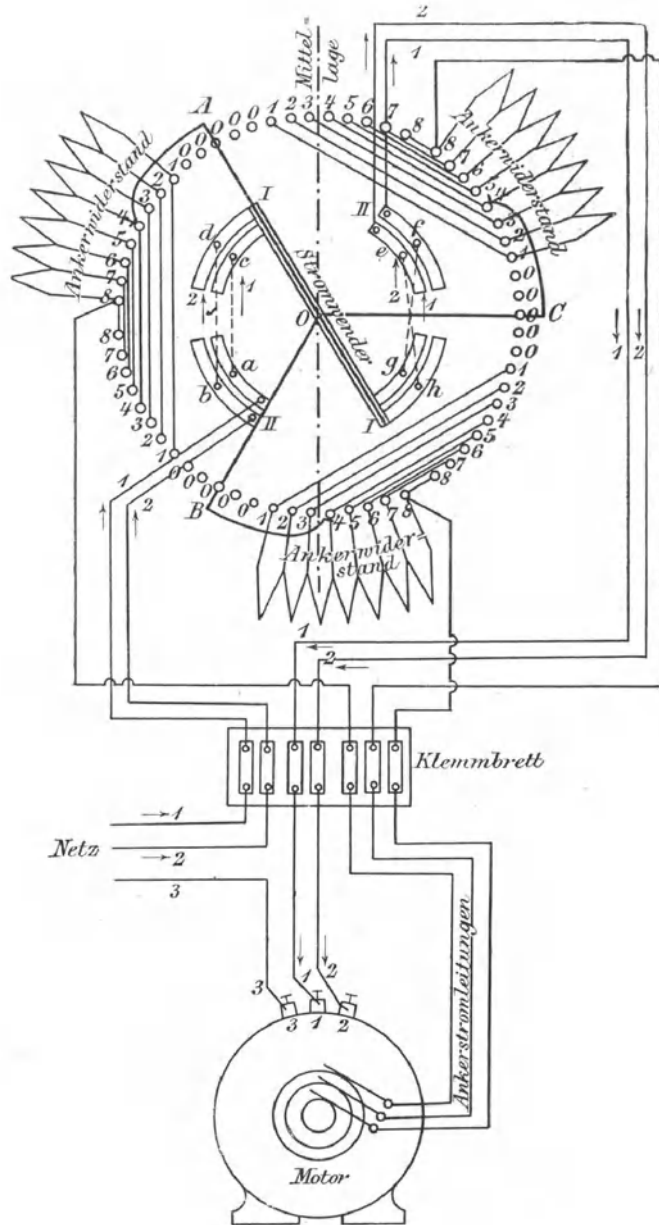


Fig. 209.

wender im Sinne seiner Ausweichung aus der Mittellage weiter gedreht wird, solange wie die Stromwenderbrücken auf ihren zugehörigen Kontaktbahnen schleifen.

Der Drehwinkel des Stromwenders ist zu beiden Seiten der Mittellage auf 50° beschränkt. Davon entfallen nach jeder Richtung nur 15° auf

den anfänglichen toten Gang, so dass eine weitere Steigerung desselben in dem äusseren Steuerwerk, zum Schutz gegen Übersteuern, erwünscht ist. — Vergl. die Steuerräder von Zaiser, Fig. 187, S. 222.

Die Widerstandspulen sind derartig auf die einzelnen Kontaktsegmente am cylindrischen Kopf des Schaltapparates vertheilt, dass kurz bevor der Stromwender den Netzstromschluss herstellt, beispielsweise bei der Annäherung an die Stellung *II* die drei seitlichen Schleifbürsten auf dem ersten Kontaktsegment der drei Widerstandgruppen stehen, und der gleich darauf inducirte Läuferstrom also, wie aus der schematischen Skizze Fig. 209 ersichtlich, den ganzen Widerstand zu durchlaufen hat, von dem erst im Verlauf der weiteren Drehung eine Spule nach der anderen abgeschaltet wird, bis schliesslich in der Schlusslage sich die drei Läuferströme ohne zusätzlichen Widerstand durch die auf den Kontakten 8 stehenden Schleifbürsten frei in dem Verkettungspunkt der dreiarmigen Schaltsternkurbel vereinigen. Inbezug auf die schematische Figur ist zu beachten, dass der Stromwenderstellung *II* die Lage der dreiarmigen Sternkurbel *OABC* entspricht, und dass, infolge der Breite der Stromschlussstücke unter den Stromwenderbrücken und der Länge der Widerstandschleifbürsten, der Netzstromschluss schon eintritt, bevor der durch seine Mittellinie angedeutete Hebel in die Lage *II* kommt, und zwar zu einer Zeit, wo die Schleifbürste nicht, wie für die in der Figur angenommene Lage, bereits auf dem vierten, sondern, wie oben bemerkt, auf dem ersten Widerstandkontakt steht.

Bei umgekehrter Schaltrichtung durchlaufen die Widerstandschleifbürsten zunächst den toten Gang, in dessen Bereich die mit 0 bezeichneten leeren Kontakte liegen, und gehen dann der Reihe nach auf die wirksamen Kontakte 1 bis 8 über, die durch Zwischenleiter mit den unmittelbar an den Widerstandspulen liegenden Stromschlussstücken 1 bis 8 verbunden sind, weil sonst doppelte Spulen anzuordnen wären. Die dreiarmige Kurbel ist in dieser zweiten Stellung nicht eingezeichnet, um das Schaltschema nicht durch zu grosse Linienzahl undeutlich zu machen.

Weitere Ausführungsformen von Anlassern für Drehstrommotoren ergeben sich aus dem Hinweis, S. 229, dass mit dem Siemens'schen Schaltverfahren, D.R.P. 86 854, viele der für Gleichstrom gebräuchlichen Anlasser für Drehstrom eingerichtet und verwendet werden können.

Wendeanlasser für Gleichstrommotoren mit Kohlenstifthebel von Siemens & Halske für veränderliche Geschwindigkeit.

Für Fördergeschwindigkeiten, die 0,5 m/sec. erreichen oder überschreiten, wächst die Schwierigkeit, die Last genau in bestimmten Höhenlagen anzuhalten, und der Versuch, in der sonst üblichen Weise mit der Bremse allein auf genaue Höhe einzufahren, führt zu merkbaren Stössen beim Stoppen, die sich nur vermeiden lassen, wenn man die Motorgeschwindigkeit kurz vor dem Abstellen durch die Steuerung vermindert.

Siemens & Halske verwenden zu dem Zweck ihre Anlasssteuerhebel mit Kohlenstiften und Funkenlöscher und wählen die einzelnen Widerstandspulen des Nebenschlussmotors so kräftig, dass der Hebel dauernd in jeder Stromschlusslage stehen bleiben kann, ohne den Anlasswiderstand der Gefahr des Verbrennens auszusetzen. Auf diese Weise ist es möglich, den Widerstand sowohl beim Anlassen des Motors, wie beim Abstellen zum Regeln der Geschwindigkeit zu benutzen und auch die ganze Fahrt mit beschränkter Geschwindigkeit auszuführen, während der Nebenschlussmotor

im übrigen vollen Schutz bietet, dass eine bestimmte obere Grenzgeschwindigkeit nicht überschritten werden kann.

In Fig. 210 ist die allgemeine Anordnung des Anlassers skizziert.

Der Steuerhebel trägt drei getrennte Stromschlussleistenpaare für die Berührung mit den zu beiden Seiten liegenden, in federnden Widerlagern abgestützten Kohlenstiften. Die untere, symmetrisch um die Hebeldrehachse angeordnete Kontaktgruppe bildet den Stromwender. Je nach der Richtung des Hebelausschlags legen sich die Stromschlüssleisten gegen die eine oder gegen die andere Gruppe der über Kreuz stehenden Stiftpaare, welche den Strom dem Anker in entgegengesetzter Richtung zuführen und damit das Mittel bieten, den Motor umzusteuern.

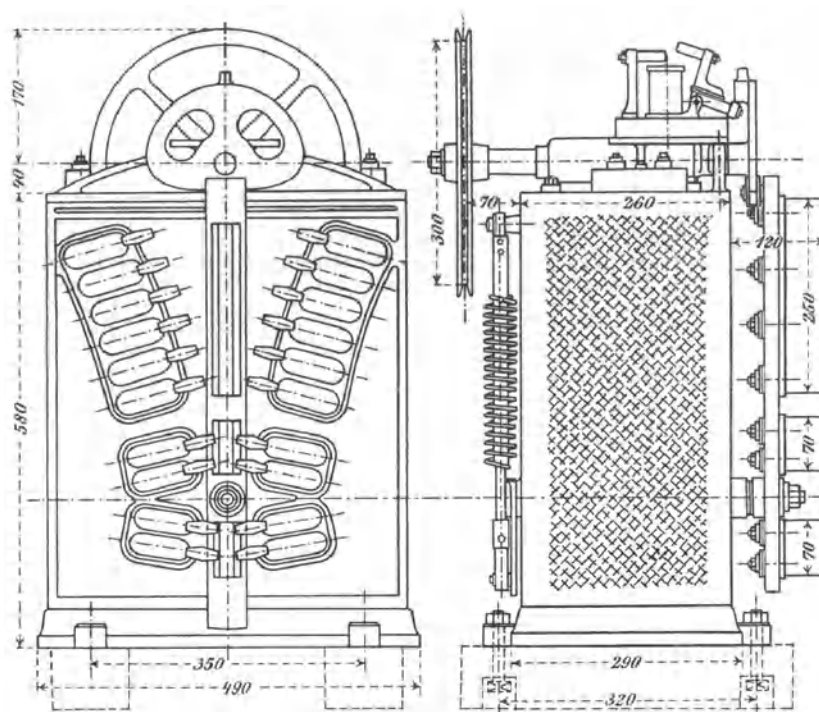


Fig. 210.

Die obere, aus je sechs Stiften zu jeder Seite des Hebels bestehende Stiftreihe gehört zum Anlasswiderstand, dessen Spulen zwischen den einzelnen Stiften der einen Seite liegen und für die rechte, wie für die linke Kontaktreihe in gleicher Weise wirksam werden, weil zum Vermeiden doppelter Widerstandspulen je zwei in gleicher Höhe gegenüberstehende Kohlenstifte stets unmittelbar miteinander leitend verbunden sind.

Der Anlasshebel wird bei Kränen mit einem geeigneten Griff ausgestattet und unmittelbar von Hand gesteuert. Für Aufzüge ist der Hebelausschlag durch die Steuerseilrolle zu vermitteln, die oben auf dem Widerstandskasten gelagert durch eine unrunde Kopfscheibe ihrer Welle das obere Hebelende nach rechts oder nach links hinüberdrückt, indem sich die Scheibe mit ihrer Mantelfläche gegen eine Rolle legt, deren Zapfen von hinten in den Hebelkopf eingesetzt ist, so dass die Kurvenscheibe hinter dem Hebel den erforderlichen freien Platz für ihre Bewegung findet. Statt dessen können auch die Achsen der Seilrolle und des Anlasshebels durch verzahnte Hebelsegmente in zwangläufige Drehabhängigkeit gebracht werden. Für Kransteuerungen genügt die Verbindung des Anlasshebels mit kräftigen

Federn, die sich beim Auslegen des Hebels spannen, um ihn selbstthätig zurückzuführen und in der stromlosen Mittellage zu sichern. Diese Federn lassen sich bequem als Spiralfedern ausführen und mit dem einen Ende auf dem Rücken des Widerstandkastens befestigen, während die anderen Enden symmetrisch an einem doppelarmigen Hebel angreifen, der hinten auf die Anlasserachse aufgesetzt wird. Für Aufzüge verdienen Schaltwerke den Vorzug, die den Anlasser zwangläufig in die Mittellage zurückführen und darin verriegeln, wenn die Steuerseilscheibe mit totem Gang über ihre Mittelstellung hinauschießt.

Der Betriebsstrom wird beim Abstellen des Motors zwischen den Kohlenkontakten des oben auf dem Apparat befestigten Funkenlöschers unterbrochen. Der eine Kontaktarm steht fest, der andere ist drehbar als Winkelhebel ausgebildet und steht mit einer kleinen Druckrolle unter der Einwirkung einer Leitkurve, die je nach der sonstigen Anordnung unmittelbar am Kopf des Anlasshebels oder an der unrunder Scheibe, die den Anlasser bethätigt, befestigt ist. Die Leitkurve drückt den kleinen Winkelhebel kurz vor dem Übergang der Steuerung in die Mittellage nieder; gleichzeitig wird die Magnetspule des Funkenlöschers kräftig erregt und bläst den sich bildenden Öffnungslichtbogen rasch aus. Umgekehrt giebt die Leitkurve, bald nachdem der Anlasshebel seine Mittellage verlässt, den Ausrückarm des Hauptstromschlusses für den Betrieb des Motors wieder frei.

Der Stromverlauf lässt sich aus dem Schaltschema, Fig. 211, entnehmen, das sich auf eine Aufzuanlage bezieht, die mit elektrischer Bremse und drei elektrischen Nothausrückern zum Schutz gegen Überfahren der höchsten und tiefsten Stellung und gegen Hängeseil versehen ist.

Legt man den Wendeanlasser WA aus der Mittelstellung, beispielsweise nach rechts aus, so treten zunächst die Kohlenstifte f und g mit den Schienen d und c des Stromwenders in Berührung, während der Hauptstromkreis noch zwischen den Kontakten über dem Funkenlöschers F unterbrochen ist. Gleich darauf schliesst sich der Stromkreis an dieser Stelle. Durch die Annäherung der Funkenlöscherkontakte wird aber ein mit dem beweglichen Kontakt verbundener Nebenschlussknopf durch die Feder b , die gleichzeitig als schematische Darstellung einer Leitungsverbindung aufzufassen ist, von dem Knopf a getrennt und damit eine Kurzschlussverbindung des Erregerstromkreises für die Feldmagnete unterbrochen, die für den unschädlichen Verlauf des Extrastromes beim Abstellen des Motors eingeschaltet ist.

Zu dieser Zeit steht der Kohlenstift l noch nicht in Berührung mit der Stromschlussschiene e des Haupthebels. Der Strom tritt aus der positiven Netzleitung bei A ein, durchläuft die untere abgesonderte Spule des Anlasswiderstandes, geht durch die Induktionsspule und die Stromschlusskontakte des Funkenlöschers F über b nach dem Punkte B , wo sich der Nebenschluss für die Felderregung von dem Hauptstrom abzweigt. Der Nebenschlussstromzweig wird über die Klemmen N_2 in die Feldmagnetspulen geleitet, geht von der benachbarten Klemme N_1 durch den Justirwiderstand J , der zum Einstellen der regelrechten Umlaufgeschwindigkeit des Motors eingeschaltet ist, und nimmt seinen Weg weiter über die obere Klemme N_1 und L_1 durch den Selbstausschalter SA in die Rücklaufleitung. Die Feldmagnete sind hierbei nahezu vollständig erregt, weil in ihrem Stromkreis nur die erste Spule des Anlasswiderstandes vor dem Funkenlöschers eingeschaltet ist. Der Hauptstrom geht von B durch alle übrigen Spulen des Anlasswiderstandes, tritt von dem Kohlenstift 6 durch die unmittelbare Leitungsverbindung in den gegenüberstehenden Stift auf der andern Seite des ausser Berührung stehenden Anlasshebels über und läuft durch die

Stromwenderkontakte $d f$ und die Klemmen A_2 in den Anker des Motors M . Der austretende Ankerstrom nimmt seinen Weg über die Klemme A_1 durch die Stromwenderkontakte $g c$ nach der Klemme L_1 und gelangt durch den Selbstausschalter SA in die Rücklaufleitung.

Bei weiterem Auslegen des Steuerhebels tritt zunächst der Kohlenkontakt 1 mit der Stromschlussschiene e in Berührung und schliesst die abgesonderte Spule des Anlasswiderstandes im Funkenlöcherstromkreis kurz. Der eintretende Strom gelangt unmittelbar aus der Schiene e durch den Kontakt 1 über den Funkenlöcher F und b nach B . Hier zweigt der Nebenschluss wie früher ab. Die Feldmagnete werden durch das Aus-

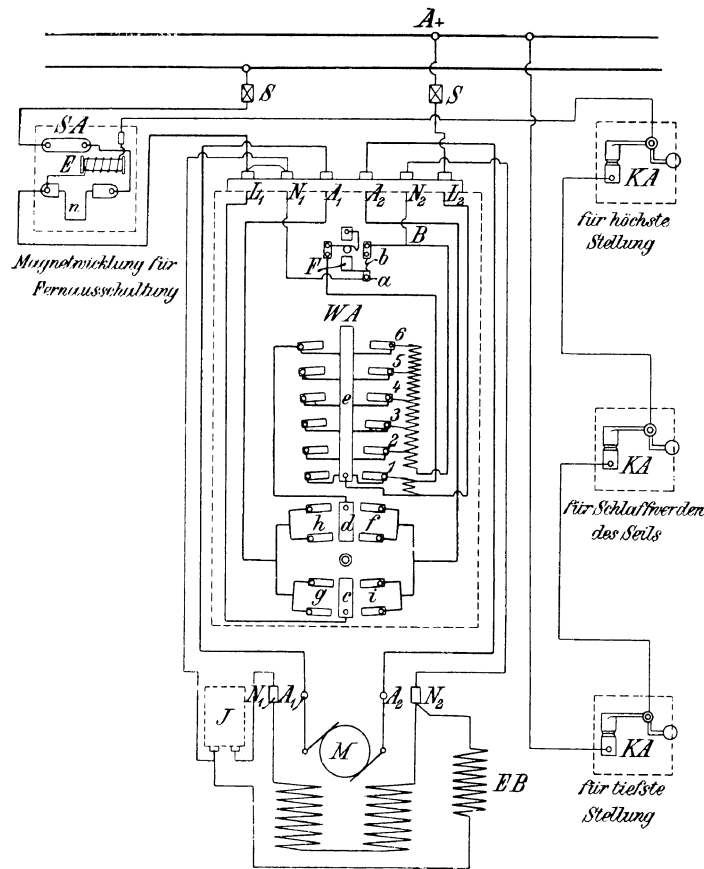


Fig. 211.

schalten der Vorschaltspule jetzt voll erregt. Der Hauptstrom geht von B durch den ganzen Rest des Anlasswiderstandes und verläuft von da in derselben Weise, wie bei der vorangegangenen Schaltstufe. Damit beginnt der Anlauf des Motors.

Schaltet man den Anlasshebel auf den zweiten Kontakt, so nimmt nur noch der verhältnissmässig schwache Feldmagnetstrom, wie im letzten Fall seinen Weg durch die Induktionsspule des Funkenlöschers, während für den Ankerstrom dieser Umweg durch den Kontakt 2 kurz geschlossen ist und der Hauptstrom unmittelbar aus der Schiene e über 2 und 6 durch den Anlasswiderstand in der weiter oben angegebenen Weise den Anker nach der Rückleitung durchläuft.

Im weiteren Verlaufe des Steuerhebelausschlages werden die Anlasswiderstände stufenweise abgeschaltet, wenn man es nicht vorzieht, den

Hebel zum Beschränken der Motorgeschwindigkeit auf einer Zwischenstufe stehen zu lassen.

Beim Zurückführen der Steuerung in die Mittellage wiederholen sich alle Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge unter stufenweisem Vorschalten des Anlasswiderstandes, mit der Möglichkeit, den Hebel auf einer Zwischenstufe ausreichend lange zum Vermindern der Umlaufzahl des Ankers stehen zu lassen, um Bremsstöße beim Anhalten zu vermeiden. Der Rest des Widerstandes ist zum vollständigen Abstellen rasch vorzuschalten, damit der Betriebsstrom vor seiner Unterbrechung möglichst abgeschwächt wird.

Kurz vor dem zwangsläufigen Öffnen der Funkenlöscherkontakte geht wieder der ganze Strom durch die Erregerspule des Funkenlöschers und inducirt einen starken Kraftlinienfluss zum Ausblasen des Lichtbogens, der beim Öffnen der Kontakte die Stromunterbrechung einleitet. Gleichzeitig hiermit schliesst sich der Knopfkontakt *a*. In dem hierdurch in sich selbst kurzgeschlossenen Magnetstromkreis verläuft der am Schluss auftretende, durch den Widerstand der Magnetspule abgeschwächte Extrastrom unschädlich ohne Funkenbildung.

Aus dem Schaltschema ist ferner noch ersichtlich, dass die Erregerspule *EB* der magnetischen Bremse im Nebenschluss zum Feldmagnetstromkreis liegt und daher mit diesem gleichzeitig Strom empfängt und abgeschaltet wird. Die Bremse lüftet sich also jederzeit beim Anlassen des Motors und fällt ein, sobald die Winde abgestellt oder der Strom irgendwie unterbrochen wird.

Der Ruhestromkreis für die drei Nothauschalter ist von der positiven Netzleitung abgezweigt und geht durch die Magnetwicklung *E* des selbstthätigen Stromausschalters *SA* in die Rücklaufleitung des Betriebstromes über.

Dieser Hilfstromkreis wird unterbrochen, sobald der Fahrstuhl die regelrechte höchste oder tiefste Endstellung überschreitet und durch eine Anlaufschiene den schematisch angedeuteten Winkelhebel der Kohlenauschalter *KA* zur Seite drückt. In ähnlicher Weise kann der dritte Kohlenauschalter durch Schlaffwerden der Aufzugtragseile geöffnet werden, um störendes Auftreten von Hängeseil beim Fangen des Aufzuges zu verhindern.

Mit der Unterbrechung des Hilfstromkreises tritt der Selbstauschalter *SA* für den Hauptstrom in Thätigkeit, indem der stromlose Elektromagnet *E* seinen Anker loslässt und dadurch eine Sperrnase auslöst, die im regelrechten Betrieb den Selbstauschalter in seiner Stromschlusslage bei *n* zurückhält, aus der er nach dem Auslösen der Sperrung unter der Wirkung einer kräftigen Feder herausschnappt.

Schliesslich lässt sich auch noch ein Starkstromausschalter in die Leitung einbauen, der sich selbstthätig beim Anschwellen des Stromes über die zulässige Grenze öffnet und bequem vor oder hinter die Bleisicherungen *S* eingeschaltet werden kann, die in der Nähe der Netzklemmen liegen.

Für Geschwindigkeitregulirung über 50% schaltet Siemens den abgetrennten Anlasswiderstand durch die Steuerwelle mittelst eines besonderen Kontakthebels nachträglich in den Magnetstromkreis ein.

Wendeanlasser für Nebenschlussmotoren mit parallel oder hintereinander geschalteten Ankern für veränderliche Fahrgeschwindigkeit von der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. L. Schwartzkopff.

Figur 212 stellt das Schaltschema eines Schwartzkopff'schen Geschwindigkeitregulators mit Stromwender für Aufzug- und Krahnbetrieb mit direkt

gekuppelten Elektromotoren dar. Anordnung und Schaltweise des Regulators sind genau dieselben, wie in dem S. 240 u. f. behandelten Fall für unveränderliche Umlaufrichtung der Motoren, nur tritt der Strom in der gezeichneten Stellung des Apparates nicht unmittelbar aus dem Kontakt 16 zu dem Anker a_1 und von da durch den Anker a_2 in die Rücklaufleitung über, sondern geht von 16 zunächst durch den linken Hebel des doppelarmigen Umschalters über beide Anker und findet erst durch den rechten Umschalt-hebel den Weg zur Rückleitung. Legt man den doppelarmigen Stromwender

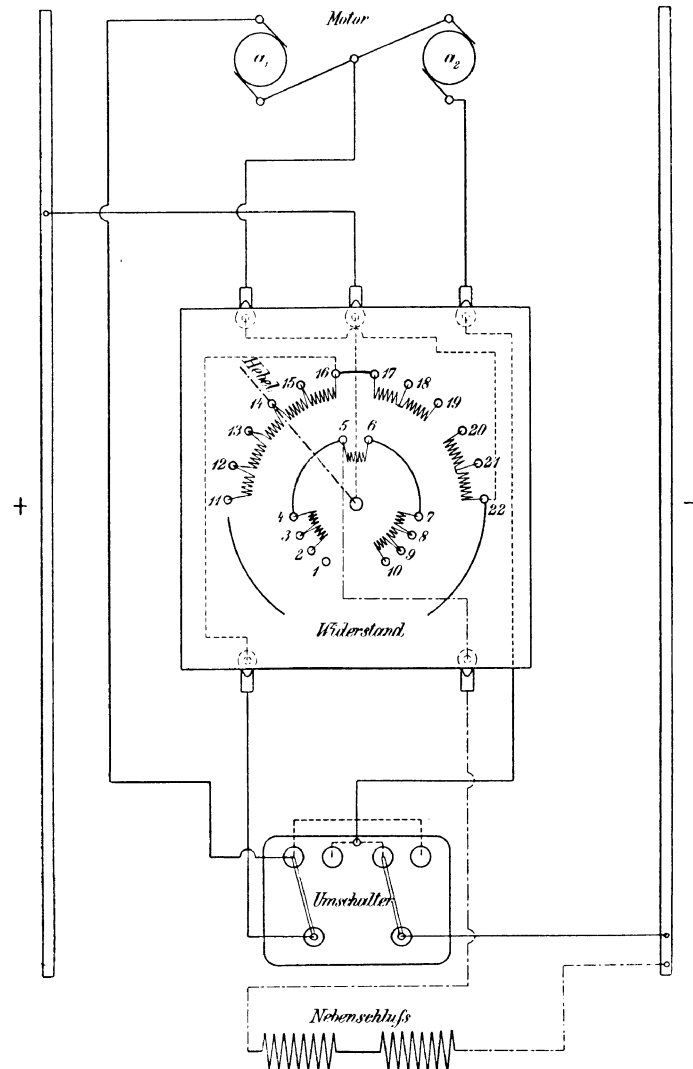


Fig. 212.

nach rechts hinüber, so wird der Motor umgesteuert, indem der Stromlauf, entgegengesetzt wie vorher, zuerst durch den Anker a_2 und dann durch den Anker a_1 geht, während die Magneterregung unverändert bleibt. Der Regulierhebel ist vor dem Umsteuern des Motors nach links zurückzudrehen, wenn er vorher in der rechtsliegenden Schaltlage den Anker a_1 kurz geschlossen hatte, und die Maschine für höhere Geschwindigkeitstufen nur mit der Ankerhälfte a_2 arbeitet.

Die Firma führt diese Apparate, die bis zu 12 Abstufungen erhalten können, für Kranbetrieb gewöhnlich mit 4 Geschwindigkeitstufen aus, und zwar

für Motoren von	$\frac{1}{2}$	bis	5 PS	mit	600, 1200, 1800, 2400	min. Umdr.
"	"	"	7	"	10	"
"	"	"	15	"	20	"
"	"	"	30	"	40	"
"	"	"	50	"	"	"
					150, 300, 450, 600	"
					400, 800, 1200, 1600	"
					250, 500, 750, 1000	"
					200, 400, 600, 800	"
					150, 300, 450, 600	"

Bei der jetzt fast ausschliesslichen Verwendung von Hauptstrom für Krahne mit Gleichstrombetrieb und von Schaltwalzen hat der Schwartzkopff'sche Nebenschlusschalter wesentlich an Bedeutung verloren.

E. Anlasser mit Ankerbremsung — Nachlaufbremsung.

Wendeanlasser mit Kohlenkontakten und Selbstbremsung des Motors beim Abstellen.

Ausgeführt von der Esslinger Maschinenfabrik, Elektrotechnische Abtheilung Cannstatt.

Der Anlasswiderstand der Esslinger Maschinenfabrik wird durch die Steuerwelle *a*, Fig. 213, bethätigt, welche im Beginn der Bewegung zunächst durch einen an ihrer Kurbel befestigten Stift die dreieckig geformte Scheibe mitnimmt.*) Diese bildet einen doppelarmigen Hebel und verstellt mit ihrem unteren Arm durch eine Lenkschiene die beiden parallelen Schalterhebel des Stromwenders *u* nach rechts oder nach links, um den Betriebsstrom je nach der beabsichtigten Laufrichtung des Motors von der einen Seite oder von der anderen durch die Erregerspulen zu schicken. Im weiteren Verlauf wälzt sich die Kurbel, nachdem der Mitnehmerstift den radialen Scheibenschlitz verlassen hat, mit ihrer cylindrischen Nabenmantelfläche in eine der beiden entsprechenden cylindrischen Auskehlungen des oberen Randes der dreieckigen Steuerscheibe und verriegelt den Stromwender in der Schlusslage, während die Kurbel selbst sich weiter dreht. Zu dieser Zeit gelangt der Kurbelstirnzapfen unter den drehbaren Kohlenstiftarm *b* und hebt ihn in seine höchste Stellung, bis der

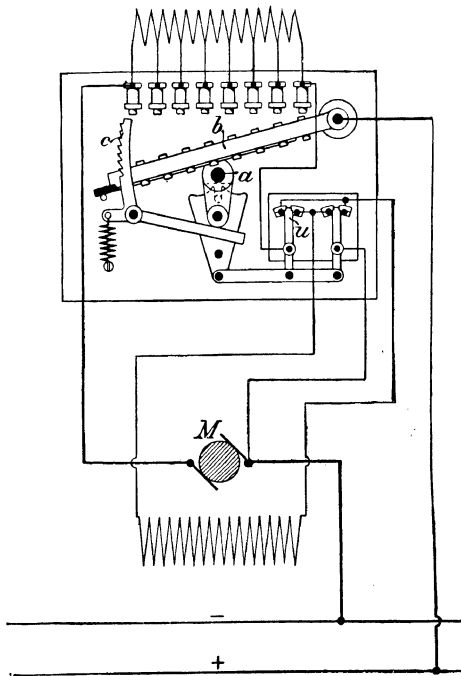


Fig. 213.

Reihe nach die Stromschlusskontakte des Ankeranlasswiderstandes geschlossen sind. Inzwischen hat die Kurbel auch den Winkelhebel mit dem Sperrzahnbogen *c* freigegeben, so dass sich dieser durch den Zug der Spiralfeder nach links neigt und den Kohlenstiftarm *b* in seiner höchsten Stellung festhakt. Der Anlasswiderstand bleibt dadurch anfänglich noch ausgeschaltet, wenn die Steuerwelle zum Abstellen des Motors zurückgedreht wird. Erst in der Nähe der tiefsten Stellung drückt die Kurbel den Winkelhebelarm nieder und löst damit den Kohlenstiftarm *b* aus, der durch sein Eigengewicht plötzlich niederfällt und durch die Trennung der Kohlenkontakte den ganzen

*) Die Figur ist Niethammer, Motoren und Hilfsapparate für elektrisch betriebene Hebezeuge, Z. d. V. d. I. 1897 entnommen.

Anlasswiderstand in ausserordentlich rascher Stufenfolge wieder vorschaltet. Mit dem Rückwärtsdrehen der Kurbel wird auch die Verriegelung der Stromwenderscheibe aufgehoben, und der Stromwender selbst durch den Mitnehmer in seine Mittellage zurückgeführt.

Verfolgt man den Stromlauf unter der Annahme, dass die Umsteuerhebel auf ihren links gelegenen Kontakten stehen, so erkennt man, dass der Stromschluss in dem Augenblick beginnt, wo der erste Anlasswiderstandkontakt geschlossen wird, also wesentlich später, als die Einstellung des Stromwenders. Der Strom, der aus dem Netz in die Drehachse des Stifthebels *b* eintritt, verzweigt sich an dem ersten Widerstandkontakt. Der eine Zweig geht durch den linken Stromwendschalter, tritt sodann von rechts in die Erregerspule ein, läuft nach dem Stromwender zurück, geht durch dessen rechten Hebel in die rechte Bürstenklemme des Ankers und von da in die Rücklaufleitung. Der andere Stromzweig durchläuft den Anlasswiderstand und geht dann vom letzten Kontakt oder bei vollständig abgeschaltetem Anlasswiderstand direkt vom Stifthebel durch den Anker. Bei umgekehrter Stromwenderstellung geht der Erregerstromzweig über den linken Wendehebel aus der Verbindung der beiden inneren Kontakte von links in die Erregerspulen und kehrt durch den rechten Stromwendehebel über die rechte Ankerbürstenklemme in den negativen Draht des Netzes zurück, während der Ankerstrom denselben Verlauf wie vorher nimmt. Infolgedessen läuft der Motor rückwärts.

Wenn beim Abstellen durch das Niederklappen des Stifthebels *b* der letzte Kohlenkontakt ausser Berührung tritt und damit der Motor vom Netz getrennt wird, bleibt noch der Stromkreis geschlossen, in welchem der Anker, der Anlasswiderstand und die Erregung hintereinander geschaltet liegen. Der Nebenschlussmotor verwandelt sich unter dem Einfluss seiner Bewegungsenergie durch die Abtrennung vom Netz in einen Hauptstromgenerator und arbeitet auf den Ankervorschaltwiderstand und auf die eigene Erregung, indem der Anker Strom im Sinne seiner bis dahin wirksamen elektromotorischen Gegenkraft in die Feldmagnetspulen entsendet und diese in demselben Sinne, wie vorher der Nebenschluss des Hauptstromes, weiter erregt. Auf diese Weise verläuft der abgeschnittene Induktionstrom im Motor in sich selbst funkenlos unter kräftiger Bremswirkung, bis die Maschine stillsteht. Zum Schutze gegen nachtheilige Folgen unvorsichtiger Bedienung der Steuerung werden Funkenzieher oder Funkenlöscher an passender Stelle eingebaut.

F. Anlasser für besondere Zwecke.

a. Anlasser für Pumpen der Centralen hydraulischer Hebe- maschinen.

**Selbstthätige Ein- und Ausrückung für elektrisch betriebene Pumpen
hydraulischer Hebe-
maschinen von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm.
Schuckert & Co.**

Für kleine und mittlere Anlagen hydraulischer Aufzüge mit offenen Betriebsbehältern im Dachraum des Gebäudes oder geschlossenen Druckwasserbehältern, deren Presspumpen eine Leistung von 9 PS nicht überschreiten, bietet der schematisch in Fig. 214 dargestellte Anlasser von Schuckert eine verhältnissmässig einfache Anordnung zum selbstthätigen Einrücken und Abstellen der Motoren bei elektrischem Betrieb. Die Konstruktion beruht auf dem Gedanken, beim Sinken des Wasserstandes im Betriebsbehälter durch einen Schwimmer oder ein anderes, vom Wasserstande oder Betriebsdruck bethätigtes Stellwerk einen Kontakt *K* zu

schliessen — hier durch Einwirkung des Anschlages a_1 auf den Kipphebel — und dadurch dem Pumpenmotor soviel Strom zuzuführen, dass er sicher unter seiner Belastung anläuft, um dann erst durch den Betriebsmotor selbst den Anlasswiderstand stufenweise kurz zu schliessen und im Beharrungszustande mit voller Geschwindigkeit zu arbeiten. Wenn sich der Betriebsbehälter wieder bis zu seiner oberen Grenze füllt, drängt der aufsteigende Anschlag a_2 des Druck- und Wasserstandsmessers den Kipphebel

in seine entgegengesetzte Lage zurück und stellt den Motor durch Öffnen des Steuerkontaktes K ab.

Sobald sich K , Fig. 214, schliesst, erhält zunächst der Steuermagnet m von $+$ über P , K , P_2 , P_3 nach $-$ Strom und zieht den über ihm liegenden Anker a an, der durch seine Druckstange den

Lagerbügel der Steuerungschnecke s bis zum Eingriff von s in das verzahnte Schaltsegment s_1 niederdrückt,

gleichzeitig aber auch durch die Abwärtsbewegung den Kontakt C mit den Kohlenstiften k_1 und k_2 schliesst.

In diesem Augenblick erhält der Motor M Strom von $+$ über P_1 , k_1 , k_2 , P_4 , die vom Schalthebel h bestrichene Kontaktschiene, den ganzen Anlasswiderstand W ,

die Klemmen II , über den Anker und II nach $-$, während gleichzeitig auch eine von der Kontaktschiene nach der Klemme III abgezweigte Leitung die Feldmagnete über III , II erregt.

Der anlaufende Motor setzt durch einen Schnur- oder Riementrieb die Rolle R und damit die Steuerungschnecke s in Bewegung, und dreht den Schalthebel h über die einzelnen Widerstandstufen bis

in die Kurzschlusslage auf den äussersten Kontakt rechts. Gleichzeitig damit trifft aber auch der seitlich vorspringende Segmentarm mit seiner Kopfrolle r auf die Schnurscheibe R , welche auf der Schneckenwelle lose und längsverschieblich sitzt, und drängt sie nach links aus ihrem Kupplungseingriff mit der Steuerungschnecke zurück.

Die Schnurrolle läuft weiter, aber die Schaltbewegung wird selbstthätig rechtzeitig unterbrochen.

Beim Öffnen des Steuerkontaktes K wird der Steuermagnet stromlos. Die Feder f_1 schnellt den Anker a nach oben und reisst den Schneckenbügel mit. Die Schneckenwelle dreht sich um den Schildzapfen d ihres

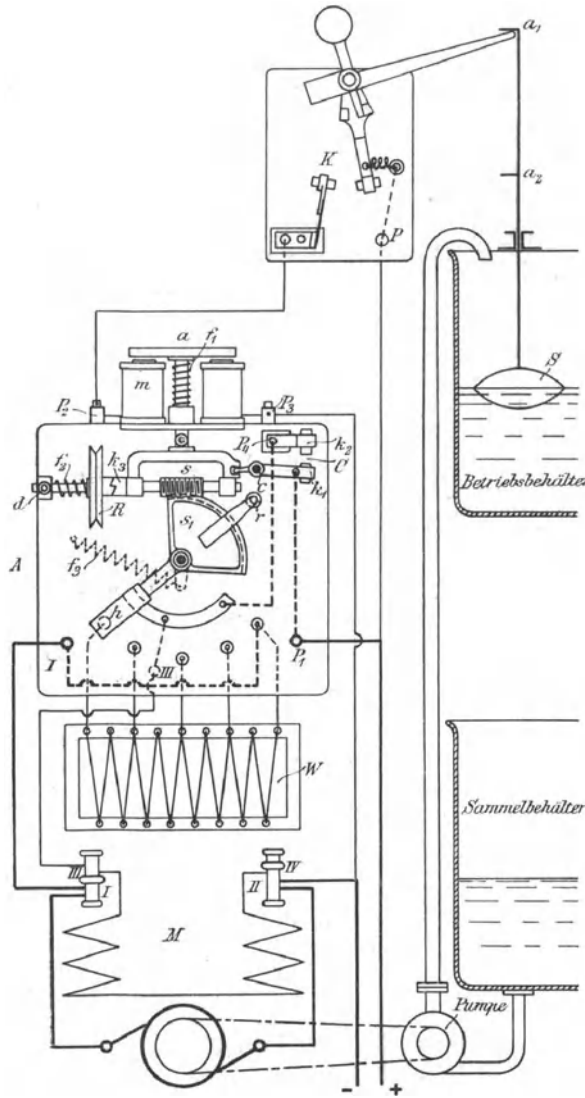


Fig. 214.

linken Endlagers ebenfalls nach oben und giebt das eingreifende Schaltsegment s_1 frei, das unter der Einwirkung der Feder f_3 nach rechts herumgerissen wird und die Anlasswiderstände rasch wieder vorschaltet, bevor noch der in die Höhe schnellende Schneckenbügel den Kohlenkontakt C ganz geöffnet hat und der Motor stromlos wird. Mit dem Zurückweichen der kleinen Druckrolle r schliesst die Feder f_2 wieder die kleine Klauenkupplung k_3 . Beim Abtrennen des Motors vom Netz läuft der im Sinne

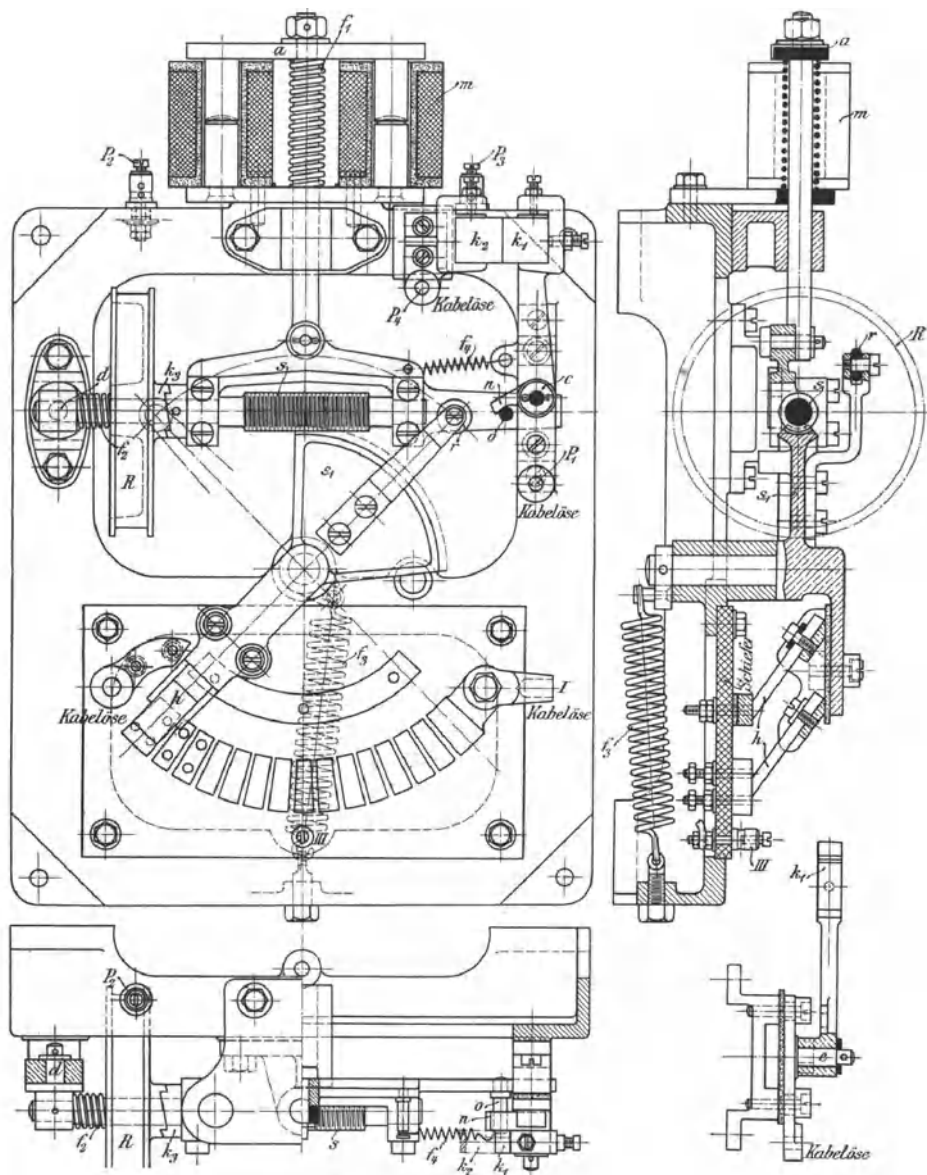


Fig. 215. 1 : 5.

der bisherigen elektromotorischen Gegenkraft im Anker erzeugte Generatorstrom in der früheren Richtung durch die Erregerspulen M , indem er über $I—I$, den gesammten Widerstand W , den Schalthebel h , durch die Ringschiene, die Klemmen $III—III$, die Erregung M und durch den Anker seinen Kreislauf schliesst, ohne einen gefährlichen Extrastrom entstehen zu

lassen. Der Motor bremst sich in seiner kurzen Nachlaufperiode rasch und kräftig.

Fig. 215 giebt die konstruktive Ausführung des Schaltapparates wieder, die an Hand der vorstehenden Beschreibung im Hinblick auf die gleichen Bezeichnungen in der schematischen Skizze und in den Konstruktionszeichnungen keiner weiteren Erklärung bedarf. Nur die Bethätigung des Kohlenkontaktes C weicht in der Ausführung etwas von der schematischen Darstellung ab. Der Drehhebel des beweglichen Kohlenkontaktes k_1 ist an seinem Nabenaug mit einer Nase n versehen, die beim Hochschnellen des Schneckenbügels von einem Stift o der Bügelzunge erfaßt wird, um den Kontakt zu öffnen. Die Feder f_4 führt beim Senken des Bügels wieder die Schlusslage selbstthätig herbei. Die Schaltschnecke ist scharfgängig ausgeführt, um den Wiedereingriff in das Segment zu erleichtern. Für Pumpen über 9 PS wählt Schuckert Anlasser mit Hilfsmotor, theils um den Schalthebel beim Abstellen des Betriebes sicherer in die Anfangslage zurückzuführen, als dies durch einfachen Federzug bei der nicht unerheblichen Reibung grosser Schleifbürsten möglich ist, theils um stossweises Anlaufen oder andererseits gar Stehenbleiben des Motors beim Anlassen zuverlässig zu verhüten, wenn der Betriebsdruck etwa stark schwankt. In dieser Beziehung ist besondere Vorsicht bei hydraulischen Anlagen mit Druckwasserkesseln geboten, in denen durch plötzlich starken Wasserverbrauch an der unteren Füllgrenze der Betriebsdruck und damit die Pumpenbelastung gelegentlich erheblich sinken kann. Hierfür verdienen Anlasser den Vorzug, deren Arbeitsbeginn nicht von einer ersten festen, nach einer bestimmten Maximalbelastung normirten Widerstandstufe abhängt, sondern die unabhängig vom Hauptmotor die Schaltung selbstthätig beginnen und den Motor jeweilig mit der Widerstandstufe anlaufen lassen, die seiner augenblicklichen Belastung entspricht.

Selbstthätiger Steuerapparat von A. Stigler mit elektrischem Anlasser von Siemens & Halske zum Anlassen und Abstellen von Presspumpen für hydraulische Aufzuanlagen mit Druckwasserkesseln.

Der Steuerapparat Fig. 216 bethätigt den elektrischen Anlasser Fig. 217 der Presspumpenmotoren, wenn der Betriebsdruck im Druckwasserwindkessel, der als Behälter für die angeschlossenen Aufzüge dient, auf die untere Grenze sinkt, und stellt ebenso umgekehrt die Motoren wieder ab, sobald die Wasserförderung der Pumpen die obere Druckgrenze wieder hergestellt hat.

Der Apparat besteht aus einem eingeschliffenen, durch einen Gewichtshebel h mit Schneidenschwinge s von oben belasteten und unten unter dem Betriebsdruck des Behälters stehenden Steuerkolben K_1 , sowie dem Arbeitskolben K_2 mit Lederstulpdichtungen an beiden Enden und Ringverzahnung der mittleren Strecke, der beim Aufsteigen oder Niedersinken ein von aussen eingreifendes Ritzel g dreht, und durch ein zweites kleines Stirnrad i auf dem Kopf der Ritzelachse mittelst des verzahnten Segments z das Stellhebelwerk des Siemens'schen sternförmigen Kohlenkontakthanlassers, Fig. 217, S. 262, in einen oder anderen Sinne bethätigt.

Dem Steuerkolben fällt hierbei die Aufgabe zu, als hydrostatische Wage durch seinen Ausschlag beim Sinken des Betriebsdruckes, Druckwasser unter den Arbeitskolben treten und die darüber befindliche Füllung ins Freie entweichen zu lassen, wie umgekehrt, sobald der Steuerkolben durch den wachsenden Druck im Behälter seine Hebelbelastung überwindet und wieder nach oben aufsteigt, die Verbindung der Cylinder-

räume des Arbeitskolbens für die entgegengesetzte Bewegung auszuwechseln.

Der Steuerkolben besitzt zwei diametrale, parallele Durchbohrungen a und b und dazwischen in derselben Ebene eine radiale c , die in der Kolbenachse auf eine dazu senkrecht gerichtete, an den Enden verschlossene Querbohrung d stösst. In diese münden vom Kolbenboden aus parallel und symmetrisch zur Kolbenachse zwei senkrechte Kanäle e_1 und e_2 .

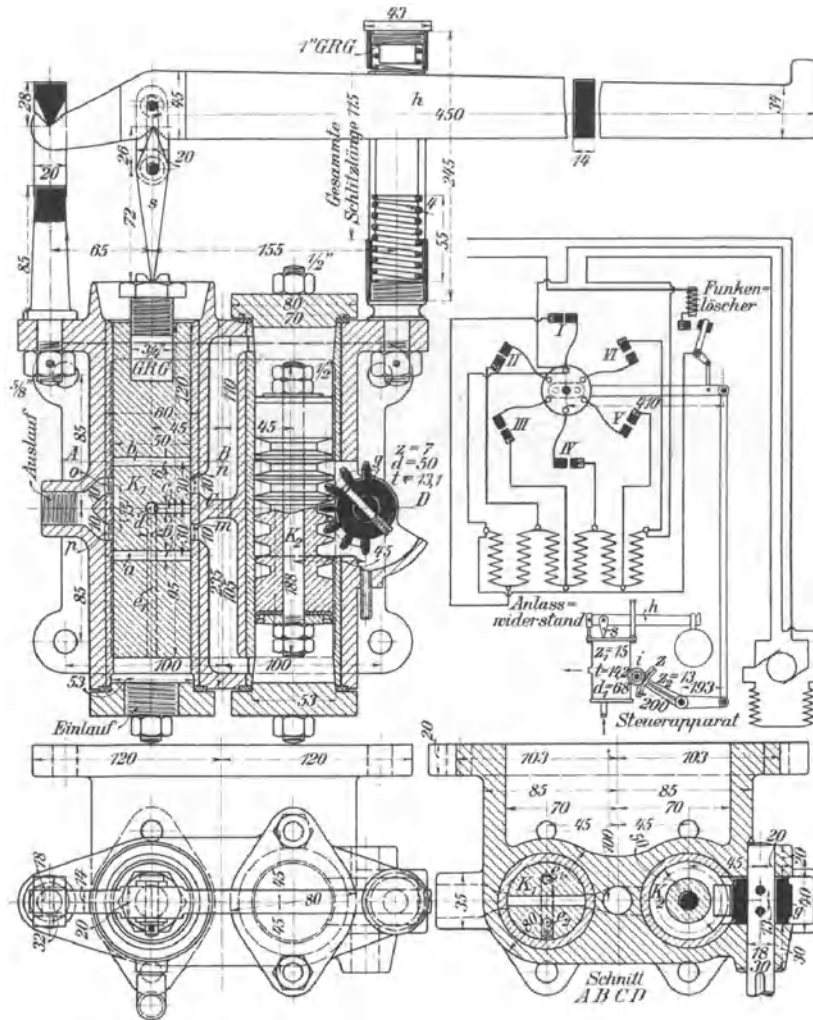


Fig. 216. 1 : 5.

Sinkt der Steuerkolben durch die Druckabnahme im Behälter aus der gezeichneten mittleren Abschlussstellung in seine tiefste Lage, so tritt die radiale Bohrung c vor die Kanalmündung m und die vollständige Durchbohrung b verbindet die Kanalmündungen n und o . Das Druckwasser gelangt aus dem Behälter durch den Einlauf im Boden des Steuerzylinders, die Bohrungen e_1 , e_2 , d und c des Kolbens K_1 unter den Arbeitskolben K_2 und treibt ihn nach oben, weil gleichzeitig die Cylinderfüllung oberhalb K_2 durch n , b und o nach aussen entweichen kann. Das Anlassergestänge schliesst hierbei der Reihe nach durch Linksdrehen des Kontaktsternes, Fig. 217, die federnd abgestützte Kohlenkontakte des Anlassers, zum Anlaufen des Motors, bis alle Widerstandspulen kurzgeschlossen sind.

Die Druckzunahme bis zur oberen Grenze schiebt den Steuerkolben unter Überwindung der Hebelbelastung nach oben und lässt das Wasser durch e_1 , e_2 , d , c und n über den Arbeitskolben treten, während die untere Cylinderfüllung von K_2 durch m , a und p nach aussen verdrängt wird. Hierbei öffnen sich der Reihe nach die Berührungen des Kohlenkontaktsternes zum stufenweisen Wiedervorschalten der Widerstandspulen und Abstellen des Motors, bis schliesslich der Strom am Kohlenkontakt des

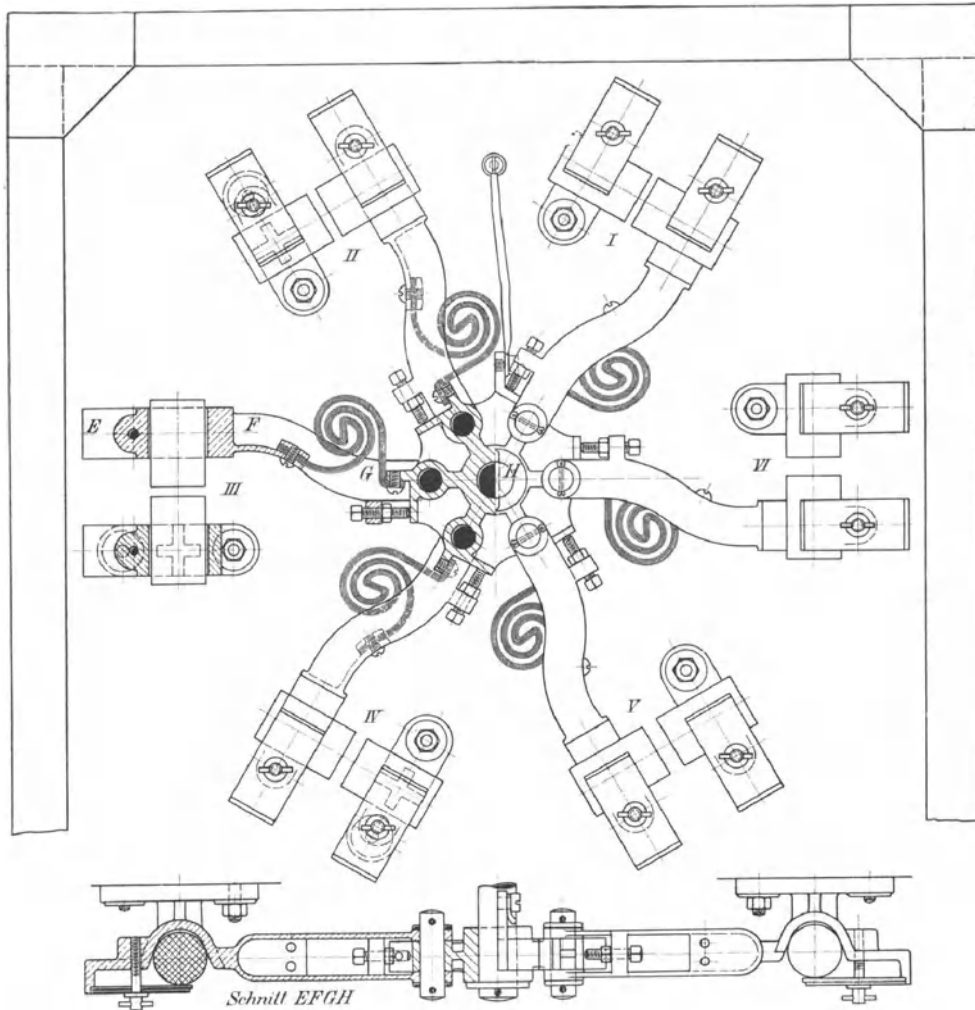


Fig. 217. 1 : 5.

Funkenlöschers vollständig unterbrochen wird, sobald das Anlassergestänge diesen Kontakt öffnet.

Der Ausschlag des Gewichtshebels ist beiderseits durch Spiralfederpuffer begrenzt, die sich aber im Betriebe als entbehrlich erwiesen haben.

Fig. 217 veranschaulicht die konstruktive Ausführung des Siemens'schen Kontaktsternes.

Durch Verwendung eines eingeschliffenen Steuerkolbens wird die erforderliche Empfindlichkeit des Steuerapparates erreicht, der bei regelmässiger Wartung nach fünfjähriger Beobachtung bei einer sehr stark benutzten Anlage im Hotel Marquardt zu Stuttgart die Druckschwankungen

zwischen Anlassen und Abstellen auf etwa eine halbe Atmosphäre beschränkt. Es empfiehlt sich, den Steuerkolben täglich vor Beginn des Betriebes zum Reinigen und Neueinfetten herauszunehmen.

**Selbstthätiger Anlasser für Presspumpenbetrieb hydraulischer Hebe-
maschinen mit unverändertem Drehsinn des Schalthebels beim Ein- und
Ausrücken durch einen Hilfsmotor.**

D.R.P. 124 562 der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft, vorm. Schuckert & Co., in Nürnberg.

Durch einen unabhängig vom Pumpenmotor anlaufenden Hilfsmotor erreicht man eine vollkommen sichere Anlassschaltung. Das im allgemeinen hierbei übliche Verfahren zum Anlassen und Abstellen, den Hilfsmotor umsteuerbar zu bauen, verwickelt aber nicht nur die Anlage, sondern ist auch mit dem Nachtheil verknüpft, dass die Abstellgeschwindigkeit ebenso gering ausfällt, wie die Schaltgeschwindigkeit beim Anlassen. Die nachstehend beschriebene Konstruktion von Schuckert, Fig. 218, löst die Aufgabe ohne Umsteuerung des Hilfsmotors dadurch, dass auch die Schaltkurbel, abweichend von den sonstigen Ausführungen, während der Abstellperiode im selben Sinne weiter läuft, wie vorher beim Anlassen, und sich während einer ganzen Kurbelumdrehung ein volles Schaltspiel vollzieht. Dabei ist die Selbstabstellung des Hilfsmotors in geschickter Weise so angeordnet, dass sie durch Auflaufen einer Schleifbürste auf einen Kontakt erfolgt, der im Stromkreise der nächsten Schaltperiode liegt, für die sich jeweilig abwickelnde dagegen stromlos ist, und somit die eine Periode selbstthätig beendet, gleichzeitig aber bereits die nächste vorbereitet und beginnen lässt, sobald an anderer Stelle der hierzu erforderliche Stromschluss vermittelt wird. Das Verfahren bietet ausserdem den Vortheil, dass der Schaltungsweg zum Abstellen und damit die Abschaltdauer im Vergleich zur Anlaufschaltung beliebig verkürzt werden kann.

Die Konstruktion ist für ein Presspumpenwerk mit Druckwindkesseln als Druckwasserbehälter für den Betrieb hydraulischer Hebezeuge bestimmt und deshalb mit einem Kipphebel — Tafel 83 — in Verbindung gebracht, der durch die wechselnde Ausdehnung einer Manometerröhrenfeder zum entgegengesetzten Kontaktausschlag gebracht wird, wenn der Betriebsdruck seine untere oder obere Grenze erreicht und die Presspumpe eingerückt oder abgestellt werden muss.

In solchen Druckwindkesseln treten an der oberen und unteren normalen Grenze der Betriebspressung, ähnlich wie an den entsprechenden Hubgrenzen der Gewichtsakkumulatoren für hydraulische Hebe-
maschinen, unter Umständen Zwitterzustände ein, wenn z. B. zufällig in dem Augenblick, wo der Behälter eben bis zur oberen Grenze gefüllt ist, und demnach die Steuerung sich in die Kontaktlage für das Abstellen des Pumpwerkes begiebt, plötzlich ein grosser Wasserverbrauch die Ursache dieser Umsteuerung aufhebt. Um in einem solchen Falle der Gefahr vorzubeugen, dass der Anlasser durch den plötzlichen Wechsel der Verhältnisse im Druckwasserbehälter auf halbem Wege stehen bleibt oder mitten auf der Schaltbahn in widersprechender Weise vom Kipphebel des Windkessels beeinflusst wird, ist ähnlich, wie bei den Druckknopfsteuerungen der Aufzüge dafür gesorgt, dass die Steuerleitung vom Windkessel, unmittelbar nachdem sie den Anstoss zum Ingangsetzen des Hauptschalters gegeben hat, durch eine andere Verbindung ersetzt und ausgeschaltet wird. Der Windkesselapparat wird also bis zum Schluss der eingeleiteten Schaltperiode abgetrennt und die jeweilig begonnene Schaltung ungestört zu Ende geführt.

Der Hauptschaltapparat ist im übrigen unter Benutzung des Schuckert'schen D.R.P. 114 234, S. 232, mit fortlaufender Funkenentziehung für alle Schalt-

kontakte durch einen zwangsläufig bewegten Kohlenkontakthammer ausgeführt, der die Metallkontakte vollständig schont und sogar gestattet, den Motor vom Netz zu trennen, ohne die Anlasswiderstände in der sonst üblichen und notwendigen Weise vor der Stromunterbrechung wieder vor den Anker zu schalten.

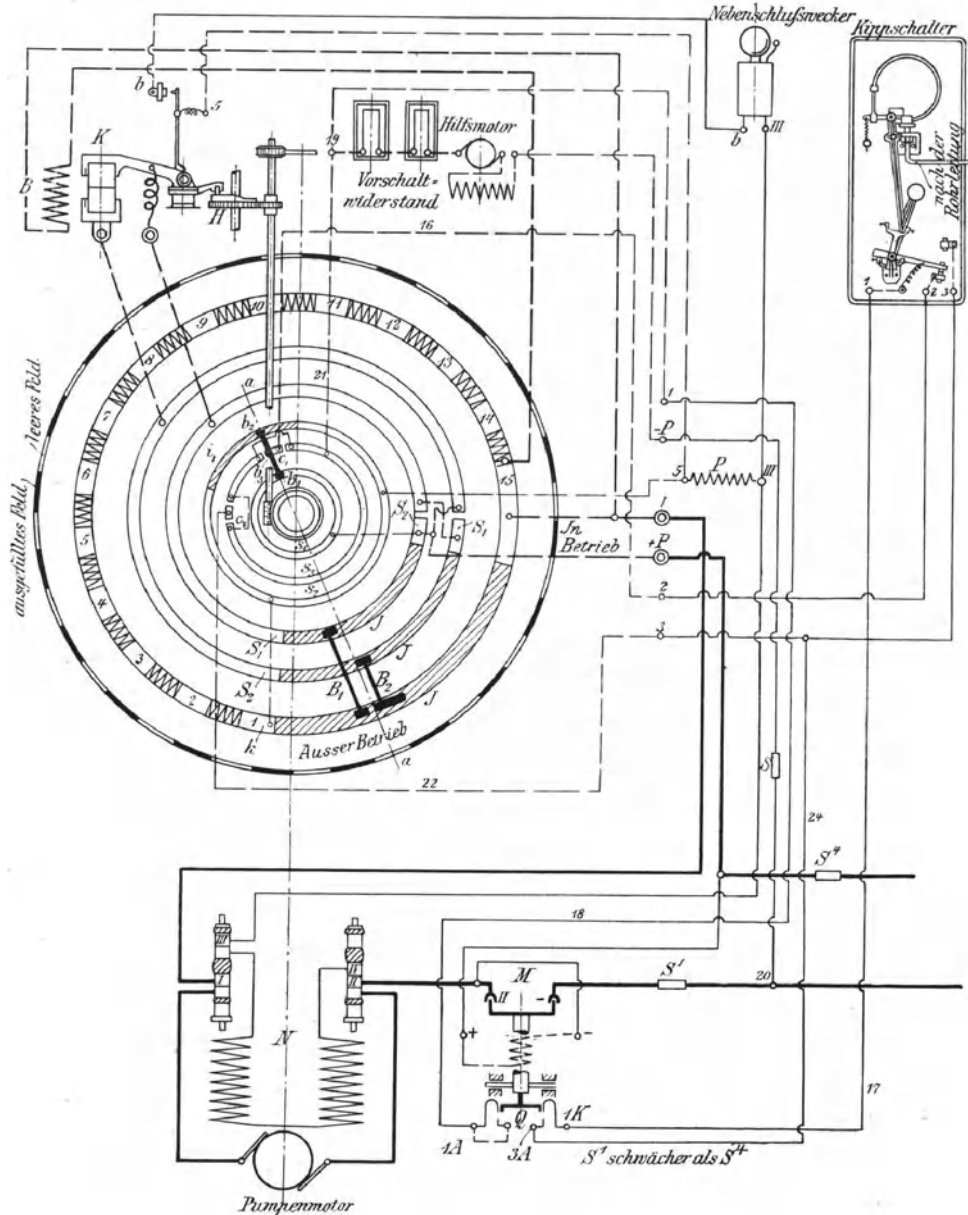


Fig. 218.

Der Hilfsmotor dreht die Schaltkurbel $a-a$ mit den Hauptbürsten B_1 und B_2 , wie in Fig. 218 angedeutet, durch ein doppeltes Schneckengetriebe, von dem auch der Antrieb für die Hubscheibe des Kontakthammers K durch eine Stirnräderübersetzung abgezweigt ist, um den zwangsläufigen Zusammenhang zwischen dem Öffnen und Schliessen des Hammerkontaktes und den Bürstenstellungen von B_1 und B_2 über den Anlasskontakten für die Funkenzieherwirkung von K zu vermitteln. Der nach rückwärts über

seine Drehachse verlängerte Schalthebel trägt ausserdem noch drei kleinere Schleifbürsten b_1 , b_2 und b_3 .

Bei abgestelltem Betrieb liegen die Bürsten B_1 und B_2 auf den Isolirsegmenten J , die Bürste b_3 steht auf dem Kontaktstück c_1 , b_1 auf dem Ringe s_1 , und b_2 auf dem Isolirstück i_1 , während der Kippschalter zu der Zeit, entgegengesetzt zur gezeichneten Lage, die Verbindung zwischen den Klemmen 1 und 3 geschlossen hält. Für die schematische Darstellung ist angenommen, dass der Kipphebel von der Manometerfeder soeben durch Sinken des Betriebsdruckes in die umgekehrte, d. h. in die gezeichnete Stellung hinüber gesteuert ist und durch den Kontaktschluss zwischen 2 und 3 die Einschaltperiode der Pumpe einleitet.

Der Strom läuft von der mit dem positiven Netzpol verbundenen Schiene s_1 über die Bürste b_1 und b_3 nach c_1 , durch Leitung 16 über Klemme 2 am selbstthätigen Anlasser nach 2 am Kippschalter und hier über den Kontakt nach 1 , dann über Leitung 17 , Klemme $1K$ und $1A$ des selbstthätigen Ausschalters M — der bei Spannungsabnahme im Netz in Thätigkeit tritt, für gewöhnlich aber wie gezeichnet geschlossen ist — und gelangt schliesslich über 18 , Klemme 1 am Schalterbrett und Klemme 19 durch den Vorschaltwiderstand des Hilfsmotors in dessen Anker und Feldmagnete, von wo der Rücklauf zum Netz über — P , die Sicherung S und Klemme 20 erfolgt.

Der so eingeschaltete Hilfsmotor treibt den Schalthebel mit den Bürsten im Sinne des Uhrzeigers und führt dem Pumpenmotor Strom zu, wenn die Bürsten B_1 - B_2 auf die Kontaktklötze $1, 2 \dots$ des Anlasswiderstandes gelangen.

Der Stromschluss für den Pumpenmotor beginnt zum Schutz gegen Abbrennen der Kontaktkanten erst, nachdem die Hilfsbürste B_1 stromlos den Kontaktklotz 1 ausreichend überdeckt hat, mit dem nach der Kantenberührung folgenden Schliessen des zwangsläufig vom Hilfsmotor bethätigten Kohlschalters K . In diesem Augenblick gelangt der Hauptstrom von $+P$ durch S_2 über den Schalter K nach S_1 und über die Bürstenbrücke B_1 zum ersten Kontaktklotz 1 , durch den ganzen vorgeschalteten Anlasswiderstand bis zum Kurzschlusskontakt 15 nach I und schliesslich über den Motoranker, den selbstthätigen Ausschalter M und die Sicherung S^1 in die Rücklaufleitung. Vom Kontaktklotz 1 zweigt sich ein Nebenschluss nach der Ringschiene s_2 ab und speist über die Klemme 5 , den Parallelwiderstand P und die Klemmen III die Felderregung N des Motors.

Die B_1 nachfolgende Hauptbürste B_2 tritt als Ersatz ein, bevor B_1 den Klotz 1 verlässt, und bietet dem Betriebsstrom einen direkten Weg von S_2 nach 1 . Kurze Zeit vertheilt sich der Strom auf beide Wege, dann unterbricht der Kohlschalter die Leitung über B_1 , noch bevor diese Bürste den Kontakt verlassen hat, und schliesst sich erst wieder, nachdem B_1 bereits den nächsten Kontaktklotz 2 reichlich überdeckt. In gleicher Weise wiederholt sich das Spiel an allen folgenden Kontakten und verhindert durch das stromlose Auf- und Abfließen der Hilfsbürste das Auftreten von Funken in der Schleifbahn durch den Kohlschalter, der als Funkenzieher wirkt und das Schaltfeuer zwischen seinen Kohlenstiften an unschädlicher Stelle entstehen lässt.

Die anfängliche Erregung der Motormagnete auf dem Leitungswege über 1 wird für den weiteren Verlauf durch die Schleifbürstenbrücke b_1 b_2 übernommen, sobald b_2 das Isolationsegment i_1 verlässt, weil dann der Nebenschluss von der dauernd am Netz liegenden Ringschiene s_1 durch die Brücke b_1 b_2 für die ganze Schaltperiode einen Weg nach s_2 findet und von hier, wie vorher, über 5 u. s. f. weiter läuft.

Der äusserste Ring mit den abwechselnd ausgefüllten und leeren Feldern

veranschaulicht das regelmässige Spiel des Kohlschalters, der geschlossen ist und die Ringschiene S_1 in die Stromleitung einschaltet, solange die Schaltkurbel $a-a$ auf einem ausgefüllten Felde steht, sich dagegen im geöffneten Zustande befindet, um den Kontaktwechsel des Anlasswiderstandes mit stromloser Hilfsbürste B_1 einzuleiten und inzwischen der Hauptbürste B_2 allein die Stromleitung zu überlassen, solange $a-a$ über ein leeres Feld fortläuft.

Gleich nach Beginn der Bewegung der Schaltkurbel tritt die Bürste b_3 von c_1 auf die direkt mit dem Hilfsmotor verbundene Schiene s_3 über und schneidet den anfänglichen Stromweg über den Kippschalter ab, um eine etwaige Kontaktunterbrechung zwischen 1 und 2 oder vollständiges Umsteuern des Kippschalters von seiten der Druckwasserfüllung des Betriebsbehälters, wie schon eingangs hervorgehoben wurde, für den Hauptanlassschalter wirkungslos zu machen und die ungestörte Vollendung der eingeleiteten Schaltperiode zu sichern. Der Strom läuft von $+P$ nach Schiene s_1 , über Bürste b_1 und b_3 nach Schiene s_3 , Leitung 21, Klemme 19 durch den Hilfsmotor nach $-P$, S und Klemme 20 in den negativen Netzdraht, bis die Bürsten B_1 und B_2 in ihre Endstellung auf den Kontakt 15 gelangen und gleichzeitig b_3 durch Auflaufen auf das Kontaktstück c_2 den bisherigen Stromlauf des Hilfsmotors unterbricht.

Sobald die in Betrieb gesetzte Pumpe im Druckwasserbehälter wieder den vollen Arbeitsdruck hergestellt hat, wird der Kippschalter durch die Ausdehnung der Manometerrohrfeder in seine andere Lage hinübergeworfen und verbindet dort 1 mit 3. Dadurch bekommt der Hilfsmotor aufs neue Strom und zwar von $+P$ über Schiene s_1 , Bürste b_1 , b_3 nach Kontakt c_2 , Leitung 22, Klemme 3 am selbstthätigen Hauptschalter und Klemme 3 am Kippschalter, dann durch dessen Kontakt weiter von 1 über Leitung 17, die Klemmen 1K und 1A, Leitung 18, Klemme 1 am Hauptschalter nach 19. Der Strom läuft, nachdem er den Vorschaltwiderstand, Anker und Erregung des Hilfsmotors durchflossen hat, über $-P$, S und 20 in das Netz zurück.

Die Schaltkurbel wandert nach dem erneuten Anlassen des Hilfsmotors aus der wagerechten Betriebslage bis zur gezeichneten Stellung „Ausser Betrieb“ auf den Isolationsegmenten, indem wieder gleich nach dem Beginn der Abstellperiode die Bürste b_3 von c_2 im Sinne des Uhrzeigers auf s_3 hinübergleitet, dadurch den Hilfsmotor, unter Umgehung des Kippschalters, direkt über $+P$, s_1 , b_1 , b_3 , s_3 , 21, 19, $-P$ mit Strom versorgt und auch bei vorzeitigem Umsteuern des Kippschalters die Schaltkurbel erst in der gezeichneten Lage zum Stillstand bringt, wenn die Bürste b_3 durch Aufgleiten auf den Kontakt c_1 den Hilfstrom unterbricht.

Der Pumpenmotor gelangt schon früher zum Stillstand beim Übertritt der Schleifbürsten B_1 B_2 auf die Isolationsegmente J , und zwar im vorliegenden Fall durch einfache Unterbrechung seines Stromkreises, ohne die Anlasswiderstände vorher wieder vorzuschalten. Um nun vor allem hierbei den sehr starken Öffnungsfunken an den Kohlschalter zu verlegen, sind die Enden der Ringschienen S_1 und S_2 eine kurze Strecke vor den Isolirsegmenten von den Hauptstrecken abgetrennt und durch Überkreuzen der Verbindungsleitungen miteinander vertauscht. Hierdurch tauschen gleichzeitig auch die Bürsten B_1 und B_2 beim Verlassen der Betriebsstellung ihre Wirkungsweise aus, und es übernimmt dann die voreilende Bürste B_1 die Rolle der Hauptbürste; die nacheilende B_2 liegt dagegen im Stromkreise des Kohlschalters K und verlässt die Kontaktschienen stromfrei, indem sich K schon vor der Trennung der Bürsten- und Kontaktkanten rechtzeitig öffnet und den Stromkreis mit einem Lichtbogen zwischen seinen Kohlen unterbricht, der von der Magnetspule B im Nebenschluss des Hauptstromes rasch ausgeblasen wird.

Statt dieser plötzlichen Unterbrechung kann man aber auch zur grösseren Schonung des Kohlschalters und zum Abschwächen des Stromstosses im Netz

in der Abstellbahn der Schaltkurbel Kontaktklötze unterbringen und diese nach rückwärts mit aufeinanderfolgenden Endpunkten einzelner Gruppen des Anlasswiderstandes derart verbinden, dass die Schaltkurbel von Kontakt zu Kontakt in der Abstellperiode stufenweise den ganzen Anlasswiderstand in einzelnen Gruppen wieder vorschaltet, bevor der Strom vollständig abgeschnitten wird. Diese Ausführung hat Schuckert u. a. für den S. 268 beschriebenen Anlasser von Spillwinden gewählt.

Mit dem Abtrennen des Ankers vom Netz tritt auch die Brücke $b_1 b_2$ des Magnetstromes mit der Bürste b_2 auf das Isolationsegment in der Ringbahn s_2 . Um besondere Vorkehrungen gegen den Extrastrom der Feldmagnete zu ersparen, wird, wie auf S. 257 auseinandergesetzt ist, Anker, Anlasswiderstand und Erregung hintereinander geschaltet, wobei folgender Kreislauf mit kräftiger Bremswirkung entsteht: Anker, Klemme 1 am Hauptschalter, Kontakt 15, sämtliche Anlasswiderstände, Kontakt 1, Schiene s_2 , 5, P , III, Erregung N zurück zur Ankerklemme II.

Der Hilfskontakt $b-5$ auf dem Rücken des Kohlenschalters schliesst sich bei fortschreitender Abnutzung der Funkenzieherkohlen und setzt als Mahnsignal zum rechtzeitigen Auswechseln der verbrauchten Kohlen den Nebenschlussanker in Thätigkeit, dessen Stromkreis von der Magnetleitung des Hauptmotors an den Klemmen 5 und III des Parallelwiderstandes abgezweigt ist.

Um den Pumpenmotor bei etwaigem Rückgang der Netzspannung nicht in der Betriebstellung der Schaltkurbel ohne vorgeschaltete Anlasswiderstände unter Strom stehen zu lassen oder bei zufälligem Ausbleiben des Netzstromes nicht der Gefahr auszusetzen, dass der wiederkehrende Strom ihn in dieser ungeschützten Lage trifft, ist der selbstthätige Ausschalter M in die Stromleitung eingebaut, der durch das angedeutete Nebenschlusssole-noid bethätigt wird und sich beim Sinken der Spannung zwischen II und — öffnet, indem gleichzeitig der andere Kontaktarm mit der Brücke Q aus der gezeichneten Stellung in die Kontaktlage zwischen den Klemmen 3A und 1A einschnappt. Damit erhält der Hilfsmotor Strom über $+P, s_1, b_1, b_3, c_2$ Leitung 22, Klemme 3, Leitung 24, 3A, Q , 1A und 1 über Klemme 19, der hinter der Motorerregung nach $-P$ abströmt. Hierdurch ist dafür gesorgt, dass in solchen Fällen die Hauptschaltkurbel unabhängig von der jeweiligen Kipphebellage sofort in die Stellung „ausser Betrieb“ gedreht wird und bei Rückkehr der regelrechten Betriebspannung und dem selbstthätigen Wiederschliessen des Sicherheitsausschalters M alle Bedingungen für den erneuten Anlauf des Pumpenmotors mit voll vorgeschalteten Anlasswiderständen erfüllt sind.

Schuckert baut diese Pumpenanlasser auch mit regelbarer Felderregung des Motors, um durch Schwächen des Feldes die Geschwindigkeit der Pumpe im Bedarfsfalle zu steigern.

Die Konstruktion des Kipphebels D.R.P. 110 534 ist auf Taf. 83 dargestellt und im Abschnitt über hydraulische Hebemaschinen, Kapitel: „Anlass- und Abstellvorrichtung für Akkumulatorpumpen mit elektrischem Betrieb“ beschrieben, unter der Überschrift: Kippschalter mit Röhrenfedermanometer zum Anlassen und Abstellen von Elektromotoren für Presspumpen bei bestimmten Druckgrenzen.

b. Anlasser für Spillwinden.

Anlasser für Spillwinden mit unverändertem Drehsinn des Schalthebels beim Ein- und Ausrücken.

D. R. P. 124 562 von der E. A. G. vorm. Schuckert & Co.

Fig. 219 stellt eine für Spillwinden abgeänderte und vereinfachte Schaltung des vorstehend beschriebenen Schuckert'schen Anlassers für Pumpen-

motoren dar. Der selbstthätige Kipphebel der Pumpenanlasser wird hier für die Bedienung der Winde durch den doppelarmigen Steuerkontakthebel *s* mit den Pedalen *p* und *q* ersetzt.

Bei abgestelltem Betrieb steht der Schaltarm mit den Bürsten *b* und *f* senkrecht nach unten in der Mitte der Isolationsegmente. Schliesst der Arbeiter in dieser Lage den Kontakt *t* durch das Pedal *p*, so empfängt der oben in der Figur angedeutete, dauernd am negativen Netzdraht liegende Hilfsmotor Strom von $+$ durch Schiene *l*, Bürste *b*, Schienenstück *d*, Steuerkontakt *t* und setzt den Schalthebel im Pfeilsinne nach dem Kurzschlusskontakt der Anlasswiderstände zu in Bewegung. Gleich im Beginn gleitet *b* von *d* auf die längere Ringschiene *k* hinüber und speist den Hilfsmotor unab-

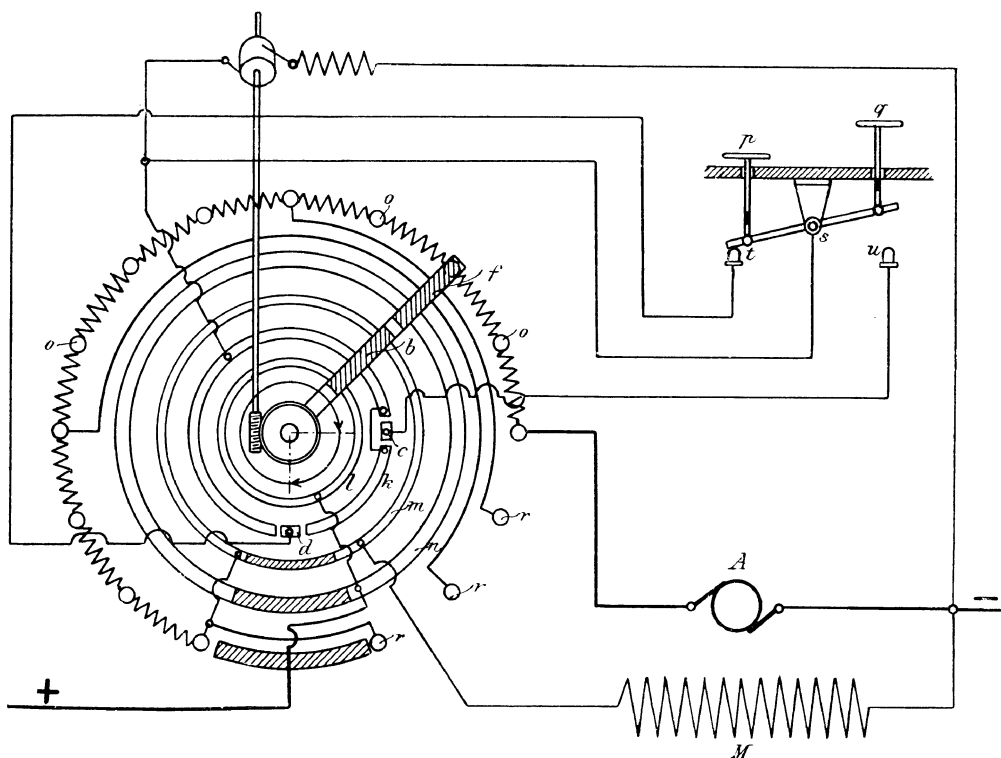


Fig. 219.

hängig von dem Kontakt *t*, so dass der Arbeiter nach wenigen Sekunden das Pedal *p* ohne Störung wieder freigeben kann. Sobald der Schalthebel auf den ersten Widerstandskontakt *o* aufläuft, fliesst der Hauptstrom von $+$ durch die Ringschiene *n* und die Bürste *f* über die vorgeschalteten Widerstände in den Motoranker *A*, und gleichzeitig wird durch direkte Leitungsverbindung des ersten Kontaktes *o* mit *m* der im Nebenschluss liegende, an *m* angeschlossene Feldmagnet *M* erregt. Für den weiteren Verlauf der Schaltung tritt an die Stelle der Verbindung *om* die Strombrücke der Bürste *b* von *l* nach *m*. In der Kurzschlussstellung unterbricht das Übergleiten der Bürste *b* von *k* auf *c* die Stromzuführung des Hilfsmotors und lässt den Schalthebel für den voll eingeschalteten Betriebsmotor stehen, bis der Arbeiter das Pedal *q* niedertritt, dadurch den Kontakt *u* schliesst und nun der Hilfsmotor aufs neue von $+$ über *l*, Bürste *b*, Schienenstück *c* und Kontakt *u* zum Weiterdrehen des Schaltarmes Strom empfängt. Auch hier wird gleich im Beginn der Bewegung beim Übergleiten der Bürste *b* von *c* nach *k* der Kontakt *u* als weiterhin überflüssig ausgeschaltet.

Der Motoranker empfängt Strom, wie vorher von der Schiene *m* durch die Bürste *f*, jetzt aber über die Widerstandskontakte *r*, die der Reihe nach rückwärts derart mit den Endpunkten einzelner Gruppen des Widerstandes verbunden sind, dass in der Abstellperiode des Motors die Anlasswiderstände gruppenweise wieder vorgeschaltet werden, und der ganze Widerstand vor dem Anker liegt, bevor der Motor vom Netz getrennt und zum Selbstbremsen, wie in Fig. 218 in sich kurzgeschlossen wird.

Die unveränderte Drehrichtung des Schalthebels während der Anlass- und Abstellperiode bietet das beachtenswerthe einfache Mittel, durch gruppenweises Zusammenfassen mehrerer Anlasswiderstandstufen für die Abstellperiode und die verminderte Zahl der Abstellkontakte im Vergleich zu den Anlasskontakten auch den Abstellsektor des Schalters entsprechend zu verkleinern, so dass bei gleichmässiger Laufgeschwindigkeit des Hilfsmotors, im Interesse der Funkenverminderung, die Anlasswiderstände ordnungsmässig rascher vor- als abgeschaltet werden und diese Forderung hier auch bei der rohesten Bedienung der Spillwinde zwangsläufig erfüllt ist.

Der ganze Schaltapparat bietet den in den meisten Fällen für Spillwinden benutzten gewöhnlichen Schaltern mit reiner Handsteuerung gegenüber die aus der vorstehenden Beschreibung hervorgehenden Vorzüge, die um so beachtenswerther sind, weil derartige Winden von beliebigen, mit elektrischen Steuerungen nicht vertrauten Arbeitern bedient werden.

Für die neuesten Ausführungen verwendet Schuckert die später bei seiner Knopfsteuerung für Aufzüge beschriebenen, magnetisch gesteuerten Selbstanlasser.

c. Anlasser für Krahnmotoren.

Umsteuerung mit Flüssigkeitswiderstand und Handbremse für Krahne mit Gleichstrombetrieb.

Ausgeführt von der Aktiengesellschaft „Elektricitätswerke“, vormals O. L. Kummer & Co.

Der Steuerapparat, Fig. 220 bis 222, veranschaulicht die unmittelbare Verbindung des Umkehranlasswiderstandes mit der Lüftbremse eines Krahn-

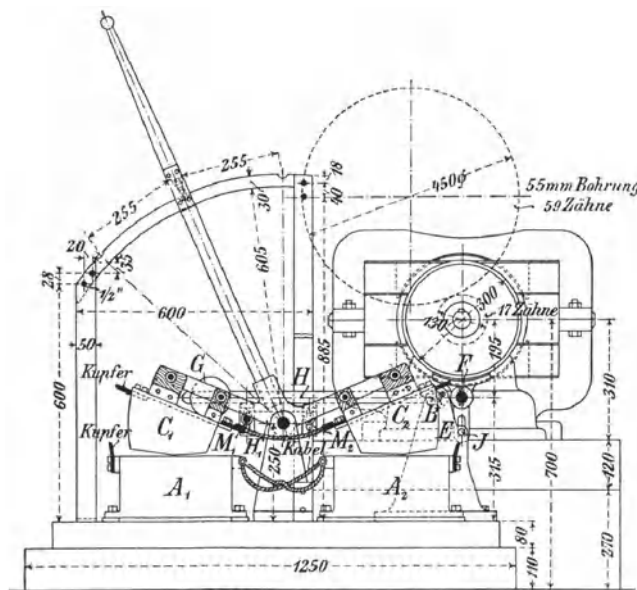


Fig. 220.

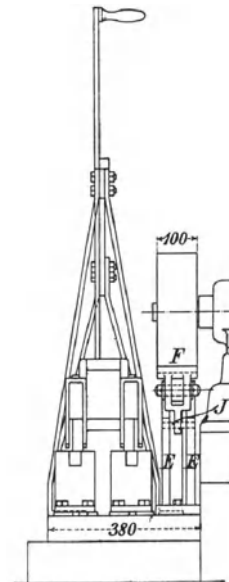


Fig. 221.

motors für Gleichstrombetrieb. Der Anlasswiderstand ist mit doppelten Gefäß- und Tauchplattenpaaren ausgerüstet, die, zu beiden Seiten der Steuerwelle aufgestellt, wechselweise für Vor- und Rücklauf des Motors in Thätigkeit treten, indem man für den Stromschluss in der einen Laufrichtung die Tauchbeile C_1 in die doppelte Widerstandgefäße A_1 und für die andere Laufrichtung die Tauchbeile C_2 in die Gefäße A_2 einsenkt, um den einen oder den anderen der beiden entgegengesetzten Stromkreise durch den Flüssigkeitwiderstand zu schliessen und den Widerstand selbst dann im Laufe der Steuerbewegung in bekannter Weise abzuschalten.

Die Lüftbremse, eine einfache Backenbremse, deren Hebel H um den Zapfen B drehbar in dem gusseisernen Bock E gelagert ist, wird in der gezeichneten Mittelstellung des Steuerhändels durch das frei wirkende Spannungsgewicht G festgehalten.

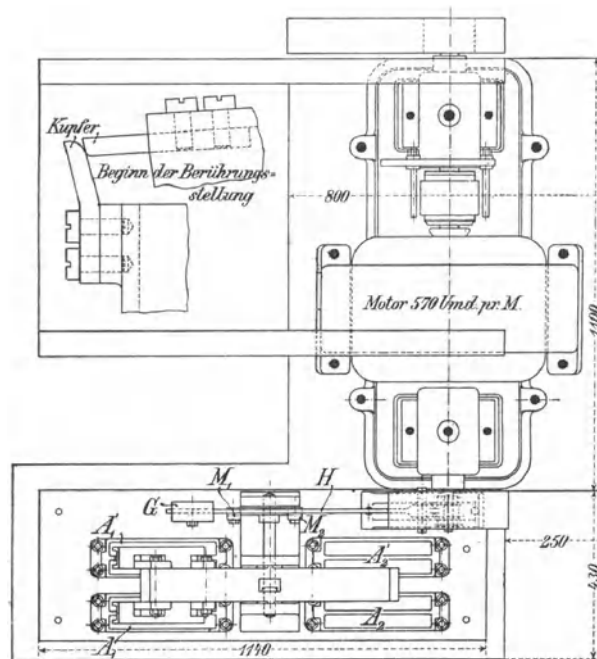


Fig. 222. 1 : 20.

Zum Lüften der Bremse ist ein kurzer, ungleicharmiger Hebel H_1 auf die Drehachse des Steuerhändels gesetzt, gegen den seitlich zwei senkrecht mit Schlitz an Klemmschrauben verschiebbare Hubstücke M_1 und M_2 befestigt sind, die so eingestellt werden, dass sie den Hebel H in seiner Bremslage gerade von unten berühren und wechselweise als Hubdaumen wirken, sobald das Steuerhändel in einen oder anderen Sinn zum Ansteuern aus seiner Mittellage bewegt wird. Die Höhe des Flüssigkeitsspiegels in den Gefäßen A bestimmt den toten Gang der Steuerung zwischen der Ruhelage mit festgebremster Motorwelle und dem Stromschluss für den Anlauf zum Heben oder Senken. Die unmittelbare Verbindung der Bremse mit dem Steuerhändel verhindert, dass die Bremse vor der Stromunterbrechung angezogen oder umgekehrt der Stromschluss zum Anlassen vor dem Lüften der Bremse herbeigeführt werden kann.

Der tote Gang der Steuerung ermöglicht, Lasten, die von selbst niedergehen, ohne Mitwirkung des Motors lediglich mit schwach gelüfteter Bremse zu senken. Die Bedienung des Apparates gestaltet sich für den Arbeiter vollkommen übersichtlich und einfach.

Da der Bremsschuh F gegen die Bremsscheibe auf der Motorwelle dem Ankergewicht entgegen angepresst wird, tritt beim Bremsen eine Entlastung der Welle ein, die den Verzicht auf doppelte Bremsbacken rechtfertigt. Genaues Anlegen des Bremsschuhes bleibt auch nach eintretendem Verschleiss dadurch gesichert, dass der Schuh am Spannhebelnde um einen Zapfen drehbar ist. Er wird durch den Eingriff des Führungsbolzens J in den Schlitz des unteren Bremsschuharmes am Umkippen und Anschleifen beim Lüften gehindert.

Der hier verwendete Hauptstrommotor arbeitet mit 570 minutlichen Umdrehungen unmittelbar auf das Stirnrädervorgelege der Krahnwinde.

Aus dem zugehörigen Schaltschema, Fig. 223, ist zu entnehmen, dass der Strom von der positiven Dynamobürste durch die Motorerregung nach dem vorderen Senkbeilhebel geht. Sind die rechtsliegenden Senkbeile in ihre Gefässe A_2 und A'_2 eingetaucht, so gelangt der Strom durch die Füllung des Gefässes A_2 nach der Bürste B_1 des Motorankers und von B_2 zum Gefäss A'_2 , durchdringt hier den zweiten Flüssigkeitwiderstand und findet durch ein Verbindungskabel mit dem eintauchenden Senkbeil den Rückweg zur negativen Dynamobürste. Bei entgegengesetztem Eintauchen läuft der Strom von der Motorerregung durch den Flüssigkeitwiderstand des Gefässes A_1 , tritt durch das Kabel nach der Klemme des diagonal gegenüberstehenden Gefässes A'_1 über und geht durch den Motoranker von der Bürste B_2 nach der Bürste B_1 , dann weiter nach den Klemmen der Gefässe A_2 und A'_1 und gelangt von hier über den Flüssigkeitwiderstand des Gefässes A'_1 und den zugehörigen Kabelanschluss des Senkbeils in die negative Dynamobürste. Der Umkehr der Stromrichtung im Anker entspricht die Umsteuerung des Motorlaufs.

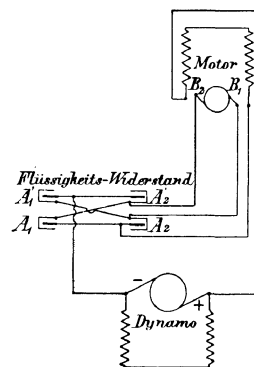


Fig. 223.

Der Boden der Gefässe ist durch untergelegte Porzellanrollen isolirt; ferner sind auch die Senkbeile durch Holzzwischenlagen isolirt mit dem doppelarmigen Kreuzhebel des Steuerhändels verbunden. Für den Dauerbetrieb pressen sich die voll eingesenkten Tauchbeile mit ihren kupfernen Zungen fest gegen die Kupferlappen an den Stirnenden der gusseisernen Gefässe und schliessen den Flüssigkeitwiderstand durch rein metallische Stromleitung kurz. Vergl. die Sonderzeichnung in Fig. 222.

Im Hinblick auf das Aufkochen der Flüssigkeit bei lebhaftem Betrieb erscheinen die Flüssigkeitströge sehr klein bemessen, aber dieser Mangel ist bei jeder Neuausführung einfach durch grössere Gefässe zu beseitigen.

Zwangläufige Kupplung der mechanischen Bremse mit dem Wendeanlasser für Krane und Haspel, von C. Hoppe in Berlin, in Verbindung mit einem Siemens'schen Kohlenkontakthanlasser für wechselnde Fördergeschwindigkeit.

D. R. P. 88609 und D. R. G. M. 43220.

Figur 224 stellt die Lage der Steuer- und Bremsgestänge, Fig. 225 den Steuerbock dar. In Fig. 226 und 228 ist das Steuerhändel mit dem unmittelbaren Zubehör gezeichnet.

Das Steuerhändel h umklammert mit seinem unteren gabelförmigen Ende den oberen Arm i , Fig. 226, des lose auf der Welle w sitzenden doppelarmigen Bremshebels ik , an dessen unterem Arm k das Bremsgestänge l , Fig. 224, mit dem Gabelgelenkzapfen n angeschlossen ist, so

dass gleichzeitig mit dem Ausschlag des Hebels in der Bewegungsebene senkrecht zur Drehachse w die Bremse angezogen oder gelüftet wird. Ausserdem kann das Steuerhändel aber auch noch um die Zapfen b in dem Hebelarm i senkrecht zur Hauptbewegung um einen kleinen Winkel nach der einen oder der anderen Seite gewendet werden, dessen Ausschlag durch Schlitze und durch die Anschlagbolzen g , Fig. 227, begrenzt wird. Diese Seitenbewegung vermittelt die Kupplung des Händels mit dem Steuergerüste des Anlasswiderstandes und Stromwenders u , Fig. 224, der sich bei seiner Drehung um die Welle r mit seinen seitlichen Kontaktleisten gegen die rechts oder gegen die links liegenden, auf Spiralfedern ab-

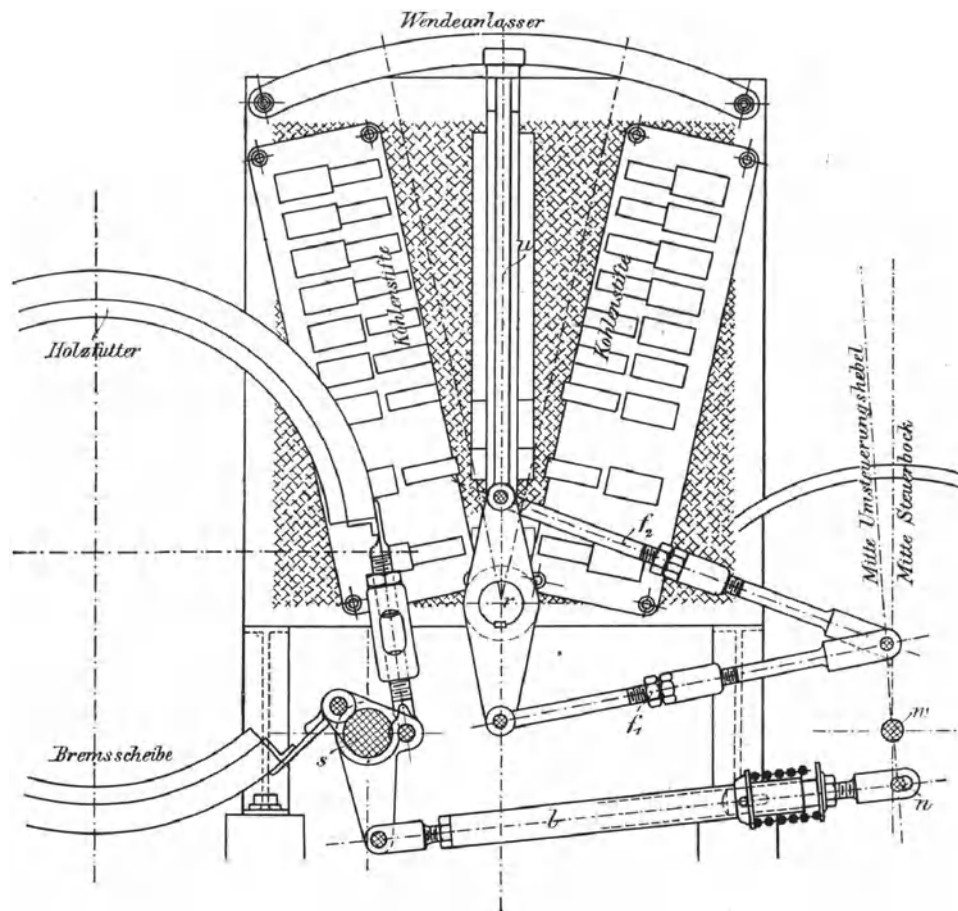


Fig. 224.

gestützten Kohlenstifte legt, dadurch den Ankerstrom des Nebenschlussmotors im einen oder anderen Sinne schliesst und die einzelnen federnden Kohlenkontakte, zwischen denen die Widerstandspulen eingeschaltet sind, der Reihe nach zurückdrängt. Durch den von unten nach oben zu stufenförmig fortschreitenden Stromschluss werden die einzelnen Widerstandstufen der Reihe nach abgeschaltet, bis schliesslich der Strom, unter Umgehung des ganzen Vorschaltwiderstandes, durch den letzten Kontakt ungeschwächt dem Anker zugeführt wird. Das Steuergerüste des Anlasswendehebels u besteht aus einem doppelarmigen Hebel auf seiner Drehachse r , an dessen Zapfen die Zugstange f_1 auf der Vorderseite und die Zugstange f_2 auf der Rückseite angeschlossen sind, die ihrerseits an die Hebel c_1 und c_2 , Fig. 225 und 227, angreifen. Letztere sitzen mit dem Steuerhändel h gemeinsam

und ebenfalls lose auf der Drehachse w . Das Kreuzgelenk des Händels h vermittelt die Kupplung zwischen dem Steuergestänge und dem Händel, sobald letzteres in seiner Mittelstellung um den Zapfen b , Fig. 227, nach links oder rechts geneigt wird und dadurch mit den eichelförmigen Zapfen e_1 oder e_2 , Fig. 227 und 228, in die gegenüberstehenden länglichen Kopfslitz d_1 oder d_2 der Hebel c_1 und c_2 eingreift.

Durch die gegabelte Führungsbahn der Kopfplatte m des Steuerbocks, Fig. 225 und 229, wird der Maschinist gezwungen, zum Auslegen der Steuerung nach vorn das Händel aus der Mittelstellung O in den Führungsschlitz I oder II hinüber zu neigen. Sobald er den Hebel in die Bahn I ablenkt, kuppelt sich h mit c_1 und f_1 , und die weitere Bewegung bringt den Stromschlusshebel mit dem rechts liegenden Anlasswiderstand, Fig. 224,

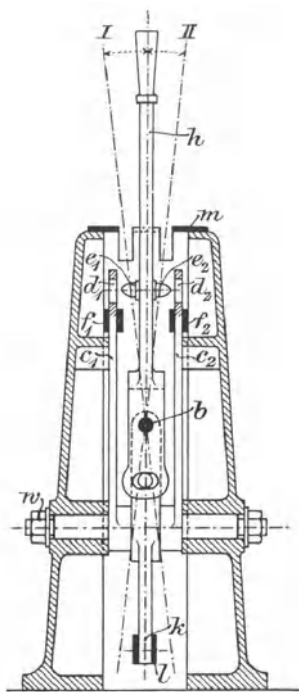


Fig. 225.

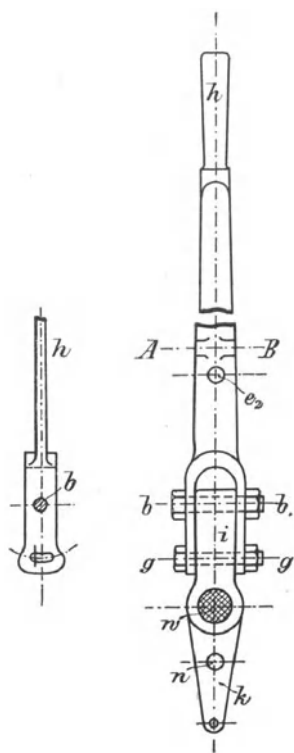


Fig. 226.

in Berührung. Der Motor empfängt Strom für Linkslauf; umgekehrt kuppelt sich das Händel beim Vordringen in den Schlitz II der Steuerbockplatte mit c_2 und f_2 und schliesst durch Auslegen nach vorn den linken Anlasswiderstand für den Rechtslauf des Motors. Bewegt man den Steuerhebel von O aus nach rückwärts in den Schlitz III , so entkuppelt er sich selbstthätig und lässt den Stromwender in seiner Mittelstellung stehen, während nur die Bremse fest angezogen wird. — Siehe auch das Zusatzpatent 96590.

Die sinnreiche Konstruktion bietet, im Vergleich mit den sonst üblichen Anordnungen, welche die Umsteuerung für Vor- und Rücklauf der Winde durch entgegengesetzt gerichteten Ausschlag des Steuerhändels aus der Mittellage bewirken, den sehr beachtenswerthen Vorzug, dass plötzliches Hinüberreißen des Händels aus der Vorlauf- in die Rücklaufstellung vollkommen ausgeschlossen ist, weil der Maschinist gezwungen wird, zum Um-

steuern die Bewegungsrichtung des Steuerhebels in der Mittellage O umzu-
kehren und dabei das Händel noch etwas seitlich zu bewegen. Selbst bei
absichtlich schnellem Umsteuern ist der Zeitverlust durch die Wendebewe-
gung so gross, dass der Motor gegen gefährliches Stromanschwellen voll-
kommen geschützt bleibt. Rasches Zurückführen des Händels aus einer
der beiden Fahrstellungen über O hinaus, hat nur die Wirkung, dass der
Anlasswiderstand rasch vorgeschaltet, der Strom also bedeutend geschwächt
unterbrochen wird, und gleich darauf die Bremse kräftig wirkt. Nicht
minder beachtenswerth ist der Vortheil, den die vollständige Trennung des
Bremsständelweges von der Einstellung auf Fahrt dadurch gewährt, dass

an Stelle der sonst benutzten
Lüftbremsen mit fest begrenzter
Wirkung durch ein bestimmtes
Belastungsgewicht des Brems-
hebels eine gewöhnliche Spann-
bremse tritt, deren Kraft durch
den Hebeldruck beliebig ge-
regelt und innerhalb weiter
Grenzen gesteigert werden kann.
Hiermit fällt auch das lästige

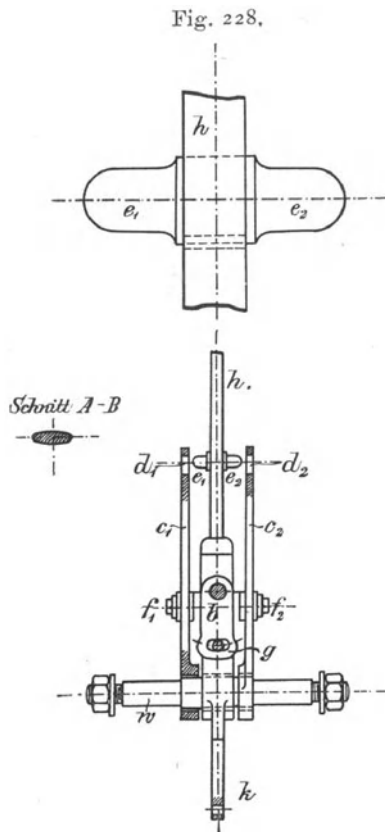


Fig. 227.

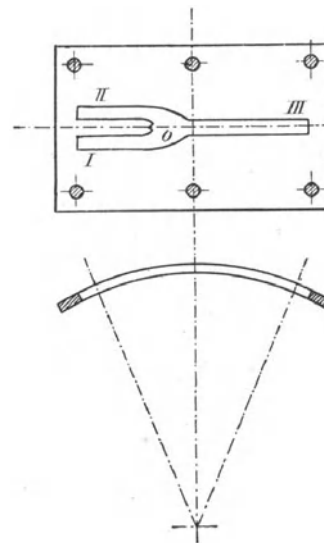


Fig. 229.

Justiren der Bremse nach verhältnissmässig geringem Verschleiss fort, weil
der Bremshebelweg des Händels bis an das Ende des Schlitzes *III* reich-
lichen Spielraum gewährt.*)

Neu und wichtig ist ferner die Einschaltung einer Feder in das Druck-
gestänge *l* der Bremse, ein Hilfsmittel, das wesentlich dazu beiträgt, die
Bremswirkung elastisch mit ganz allmählicher Zunahme steigern und ver-
mindern zu können. Die Druckstange *l*, Fig. 224, ist zu dem Zweck aus
einem kräftigen, schmiedeeisernen Rohr hergestellt, in das sich der Stangen-
kopf *n* hineinschieben kann, während sich die aussen zwischen zwei Stütz-
bunden eingeschaltete Spiralfeder dieser Bewegung widersetzt. Beim Lösen
der Bremse schleppt der Stangenkopf die Stange *l* durch einen Mitnehmer-
stift hinter sich her, der beide Theile durchdringt und der relativen Ver-

*) Vergl. die Kransteuerung von Kummer & Co., S. 269.

schiebung des Kopfes durch einen Schlitz genügenden Spielraum gewährt. Die Bremse wird so justirt, dass sie in der Mittellage des Steuerhändels bereits etwas gespannt ist, also gleich nach der Stromunterbrechung ihre Wirkung äussert, um die Winde für flotten Wechselförderbetrieb beim Umsteuern rasch zum Stillstand zu bringen. Sobald die Widerstandspulen so kräftige Abmessungen erhalten, dass sie in jeder Schaltlage dauernden Stromdurchgang vertragen, lässt sich der Anlasswiderstand als Regulirwiderstand für verschiedene Fördergeschwindigkeiten benutzen und dadurch, in Verbindung mit der beliebig abstufbaren Bremswirkung, die Last sehr genau auf bestimmte Höhen einstellen.

Die Konstruktion ist von der Firma C. Hoppe zuerst für Fördermaschinen in Transvaal ausgeführt, wo im Hinblick auf die Bedienung durch Schwarze die weitgehendsten Anforderungen an Einfachheit, Übersichtlichkeit und Dauerhaftigkeit der Konstruktion gestellt waren. Sie hat sich so bewährt, dass nach Mittheilungen des Oberingenieurs Westphal in dem kurzen Zeitraume von $1\frac{1}{2}$ Jahren nach der ersten Ausführung 115 weitere Maschinen für die verschiedensten Zwecke mit dieser Steuerung gebaut sind.

Krahnsteuerung mit Sperrradbremshebel.

D. R. P. 81635 des Eisenwerks, vormals Nagel & Kaemp in Hamburg-Uhlenhorst.

Die Verbindung zwischen der Steuerung des Stromschalthebels und der gewöhnlichen Stoppbremse setzt einen Mechanismus voraus, der die Bremse im Augenblick des Anlassens öffnet und sofort einfallen lässt, wenn der Strom zum Anhalten des Motors unterbrochen wird. Die vorwiegend angewandten selbsthemmenden Schneckentriebwerke lassen den Anforderungen an die Genauigkeit der Einstellung dieses Mechanismus einen ausreichenden Spielraum, weil das Triebwerk selbst als Bremse wirkt und im Stande ist, die Last schwebend festzuhalten. Man hat daher bei solchen Triebwerken nur darauf zu achten, dass die Bremse niemals vor der Stromunterbrechung einfällt, und dass sie mit Sicherheit vor dem Stromschluss geöffnet wird, um zu verhüten, dass der Anker durchbrennt, während bei vorzeitigem Öffnen der Bremse die Last durch das Triebwerk am unbeabsichtigten Sinken gehindert wird, und verspätetes Einfallen der Bremse beim Abstellen des Motors nur die Auslaufperiode etwas verlängert. Sobald aber das Triebwerk, wie vor allem bei der ausschliesslichen Verwendung von Zahnrädern oder bei steilgängigen Schnecken keine Selbsthemmung besitzt, kann verspätetes Eingreifen der Bremse dazu führen, dass niedergehende Lasten, nachdem die regulirende Wirkung des Motors aufgehört hat, sich kurz vor dem Festbremsen noch selbstthätig beschleunigen, während andererseits zu frühzeitiges Öffnen der Bremse, vor dem Anlassen des Motors zum Heben, die Last zunächst frei sinken lässt und dadurch den Motor rückwärts antreibt, bevor er Strom für den Vorwärtslauf empfängt. Die dabei erforderliche Genauigkeit der Regulirung bedarf meist einer fortdauernden Überwachung, weil die Bremskraft mit dem Verschleiss des Reibzeuges wechselt und verschiedene Lastgrössen verschieden grosse Bremskräfte verlangen, also stets geprüft werden muss, ob der Apparat noch für die Grenzbelastung richtig wirkt.

Die zwangsläufige Verbindung der elektrischen Steuerung mit der Stoppbremse für beide Laufrichtungen des Windenmotors hat ausserdem den Nachtheil, dass mit dem Lüften der Bremse zum Senken dem Anker meist auch für den Rücklauf Strom zugeführt wird, während Windentriebwerke ohne Selbsthemmung gerade den Vorthheil bieten, dass sie den selbstthätigen Rücklauf der Last ermöglichen und hierbei nur der Regulirung durch eine von Hand gesteuerte Bremse bedürfen.

Auf Grund dieser Erwägungen haben Nagel & Kaemp eine Steuerung elektrisch betriebener Räderwinden für ihre Kranbauten, in Verbindung mit einer Sperrradbremse ausgebildet, die beim Anlassen des Motors zum Heben den Gewichthebel der Sperrradbremse unbeeinflusst lässt, beim Umsteuern auf Senken dagegen lüftet, während für den Anlassschalthebel eine sehr breite Nullstellung mit einseitig vergrössertem wirkungslosen Feld in

der Richtung der Senksteuerung dem Motor für den Rücklauf erst Strom zuführt, wenn die Bremse weit geöffnet, und der Anlasshebel erheblich über seine regelrechte Mittellage hinausbewegt ist. Diese Grenzstellung dient nur zum raschen Zurückholen des leeren oder ganz leicht belasteten Hakens. Alle gewöhnlichen Lasten werden ohne Strom bei mässig gelüfteter Bremse gesenkt. *)

Holdstellung

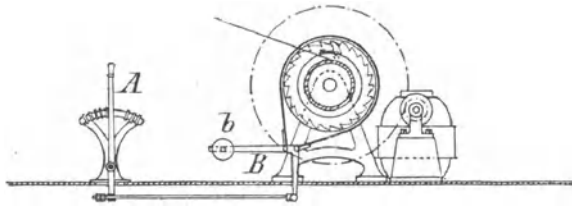


Fig. 230.

Heben

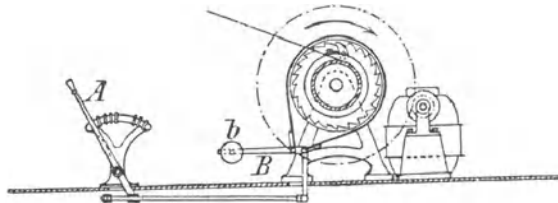


Fig. 231.

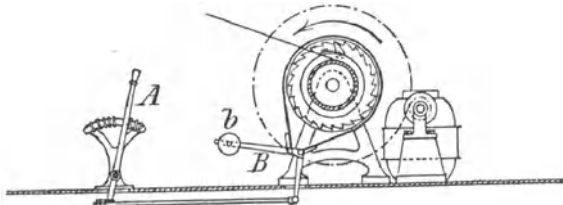


Fig. 232.

Senken des leeren Hakens mit Strom

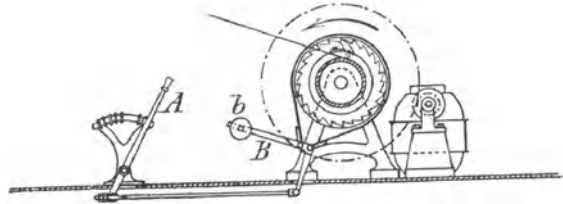


Fig. 233.

Strom gewendet und durch theilweises Abschalten des Anlasswiderstandes, für den auf dieser Seite nur die ersten Stufen in den Bereich des Händels

Figur 230 veranschaulicht die Holdstellung, in die der Steuerhebel aus der Senklage, Fig. 232 und 233, durch das Spannungsgewicht *b* des angekuppelten Bremswinkelhebels selbstthätig zurückgeführt wird. Beim Ansteuern zum Heben, Fig. 231, gleitet das untere Auge des Steuerhändels *A* frei auf der Bremskuppelstange nach rechts, lässt also die Bremse gespannt und durch die Sperrklinkenkupplung dienstbereit zum Festhalten der Last gegen Zurücksinken, während die bekannte Bauart der Sperrradbremsen durch die einseitige Wirkung der Sperrklinke das Aufwinden der Last nicht hindert.

Beim Umlegen des Händels nach rechts, Fig. 232, wird die Bremskuppelstange nach links mitgenommen und dadurch die Bremse gelüftet, aber erst in den äussersten Stellungen, Fig. 233, der

*) Vergl. die Beschreibung des Mohr'schen Portalkrahnes im ersten Bande, mit Taf. 44 u. 45, die eine andere Lösung derselben Aufgabe bietet.

gelangen, dem Motor Strom zugeführt, wenn die Hakenlast zum schnellen Rücklauf nicht ausreicht.

Innerhalb der einzelnen Perioden lässt sich die Geschwindigkeit durch mehr oder minder weitgehendes Abschalten von Widerstandstufen regeln, wie das meist im Kranbetrieb geschieht.

Der Steuerapparat verdient auch dadurch Beachtung, dass sich das Händel leichter als bei dauernd zwangläufigem Zusammenhang mit dem Bremshebel bedienen lässt, weil zum Ansteuern auf Heben nur der Reibungswiderstand der Anlassbürste und zum Ansteuern auf Senken nur das Gewicht des Bremshebels zu lüften ist, während sonst im allgemeinen beide Widerstände zusammen auftreten. Dies ist hier nur in den äussersten, seltener benutzten Lagen der Steuerung zum Senken mit Strom der Fall.

Schuckert-Anlasser für Nebenschlussmotoren mit Ankerbremsung und Funkenbläser zum Einmotorenbetrieb von Kranen.

Für Einmotorenkranen werden meist Nebenschlussmotoren verwendet, weil das Triebwerk leer anläuft und bei Hauptstrommotoren, die für getrennte Krantriebwerke den Vorzug verdienen, die Geschwindigkeit sich nicht einfach der Last anpasst, sondern auch bei gleicher Last stark

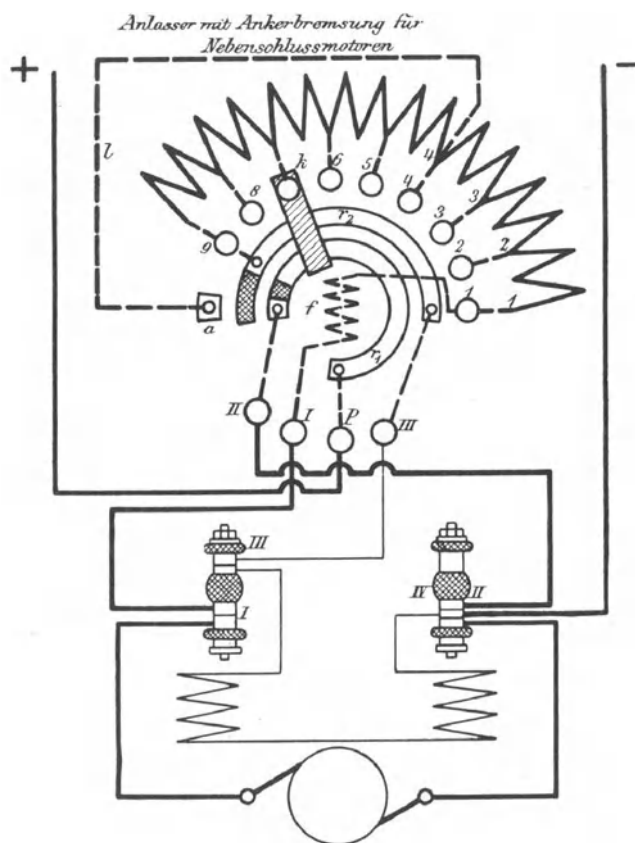


Fig. 234.

schwankt, je nachdem nur gehoben oder gefahren, oder gleichzeitig gehoben und gefahren, oder bei Drehkranen geschwenkt wird, während der Nebenschlussmotor in allen Fällen nahezu seine regelrechte Umlaufzahl

beibehält. Fig. 234 stellt das Schaltschema dar, welches Schuckert zum Anlassen solcher Einmotorenkrahne wählt.

Dreht man die Anlasskurbel k von der Ausschaltstelle a auf den ersten Widerstandskontakt 9 , so fließt der Strom vom positiven Netzdraht über P nach der Ringschiene r_1 und durch die Kurbel nach r_2 . Von r_2 zweigt sich ein Theil zur Magneterregung des Motors über die Klemmen $III-III$, IV und II nach dem negativen Netzdraht ab, der andere Theil fließt durch den gesammten Anlasswiderstand von 9 nach 1 und dann durch die Funkenbläerspule f über die Klemmen $I-II$ durch den Motoranker in das Netz zurück. Mit dem Weiterdrehen der Kurbel schließt man den Anlasswiderstand in üblicher Weise kurz. Zum Abstellen des Motors wird die Kurbel auf die schraffirten Isolirkontakte zurückgedreht, damit der Motor vom Netz getrennt und zum kräftigen Selbstbremsen Anker, Erregung und Anlasswiderstand hintereinander geschaltet. Der im Anker im Sinne der vorher wirksamen elektromotorischen Gegenkraft auftretende Bremsstrom nimmt folgenden Verlauf. Vom Anker, durch Klemme I , Blasspule f , Kontakt 1 durch den gesammten Anlasswiderstand nach 9 , über Schiene r_2 , Klemme $III-III$ und über die Erregung zurück zur Ankerklemme IV . Dreht man die Kurbel bis in die äusserste Stellung auf den Kontakt a , so wird die Umgehungsleitung l zwischen II und 4 parallel zur Erregung eingeschaltet und damit die Bremswirkung verstärkt, indem der Ankerstrom seinen Weg von 4 durch die Leitung l über a durch die Schaltkurbel und über $II-II$ unmittelbar zum Anker zurück einschlägt.

Die Stärke der elektrischen Bremsung kann durch den Anschluss des Umgehungsleiters l an irgend einen anderen Widerstandskontakt als 4 innerhalb weiter Grenzen beliebig eingestellt werden.

Die einzelnen Kontakte der Anlasskurbel sind auf einer Schieferplatte montirt. Die Funkenbläerspule sitzt auf der Kurbelachse, mit der sich das Eisen für den magnetischen Stromkreis der Funkenlöschung derart dreht, dass die Funken an jedem Kontakt kräftig ausgeblasen werden. Eine auf der Schieferplatte montirte eiserne Scheibe schliesst den magnetischen Stromkreis; die Widerstände werden meist in besonderen Kasten aufgestellt.

Diese Anlasser haben sich durch ihre kräftige Bauart auch bei roher Behandlung bewährt.

Schuckert-Anlasser für Nebenschlussmotoren mit Tourenregulirung und Ankerbremsung zum Einmotorenbetrieb von Krahnen.

Wenn regelbare Motorgeschwindigkeit im Einmotorenbetrieb verlangt wird, versieht Schuckert die vorstehend beschriebenen Anlasser mit einem veränderlichen Nebenschlusswiderstand zum Schwächen des Feldes.

Zum Anlassen ist die Schaltkurbel, Fig. 235, auf den Kontakt 4 des Anlasswiderstandes einzustellen, um den Strom von $+$ durch P , Ringschiene r_4 nach r überzuleiten, von wo ein Zweig über m_1 , Klemme III und I durch die Magnetwicklung des Motors in das Netz zurückkehrt, der andere von r weiter durch die Kontaktkurbel nach 4 fließt und seinen Weg über die Widerstände W_1 bis W_5 und die Funkenbläerspule f durch die Klemmen I nach dem Motoranker nimmt und aus der Ankerklemme II in den negativen Netzdraht übertritt.

In der Kontaktstellung 1 schliesst die Schaltkurbel den ganzen Anlasswiderstand kurz und führt dem Motoranker auch weiter den Strom von P über r_4 , r_2 , 1 und die Funkenbläerspule direkt zu, wenn der Schaltarm auf die Kontakte m_1 , m_2 u. s. f. weiter gedreht wird. Hierdurch erfolgt aber andererseits die Magneterregung nicht mehr ungeschwächt von r über m_1 ,

sondern von der Kontaktstellung m_2 ab auf dem Umwege von r_4 durch die Schaltbürste über m_2 , den Widerstand W'_1 nach m_1 und III u. s. f. mit zunehmender Schwächung des Feldes zum Steigern der Umlaufzahl durch weiteres Vorschalten von Widerständen in den Magnetstromkreis, wenn die Kurbel ganz nach rechts ausgelegt wird.

Zum Abtrennen des Motors vom Netz wird die Schaltkurbel auf die schraffierten Isolirkontakte zurückgedreht und schliesst dann für den vom auslaufenden Anker erzeugten Generatorstrom den Kreis von der Ankerklemme I über die Funkenbläterspule, den Kontakt 1 , durch den gesamten Anlasswiderstand bis 4 , weiter durch die Umgehungsleitung, die Regulirwiderstände W'_5 bis W'_1 , Kontakt m , Klemmen III — III , die Erregung und

Anlasser combinirt mit Nebenschluss-Regulator und Ankerbremsung für Nebenschlussmotoren

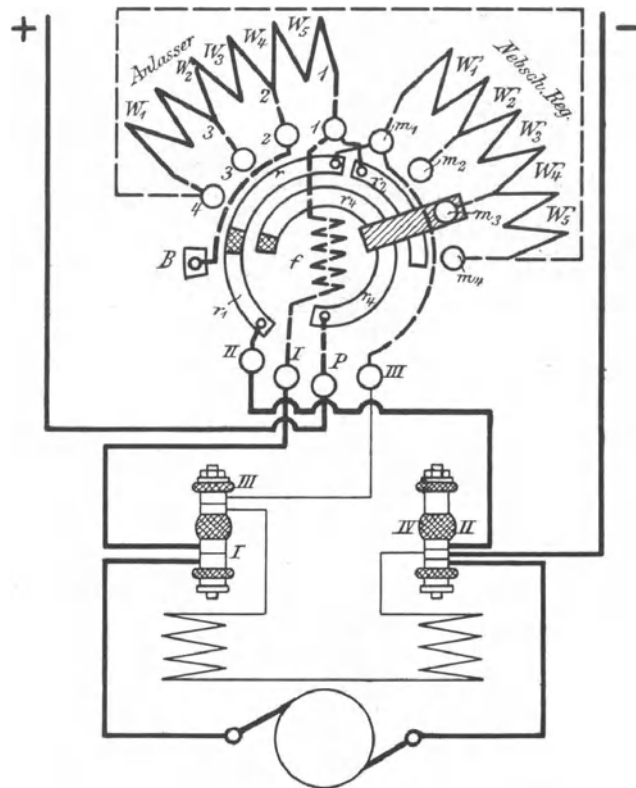


Fig. 235.

über den Anker nach 1 zurück. Dreht man die Kurbel bis auf B in die äusserste Lage links, so wird, ähnlich wie im letzten Beispiel, Fig. 234, hier hinter Widerstand W_5 eine Umgehungsleitung parallel zur Erregung eingeschaltet und dadurch die Bremsung verstärkt. — Vergl. auch Fig. 61, S. 64.

Auch hier ist es möglich, durch verschiedene Gruppeneintheilung des Anlasswiderstandes mit der Wahl des Anschlusspunktes der Bremsstromleitung die Bremskraft selbst zu regeln.

Bei gewöhnlichen Nebenschlussmotoren erreicht Schuckert durch die Nebenschlussregulierung eine Erhöhung der Umlaufzahl um 15%, die aber bei den von vornherein für weitgehende Regulierung besonders gebauten Motoren bis 220 Volt sogar auf das Dreifache und von 220 bis 600 Volt wenigstens noch auf das Doppelte der normalen Geschwindigkeit dieser Motoren gesteigert werden kann.

Der Anlasswiderstand selbst wird gewöhnlich so bemessen, dass er ein Vermindern der Umlaufzahl durch Abrosseln des Hauptstromes auf die Dauer von etwa 10 Minuten verträgt.

Krahnsteuerungen mit Schaltwalzen.

Allgemeines über Schaltwalzen.

Zum Steuern der Krahnmotoren verwendet man fast ausnahmslos die zuerst für elektrische Strassenbahnen eingeführten Schaltwalzen, die sogenannten Controller, welche den Vorthiel gewähren, eine grosse Zahl von Stromschienen für verschiedene Schaltstufen bei mässigem Durchmesser der meist senkrecht aufgestellten Walze auf dem Cylinderumfang übereinander unterbringen zu können und bequemes Schalten durch eine oben auf die Drehachse aufgesetzte Kurbel zu ermöglichen. Der ganze Apparat nimmt verhältnissmässig wenig Platz ein, und sein Blech- oder Gusseisenmantel schützt nicht nur die inneren stromführenden Theile und Kontaktflächen

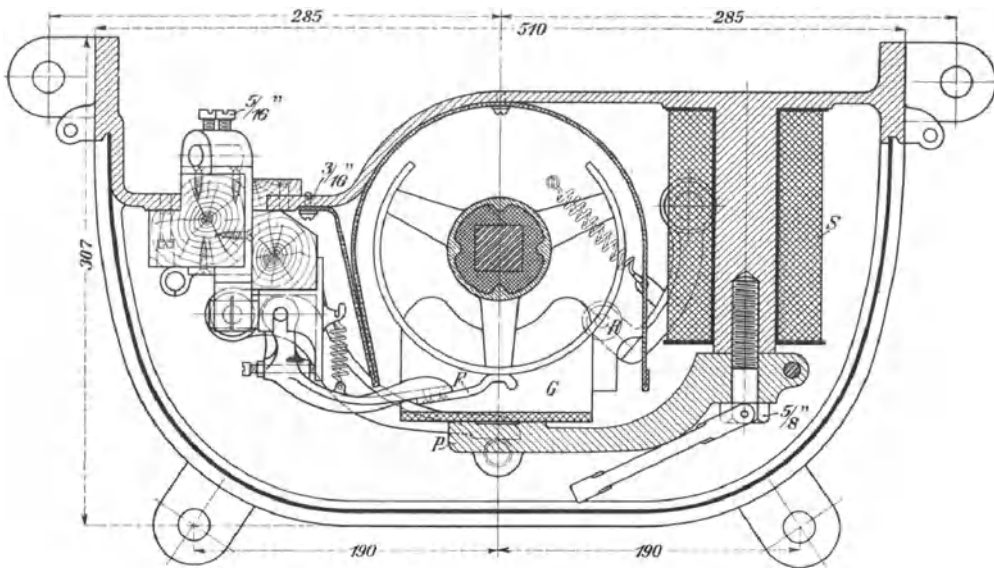


Fig. 236.

gegen Schmutz und Staub, sondern auch den bedienenden Krahnführer gegen zufällige Berührungen und Stromschläge.

Die einzelnen Stromschienen bilden cylindrische Ringsegmente von mehr oder minder grosser Umfangslänge, die entweder unmittelbar auf einem Cylinder aus Isolationsmaterial, Taf. 73, Fig. 8, befestigt oder mit Armsternen, Textfigur 236 und 237, auf der mit Isolationsmaterial umkleideten eisernen Achse aufgesetzt werden. Die stromführenden Finger legen sich unter Federdruck von aussen gegen die Walzenschienen und werden in einer oder selten in zwei Reihen senkrecht übereinander isolirt auf einer eisernen Säule, Fig. 8, Taf. 73, oder Textfigur 237, aufgeklemmt, oder auch gegen Holz geschraubt, Fig. 236, eine Anordnung, die wegen der Entzündungsgefahr weniger empfehlenswerth und deshalb jetzt verlassen ist. Die Anpressungsfedern der Stromfinger sind womöglich ebenfalls zu isoliren oder, wenn sie unmittelbar zur Stromführung dienen, in solcher Form zu verwenden, dass ihre Federkraft nicht durch Erhitzen oder gar Erglühen wesentlich verändert werden könnte.

Zum Schutz der Metallkontakte ordnet man für alle Stromunterbrechungsstellen Funkenbläser an und verwendet dazu meist eine gemein-

same Magnetspule, deren Kraftlinienstrom sich quer durch die Funkenbahn der einzelnen Kontakte schliesst. Ausserdem schützt man die einzelnen Stromschienen auf der Walze gegen direktes Überspringen von Funken zwischen zwei benachbarten Schienen im allgemeinen, wie in Fig. 236, durch zwischengreifende Isolationsplatten G aus Ambroin, die in dem Schaltapparat von Helios an der Innenseite des in ganzer Höhe der Schaltwalze für die Blasspule S durchgeführten Polschuhschildes p befestigt sind, und sonst meist an der Innenseite der Gehäusethür angebracht werden. Beide Befestigungsarten haben Vor- und Nachteile. Die Bauart von Helios gestattet die Schaltwalze bezüglich des Funkens im Betrieb mit eingeschalteten Schutzplatten zu beobachten, aber der Polschuh behindert immerhin den freien Einblick ziemlich stark und muss durch Lösen der dauernd mit einem Schlüssel versehenen Befestigungsschraube entfernt werden, wenn schadhafte Kontaktstellen in Ordnung gebracht werden sollen. Die Befestigung der Schutzplatten an der Gehäusethür legt beim Öffnen alle Kontakte vollkommen frei, beseitigt jedoch damit auch für die Dauer der Betriebsuntersuchung die Schutzwirkung der Platten.

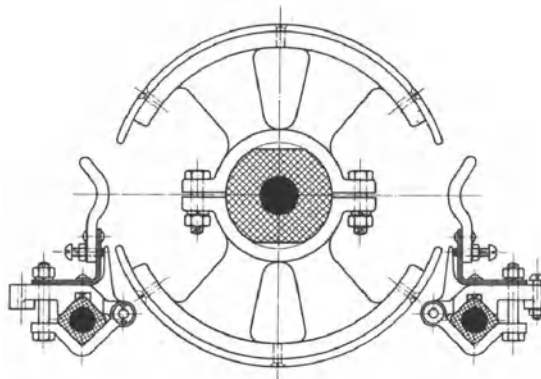


Fig. 237.

Die einzelnen Schaltstufen werden für den Krahnführer aussen auf dem Gehäusedeckel durch eine Skala unter der Handkurbel gekennzeichnet und ausserdem durch ein innen auf der Walzenachse angebrachtes Ratschenrad R mit ausweichendem Sperrhebel H , Taf. 73, Fig. 10, gesichert. — In Textfigur 236 ist nur der Ratschenhebel mit der einspringenden Rolle R angedeutet, in Fig. 237 ganz fortgelassen.

Durch bequemen Ein- und Ausbau aller Theile zeichnet sich die Konstruktion, Fig. 237, von Siemens & Halske aus, in der der Grundgedanke, sowohl die Stromfinger, wie die Ringschiene lediglich durch zweitheilige Schellen aufzuklemmen, einheitlich durchgeführt und die Gesamtanordnung für rasche Wärmeabgabe möglichst luftig gehalten ist.

α. Schaltwalzen für Gleichstrom.

Anlasser und Bremssteuerung für Hauptstrommotoren mit Geschwindigkeitsregulierung von Fischinger.

Ausgeführt von der Aktiengesellschaft „Elektrizitätswerke“, vormals O. L. Kummer & Co.

Fig. 8—12, Taf. 73, stellen einen Steuerapparat für Hauptstrommotoren mit Schaltwalze zum Tourenreguliren und Selbstbremsen des Motors beim Anhalten dar, wie er von Fischinger zunächst für elektrische Strassenbahnen mit einem Motor ausgebildet ist, aber auch in gleicher oder wenig abgeänderter Form für Krahn verwendet werden kann. Die Schaltwalze S wird durch eine oben aufgesteckte Kurbel K , die sich nur in der Nullstellung, bei unterbrochenem Stromkreis, aufsetzen und abnehmen lässt, gedreht. Das Rastsperrrad R sichert in Verbindung mit dem Druckrollenhebel H , den eine kräftige Spiralfeder in die Randkerben von R hineinzieht, die Walze in den einzelnen, aussen durch das Zeigerwerk kenntlich gemachten Hauptstellungen. Zur leichten Drehbarkeit ist die Walze mit ihrem unteren Stirnkranz auf einem Kugelrollenlager abgestützt.

Die verschiedenen Stromschlussverbindungen für die einzelnen Widerstandstufen und für den Wechsel des Stromkreises zum Bremsen und Umsteuern werden durch die verschieden langen Schienen vermittelt, mit denen der nicht leitende Trommelmantel ausgerüstet ist. Den Mantelschienen stehen federnde Stromschlussfinger *F*, Fig. 10 u. 11, gegenüber, die sämtlich an zweitheiligen Klammern sitzen und mit diesen auf einer senkrechten, vierkantigen schmiedeeisernen Säule übereinander festgeklemmt sind. Die einzelnen Klemmstücke sind durch Isolireinlagen von der Säule getrennt und auf der

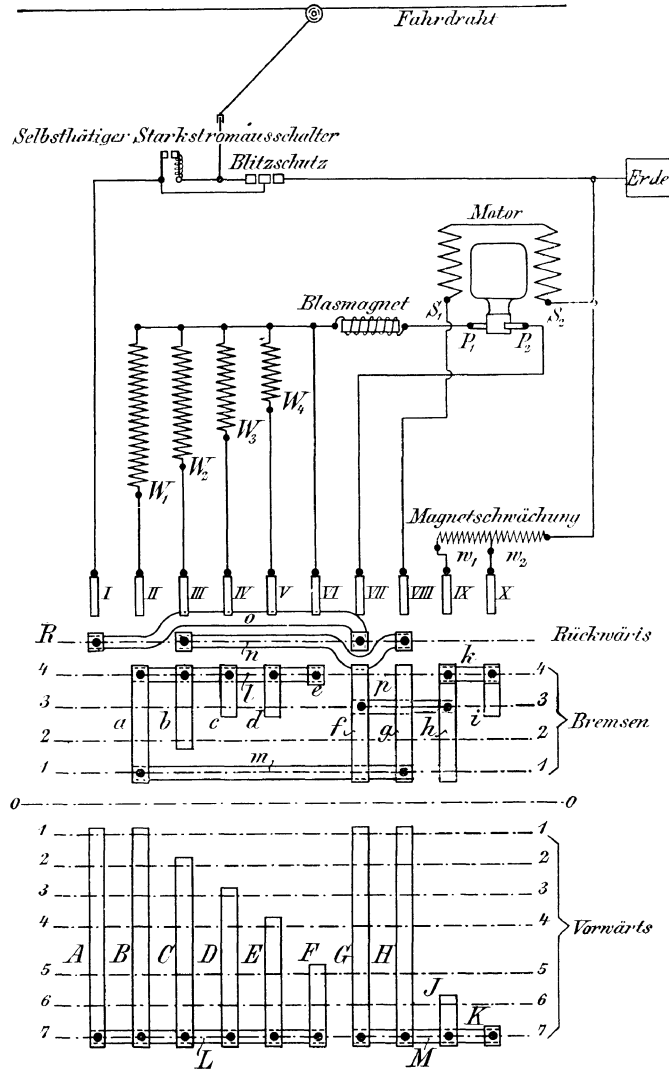


Fig. 238.

Rückseite mit cylindrischen hohlen Muffenansätzen und Klemmschrauben zur Aufnahme der einzelnen Leitungsdrähte versehen. Im unteren Theil der Trommel ist eine kräftige Magnetspule zum Erregen der Funkenlöcher untergebracht, welche die Öffnungsfunken zwischen den Enden der Stromschlusschienen und den Fingern sofort ausblasen. Zu dem Zweck ist der feststehende, unbewegliche eiserne Kern der Magnetspule bis in die Nähe der oberen Schienenbandagen im Innern der Trommel emporggeführt, und der Kraftlinienweg durch einzelne radial eingesetzte Stifte den aussen liegenden Fingern gegenüber so abgelenkt, dass die Funken senkrecht zu

ihrer Sprungrichtung zwischen den Platten fortgeblasen werden, welche die einzelnen Stromfinger voneinander trennen. Die Blaskraft ist wegen der grösseren Kraftliniendichte an den unteren Fingern, wo die stärksten Induktionsfunken beim Öffnen der Stromkreise auftreten, kräftiger als an den oberen Unterbrechungstellen. Die Fingerenden sind nach beiden Richtungen zum leichten Auflaufen auf die Trommelmantelschienen bei Rechts- und Linksdrehung abgerundet. Um durch kräftigen Federzug zuverlässige Berührung mit den Schienen herbeizuführen und andererseits störend tiefes Einschnappen in die Schienenlücken zu verhindern, ist der Fingerhub durch kleine Kopfschrauben begrenzt, die sich auf ein seitlich an den Fingerklemmen befestigtes Widerlager legen. Die Vorschaltwiderstände sind auf Porzellancyylinder gewickelt und in Säulenform an der einen Gehäusewand untergebracht.

Der Stromverlauf lässt sich für die verschiedenen Schaltstufen in dem Schaltschema verfolgen. Die wagrecht gezeichneten Mantellinien der mit ihren Schienenbandagen in die Zeichenebene abgewickelten Stromschlusswalze sind nach den Nummern der zugehörigen Raststellungen, 1 bis 7, Fig. 238, für Vorwärtslauf des Motors, und 1 bis 4 für die Bremsperiode der durch ihre Bewegungsenergie oder durch die treibende Kraft der Last noch weiter vorwärtslaufenden Maschine gekennzeichnet. Ebenso entspricht die Mantellinie *B* der Steuerrast für Rückwärtslauf und die Mantellinie *O* der Nullstellung der Steuerrast mit vollständig unterbrochenem Stromkreis. Die in einer Reihe liegenden Stromschlussfinger sind mit römischen Ziffern *I* bis *X* bezeichnet; die schwarzen Punkte auf den Schienen bedeuten metallische Kontakte zwischen denselben.

Dreht man die Walze für Vorwärtslauf des Motors aus der Nullstellung bis in die Rast *1* vorwärts, wobei sämtliche Finger auf der entsprechenden Mantellinie *1* vorwärts liegen, so tritt der mittelst der Ruthe vom Fahrdraht entnommene Strom durch den selbstthätigen Starkstromausschalter über den Finger *I*, die Schienen *A*, *L*, *B*, den Finger *II*, durch den Widerstand W_1 und die Spule des Blasmagneten für den Funkenlöscher in die Ankerbürste P_1 ein, und gelangt aus dem Anker durch die Bürste P_2 nach dem Finger *VII*. Von hier verläuft der Stromkreis weiter durch die Schienen *G*, *M* und *H* über den Finger *VIII* zur Schenkelerregung des Motors, tritt in dieselbe bei S_1 ein und kehrt durch die Fahrbahnschienen oder eine sonst etwa vorhandene besondere Rücklaufleitung zum Generator zurück. Der Hauptstrommotor ist bei dieser Steuerlage mit vorgeschalteter grösster Widerstandstufe W_1 zum Anlauf bereit.

In der Rastlage *2* der Vorwärtssteuerung tritt die Mantellinie *2* vorwärts unter die Fingerreihe. Der vom Finger *I* zugeführte Strom gabelt sich durch die Schienen *B* und *C* und vereinigt sich wieder vor dem Blasmagneten, nachdem er die parallel geschalteten Widerstandspulen W_1 und W_2 in seinen beiden Zweigen durchlaufen hat. Der weitere Stromverlauf gestaltet sich wie bei der Raststellung *1*. Beim Parallelschalten der Vorschaltspulen und der Gabelung des Stromes vermindert sich der Gesamtwiderstand für den Stromdurchgang, so dass der Motor mit gesteigerter Erregung und kräftigerem Ankerstrom schneller anläuft. In demselben Sinne wirken die nächstfolgenden Steuerrasten, die nacheinander auch noch die Vorschaltspulen W_3 und W_4 parallel in den Stromkreis einschalten und durch die Vermehrung der Stromzweige, sowie durch die gleichzeitige Abnahme der Einzelwiderstände in den neu hinzutretenden Zweigen den Gesamtwiderstand weiter abschwächen, bis schliesslich in der Rast *5* der ganze Vorschaltwiderstand kurz geschlossen wird, und der Strom über *I*, *A*, *L*, *F*, *VI* unmittelbar durch den Blasmagneten in den Anker und die Schenkel gelangt.

Durch die Rast 6 bleibt dieser Stromkreis bestehen, aber der aus dem Anker austretende Strom findet jetzt, in Folge der neu hinzutretenden Verbindung aus der Schiene M zwei Wege offen, den bisherigen über H und Finger $VIII$ durch die Schenkelwicklung S_1, S_2 , sowie über die Schiene J durch den Finger IX und die Regulirspulen w_1 und w_2 unmittelbar in die Rücklaufleitung. Die Felderregung wird daher geschwächt, weil nur ein Theil des Gesamtstromes die Schenkelwicklung durchfließt.

Damit steigert sich die Motorgeschwindigkeit weiter und erreicht für jede Belastungsstufe ihren höchsten Werth, wenn man die Steuerung schliesslich auf die Rast 7 einstellt, weil dann der Zweigstrom, welcher der Magneterregung entzogen wird, zunimmt. Die Schienen J und K schliessen die Spule w_1 kurz, und der direkt in die Rückleitung entweichende Stromzweig wird nur durch die Spule w_2 geschwächt.

Die Nase N unter der Steuerkurbel, Fig. 9, Taf. 73, trifft in der Raststellung 7 mit dem Anguss U oben auf dem Gehäusedeckel zusammen und zwingt den Führer, zum Anhalten und Bremsen die Kurbel aus der Lage für schnellste Fahrt dem Uhrzeigerlauf entgegen zunächst auf die Nullstellung des Zeigers zurückzuführen, so dass der Abtrennung des Motors vom Netz zwangsläufig das Vorschalten des ganzen Anlasswiderstandes vorausgeht. Verstellt man dann, wenn der Motor durch seine Bewegungsenergie noch weiter vorwärts läuft, die Steuerkurbel mit dem Zeiger Z im Sinne des Bremspfeiles, Fig. 9, Taf. 73, auf die Rast 1 für Bremsen, so ergibt sich aus dem Schaltschema, Fig. 238, S. 282, dass der jetzt im Anker, im Sinne der früheren elektromotorischen Gegenkraft erzeugte Strom von der Bürste P_1 über den Blasmagneten und den vollen Widerstand W_1 durch den Finger II , die Schienen a, m, g , Finger $VIII$, auf dem Wege von S_1 nach S_2 durch die Erregung, ferner durch w_2 und w_1 , den Finger IX , über die Schienen h, p, f nach dem Finger VII eine Kreisbahn findet, die sich durch die Bürste P_2 schliesst und den remanenten Magnetismus verstärkt.

Der Motor verwandelt sich mit dieser Schaltung, welche die Felderregung bei der Umkehr des Ankerstromes durch diesen in demselben Sinne weiter speist, wie vorher beim Anschluss an das Netz durch den Betriebsstrom, in eine Dynamomaschine, die bremst, indem sie auf den eigenen Anlasswiderstand W_1 und die Regulirwiderstände w_1, w_2 arbeitet.

In der Bremschaltstellung 2 wird durch den zusätzlichen Stromschluss zwischen dem Finger III und der Schiene b die Widerstandspule W_2 in den Ankerstromkreis parallel zu W_1 mit eingeschaltet, dadurch der Gesamtwiderstand des Stromes vermindert, also die Bremskraft erhöht. In demselben Sinne wirken die weiteren Kurbellagen 3 und 4, indem bei der Stellung 3 durch die Schienen c und d , in Verbindung mit den Fingern IV und V die Widerstandspulen W_3 und W_4 zur weiteren Stärkung des Ankerstromes mit den übrigen parallel vorgeschaltet werden, und gleichzeitig durch den Stromschluss zwischen i und Finger X die Magnetschwächung vermindert wird. In der Bremsstellung 4 wird schliesslich der Anker durch die Schiene e und den Finger VI kurz geschlossen und die im übrigen von der Geschwindigkeit abhängige Bremsung am weitesten gesteigert.

Dreht man die Kurbel, Fig. 9, Taf. 73, dem Uhrzeigerlauf entgegen weiter, bis der Zeiger Z auf der Marke R und die Finger auf der Mantellinie R rückwärts stehen, so wird der Anker durch den Finger I und die Schiene o wieder an das Netz angeschlossen, und der Strom läuft dann über I, o, VII von P_2 aus, wie der inducirte Strom während der Bremsperiode, durch den Anker, über den Blasmagneten, durch den Widerstand W_2 und die Schiene n über den Finger $VIII$ zur Schenkelwicklung, in die er von derselben Seite, wie beim Vorwärtslauf des Motors eintritt und sie an der Klemme S_2 nach der Rücklaufleitung verlässt. Die Umkehr

des Ankerstromes, bei gleicher Erregerstromrichtung, gegenüber dem Vorwärtslauf, steuert den Motor um.

Die Kurbelnase N und der Anschlag U hindern auch in dieser Grenzlage unmittelbares Übersteuern von der Rückwärtsstellung R auf volle Vorwärtsfahrt Z , das den Motor gefährden würde.

Die Beschränkung des Rückwärtslaufes auf eine einzige Geschwindigkeitstufe mit Vorschaltung des grösseren Theiles von Anlasswiderstand genügt den Ansprüchen des elektrischen Strassenbahnbetriebes, wo jeder Wagen an beiden Enden mit einem Steuerapparat versehen ist, und der Führer, abgesehen vom Rangiren, mit dem Wechsel der Fahrriechung auch seinen Stand wechselt, so dass jeder Steuerapparat im wesentlichen nur für die Vorwärtsfahrt und das Bremsen reichlich abgestuft ist, weil die Vorwärtsfahrt jedes Wagenendes der Rückwärtsfahrt des anderen entspricht.

Im Krahnbetrieb wechselt der Führer seinen Standort nicht und bedient jeden Motor dauernd mit einem einzigen Steuerapparat. Hier ist der beschriebene Apparat für die Lastwinde unmittelbar verwendbar, da zum Senken leichter Lasten mit Strom eine Geschwindigkeitstufe in Verbindung mit der Motorbremsung für schwere, selbstthätig niedergehende Lasten genügt, aber Fahr- und Schwenkmotoren verlangen nach beiden Laufrichtungen gleichmässig abgestufte Steuerapparate, für welche die nachfolgenden Beschreibungen Beispiele bieten. Ausserdem werden noch magnetische Lüftbremsen in den Stromkreis zum Festhalten der Last in bestimmter Höhe eingeschaltet, die sich schliessen, wenn der Strom unterbrochen wird, und öffnen, sobald der Motor wieder anläuft.

Stromleitung und Wendeanlasser mit Regelung der Motorgeschwindigkeit durch den Anlasswiderstand für Laufkrahne mit drei Hauptstrommotoren.

Ausgeführt von der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Die Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin benutzt für den Krahnbetrieb ausschliesslich Hauptstrommotoren mit Schaltwalzen und regelt die Geschwindigkeit der einzelnen Motoren lediglich durch Ab- und Vorschalten gusseiserner Widerstände, die sehr starke Erhitzung vertragen und daher auch für Dauerbetrieb klein ausfallen. Bei weitergehender Geschwindigkeitsregulierung verwendet die Union doppelte Motoren für die Lastwinde, und schaltet diese je nach Bedürfniss parallel oder hintereinander — Siehe S. 306. Fig. 262. Die Gesamtanordnung einer Anlage mit einfachen Motoren ist im Schaltschema, Fig. 239, S. 286, wiedergegeben.

Die Mäntel der Stromschlusswalzen sind mit ihren verschieden langen Schienen in die Zeichenebene, Fig. 239, abgerollt und die zugehörigen, in einer Reihe übereinander stehenden Berührungsfinger mit P , A , AA , N und R_1 bis R_6 bezeichnet. Den Geschwindigkeitsregulirkontakten R_1 u. s. w. entsprechen die Widerstandstufen 1 bis 6.

Der Längsfahrmotor liegt in der Mitte unter dem seitlichen Laufgang der Krahn Bühne; Quersahrmotor und Hebemotor sind in die Laufkatze eingebaut. Die drei Steuerapparate stehen im Führerkorb, an dem zwei gegeneinander isolirte, in Graphitbüchsen laufende und federnd abgestützte Kontaktrollen gelagert sind, die den Strom für den ganzen Krahn aus den beiden Hauptleitungen entnehmen und durch isolirte Leitungen zunächst auf ein Schaltbrett führen.*) Hier geht der Betriebsstrom durch einen doppelpoligen, von Hand bedienten Hauptausschalter und weiter durch einen ebenfalls doppelpoligen Sicherheitsausschalter, der sich bei un-

*) Geölte Zapfenlager sind für die Kontaktrollen wegen der isolirenden Eigenschaften des Öles nicht anwendbar.

zulässigem Anwachsen der Stromstärke selbstthätig öffnet, so dass gefährliche Betriebsstörungen durch Überlasten des Kranes, sowie durch unvorhergesehene Fahr- oder Windenwiderstände oder durch ungeschickte Bedienung der Steuerung von vornherein ausgeschlossen sind, und der Führer

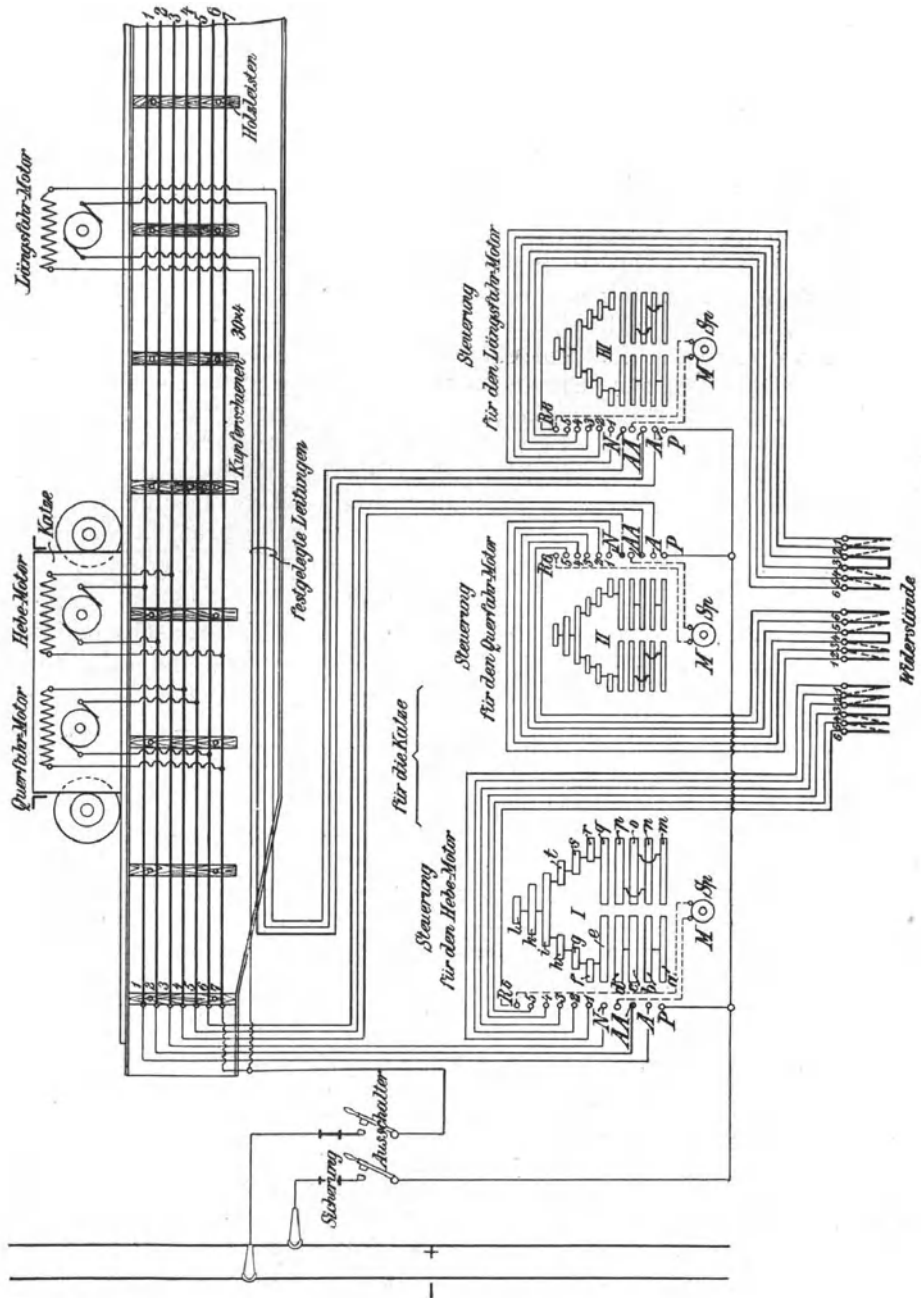


Fig. 239.

den Strom bequem selbst abstellen kann, wenn er veranlasst ist, Theile der elektrischen Maschinen und Apparate nachzusehen. Ein in die Leitung eingeschaltetes Ampèremeter gewährt die Möglichkeit, jederzeit die Stromverhältnisse beobachten zu können, und eine Glühlampe dient dem doppelten Zweck, das Vorhandensein von Strom anzuzeigen, sowie gleichzeitig den Führerkorb zu beleuchten. Die Hauptleitungen längs der Kranbühnen-

fahrbahn bestehen aus zwei parallelen, hartgezogenen Kupferdrähten, die in Abständen von etwa 5 m auf Isolatoren an den eisernen Trägern der Krahnbahn oder am Mauerwerk befestigt und an den Enden der Fahrbahn in den Giebelmauern des Gebäudes fest verankert werden. Die Stromzuführung vom Schaltbrett des Führerkorbes zum Längsfahrmotor erfolgt in festliegenden umhüllten Leitungen, Bergmannrohren, während die Leitungen für die beiden Motoren der Winde und des Quersfahrwerks auf der wandernden Katze aus blanken Kupferschienen — im vorliegenden Fall 7 Stück — bestehen, die mit Isolatoren auf Holzleisten an einer Innenseite der Krahn Bühnenhauptträger befestigt sind, und von denen die Katze während der Fahrt den Strom für die Erregung und die Anker ihrer Motoren durch federnde Kohlenkontakte abnimmt — vgl. Fig. 7—9, Taf. 48. Im Feldstromkreis der Winde liegt eine magnetische Lüftbremse mit belastetem Spannhebel, die sich öffnet, sobald Strom in den Motorkreis eintritt, und beim Abstellen des Stromes zum An- und Festhalten des Triebwerks selbstthätig einfällt.

Die drei Steuerapparate sind nebst ihren zugehörigen Motoren übereinstimmend gebaut, so dass es zum Verständniss der Steuervorgänge genügt, letztere für einen Motor, beispielsweise für den Hubmotor zu verfolgen.

Denkt man sich die Stromschlusswalze I , Fig. 239, so weit gedreht, dass die Anfänge der Schienen a bis f von den zugehörigen Kontaktfingern P bis R_1 berührt werden, so geht der Strom aus dem positiven Netzdraht bei eingelegetem Ausschalter über P , a , b , A durch die Kupferschiene 1 an der Krahn Bühne von rechts über den Anker des Hubmotors durch die Bühnenkupferschiene 2 nach dem Finger AA . Hieran schliesst sich der weitere Weg über c und d nach dem gegenüberstehenden Finger durch die Funkenlöscherspule MSp und über den Finger R_6 , durch den ganzen Anlasswiderstand von 6 bis 1 zum Finger R_1 , der auf der Stromschlusschiene f aufliegt. Von f findet der Strom seinen Weg durch e nach N über die Bühnenkupferschiene 3 von rechts in die Erregung des Hubmotors und verlässt den Krahn durch die Bühnenschiene 7 nach der Hauptrückleitung. Beim weiteren Drehen der Steuerwalze treten nacheinander die Finger R_2 u. s. f. bis R_6 auf die zugehörigen Schienensegmente $ghikl$, und schalten damit die einzelnen Vorschaltwiderstände der Reihe nach aus, bis durch die Berührung des Fingers R_6 mit dem Segment l der ganze Widerstand kurz geschlossen wird.

Dreht man die Steuerwalze in umgekehrter Richtung, so treten die Finger zuerst auf die äusseren Enden der Walzenschienensegmente m, n, o, p, q, r , und der Strom läuft von P über m, o, AA , Bühnenkupferschiene 2 von links, also umgekehrt wie vorher durch den Motoranker, wendet sich über die Bühnenschienen 1 zum Finger A , dann über np zur Funkenbläerspule MSp und durchläuft vom Finger R_6 bis R_1 den ganzen Vorschaltwiderstand. Von R_1 erfolgt der Übertritt auf r , und damit erschliesst sich der weitere Weg über q nach N , durch den Bühnendraht 3 , die Motorerregung und den Bühnendraht 7 in die Rücklaufleitung. Die Stromrichtung der Feldmagnete bleibt also beim Umsteuern dieselbe wie vorher, der Motor läuft aber rückwärts an, weil der Stromlauf im Anker gewechselt ist.

Die weiteren Vorgänge beim Abschalten der einzelnen Widerstandsstufen entsprechen ganz dem ersten Fall, indem nur die Schienensegmente r, s und t an Stelle von f, g und h in Wirksamkeit treten, während die letzten Schienensegmente i, k und l für beide Steuerrichtungen gemeinsam sind. Die Funkenbildung beim Abstellen wird durch gleichzeitige Unterbrechung des Stromkreises an mehreren Stellen, nach vollständig vorge-

schaltetem Widerstand, wesentlich abgeschwächt und durch die Funkenbläser in den einzelnen Punkten unschädlich gemacht.

Die gusseisernen Daueranlasswiderstände ermöglichen das Arbeiten mit beliebigen Schaltstufen für verschiedene Geschwindigkeiten sowohl beim Heben, wie beim Senken.

Der einfache Steuerapparat mit völlig symmetrischer Anordnung der Schaltstufen und Stromentnahme aus dem Netz für Heben und Senken, ohne Selbstbremsung des Ankers weist der elektromagnetischen Bremse die Aufgabe zu, während des Lastsenkens als Senksperrbremse mit fortgesetztem Lüftspiel zu arbeiten, um den rückwärts mit Strom angetriebenen Hauptstrommotor, der zudem noch unter der Einwirkung des Lastzuges steht, am Durchgehen zu hindern. Hierfür muss der Bremsmagnet in den Hauptstromkreis eingebaut werden, um durch das Wechselspiel der Stromstärke die Bremse ständig spielend zum Hemmen einfallen zu lassen und immer wieder zu lüften. Die Mängel dieser S. 188 beschriebenen Wirkungsweise der Hauptstrombremse werden durch die damit gewonnene Vereinfachung des Steuerapparates nicht aufgewogen.

Während der Drucklegung wurde der Union E. G. ein D.R.P. 140287 auf eine Senkbremsschaltung für Hauptstrommotoren erteilt.

Schaltwalzensteuerung von Schuckert für veränderliche Motorgeschwindigkeit mit Nachlaufbremse für die Hauptstrommotoren der Mohr'schen Portalkrahne am Versmannquai in Hamburg.

Der ganze Krahn ist auf Tafel 44 u. 45 dargestellt und im ersten Bande eingehend beschrieben. Die elektrische Steuerung bietet ein Beispiel für das Regeln der Motorgeschwindigkeit durch Schwächen des Feldes und für die Schaltweise der Nachlaufbremse. Die Winde lässt auch den leeren Haken ohne Stromstoss nur durch sein Eigengewicht ablaufen; ihr Motor ist also nicht umsteuerbar und wird zum Lastsenken aus dem Triebwerk ausgeschaltet, um ihn stillstehen zu lassen.

Deshalb unterscheidet sich die Schaltwalze des umsteuerbaren Schwenkmotors von der des Hubmotors hauptsächlich nur durch die symmetrische Wiederholung aller Schaltstufen für die beiden entgegengesetzten Schwenkrichtungen. Beide Schaltungen sind so angeordnet, dass die Anlasswiderstände des Ankerstromkreises, welche in üblicher Weise während der Anlaufperiode der Reihe nach abgeschaltet werden, nachträglich parallel zu den Feldmagneten geschaltet werden können, um die Geschwindigkeit des Motors für kleine Lasten ohne wesentlichen Mehrverbrauch von Energie weiter zu steigern. Ausser der Nullstellung für die Stromunterbrechung hat die Schaltwalze für den Hubmotor noch eine Schaltrast, welche den Ankerstromkreis vom Netz abtrennt und mit den Widerständen in sich selbst schliesst, um die Bremskraft des hierdurch im weiterlaufenden Anker erzeugten Generatorstromes als Nachlaufbremse zum schnellen Vernichten der Trägheitskräfte in Thätigkeit zu setzen. Da die Nachlaufbremsung des Hubmotors nur am Ende des Hubes in Thätigkeit tritt, kommt die Last rasch zur Ruhe und es genügt hierfür eine Bremsstufe.

Für den Schwenkmotor ist der zugehörige Steuerapparat mit zwei oder für Rechts- und Linksschwenken im ganzen mit vier Bremsstellungen symmetrisch zur Nulllage ausgerüstet, die verschieden grosse Widerstände in den Generatorstromkreis einschalten und für die grosse Schwungmasse des Krahnes zwei aufeinander folgende Bremsstufen mit zunehmender Stärke liefern.

Die Schaltwalzen sind ähnlich wie die in Fig. 8, Taf. 73, ausgeführt.

Sie bestehen aus 10 übereinander gesetzten und zu einem Cylinder vereinigten Stabilitätscheiben, deren Umfänge ringförmig mit Metallschienen von verschiedenen Längen belegt sind. Diese bilden die Kontaktbahnen für die ihnen gegenüberstehenden federnden Stromfinger und vermitteln durch ihre verschiedene Länge die im nachfolgenden aufgeführten Schaltwechsel beim Drehen der Walze.

In den schematischen Skizzen, Fig. 240 u. f., sind die einzelnen Kontaktfinger durch die kleinen Quadrate 1 bis 10 angedeutet, *A* bezeichnet den Motoranker und *M* die zugehörige Magneterregung. Der Netzstrom tritt durch den Finger 1 ein und kehrt von 10 zum Generator zurück. Der Anker ist zwischen die Finger 2 und 3, die Magneterregung zwischen 8 und 9 eingeschaltet, und die vier Widerstandspulen w_1 bis w_4 liegen der Reihe nach zwischen den Fingern 4 bis 8. In der gezeichneten Stellung

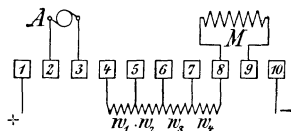


Fig. 240.

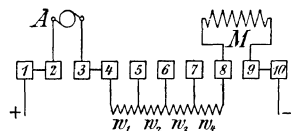


Fig. 241.

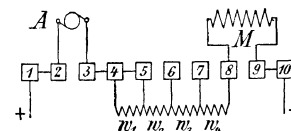


Fig. 242.

ruhen alle Finger auf einer Mantellinie der Schaltwalze, in der kein Stromschluss stattfindet.

In der nächsten Schaltstellung, Fig. 241, werden die Finger 1 bis 2, 3 bis 4 und 9 bis 10 durch die Kupferlamellen der Schaltwalze miteinander verbunden. Der Strom gelangt von 1 über 2 nach dem Anker, nimmt dann über 3 und 4 seinen Weg durch den ganzen Anlasswiderstand w_1 bis w_4 , tritt von 8 in die Magneterregung über und fließt schliesslich über 9 und 10 in die Rücklaufleitung ab. Der Motor beginnt mit voll vorgeschaltetem Widerstand langsam anzulaufen.

In den darauf folgenden Schaltstufen, Fig. 242 bis 245, werden zum allmählichen Steigern der Geschwindigkeit die einzelnen Widerstandstufen

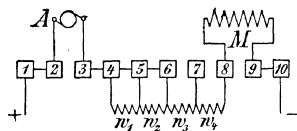


Fig. 243.

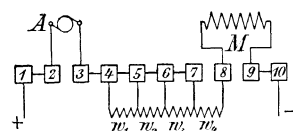


Fig. 244.

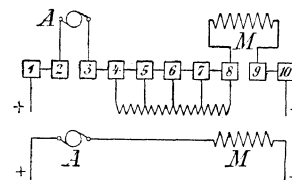


Fig. 245.

w_1 bis w_4 durch unmittelbare Verbindung der zugehörigen Kontaktfinger 4 bis 8 kurz geschlossen, so dass der Hauptstrom in der sechsten Schaltstellung, Fig. 245, ungedrosselt vom Anker in die Feldmagnetspulen *M* gelangt und nur ein verschwindend kleiner Zweigstrom durch die jetzt parallel im Nebenschluss liegenden Widerstände abgelenkt wird. Der Motor läuft unter diesen Verhältnissen mit ungeschwächtem Ankerstrom und voller Erregung.

Durch Weiterdrehen der Schaltwalze wird der ganze Anlasswiderstand w_1 bis w_4 parallel zur Magneterregung *M* geschaltet, wie in Fig. 246 angegeben ist. Der grössere Theil des Stromes durchfließt die Feldmagnetspulen, bevor er in das Netz zurückströmt, die Erregung wird aber, im Vergleich zur vorangegangenen Schaltung, etwas geschwächt, weil ihr der kleine Zweigstrom entzogen ist, der auf dem Nebenschlusswege durch den Widerstand in die Rücklaufleitung abströmt. Die hierdurch erhöhte Motor-

geschwindigkeit wird durch die Schaltweise, Fig. 247, noch weiter gesteigert, indem jetzt durch die unmittelbare Verbindung der Finger 4, 5 und 6 die Spulen w_1 und w_2 des parallel zu den Feldmagnetspulen geschalteten Widerstandes kurz geschlossen sind, also wegen des verminderten Durchflusswiderstandes ein stärkerer Stromzweig der Erregung entzogen wird und seinen Weg durch den Nebenschluss über die Spulen w_3 und w_4 in den Rücklaufdraht nimmt.

Schliesslich veranschaulichen die Fig. 248 und 249 die Bremsschaltung, welche durch Abtrennen des Motors vom Netz herbeigeführt wird. Der vom Netz abgetrennte Anker erzeugt, so lange er sich durch sein Trägheitsvermögen noch weiter dreht, im eigenen, auf sich selbst geschlossenen

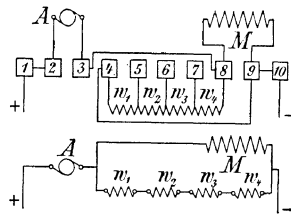


Fig. 246.

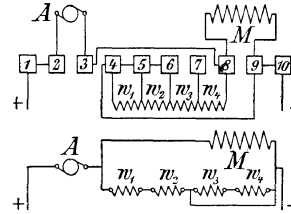


Fig. 247.

Stromkreise als Generator, im Sinne der vorher als elektromotorische Gegenkraft wirksamen Spannung, einen Strom, der in Fig. 248 den ganzen vorgeschalteten Widerstand und die Feldmagnetspulen, wie in der unteren Figurenhälfte angedeutet, im Sinne der bisherigen Erregung durchläuft und die Bewegungsenergie des Ankers rasch aufzehrt, indem sich das mechanische Arbeitsvermögen in elektrische Energie umsetzt, und diese in den Widerständen durch Wärmeerzeugung vernichtet wird.

In der letzten Schaltstufe, Fig. 249, ist die Bremskraft, welche andererseits mit abnehmender Motorgeschwindigkeit kleiner wird, durch Kurzschluss der Widerstandspulen w_1 , w_2 und w_3 gesteigert.

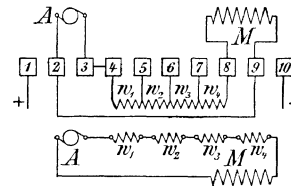


Fig. 248.

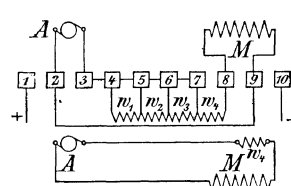


Fig. 249.

Die einzelnen Schaltstufen sind für den Krahnführer an den Steuerapparaten durch Zeiger und Skala gekennzeichnet. Beim Schwenkmotor sichert ein Rad auf der Schaltwalzenspindel mit Rastkerben im Umfang und einspringender Hemnklinke, wie in Fig. 10, Taf. 73, genaues Einstellen. Am Steuerapparat des Hubmotors dient der Schnappriegel am Hebelgriff mit den Rastkerben am Führungsbügel, Fig. 1, Taf. 45, demselben Zweck.

Figur 6 und 7, Taf. 44, geben einen Gesamtüberblick über die vorstehend im einzelnen verfolgten Schaltwechsel für den Hub- und den Schwenkmotor. Die grösseren Kreise am äusseren Umfange bedeuten den Motoranker, der den Strom aus dem Netz durch die anliegenden Schleifedern aufnimmt, die kleinen Kreise innerhalb der Kurbelarmbahn bezeichnen die einzelnen Kontakte, welche den Stromkreis schliessen, dessen Rücklaufdraht schematisch an die leitend angenommene Kurbel angeschlossen ist. Die grossen Spiralen sollen die Erregerspulen, die kleinen die jeweilig eingeschalteten Widerstandspulen darstellen.

Für den umsteuerbaren Schwenkmotor wiederholen sich alle Schaltstufen symmetrisch zu beiden Seiten der Nullstellung mit zwei Stufen für die selbstthätige Bremsung. Der Steuerapparat des Hubmotors enthält aus den früher angegebenen Gründen nur eine Bremsschaltung.

Die zum Umsteuern erforderliche Umkehr des Stromlaufes im Anker, bei gleichbleibender Stromrichtung in den Erregerspulen, ist in der schematischen Übersichtskizze, Fig. 7, Taf. 44, durch den entgegengesetzten Anschluss der Ankerbürsten an den positiven Netzdraht für Rechts- und Linkschwenken zum Ausdruck gebracht.

Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren von der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Co. in Frankfurt a. M.*)

Lahmeyer wendet den Strom zum Umsteuern des Motors mit der Schaltwalze in der Erregung, statt im Anker, und vermindert dadurch die sonst erforderliche Kontaktfingerzahl von 10 oder 11 auf 9.

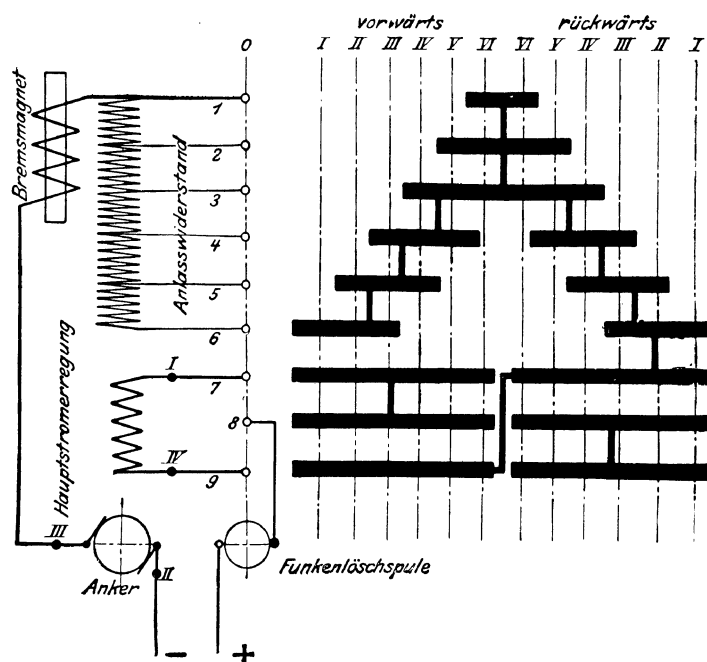


Fig. 250.

Schaltvorrichtung für die Steuerung von Lahmeyer.

Der Strom fließt von $+$ durch die Funkenlöschspule über 8 durch die zweite und dritte Walzenschiene von unten auf der linken Walzenhälfte, die Leitung 7, von I durch den Feldmagneten nach IV und weiter von der untersten Schiene links nach der dritten rechts, dann durch alle oberen Schienen nach 6, durch den ganzen Anlasswiderstand über III durch den Anker nach II und $-$. Wenn die Stromfinger in der entgegengesetzten Richtung von rechts auf die Walzenschienen treten, leiten die beiden unteren Schienen rechts den Strom von $+$, 8, 9 und IV in umgekehrter Richtung nach I durch die Erregung und dann von 7 nach der dritten Schiene rechts, von wo der weitere Verlauf über den oberen Teil der Walze, den

*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1042.

ganzen Anlasswiderstand und durch den Anker von *III* nach *II* und —, wie im ersten Fall erfolgt, also die Umsteuerung durch alleinige Umkehr der Magneterregung, wie beabsichtigt, erreicht wird. Die abgestuften Walzenschienen vermitteln in üblicher Weise das stufenweise Abschalten der einzelnen Widerstände beim Weiterdrehen der Walze. Da der Strom nur auf seinem Wege von der + Klemme zum Anker über die Schaltwalze fließt und der Hauptspannungsabfall erst im Anker eintritt, ist der Spannungsunterschied zwischen zwei benachbarten Walzenschienen und damit die Gefahr eines Kurzschlusses möglichst herabgesetzt. Soweit die Motoren mit Bremsmagneten ausgestattet werden, ist die Magnetspule zum Vermeiden der Ummagnetisierung in den Ankerstromkreis, wie in der Figur angedeutet, oder parallel hierzu, einzubauen. Der remanente Magnetismus der Feldmagnete kann bei raschem Umsteuern höchstens das Anziehen des Motors in der umgekehrten Richtung etwas verzögern.

Für die Fahrwerke von Krahn Bühnen empfiehlt sich statt der elektromagnetischen Stoppbremse eine Fusstrittbremse im Führerstand zum sanfteren Anhalten und für die Hubwerke von Auslegerkranen mit der Winde im Führerhaus die Benrather Verbindung der Handhebelbremse mit der elektromagnetischen, Bd. I, Fig. 209 u. 210, weil die Schaltwalze keine Bremsstufen enthält.

Schaltwalzensteuerung von Siemens & Halske mit wanderndem Stromfinger und festliegenden Widerstandskontakten. *)

Die drei Schaltwalzen von Siemens & Halske A.-G., für das Hubwerk und die beiden Fahrwerke eines Laufkrahns von Friedr. Krupp-Grusonwerk, Fig. 251 bis 254, sind zum Vermindern der Kontaktfingerzahl abweichend von den Steuerwalzen anderer Firmen so gebaut, dass ein Stromfinger C_6 fest mit der Walze verbunden ist und beim Drehen der Walze über die unbeweglichen, in Ringform angeordneten Stromschlussstücke 1 bis 36 fortgleitet, welche die verschiedenen Widerstandsschaltungen vermitteln. Mit Rücksicht auf die entgegengesetzten Drehrichtungen der Schaltwalzen ist dieser Finger doppelt symmetrisch ausgeführt.

Der festliegende Kontaktring und die ganze Walze mit den stromführenden Mantelschienen, sowie die Rast- und Bremssteuerbahnen sind in der schematischen Zeichnung in üblicher Weise abgewickelt gedacht.

Der obere anschräffierte Linienzug stellt die abgewickelte Rastschiene dar, das darunter gezeichnete gestrichelte lange Rechteck K_1 , Fig. 251, deutet die Ausschaltkurve des Nebenschluss-Bremsmagneten für Winden mit Sperrradbremsen an, bei denen der Magnet während des Hebens nicht erregt wird, weil die Bremse nur zum Senken zu lüften ist. Das kurze gestrichelte Rechteck K gilt für gewöhnliche Lüftbremsen mit Erregung des zugehörigen Magneten während der Hub- und Senkzeit oder für Fahrwerksteuerungen, wo die elektrische Bremse in der mittleren Steuerlage zum schnellen Anhalten einfällt. Die schräg schraffierten Kontakte deuten die Verwendung von Kupfer für die Stromschlussstücke an den Stromunterbrechungstellen an.

Windensteuerung: Wird die Steuerwalze, Fig. 251 und 252, zum Heben dem Uhrzeigersinn entgegengedreht, d. h. der abgewickelte Walzenmantel mit dem Stromfinger C_6 über die festliegende Kontaktreihe nach links von 19 bis 2 verschoben, so tritt der Finger C_1 auf die Schiene a und leitet den Netzstrom durch a nach e über den Finger C_2 von der Bürste A_1 durch den Anker nach A_2 , Finger C_5 , Schiene i nach dem

*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1903, S. 150.

Finger C_6 . Der Strom durchläuft dann weiter, sobald C_6 auf 17 gelangt, alle Widerstände bis nach 2, tritt in die untere Wicklung der Bläterspule und von R_2 durch die Erregung nach R_1 in die obere Wicklung der Bläterspule, um von dort über L_2 in die Rücklaufleitung des Netzes zurückzukehren. Im weiteren Verlauf der Drehung werden die einzelnen Widerstände der Reihe nach kurz geschlossen, bis der Finger C_6 auf dem Kon-

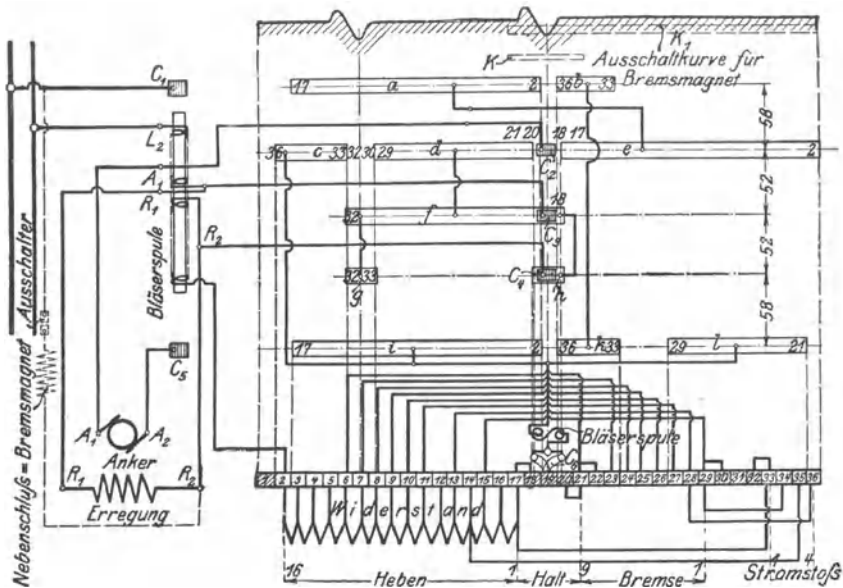


Fig. 251.

takt 2 liegt. Beim Zurückdrehen der Walze schalten sich alle Widerstände stufenweise ein, bis der Strom durch Abgleiten des Fingers C_1 an der Schienenkante a beim Übertritt von C_6 auf 19 gleichzeitig an beiden Fingern unterbrochen wird, während die Erregung, über $R_1 C_3 f h C_4 R_2$ in sich kurzgeschlossen, ihren Selbstinduktionstrom unschädlich verlaufen lässt.

Die mittlere Rast sichert diese Steuerlage zum Anhalten des Motors.

Zum Lüften der Sperrradbremse beim Lastsenken wird zuerst in der Stellung von C_6 über 21 der Bremsmagnet erregt. Der vom Netz getrennte Motor arbeitet als Bremsgenerator und sendet, durch die Last rückwärts angetrieben, den von ihm erzeugten Strom in folgender Weise durch die Anlasswiderstände: Der Strom verlässt den Anker bei A_2 , geht über $C_5 l C_6 21, 6$ über die vier letzten Widerstände nach 2, durch die untere Hälfte der Bläterspule und weiter über die Erregung von R_2 nach R_1 , durch den Finger C_3 , Schiene f, d, C_2 nach A_1 in den Anker zurück, durchläuft also den Anker und die Erregung im selben Sinne wie vorher beim Heben.

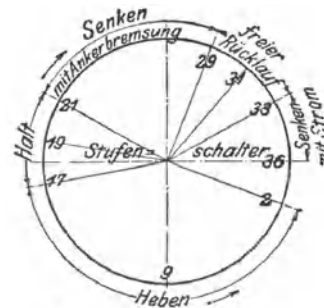


Fig. 252.

Wandert der Walzenfinger C_6 bis auf 29, so werden, ohne sonstige Änderung, mehr Widerstände in den Stromkreis eingeschaltet, und die Bremswirkung nimmt entsprechend ab.

Die nächste Stellung von C_6 über 31, welche die Erregung, wie in der Mittellage der Steuerung, kurzschliesst und den Ankerstromkreis öffnet,

die Winde also, ganz unbeeinflusst vom Motor, der Wirkung der Last frei überlässt, ist wieder durch eine Rast gesichert.

Die letzten Schaltstufen 33 bis 36 dienen zum Lastsenken mit Stromentnahme aus dem Netz, indem der Strom durch die Erregung in unverändertem Sinne, durch den Anker aber umgekehrt wie beim Heben, geleitet wird, also den Motor rückwärts antreibt.

Der Strom tritt von C_1 durch Schiene b und k über C_5 in den Anker von A_2 nach A_1 , läuft dann über C_2 nach c und weiter über C_6 , 33 und

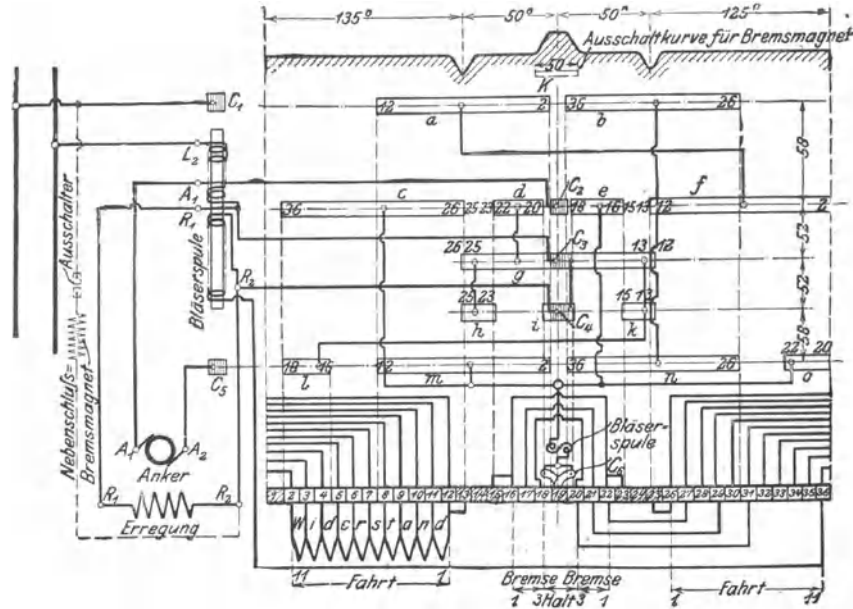


Fig. 253.

sämtliche Anlasswiderstände durch die untere Hälfte der Bläterspule R_2 und die Erregung nach R_1 , schliesslich über die obere Hälfte der Bläterspule und L_2 ins Netz zurück. Die letzten beiden Schaltstufen 35 und 36 vermindern ohne sonstige Änderung des Stromlaufes nur den Widerstand zum Senken ganz leichter Lasten und des leeren Hakens.

Die grosse Bläterspule ist so einzubauen, dass sie auf sämtliche Stromunterbrechungen der Finger C_1 bis C_4 einwirkt, während die kleine Spule vor C_6 nicht nur beim Übergleiten des Walzenfingers C_6 auf tote Kontaktklötze, sondern auch für alle Übergänge von einer Widerstandstufe zur andern in Thätigkeit tritt.

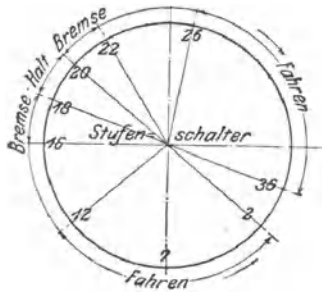


Fig. 254.

Steuerung des Fahrwerkes: Das Schema der Fahrwerksteuerung der Krabhubühne, Fig. 253 u. 254, entspricht im wesentlichen dem vorstehenden, ist aber in beiden Schalthälften vollkommen symmetrisch und enthält deshalb auch zwei Rasten symmetrisch zur Mittellage. Steuert man aus einer Endlage in die Mittelstellung zurück, so werden zunächst alle Widerstände vorgeschaltet, dann

der Motor in der Rastlage der Steuerung vom Netz abgetrennt und beim Weiterschalten als Bremsgenerator mit den Anlasswiderständen verbunden.

In der Mittelstellung sind alle Leitungen unterbrochen, bis auf den

in sich kurzgeschlossenen Stromkreis der Erregung. Das Schema deutet ausserdem die Anordnung für das Einschalten einer elektrisch gesteuerten Haltbremse an, deren Nebenschluss-Bremsmagnet in der Mittellage der Steuerung durch Öffnen seines Stromkreises mittelst der Ausschaltkurve K wirkungslos werden würde. Hierauf ist in der Ausführung verzichtet.

Die Schaltwalze des Katzenfahrwerkes ist in gleicher Weise, nur mit geringerer Zahl von Widerstandstufen, gebaut.

Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren mit Selbstbremsung des Ankers beim Lastsenken, zwangsläufigem Antrieb auf der ersten Senkstufe und Stromstoss für den leeren Haken. Von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Schuckert & Co. in Nürnberg.

D.R.P. 120 073. *)

Schaltet man den Anker eines Hauptstrommotors einfach vom Netz ab und überlässt ihn dem Antrieb in der Senkrichtung durch die freischwebende ungebremste Last, so vergeht, je nach ihrer Grösse, den Beschleunigungswiderständen und der Bauart des Motors eine mehr oder minder grosse Zeit, bis der als Generator geschaltete Motor die zu seiner Selbsterregung und zur Bremswirkung erforderliche Umlaufzahl erreicht. Die Last senkt sich daher in den ersten Sekunden frei und fällt trotz der verhältnissmässig grossen Übersetzung, die zwischen Motor und Windentrommel vorhanden zu sein pflegt, eine ziemliche Strecke, bis sie abgebremst wird. Natalis, Oberingenieur von Schuckert, hat diesen für Montage- und Giessereikrahne störenden Vorgang dadurch beseitigt, dass er den Hauptstrommotor in der ersten Anlassstellung zum Senken zunächst als Nebenschlussmotor aus dem Netz speist, den Lastniedergang also sofort kräftig einleitet, und die Senkgeschwindigkeit noch innerhalb der ersten Ankerumdrehung auf die kritische Umlaufzahl des Nebenschlussmotors bringt, mit der die elektromotorische Gegenkraft, die weitere Geschwindigkeitszunahme bremsend, Strom in das Netz zurückliefert. Erst nachdem so der Beharrungszustand erreicht ist, erfolgt dann die Abtrennung des Ankers vom Netz durch Weiterschalten von Hand und die Umwandlung in einen Hauptstromgenerator für die Bremsregelung, indem das mechanische Arbeitsvermögen in elektrische Energie umgesetzt und diese in den vorgeschalteten Widerständen durch Wärmeerzeugung vernichtet wird.

Fig. 256 stellt das vollständige Schaltschema der in die Zeichenebene abgewickelten Schaltwalze in Verbindung mit dem gleichfalls hierdurch gesteuerten Bremsmagneten zum Festhalten der schwebenden Last dar. Fig. 255 giebt eine Übersicht über den Stromlauf und die Wechsel in der Schaltung der Anlasswiderstände für die verschiedenen Hauptstellungen, welche durch die Steuerwelle mit einem Ratschenrad wie bei den bekannten Steuerwalzen der elektrischen Strassenbahnwagen festgelegt sind. In dieser Figur bedeuten die über dem Ankerkreis A angedeuteten, mit F bezeichneten Spulen in allen Einzeldarstellungen eine Funkenbläterspule, die unten liegenden Spulen M die Felderregung und die langen, durch helle Punkte abgetheilten, rechteckigen schwarzen Streifen die Anlasswiderstände W_1 bis W_4 , mit den verschiedenen durch schwache Verbindungslinien angedeuteten Kurzschlüssen. Die in Fig. 256 links von den abgewickelten Kontakt-

*) Abhandlung des Verfassers: „Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krahne“, Z. d. V. d. I. 1901.

schienen des Walzenbelages senkrecht untereinander stehenden Quadrate mit den beiden Kreisen darüber und darunter bedeuten die Kontakthämmer oder Stromfinger, die beim Drehen der Walze über deren Belag fortgleiten und den Wechsel der Stromführung vermitteln.

Der obere kreisförmig angedeutete Stromfinger bethätigt beim Aufgleiten auf den Walzenbelag *0, II, III, IV, 0* der ersten Horizontalreihe den Hauptausschalter, vor dem wieder eine besondere Funkenbläterspule eingeschaltet ist. Dieselbe Aufgabe fällt dem untersten Stromfinger für den Bremsmagnetschalter zu und wird hier in gleicher Weise durch eine kurze Auflaufschiene in der Mittelstellung der Walze gelöst.

Die dicken senkrechten Verbindungslinien zwischen den Walzenschienen sind die im Innern der Walze liegenden Stromführungen, welche durch Kontaktschrauben mit dem äusseren Walzenbelag leitend verbunden sind.

In der Mittelstellung *0* ist der Motor und zugleich der Lüftmagnet der durch Gewicht oder Feder bethätigten Haltbremse aus dem Stromkreis ausgeschaltet, also die Bremse angezogen, der Motor abgestellt und die Last freischwebend festgehalten. In allen übrigen Stellungen durchfliesst der Netzstrom das Solenoid des Bremsmagneten und hält die Stoppbremse gelüftet.

Wird die Walze aus der Mittelstellung nach rechts gedreht, gelangen also die feststehenden Stromfinger der Reihe nach auf die Hauptstellungen *1, 2 . . . 7*, so werden dadurch, wie übersichtlich aus Fig. 255 zu entnehmen ist, der Reihe nach die Anlasswiderstände zum Anlaufen des Motors ausgeschaltet, bis unter stufenweise wachsender Umlaufzahl in Stellung *4* nur noch der Widerstand W_1 im Stromkreis liegt. Die weitere Steigerung der Umlaufzahl erfolgt in Stellung *5*, um Widerstandspulen zu ersparen, durch Parallelschalten der Widerstände W_1 und W_4 . Hierdurch sinkt nach der Beziehung 60, S. 22, der Gesamtwiderstand auf $\frac{W_1 W_4}{W_1 + W_4}$ und würde beispielsweise mit $W_4 = 2 W_1$ nur noch $\frac{2}{3} W_1$ betragen. In Stellung *6* ist statt dessen der Widerstand W_1 mit W_2 parallel geschaltet, die übrigen Widerstände sind, wie vorher, kurzgeschlossen und damit der Gesamtwiderstand auf $\frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2}$ herabgesetzt. Ist beispielsweise $W_2 = \frac{1}{2} W_1$ gewählt, so beträgt der eingeschaltete Widerstand für den Motorstromkreis nur noch $\frac{1}{3} W_1$, also die Hälfte der Stufe *5*. In der Stellung *7* sind sämtliche Widerstände für die grösste Hubgeschwindigkeit kurzgeschlossen.

Die rechts von der Mittelstellung liegenden, römisch bezifferten Schaltstufen, Fig. 255, beziehen sich auf die Bremsstufen, von denen die Anordnung der Stufe *I* nach den oben entwickelten Gesichtspunkten den Gegenstand des Schuckert'schen D. R. P. No. 120073 bildet. Bei dieser Stellung der Steuerwalze fliesst der Strom, so lange der Anker noch nicht durch die Last von selbst rückwärts ungetrieben wird oder der Motor noch eine geringe Umlaufzahl hat, von \vdash durch die Widerstände W_4, W_3, W_2, W_1 nach \vee , von da einerseits durch die Feldmagnetspulen nach *VI* und \dashv , andererseits durch den parallel geschalteten Anker von der Bürste *a* nach *b*, durch die Funkenlöschspule ebenfalls nach *VI* und \dashv in die Rückleitung des Netzes. Der Motor wird also, wie oben angegeben, unmittelbar aus dem Netz erregt und als Nebenschlussmotor im Sinne des Senkens angetrieben; die Last unterstützt diesen Anlauf. Sobald dann die kritische Umlaufzahl erreicht wird, überwiegt die elektromotorische Gegenkraft im Anker und dreht den Ankerstrom um, der nunmehr von der Bürste *b* über *a* nach \vee geht, dann gemeinsam mit dem Netzstrom die Magneterregung durchläuft

und von der Gabelung durch die Funkenlöschspule im Kreislauf nach *b* zurückkehrt, wobei der aus dem Netz entnommene Strom immer mehr abnimmt und schliesslich statt dessen Strom ins Netz fliesst. Mit dem Eintritt der kritischen Umlaufzahl beginnt die Bremsung, welche durch die nachfolgenden Schaltstufen *II* bis *IV* mit abgetrenntem Anker und Umwandlung der Maschine in einen sich selbst erregenden Hauptstromgenerator bei wechselnder Schaltung der Widerstände weiter geregelt werden kann. Die Stellung zwischen *I* und *II* schaltet den bereits rückwärts laufen-

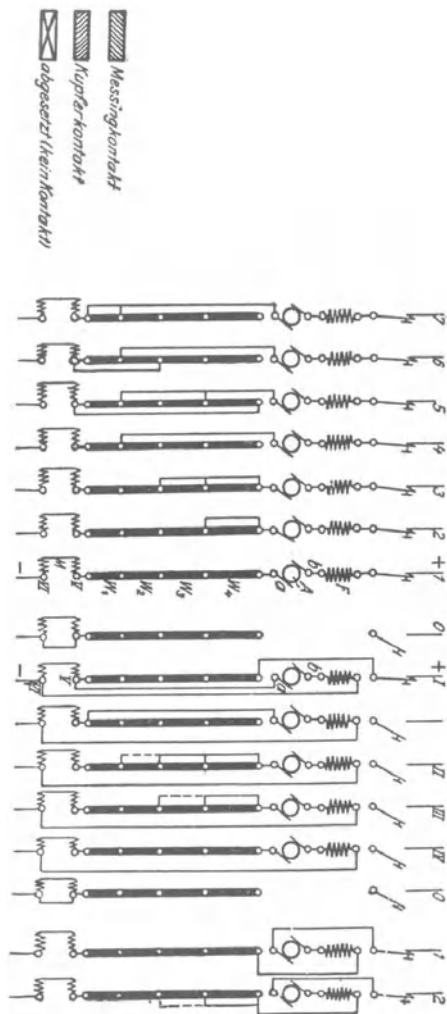


Fig. 255.

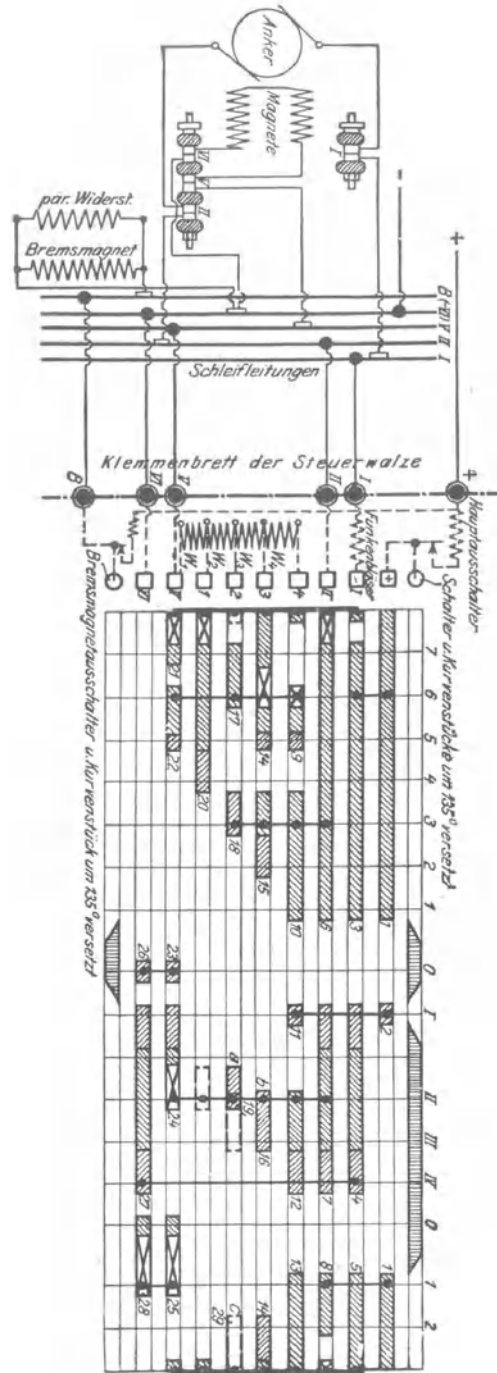


Fig. 256.

den Motor nur vom Netz ab, ohne den Stromlauf im übrigen im Ankerkreis, im Vergleich mit dem Endzustand bei Stellung *I*, zu verändern. Stellung *II* schaltet die Widerstände W_1 und W_2 , Stellung *III* W_1, W_2 und W_3 , und schliesslich Stellung *IV* sämtliche Widerstände in den Stromkreis des als

Generator vom Netz abgetrennten Motors ein und schwächt damit in entsprechend abgestufter Zunahme die Bremswirkung des Generators im Sinne wachsender Senkgeschwindigkeit.

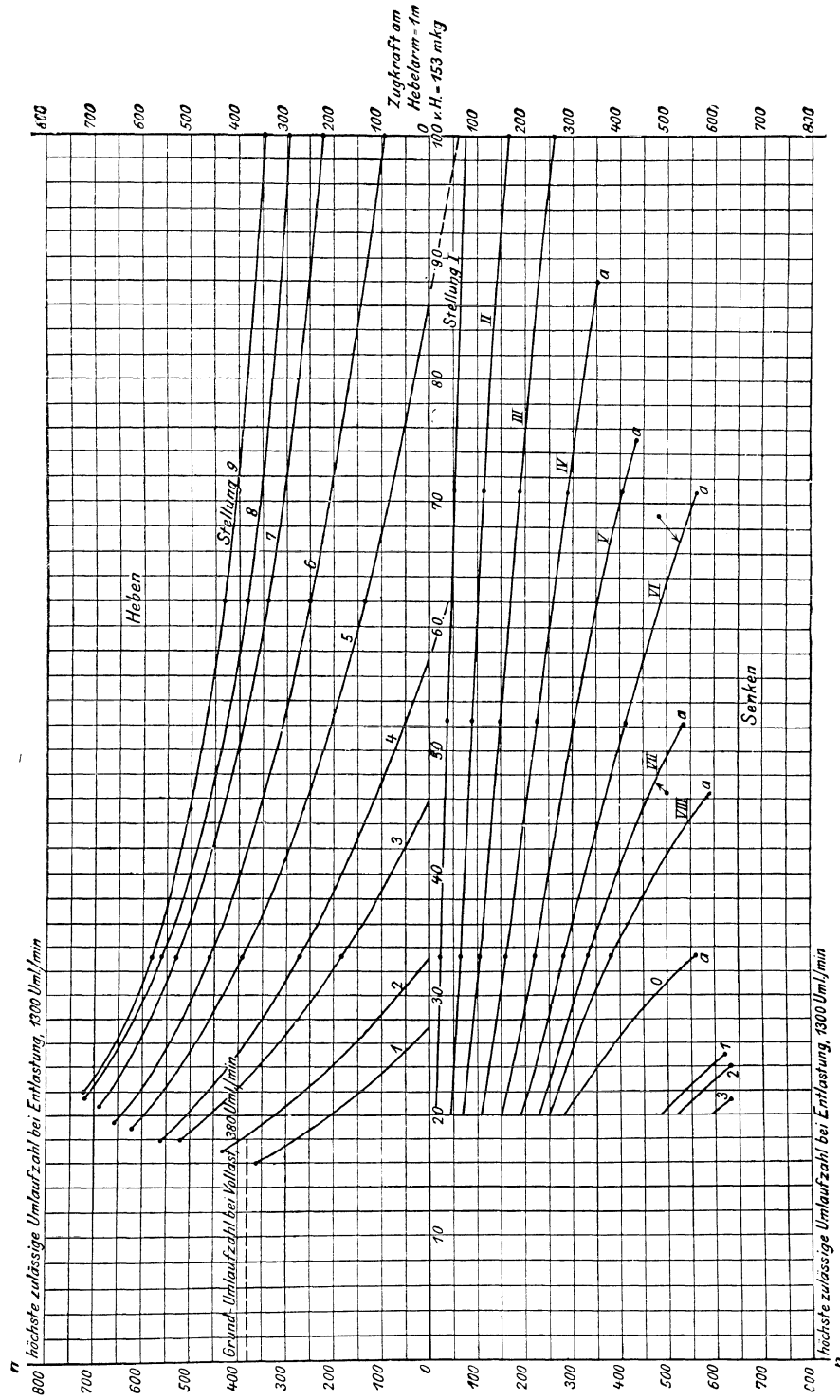


Fig. 257. Regelung beim Heben und Senken an einem Schuckert'schen 80 t.-Krahn.

In der darauf folgenden Null-Stellung ist die Bürstenleitung für den Anker unterbrochen, die elektrische Selbstbremsung der Maschine also ganz aufgehoben, während gleichzeitig die elektromagnetische Bremse ausser

Thätigkeit bleibt, weil ihr Solenoid am Netz liegt und das zugehörige Bremshebelwerk gelüftet hält. Die Winde bleibt während dieser Steuerstufe mit der sinkenden Last sich selbst überlassen.

Die beiden im Schema, Fig. 256, rechts wiedergegebenen Stellungen 1 und 2 sind schliesslich zum Senken der Last mit Stromverbrauch bestimmt und liefern somit die grössten Senkgeschwindigkeiten. Hier liegt der Motor am Netz, aus dem der Anker durch den Bürstenanschluss, ähnlich wie in Stellung I, gespeist und im Senksinne angetrieben wird, aber wieder als Hauptstrommotor arbeitet, und zwar in Stellung 1 mit vollständig eingeschalteten Widerständen, in Stellung 2 mit kurzgeschlossenem Widerstand 6 und dadurch weiter gesteigerter Umlaufzahl.*) Diese Stufen kommen nur für den leeren Haken und leichte Lasten in Betracht, deren Eigengewicht nicht für genügend schnelles selbstthätiges Sinken ausreicht.

Beim Heben, wie auch in allen Senkstellungen, durchläuft der Strom, gleichgültig ob er dem Netz entnommen oder bei Umwandlung des Motors in einen Generator im eigenen Leitungskreis der Maschine erzeugt wird, die Felderregung *M* stets im selben Sinne, so dass Richtungswechsel nur im Anker auftreten.

Die Bremsung ist vom Beginn des Anlaufes an durchaus zuverlässig, so dass man Lasten auch aus der Ruhelage mit Sicherheit beliebig kurze Strecken senken kann, wie es bei Montierungen und im Giessereibetrieb verlangt wird. Ein Beispiel für die vor allem mit grösseren Vorrichtungen zu erreichende Feinheit der Regulierung beim Heben und Senken verschiedener Lasten liefert die graphische Darstellung in Fig. 257, die sich an einem 80pferdigen Schuckert'schen Hauptstrommotor (Km 55) der Winde eines 80 t-Krahnes mit zugehörigem Anlasser ergeben hat. Die minutlichen Umlaufzahlen sind als Ordinaten, die Zugkräfte als Abscissen aufgetragen.

Der Anlasser ist für die starke Beanspruchung in diesem Falle als Spezialkohleanlasser ausgebildet und wegen der Grösse des Motors mit einer grösseren Stufenzahl für Heben und Senken hergestellt, stimmt aber sonst mit den Grundzügen der Schaltung Fig. 255 und 256 überein.**)

Schaltwalze für umsteuerbare Hauptstrommotoren mit Nachlaufbremse und Senkbremsstufen für Laufkrahnwinden und Schaltwalze für Fahrwerke von Helios, Elektrizitäts-Aktiengesellschaft in Köln.

Die Steuerung, Fig. 258, gehört zur Katzenwinde eines 30 t-Laufkrahnes der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetman, die mit einer Sperrradbremse ausgerüstet ist und daher das Lüften der elektromagnetischen Haltbremse nur während der Senkperiode erfordert.***)

*) Die punktirt angedeuteten Kurzschlussverbindungen der Widerstände in Fig. 255 für die Steuerlagen II, III und 2 rechts deuten andere Schaltstufen für anders gewählte Senkgeschwindigkeiten an, denen auf der Walze, Fig. 256, die ebenfalls punktirt angedeuteten veränderten Lagen der Kontaktschienen entsprechen. Durch Versetzen der Kontaktschiene *b* von 16 nach 19 und durch Tieferrücken von *a* auf den nächsten Ring werden die Senkgeschwindigkeiten in Stellung II und III kleiner. Das Einfügen einer weiteren Kontaktschiene *c*, Fig. 256, steigert die Geschwindigkeit beim Senken des leeren Hakens mit Strom aus dem Netz in der Endsteuerlage 2 rechts.

**) Neuerdings verwerthet Schuckert eine ähnliche Bremsschaltung auch für Drehstrommotoren, die zum Senken von Lasten mit regelbarer Geschwindigkeit in Gleichstromgeneratoren umgeschaltet werden. D. R. P. 138035. Von diesen Motoren, Fig. 148 u. 149, S. 177, ist nach durchaus befriedigenden Versuchsergebnissen bereits eine grössere Zahl von Friedr. Krupp bestellt.

***) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1555 u. f.

Die einfach schraffirten Rechtecke stellen die leitenden Walzenschienen, ihre kräftig ausgezogenen Umgrenzungen und Verbindungslinien die elektrischen Verbindungen der einzelnen Felder dar. *)

In der Ruhelage liegen die Stromfinger 1 bis 13 auf dem stromlosen Walzenfeld 0. Beim Übertritt auf das Feld a_1 findet der Strom von + über den Kontaktfinger 9 durch die von ihm überdeckte Walzenschiene und die darunter liegende nach 10, dann weiter über 6 nach 4 und durch den Motoranker einen Weg, der sich über D , 8, 7 durch die Schienen der oberen linken Walzenhälfte nach 1 fortsetzt, über sämtliche Anlasswiderstände W_1 bis W_4 nach 5 geht und schliesslich durch die Funkenbläerspule und die Klemmen F, B, C in die Rückleitung mündet, nachdem der

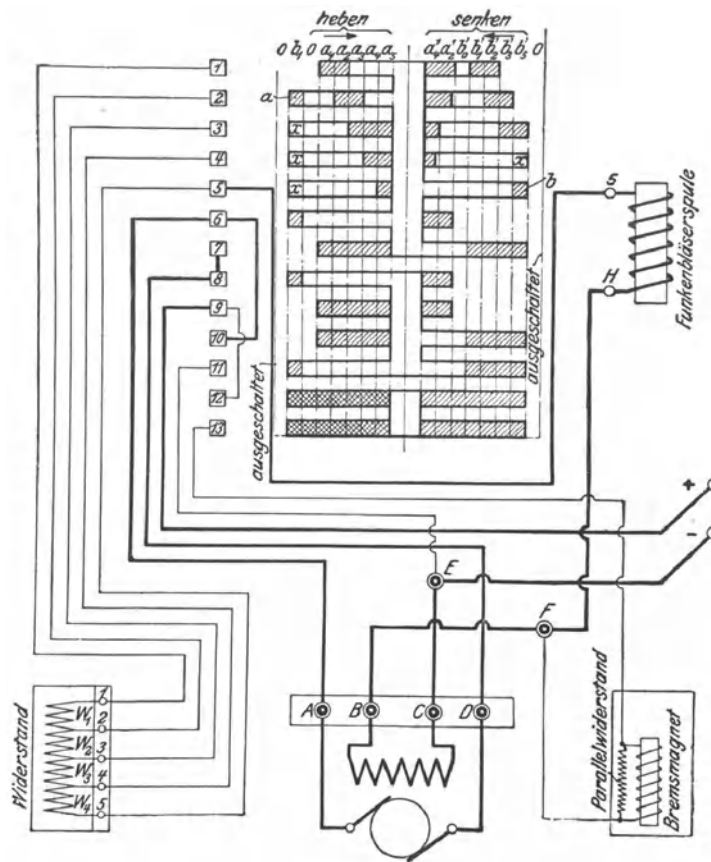


Fig. 258.

Strom die zwischen B und C eingeschalteten Feldmagnete des Motors durchflossen und erregt hat. In den folgenden Walzenstellungen gelangen die Kontaktfinger auf die Felder a_2 bis a_5 und bieten dem Strom der Reihe nach kürzere Wege über 2, 3 und 4 nach 5, die Widerstände stufenweise kurzschliessend, bis in der Stellung auf dem Felde a_5 durch den Walzenbelag die unmittelbare Verbindung zwischen 7 und 5 mit Umgehung sämtlicher Widerstände hergestellt wird und der Motor unter vollem Strom seine grösste Geschwindigkeit annimmt. Durch Zurückdrehen der Schaltwalze

*) Die beiden kreuzweise schraffirten Walzenschienen unten links sind nur für gewöhnliche Bremsen vorhanden, deren Lüftmagnet auch beim Heben der Last erregt werden muss, und fallen für Sperrradbremsen fort.

werden die Widerstände vor dem Abstellen des Motors wieder vorgeschaltet und nach dem Überschreiten der Nulllage die Stromfinger auf das Nachlauf-Bremsfeld b_1 übergeführt, um die Bewegungsenergie der Triebwerk-massen und der aufsteigenden Last möglichst schnell zu vernichten. In dieser Stellung ist der Motoranker durch die Stromunterbrechung bei 9 vom Netz getrennt, erzeugt aber unter der Wirkung seiner weiteren Drehung und des remanenten Magnetismus der Feldmagnete einen Strom im Sinne der bisherigen elektromotorischen Gegenkraft in der Richtung von D nach A . Dieser Bremsstrom geht über 6 und die oberen Walzenschienen nach a und 2 durch die Widerstandspulen W_2, W_3, W_4 nach 5, durchfließt die Bläser-spule und die Feldmagnete in der früheren Richtung von B nach C , ihre Erregung fortsetzend, und kehrt über $E, 11$, einen Theil der Walzenschienen und 8 in den Anker zurück, bis er mit der rasch auf Null verzögerten Geschwindigkeit des Motors erlischt.

Durch Versetzen des Kontaktes a auf der Walze von seiner gezeichneten Stellung auf einen der durch x angedeuteten tieferen Plätze wird die Zahl der Widerstandspulen im Bremsstromkreis vermindert und in der tiefsten Stellung ganz ausgeschaltet. Dieses Verfahren gestattet, die erforderliche Nachlaufbremsung, welche um so kräftiger wirkt, je weniger Widerstände im Stromkreis liegen, beim Montiren dem Bedürfniss anzupassen.

Der Walzenstellung für Nachlaufbremsen schliesst sich wieder eine Nullstellung an; dann folgen die Felder b'_5, b'_3, b'_2, b'_1 für Senken mit Bremswirkung des Motors und Regulirung der Geschwindigkeit durch verschiedene Widerstandstufen. Im Übergangsfeld b'_0 ist die Ankerwirkung auf die Winde ganz ausgeschaltet. Die beiden letzten Felder a'_2 und a'_4 dienen zum Senken leichter Lasten und des leeren Hakens, die nicht selbstthätig zurücklaufen, unter Stromentnahme aus dem Netz mit rückwärts, im Sinne des Senkens, angetriebenem Motor.

Während aller Senkstellungen liegen Erregung und Bremsmagnet zum Lüften der Sperrradbremse am Netz, und zwar von $+$ über 9, 12, durch den unteren Walzenbelag der rechten Hälfte nach 13, Bremsmagnet, Klemmen F und B , Feldmagnete, Klemmen C und E nach $-$. Die Erregung erfolgt im selben Sinne wie beim Heben. Der Anker empfängt ebenfalls Strom aus dem Netz, und zwar von F abzweigend über $H, 5, b, 7, 8, D$, Anker, $A, 6, 10, 11, E, -$. Die Maschine ist für die vier Bremsfelder b'_5, b'_3, b'_2, b'_1 als Nebenschlussmotor geschaltet und treibt die Winde auch mit voller Last zunächst jedesmal durch einen dem Netz entnommenen Stromstoss im Sinne des Senkens an. Unterstützt durch den Lastzug, erreicht der Motor auf diese Weise in kürzester Zeit seine kritische Umlaufzahl und wirkt von dem Augenblick an als Generator, der Netzspannung im Sinne der elektromotorischen Gegenkraft entgegenarbeitend. Während Schuckert diesen von dem Oberingenieur Natalis zuerst angegebenen Gedanken, D. R. P. 120073, nur für die erste Bremsstufe verwerthet und alsbald den Anker wieder vom Netz trennt, um ihn auf die Vorschaltwiderstände als Generator arbeiten zu lassen — also die vorübergehende Schaltung im wesentlichen nur zum raschen Erregen des Motors und schnellen Einleiten der Bremswirkung benutzt —, behält Helios die Nebenschluss-schaltung auch noch für die weiteren Bremsstufen bei und verändert nur die Widerstände.

Mit dem Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft wird der Bremsmagnetstrom geschwächt, und die Sperrradbremse zeigt die Neigung, sich zu schliessen. Sobald aber diese Wirkung beginnt und damit Umlaufzahl und elektromotorische Gegenkraft sinken, steigt andererseits wieder der aus dem Netz entnommene Strom und lüftet die Bremse aufs neue, die unter solchen Verhältnissen bei genügend sanfter Wirkungsweise unter tänzelndem Lüftspiel arbeitet.

Das Bremsfeld b'_5 entspricht der grössten Katzenbelastung, weil keine Vorschaltwiderstände im Motorstromkreis liegen und deshalb die elektromotorische Gegenkraft ungeschwächt der Netzspannung entgegenwirkt, also schon bei geringerer Umlaufzahl des Motors eine Gegenkraft erzeugt wird, die den eintretenden Netzstrom bis zum Einfallen der mechanischen Bremse abschwächt.

Versetzt man beim Montiren den Walzenkontakt b auf das darüberliegende, mit x bezeichnete Feld, so verläuft der Generatorstrom von 7 aus über 4 durch die Widerstandspule W_4 nach 5.

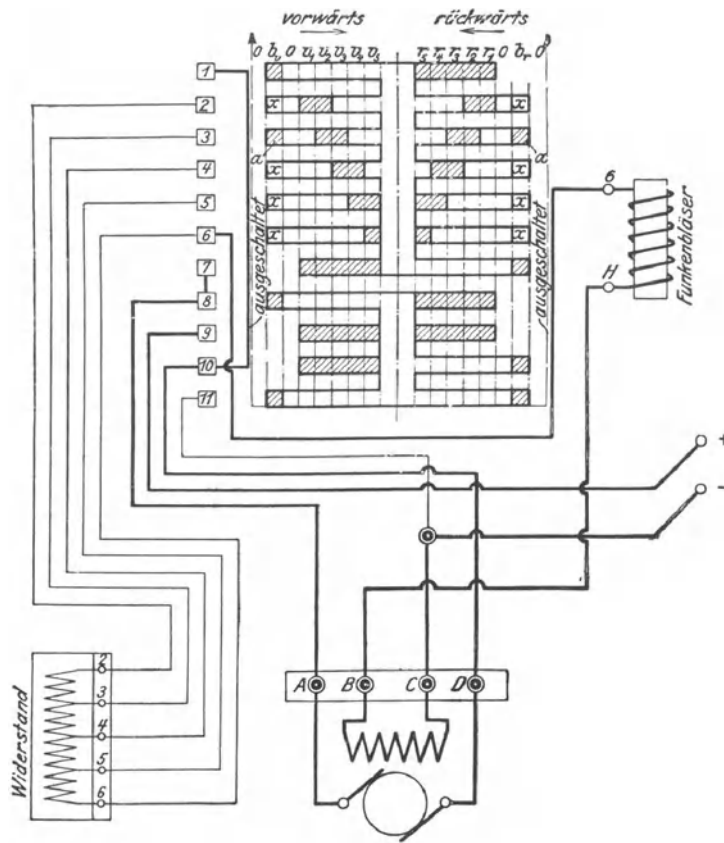


Fig. 259.

Das Vorschalten von Widerständen erfordert eine grössere elektromotorische Gegenkraft, d. h. höhere Umlaufzahlen, um den spielenden Gleichgewichtszustand der Lüftbremse herbeizuführen, und bietet daher ein Mittel zum Steigern der Senkgeschwindigkeit, von dem vor allem für leichtere Lasten Gebrauch zu machen ist. Hierfür sind die Walzenfelder b'_3 , b'_2 und b'_1 bestimmt, welche der Reihe nach durch die Kontaktfinger 3, 2 und 1 die Widerstände W_3 , W_2 und W_1 in den Stromkreis über b einschalten.

Im Steuerfeld b'_0 bleibt nur die Sperrradbremse gelüftet und das Motorfeld am Netz liegen; der Ankerstromkreis ist aber bei 8 unterbrochen, und die Last hängt frei an der Winde. Für Lasten, die in dieser Steuerlage noch nicht selbstthätig niedergehen, wird durch die beiden weiteren Walzenfelder a'_2 oder a'_4 dem Motor wieder Strom im Sinne des Senkens aus dem Netz zugeführt, aber die frühere Bremswirkung der kritischen Umlaufzahl dadurch beseitigt, dass der Motor als Hauptstrommotor arbeitet.

Der Strom läuft durch das Steuerfeld a'_2 von $+$ über $9, 8, D, A, 6$ durch die Walze nach oben über 2 , die Widerstände W_2, W_3, W_4 , die Klemme 5 , die Bläerspule, die Klemmen F und B , die Feldmagnete und die Klemmen C, E nach $-$. Anker und Erregung werden in gleicher Weise wie bei den vorangegangenen Senkstellungen durchflossen, liegen aber in Reihe. Der Bremsmagnet ist in diesem Falle parallel zum Anker geschaltet. In der Steuerlage der Kontaktfinger auf dem Felde a'_4 geht der Strom von 6 durch den oberen Walzenbelag nach 4 und durchläuft im Vorschaltwiderstand nur noch die Spule W_4 , um den leeren Haken kräftig nach unten zu treiben.

Der Parallelwiderstand neben dem Bremsmagneten bildet in allen Fällen eine Schutzspule zur Aufnahme des Induktionstromes beim Ausschalten, der in dem geschlossen bleibenden Stromkreise zwischen ihm und dem Bremsmagneten gefahrlos verläuft.

Zum raschen Vernichten der Bewegungsenergie der sinkenden Last ist die Steuerkurbel beim Abstellen des Motors über sämtliche Senkstellungen und die Nulllage bis auf das Nachlauf-Bremsfeld b_1 zurückzudrehen.

Die Steuervorrichtung des Fahrmotors der Krahn Bühne ist von Helios für den Duisburger Krahn nach der vorangestellten Beschreibung der Schaltwalze des Hubmotors aus Fig. 259 ohne weiteres verständlich. Der Walzenbelag ist für Vor- und Rückwärtsfahrt vollkommen symmetrisch und zum raschen Vernichten der Bewegungsenergie beim Abstellen vor die Nullfelder je ein Nachlauf-Bremsfeld auf beiden Walzenhälften eingefügt, das den Anker vom Netz trennt und auf die eigenen Widerstände arbeiten lässt.

Die Steuerung des zum Krahn gehörigen Katzenfahrmotors unterscheidet sich von der für die Bühne nur durch die Beschränkung der Widerstandstufen von fünf auf vier, weil der Motor erheblich kleiner ist.

Krahnschaltwalze für Doppelschlussmotoren mit Bremsstufen von der E. A. G. vorm. W. Lahmeyer & Co.

Lahmeyer wendet für Krahnmotoren mit Gleichstrombetrieb ausser der Haupterregung eine Hilferregerwicklung an, die er, mit dem Bremslüftmagnet in Reihe geschaltet, im Nebenschluss der ganzen Maschine unterbringt, um den Motor, sobald die magnetische Bremse gelüftet wird, nicht nur beim Heben, sondern auch beim Senken stets erregt zu halten und dadurch schon für den Beginn der Senkperiode die sofortige Wirkung des Motors als Bremsgenerator zu sichern. Fig. 260 giebt das Schaltschema für Niederspannung, Fig. 261 für Hochspannung wieder. Beide Schaltungen besitzen, abweichend von anderen Ausführungen, auch noch einen besonderen Ausschaltwiderstand, der, parallel zum Bremsmagnet und der Nebenschlusswicklung eingebaut, den Selbstinduktionstrom beim Abstellen des Motors über den Widerstand in geschlossener Bahn gefahrlos verlaufen lässt.

Die Steuerapparate zeichnen sich durch geringe Funkenbildung aus.

Das Schema für Niederspannung, Fig. 260, enthält 6 Widerstandstufen für Heben, 5 für Senken, und ausser den Übergangstellungen noch zwei Schaltstufen zum Senken des leeren Hakens und leichter Lasten, die nicht von selbst ablaufen, durch Stromstoss aus dem Netz.

a) Heben. Für die aufeinanderfolgenden Stellungen der Stromfinger auf den Walzenfeldern I, II u. s. f. links entstehen folgende Verbindungen:

- I. Der Strom läuft von $+$ durch 10 auf die Walze und gabelt sich hier. Der Hauptstrom geht über 7 durch den Anker und die Funkenlöschspule nach 8 über die Walzenschienen nach 6 und durch die hintereinander geschalteten Widerstände W_4 und W_5 über

die Haupterregung ins Netz zurück. Der Nebenstrom zweigt sich am Kontakt 10 durch die unterste Walzenschiene nach 11 ab, geht durch den Bremsmagnet und die Nebenschlusserregung und vereinigt sich in *a* wieder mit dem Hauptstrom. Die Bremse ist gelüftet.

Der Verlauf des Nebenstromes bleibt für alle weiteren Hub-schaltungen unverändert.

- II. Der Anfangsweg des Stromes von + bis 6 ist hier und für die folgenden Stufen der gleiche wie unter I. Von 6 geht der Strom durch $W_4 + W_5$ und zum Schwächen des Widerstandes gleichzeitig parallel durch $W_1 + W_2 + W_3$ über die Haupterregung ins Netz zurück.
- III. Stromweg wie vorher, aber W_3 schaltet aus, weil sich hinter W_2 die kurzen Verbindungen über 3 und die Walze nach 5 und von dort über die Haupterregung darbieten.

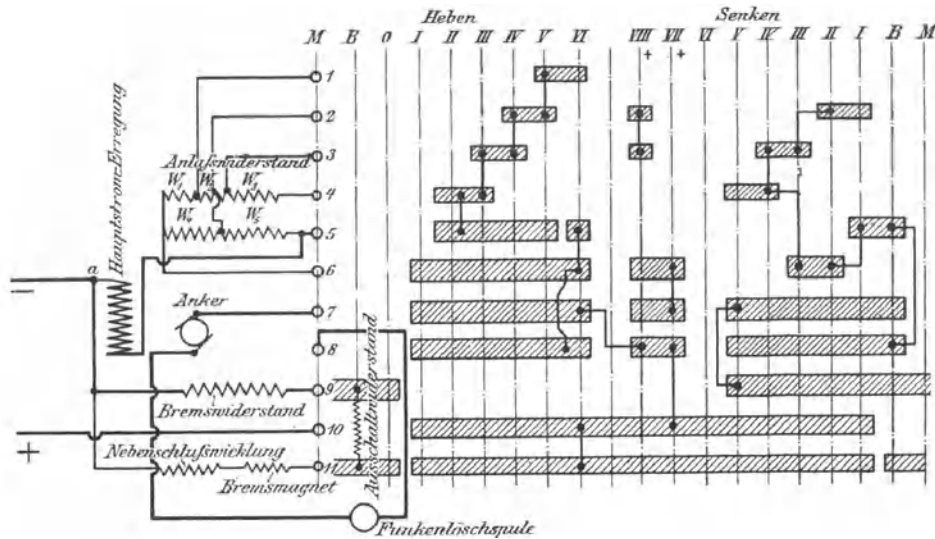


Fig. 260.

- IV. Der Strom läuft von 6 über W_4 nach 2, parallel dazu über $W_1 + W_2$, 3 und die Walze nach 5.
- V. Strom von 6 über W_4 nach 2 und parallel über W_1 , 1 durch die Walze nach 5.
- VI. Der Strom gelangt von 8 mit Umgehung aller Widerstände über die Walze nach 5 und von hier, wie bei den letzten Schaltungen, über die Haupterregung ins Netz zurück.

Zum Abstellen des Motors wird die Walze zurückgedreht, bis das Feld 0 links unter die Stromfinger gelangt, und dadurch die Verbindung des Motors mit dem Netz unterbrochen, während sich gleichzeitig die Nebenschlusswicklung über die Bremsmagnetspule, den Ausschalt- und Bremswiderstand kurzschliesst und die magnetische Bremse zum Festhalten der Last einfällt.

In den folgenden Stellungen bleibt der Zustand für das Walzenfeld B links und das Mittelfeld M unverändert.

b) Senken. Beim Weiterschalten im Sinne des Senkens gelangen die Stromfinger auf das Walzenfeld B rechts. Hier ist die magnetische Bremse noch geschlossen, der vom Netz abgetrennte Motor aber bereits mit dem Bremswiderstand im Stromkreis als Generator geschaltet.

In der Fingerstellung auf Walzenfeld *I* rechts gelangt der Netzstrom von + durch 10 über die Walze nach 11, durch den Bremsmagnet und die Nebenschlusswicklung über *a* ins Netz zurück.

Die magnetische Bremse ist gelüftet, der Motor als Generator erregt, alle Widerstände, mit Ausnahme des Bremswiderstandes, sind aus dem Ankerstromkreis ausgeschaltet und die Bremswirkung des Motors deshalb beim Antreiben durch die sinkende Last am grössten. Der Generatorstrom durchläuft den Anker in derselben Richtung wie früher der Netzstrom beim Heben.

Für die folgende Schaltstufe *II* geht der Strom vom Anker durch die Funkenlöserspule nach 8, über die Walze, Kontakt 2, Widerstand W_5 durch die Hauptstromerregung, den Bremswiderstand nach 9 und schliesslich über die Walze durch 7 in den Anker zurück. Die nächsten Stufen schwächen den Bremsstrom des Ankers durch weiteres Einschalten von

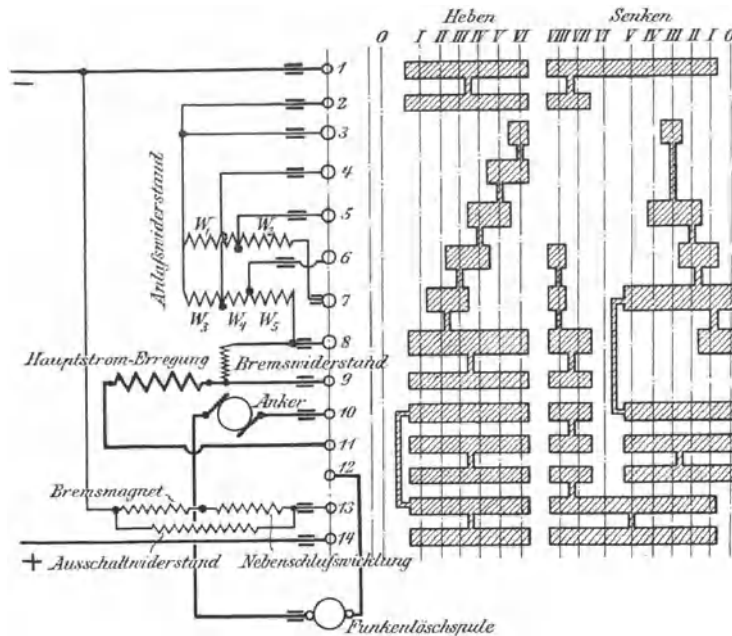


Fig. 261.

Widerständen, von denen für Stufe *III*, $W_4 + W_5$, für Stufe *IV*, $W_1 + W_2 + W_4 + W_5$, und schliesslich für Stufe *V*, $W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$ mit dem dauernd eingeschalteten Bremswiderstand zusammen in Thätigkeit treten.

Auf Stufe *VI* ist der Ankerstromkreis geöffnet und die Kranwinde bei gelüfteter Bremse sich selbst steuerlos überlassen.

Stufe *VII* und *VIII* entnehmen dem Netz Strom zum Senken, der die Erregungen im gleichen Sinne wie vorher, den Anker aber umgekehrt durchfliesst und daher den Motor im Sinne des Senkens antreibt.

Für Stufe *VII* liegt der Widerstand $W_4 + W_5$ im Stromkreis, für *VIII* bleiben W_4 und W_5 hintereinander geschaltet, aber ihre Wirkung wird dadurch abgeschwächt, dass ein Stromzweig parallel zu W_4 durch $W_1 + W_2$ nach W_5 gelangt.

Die Schaltwalze für Hochspannung, Fig. 261, ist im wesentlichen in gleicher Weise gebaut, enthält aber 14 Stromfinger, statt 12, und besitzt zum Abschwächen der Funkenbildung hierdurch 8 gleichzeitige Stromunterbrechungsstellen, statt 4.

Den einzelnen Schaltstufen entsprechen folgende Widerstandsgruppen:

- a) Heben. Stufe *I* mit $W_3 + W_4 + W_5$, *II* mit $W_1 + W_2$, parallel $W_3 + W_4 + W_5$, *III* mit $W_1 + W_2$, parallel $W_3 + W_4$, *IV* mit W_1 , parallel $W_3 + W_4$, *V* mit W_1 , parallel W_3 . Für *VI* sind alle Widerstände ausgeschaltet.
- b) Senken. Stufe *0* Bremse noch geschlossen, Motor als Generator geschaltet mit Bremswiderstand im Stromkreis.
I Bremse gelüftet, Motor als Generator mit Bremswiderstand.
II Bremse gelüftet, Motor als Generator mit Bremswiderstand und W_5 .
III Bremse gelüftet, Motor als Generator mit Bremswiderstand und $W_3 + W_4 + W_5$.
IV Bremse gelüftet, Motor als Generator mit Bremswiderstand und $W_1 + W_3 + W_4 + W_5$.
V Bremse gelüftet, Motor als Generator mit Bremswiderstand und $W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$.
VI Bremse gelüftet, Ankerstromkreis geöffnet, Winde steuerlos sich selbst überlassen.
VII Bremse gelüftet, Motor durch Stromstoss rückwärts angetrieben mit $W_3 + W_4 + W_5$.
VIII Bremse gelüftet, Motor durch Stromstoss rückwärts angetrieben mit $W_1 + W_2$, parallel $W_3 + W_4$.

Doppelkollektormotor für Reihen-Parallelschaltung mit untertheilter Feldwicklung. Von der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Von der Union Elektrizitätsgesellschaft sind im Frühjahr 1902 die Hubmotoren für sechs Vollportalkranne des neuen Hafens in Cuxhaven nach dem Serienparallelsystem mit Doppelkollektor ausgeführt.

Der für beide Zweige vollständig symmetrisch gebaute Anker besitzt auf jeder Seite einen Kollektor. Ebenso sind die Erregerwicklungen der sechs Pole für jeden Pol in zwei gleiche Theile zerlegt und die Hälften zu zwei gleichen Abtheilungen vereinigt.

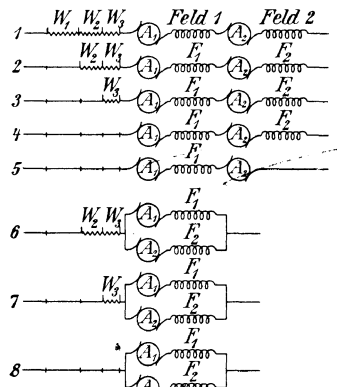


Fig. 262.

Die Steuerung des Motors erfolgt durch eine Schwalze und liefert die in Fig. 262 schematisch skizzirten Schaltstufen.

Auf den ersten 4 Kontakten für Heben sind die beiden Anker- und Feldwicklungen hintereinander geschaltet. In Stellung 1 liegen alle Anlasswiderstände $W_1 + W_2 + W_3$ im Stromkreis und werden beim Weiterschalten der Reihe nach kurzgeschlossen, so dass auf Stufe 4 der Strom unmittelbar in den Motor tritt. Nach einiger Zeit stellt sich dann für die Reihenschaltung der Beharrungszustand nach Massgabe der Belastung ein.

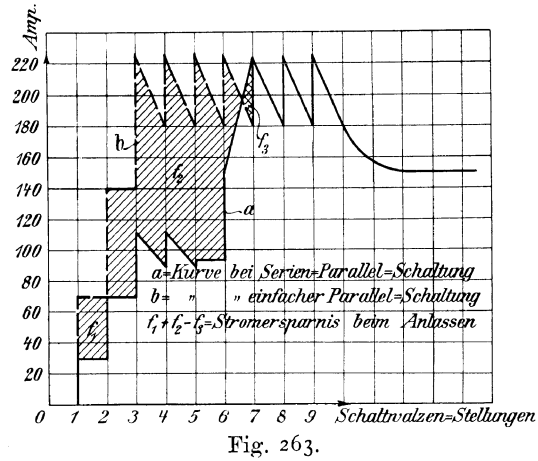
Um den Übergang zur Parallelschaltung und der dadurch gesteigerten Umlaufzahl allmählich zu vermitteln, erhöht Stufe 5 die Geschwindigkeit durch Abschalten der einen Hälfte der Feldspulen, d. h., nach Gl. 96, S. 43, durch Vermindern der Kraftlinienzahl K . Die Zunahme der Umlaufzahl hängt hierbei mit von der Sättigung des Eisens ab und beträgt für

leichte Lasten das 1,4fache der Umlaufzahl. Mit zunehmender Belastung vermindert sich der Geschwindigkeitszuwachs in abnehmender Reihe.

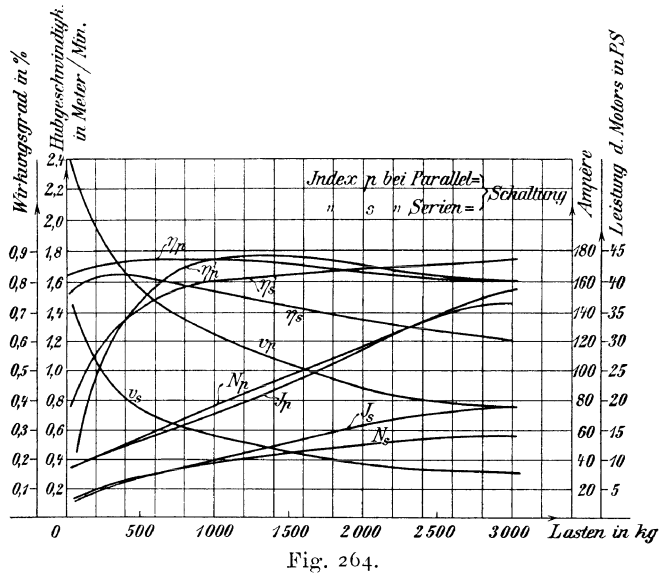
Durch Stufe 6 erfolgt die Parallelschaltung mit gleichzeitigem Vorschalten der Widerstände W_2 und W_3 zum Abschwächen des Stromes unmittelbar nach dem Wechsel. In Stellung 7 liegt nur noch W_3 im Netz, und auf der letzten Stufe 8 ist wieder der ganze Anlasswiderstand abgeschaltet.

Je nach den augenblicklichen Betriebsforderungen lässt man den Doppelmotor parallel geschaltet mit der vollen Geschwindigkeit der Stufe 8 oder mit Reihenschaltung und ungefähr halb so hoher Geschwindigkeit auf Stufe 4 laufen.

Das Stromdiagramm, Fig. 263, für die Beschleunigung einer Last von 2860 kg giebt mit den fortschreitenden Schaltwalzenstellungen oder Zeiten als Abscissen und den Stromstärken in Ampère als Ordinaten ein Bild des Stromverbrauches während der Anlaufperiode, und zwar in der vollausgezogenen Linie a den Stromverlauf bei anfänglicher Serien- und nachfolgender Parallelschaltung; in der gestrichelten Linie b die Stromentnahme aus dem Netz bei ausschliesslicher Benutzung der Parallelschaltung. Die im ersten Fall erzielte Stromersparniss stellt sich als Summe der einfach schraffirten Flächen $f_1 + f_2$ abzüglich der doppelt schraffirten f_3



Die im ersten Fall erzielte Stromersparniss stellt sich als Summe der einfach schraffirten Flächen $f_1 + f_2$ abzüglich der doppelt schraffirten f_3



dar und entspricht den in Gl. 107 und 107 a, S. 54, entwickelten Beziehungen für den Energieverbrauch der Parallel- und Hintereinanderschaltung bei gleicher Klemmenspannung und gleicher Belastung der Maschine.

Der durch Anwendung der gemischten Schaltung auf die Hälfte beschränkte Stromverbrauch vermindert auch den mittelbaren Einfluss der Stromschwankungen für das Netz und den Generator.

Fig. 264 giebt die Betriebskurven der beiden Schaltweisen für ver-

schiedene Belastungen mit den zugehörigen Geschwindigkeiten, Leistungen, Wirkungsgraden und dem Stromverbrauch wieder.

In der Darstellung haben die Buchstaben an den einzelnen Kurven folgende Bedeutung mit der Unterscheidung im einzelnen, dass die Indices s und p sich auf die Serien- und Parallelschaltung beziehen:

- v Hubgeschwindigkeit in m/min,
 - J Stromstärke in Ampère,
 - η den Wirkungsgrad des Motors,
 - η' den Wirkungsgrad für den mechanischen Theil, der für η'_s und η'_p wegen der verschiedenen Geschwindigkeiten verschiedene Werthe besitzt.
- N effektive Leistung des Motors in PS.

Die Schaulinien bringen ebenfalls das theoretische Grundgesetz im praktischen Betriebe zum Ausdruck, dass die doppelt so grosse Leistung der Parallelschaltung im Vergleich zur Serienschaltung bei gleichem Drehmoment durch den doppelten Stromverbrauch für die grössere Geschwindigkeit gewonnen wird, bringt aber vor allem den Vorzug des gemischten Schaltsystems für Geschwindigkeitsregulierungen dadurch zum Ausdruck, dass die Wirkungsverluste für verschiedene Geschwindigkeitstufen verhältnissmässig gering sind.

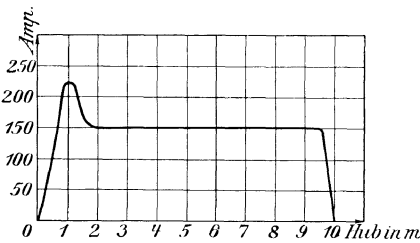


Fig. 265.

Fig. 265 entspricht angenähert dem Stromdiagramm für Heben von 2860 kg auf 10 m mit parallelgeschaltetem Doppelmotor.

Sicherheitsumschalter für abwechselnd hintereinander und parallel geschaltete Motoren oder Wicklungsabtheilungen eines Motors.

D. R. P. 88 586 von Siemens & Halske.

Der Übergang vom Hintereinanderschalten zweier Motoren in ihre Parallelschaltung lässt sich, wie schon in den Schwartzkopff'schen Konstruktionen, S. 237 u. f., betont ist, nicht ohne weiteres mitten im Betrieb vornehmen, sondern verlangt die Trennung beider Motoren vom Netz für den Übergangsaugenblick, weil sonst einer der Motoren kurzgeschlossen würde. Gleichzeitig muss ein genügender Widerstand vorgeschaltet werden.

Siemens & Halske wählen daher den Ausweg, vor jedem Schaltwechsel den Anlasswiderstand selbstthätig in den Stromkreis vorzuschalten.

Von den beiden in einem gemeinsamen Kasten A gelagerten Wellen B und C , Fig. 266—268, S. 309, bedient die Welle B mit der Kurbel D den Umschalter, die Welle C mit dem Handrade E , das auch durch eine Kurbel ersetzt werden kann, den Anlasswiderstand, der gleichzeitig zum Regeln der Motorgeschwindigkeit bei den verschiedenen Schaltweisen dient.

Der Umschalter besteht aus einer Anzahl Stromschlusshebel F , die durch Spannfedern G gegen feste Stromschlussstücke H gedrückt werden, Fig. 268. Die Umschalterwelle B trägt eine Anzahl unrunder Scheiben J , die je nach der Stellung der Kurbel D die zugehörigen Hebel F zur Seite drücken oder der Federwirkung G zum Stromschluss mit H überlassen, und die so gegeneinander versetzt sind, dass jeder Kurbellage bestimmte Unterbrechungen und Verbindungen der einzelnen verschiedenen Stromkreise entsprechen.

Für den vorliegenden Fall ist angenommen, dass in der Kurbellage 1 , Fig. 267, sämtliche Stromschlussstellen offen, d. h. beide Mo-

toren aus dem Stromkreis ausgeschaltet sind. Bei der Stellung 2 arbeiten die Motoren hintereinander und laufen vorwärts, während sie durch Überführen der Kurbel auf 3 parallel geschaltet werden. Bringt man die Kurbel aus der Ruhelage in die Stellungen 4 und 5, so laufen die Motoren rückwärts an.

Die Welle *C* des Regulirwiderstandes verstellt in derselben Weise mit Hilfe unrunder Scheiben eine Anzahl Stromschlusshebel, die sich nach rechts gegen feststehende Kontakte legen und die einzelnen Widerstandstufen beim Drehen des Handrades nacheinander kurzschliessen.

In der schematischen Skizze sind diese Hebel und Kontakte fortgelassen. Man erkennt aus der Zeichnung, dass ausserdem die Welle *C* noch eine Sperrscheibe *L* und die Welle *B* eine Kerbscheibe *M* in gleicher Höhe tragen, Fig. 266 und 267, zwischen denen eine Sperrklinke *K* mit Spiralfederspannung und Druckrolle derart gelagert ist, dass sich die Widerstandregulirwelle *C* für jede Schaltstufe gegen die Klinke *K* abstützt, so lange die Steuerkurbel *D* in einer ihrer fünf Hauptstellungen steht, und die Druckrolle der Klinke *K* in einer der Randvertiefungen der Kerbscheibe *M* liegt. Sobald aber die Motorschaltung durch Drehen der Steuerkurbel *D* gewechselt wird, löst sich die Klinke *K* aus, indem die erhabenen Randstellen der Scheibe *M* die Klinkendruckrolle zurückdrängen. Eine Spiralfeder, die sich jedesmal spannt, sobald die Welle *C* zum Abschalten von Widerstandstufen gedreht wird, schnellt die Welle mit grosser Kraft im Augenblick der Sperrklinkenauslösung in ihre Anfangslage zurück und sichert dadurch den eingangs hervorgehobenen Zweck der Konstruktion, den Strom vor jedem Motorschaltwechsel durch plötzliches selbstthätiges Vorschalten des ganzen Widerstandes so zuverlässig abzuschwächen, dass Funkenbildungen am Schalter und an den Stromwendern der Motoren, sowie Beschleunigungstösse fast vollkommen verhindert werden und jedenfalls nur in ganz unerschädlichen Grenzen auftreten. Um die Zugkraft und Geschwindigkeit der Motoren zu steigern, hat der Maschinenführer nach jedem Schaltwechsel der Steuerkurbel die selbstthätig vorgeschalteten Widerstände nach Bedarf von Hand wieder abzuschalten.

Diese Steuerapparate haben unter anderem für die elektrische Strassenbahn Berlin-Charlottenburg mit Akkumulatorenbetrieb Verwendung gefunden, die in der Stadt langsam, auf der freien Chaussee aber mit grosser Geschwindigkeit fährt und mit sehr schweren Wagen ausgerüstet ist. Selbstverständlich ist die Konstruktion auch für grosse Laufkrahne verwendbar, deren Lastwinden mit Doppelmotoren für verschiedene Geschwindigkeitsstufen gebaut werden.

Die Vorrichtung kann ferner auch zum Betriebe eines Motors benutzt

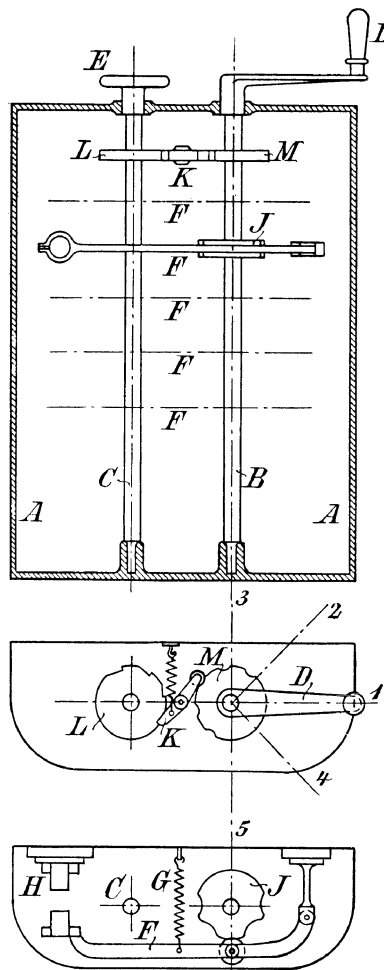


Fig. 266—268.

werden, dessen Schenkelwicklung in mehrere hintereinander oder parallel zu schaltende Abtheilungen eingetheilt ist.

β. Schaltwalzen für Drehstrom.

Schaltwalze für Drehstrom mit einfacher Umsteuerung und Lüftbremsmagnet.

Ausgeführt von der Allgemeinen Electricitäts-Gesellschaft, Berlin.

In dem Schaltschema Fig. 269 dienen die oberen sechs langen Walzenschienen für die Stromleitung aus dem Netz in die Primärwicklung des Motors und im besonderen die oberen vier zum Umsteuern der Drehrichtung.

Die unteren breiten, stufenförmig versetzten Kontakte vermitteln die verschiedene Widerstandscharakteristik im Läuferstromkreis beim Anlassen.

Dreht man die Schaltwalze nach rechts, bis die Stromfinger auf die Mantellinie 1 zu stehen kommen, so geht der Strom aus dem Netzdraht L_1 über den Finger L_1 durch die Walzenschienen nach Finger F_1 und weiter zur Primärklemme F_1 . In gleicher Weise wird der Strom aus dem Netzdraht L_2 zur Primärklemme F_3 und der Strom aus dem Netzdraht L_3 zur Primärklemme F_2 geführt.

Bei umgekehrter Drehrichtung bleibt in der Stellung der Stromfinger über der Mantellinie 1' die Netzleitung L_1 mit der Klemme F_1 verbunden, dagegen werden der Netzdraht L_2 über die Walzenschienen mit der Primärklemme F_2 und der Netzdraht L_3 mit der Klemme F_3 verbunden, also die Anschlüsse

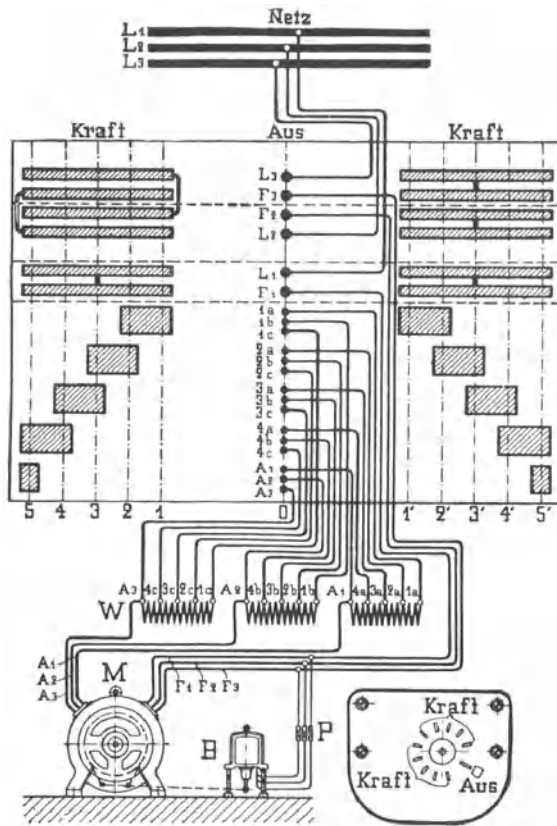


Fig. 269.

der Klemmen F_2 und F_3 zur Umkehr des Drehsinnes gegenüber der ersten Verbindung miteinander vertauscht.

Der oberste Kontakt unter den langen Walzenschienen bildet für Vor- und Rückwärtssteuerung in der Anlaufstellung 1 oder 1' den Verkettungspunkt der drei Läuferwindungen mit vollständig vorgeschalteten Widerständen, indem die Läuferströme die Widerstände von der Klemme A_1 bis zur Endklemme 1_a , A_2 bis 1_b , A_3 bis 1_c durchlaufen müssen, um sich im Verkettungskontakt zu vereinigen. In den nächsten Schaltstufen dienen die weiteren Kontaktklötze als Verkettungspunkte und verkürzen den Widerstandsweg der Läuferströme in den drei Phasen gleichmässig, indem sie der Reihe nach über die Widerstandsklemme 2_a , 2_b , 2_c , dann über 3_a , 3_b , 3_c u. s. f. nach den Verkettungskontakten abzweigen.

Der Lüftbremsmagnet B ist parallel zum Primärstromkreis eingeschaltet und dreiphasig mit innerem Verkettungspunkt gewickelt. Vor dem Magneten

sind in die Leitungen Schmelzsicherungen P eingebaut, um das Verbrennen der Magnetwicklung zu verhüten, wenn der Anker nicht vollständig angezogen werden sollte.

In diesem Falle bleibt die Stromstärke wegen des grösseren Luftspaltes und entsprechend grösseren magnetischen Widerstandes höher, als für die Dauer zulässig ist.

Aus Gl. 246, S. 193, die unter der Nährungsannahme entwickelt wurde, dass unter Vernachlässigung des Ohm'schen Verlustes die Klemmenspannung D_e gleich der elektromotorischen Kraft der Selbstinduktion ist, folgt die Unveränderlichkeit der effektiven magnetischen Induktion B_e für eine gegebene Klemmenspannung D_e , während andererseits nach Gl. 37, S. 17, bei konstanter Leiterzahl und magnetischer Induktion der Stromfaktor der Ampèrewindungszahl AV , d. h. der Erregerstrom, dem Luftweg unmittelbar proportional ist.

Die früher erörterten beiden Verfahren, durch Gegenstrom zu bremsen — S. 174 — oder beim Lastsenken durch übersynchrone Umlaufzahl Strom fürs Netz zurückzugewinnen — S. 173 —, lassen sich ohne weiteres mit diesem Schalter bei genügender Abstufung der Widerstände ausführen. Die Senkgeschwindigkeit kann hierbei von einem Betrage, der wenig grösser als die volle Hubgeschwindigkeit ist, bis etwa auf das Doppelte beliebig geregelt werden.

Schaltwalzen für umsteuerbare Drehstrommotoren mit und ohne selbstthätige Endausschalter von der Electricitäts-Aktien-Gesellschaft vormals W. Lahmeyer & Co. in Frankfurt a. M.*)

Von den 15 Stromfingern, Fig. 270, führen die sechs unteren 10 bis 15 den Strom aus dem Netz der Sternschaltung des Motorständers — in der

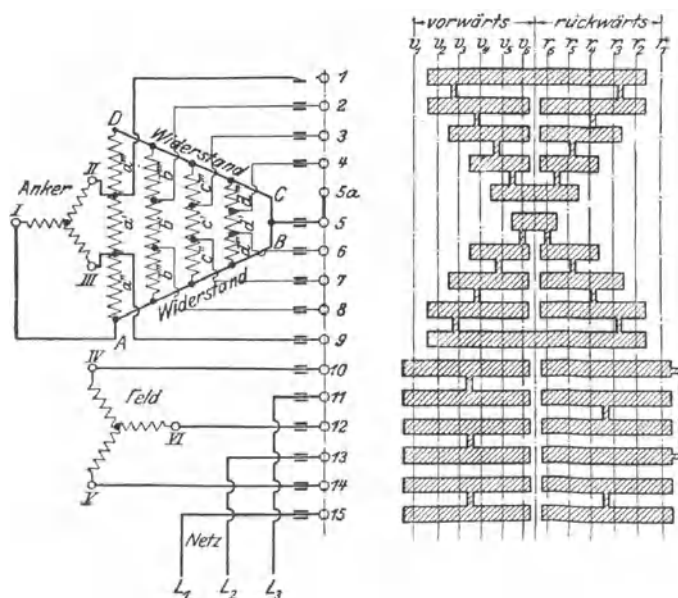


Fig. 270.

Figur als Feld bezeichnet — mit den Klemmen IV , V und VI zu und vermitteln je nach der Drehrichtung der Walze die Umsteuerung, indem

*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1569 u. f.

der Strom aus dem Netzdraht L_1 in beiden Fällen nach Klemme V fließt, in der Schaltlage „vorwärts“ aber, L_2 mit VI und L_3 mit IV , für „rückwärts“ dagegen, L_2 mit IV und L_3 mit VI verbunden wird. Die Stromfinger 14 und 15 wären mit den zugehörigen Walzenschienenpaaren entbehrlich, wenn man L_1 unmittelbar mit V verbände. Dieser Verzicht würde jedoch die für funkenfreies Abstellen werthvolle grosse Zahl der gleichzeitigen Unterbrechungstellen von 6 auf 4 vermindern.

Der Läufer — in den Figuren nach der mehrfach noch üblichen älteren Benennung als Anker bezeichnet — hat 3 Schleifringe welche mit

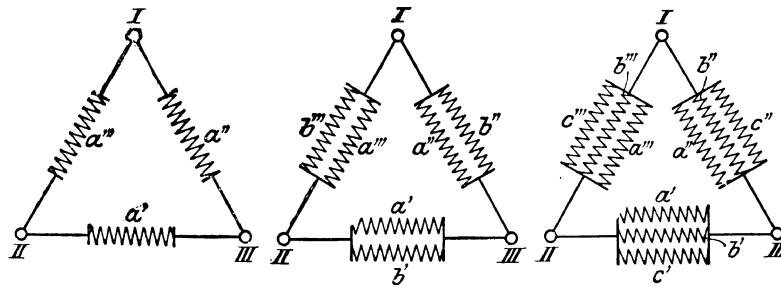


Fig. 271.

Fig. 272.

Fig. 273.

den Klemmen I , II und III der in Dreieckschaltung angeordneten Anlasswiderstände verbunden sind. Den Wechsel der Widerstandschaltung übernehmen die 9 oberen Stromfinger mit den zugehörigen, für beide Walzenhälften symmetrisch angeordneten, abgestuften Walzenschienen.

Der grösste Widerstand $a' a'' a'''$ liegt ständig vor dem Läufer und wird für die einzelnen Schaltstufen nur durch paralleles Zuschalten weiterer Widerstände $b' b'' b'''$, $c' c'' c'''$ u. s. f. vermindert, wobei die Stromfinger und Walzenschienen das stufenweise Einschalten der Zusatzspulen in die drei Stromkreise des Läufers übernehmen.

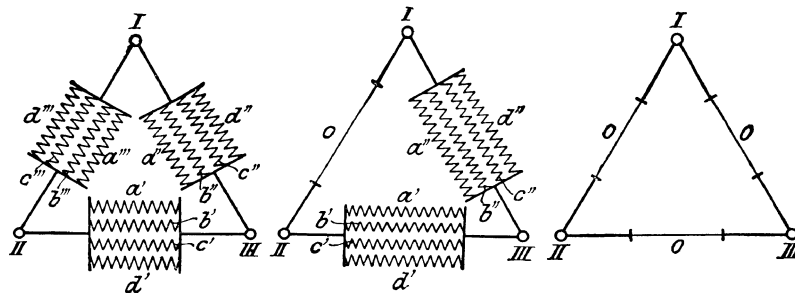


Fig. 274.

Fig. 275.

Fig. 276.

In der Schaltstellung v_1 gelangt der Läuferstrom von der Klemme I über $ABCD$ durch den Widerstand a''' nach II , die Stromphase von II durch a' nach III und die dritte Stromphase von III über a'' nach I . Der Motor läuft mit voll vorgeschaltetem Widerstand an.

Durch die Stufe v_2 wird ausser den vorstehenden Stromlaufkreisen zwischen I und II durch die Stromfinger 1 und 2 über die Walze noch ein paralleler Stromkreis mit dem Widerstand b''' , ebenso zwischen II und III durch 1, 2, b' , 8, 9 der parallele Stromkreis mit b' und schliesslich zwischen III und I durch 9 und 8 die Zusatzspule b'' eingeschaltet. In ähnlicher Weise verlaufen die weiteren Schaltungen und führen zu nachstehender schematischer Übersicht:

Schaltstufe v_1 , Fig. 271, I mit II über a''' verbunden II „ III „ a' „ III „ I „ a'' „Schaltstufe v_2 , Fig. 272, I mit II über a''' u. über $b'''-2-1$ verbunden II „ III „ a' „ „ $1-2-b'-8-9$ „ III „ I „ a'' „ „ $9-8-b''$ „Schaltstufe v_3 , Fig. 273, I mit II über a''' u. über $b'''-2-1$ u. über $c'''-3-1$ verbunden II „ III „ a' „ „ $1-2-b'-8-9$ „ „ $1-3-c'-7-9$ „ III „ I „ a'' „ „ $9-8-b''$ „ „ $9-7-c''$ „Schaltstufe v_4 , Fig. 274, I mit II über a''' u. über $b'''-2-1$ u. über $c'''-3-1$ u. über $d'''-4-1$ verb. II „ III „ a' „ „ $1-2-b'-8-9$ „ „ $1-3-c'-7-9$ „ „ $1-4-d'-6-9$ „ III „ I „ a'' „ „ $9-8-b''$ „ „ $9-7-c''$ „ „ $9-6-d''$ „Schaltstufe v_5 , Fig. 275, I mit II über $5-5_a-1$ verbunden II „ III „ a' u. über $1-2-b'-8-9$ u. über $1-3-c'-7-9$ u. über $1-4-d'-6-9$ verb. III „ I „ a'' „ „ $9-8-b''$ „ „ $9-7-c''$ „ „ $9-6-d''$ „Schaltstufe v_6 , Fig. 276, I mit II über $5-5_a-1$ verbunden II „ III „ $1-5_a-5-9$ „ III „ I „ $9-5$ „

In der letzten Schaltstufe sind also alle Widerstände kurzgeschlossen.

Dass unsymmetrisches Abschalten der einzelnen Phasenwiderstände, wie hier in Schaltstufe v_5 , für Drehstrom störungsfrei zulässig ist, wurde zuerst von Siemens bekannt gegeben und verwerthet, um Gleichstromanlasser auch für Drehstrom zu verwenden. — Vergl. S. 229.

Die Anlassschaltungen für Rücklauf wickeln sich in genau gleicher Weise ab.

Drehstromschalter von Lahmeyer mit selbstthätigen Endausschaltern. Die vorstehend beschriebene Steuerwalze lässt sich mit geringen Änderungen, welche nur in den Leitungsverbindungen der Stromzuführung vom Netz zum Ständer vorzunehmen sind, auch mit selbstthätigen Endausschaltern nach Fig. 277 ausführen. Zum Abstellen des Motors sind stets zwei Primärleitungen gleichzeitig zu unterbrechen, damit er nicht etwa als Einphasenmotor weiterläuft, und deshalb in der Figur je zwei Ausschalter im Stromkreis für Vorwärts- und Rückwärtslauf angedeutet und mit V und R bezeichnet. Wenn die Ausschalter für Vorwärtslauf geöffnet sind, lässt sich der Motor ungehindert auf Rücklauf umsteuern, und umgekehrt, bei offenem Stromkreis für Rücklauf, der Motor sofort nach vorwärts anlassen. Jedes Ausschalterpaar verlangt den Einbau eines zusätzlichen Stromfingers.

Um trotzdem mit demselben Schaltwalzenmodell und mit 15 Stromfingern für den Stromwender und 6 Anlassstufen auszukommen, ist der eine Netzdraht unmittelbar an eine Primärklemme angeschlossen. Dadurch werden wieder zwei Stromfinger und zwei Walzenschienenpaare gespart, unter Beschränkung der sechsfachen Stromunterbrechung an der Walze beim gewöhnlichen Abstellen auf 4 Unterbrechungstellen.

Das dritte Schaltschema, Fig. 278, veranschaulicht ein im Grundgedanken mit Fig. 270 übereinstimmendes Schaltverfahren, aber die Gruppierung der Anlasswiderstände im Läuferstromkreis ist eine andere. Die

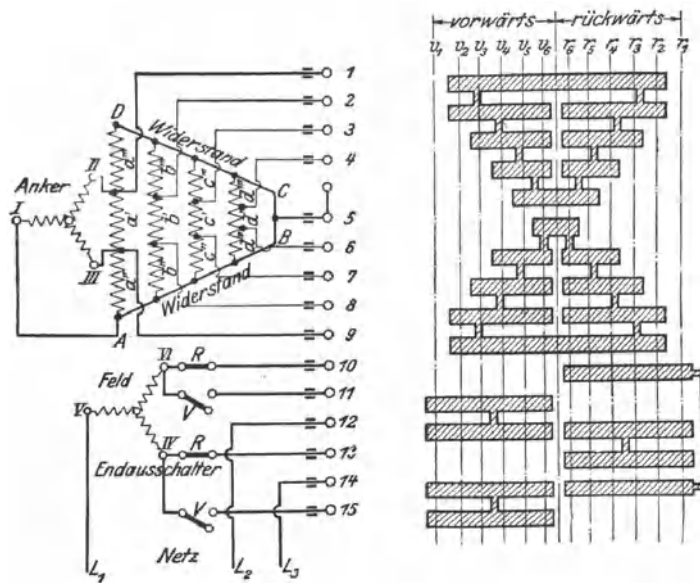


Fig. 277.

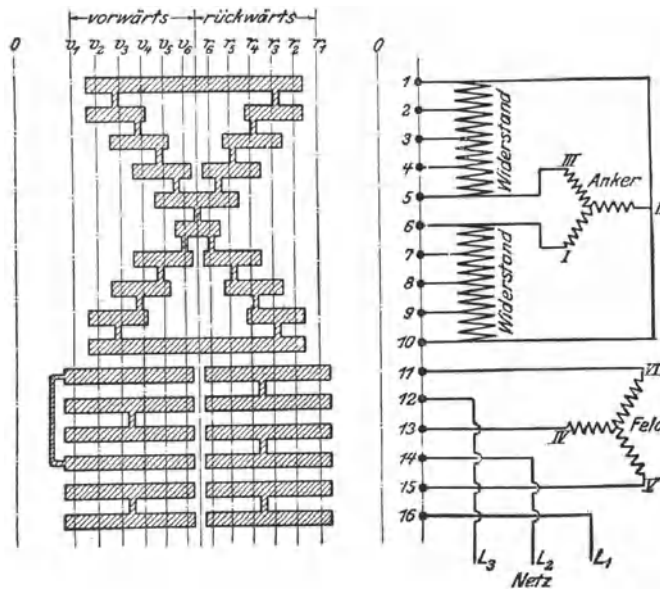


Fig. 278.

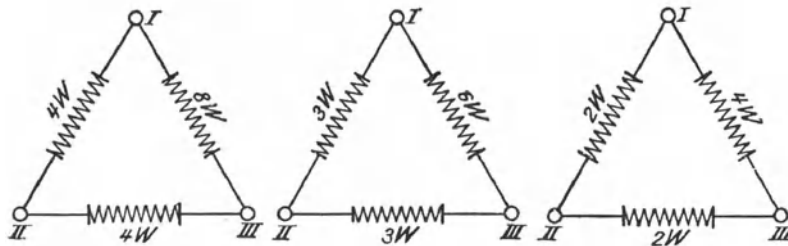


Fig. 279.

Fig. 280.

Fig. 281.

Widerstandvertheilung ist unter der Annahme, dass die 3 Widerstandspulen alle untereinander gleich sind und mit W bezeichnet werden, für die 6 Schaltstufen in Fig. 279 bis 284 anhand des Walzenschemas übersichtlich zusammengestellt. Hieraus lassen sich die Verhältnisse auch leicht für den

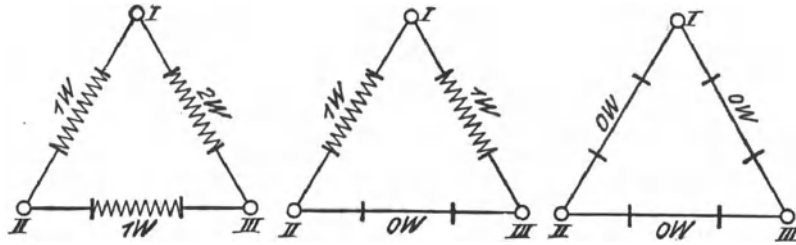


Fig. 282.

Fig. 283.

Fig. 284.

Fall entwickeln, dass die einzelnen Widerstandspulen verschieden gross gewählt werden.

Die vorstehenden Schaltwalzen lassen, wie bei allen Drehstromsteuerungen, ohne weiteres geregelte Senkbremung mit Stromrückgewinn und ausserdem zum Anhalten, Bremsen mit Gegenstrom zu, wenn für den letzteren Fall hinreichend viel Widerstandstufen vorhanden sind.

Schaltwalze für Drehstrom D. R. P. 121444 von W. Ephraim.

Ausgeführt von Helios, Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, Köln. *)

Ephraim ordnet die Stromfinger, wie in Fig. 237, S. 281, in zwei gegenüberstehenden Reihen an und benutzt für jede Fahrriichtung beide Walzenhälften gleichzeitig, während sonst die eine Walzenhälfte nur für „Vorwärts“, die andere nur für „Rückwärts“ in Thätigkeit tritt. Diese abweichende Anordnung verkürzt die ganze Schaltwalze, und liefert vorzüglich für starke Ströme mit breiten Stromfingern und Ringsegmenten doch noch mässige Höhen für die Steuerapparate.

Die oberen Schienen A, B, C, D dienen der Stromzuführung und Umsteuerung des Primärkreises, die unteren E bis K zur Widerstandschaltung im Läuferstromkreis und bilden durch ihre gemeinsame Verbindung den Verkettungspunkt der Läuferwicklung.

Befindet sich die linke Stromfingerreihe auf der linken Mantellinie I, Fig. 285, und die um 180° versetzte, in der Mitte gezeichnete andere Stromfingerreihe auf der rechts be-

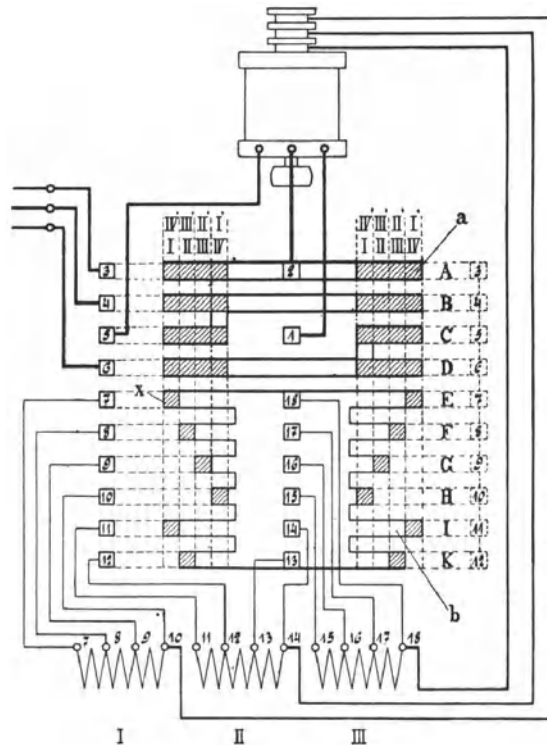


Fig. 285.

*) E. T. Z. 1901, S. 465, Fig. 8.

nachbarten Mantellinie I, so ist Netzdraht 3 mit Primärklemme 2, Netzdraht 4 mit Primärklemme 5 und Netzdraht 6 mit Primärklemme 1 verbunden. In der umgekehrten Steuerlage gelangt die linksgezeichnete Stromfingerreihe auf die äusserste rechtsliegende Mantellinie I' und die mittlere auf die links benachbarte I'. Hierdurch wird Netzdraht 4 mit Klemme 1 und Netzdraht 6 mit Klemme 5 verbunden, also der Drehsinn des Motors umgekehrt. Verfolgt man für diese Stellung die Stromleitung der unteren Stromfinger, so liegen von der äusseren Reihe 7 und 11, von der inneren 15 auf Walzenkontakten. Damit sind alle Widerstände eingeschaltet und werden erst durch die weiteren Stellungen in den drei Phasenleitungen symmetrisch abgeschaltet.

Die gleichen Abstufungen stellen sich für die entgegengesetzte Steuerlage der Schaltwalze ein.

γ. Universalkrahnsteuerung.

Steuerapparat von Essberger-Geyer.

D. R. P. 79424 und 80485 der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Essberger und Geyer haben die Steuerapparate für elektrisch betriebene Krähne durch Verwendung von Universalgelenken am Steuerhebel sehr geschickt derart vereinfacht, dass für Bühnenlaufkrähne und für fahrbare Schwenkkrahne sich alle Bewegungen mit zwei Händeln ausführen lassen, deren Ausschlag mit der beabsichtigten Arbeitsrichtung des Krahnens übereinstimmt.

Die Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin hat diese Apparate in die Praxis eingeführt. Sie benutzt für den Krahnbetrieb, nicht nur für Fahr- und Schwenkbewegungen, sondern auch für die Lastwinde fast ausschliesslich Hauptstrommotoren in Verbindung mit Schaltwalzen.

Um alle mechanischen Zwischentransmissionen des Krahntriebwerkes möglichst zu beschränken, wird für jede Hauptbewegung ein besonderer umsteuerbarer Motor mit zugehörigem Steuerwerk aufgestellt.

Für Bühnenlaufkrähne wählen Essberger und Geyer nach dem Vorschlage der Benrather Maschinenfabrik die Anordnung Fig. 286 mit getrennter Aufstellung der Schaltwalze A mit dem Steuerhändel H für den Katzenwindenmotor und den Zwillings-Schaltwalzen B—C für die Fahrbewegung der Krahn Bühne und der Laufkatze durch eine Doppelgelenkkupplung des Steuerhändels F, welche gestattet, diese beiden Apparate mit der rechten Hand getrennt oder gemeinsam zu bedienen, während der Führer, mit dem Gesicht stets der Last zugewandt, den Windenmotor mit der linken Hand steuert. Die konisch verzahnten Hebelsegmente der Steuerungshändel stehen mit kleinen Kegelrädern auf dem Kopf der senkrechten Schaltwalzenachsen im Eingriff und erteilen den Walzen, bei einem Ausschlag des Händels aus der Mittellage um etwa 32° , eine Drehung von 163° zum Abschalten der Widerstände beim Anlassen bis auf volle Geschwindigkeit, während jede Zwischenstellung eine entsprechend kleinere Grenzgeschwindigkeit für die einzelnen Laststufen liefert.

Die wagerechte Stellung des Laststeuerhebels H entspricht der Ruhelage mit Stromunterbrechung für den Windenmotor und festgezogener magnetischer Bremse. Zum Lastheben ist H zu heben, zum Lastsenken abwärts zu drücken.

Das Steuerhändel F lässt sich, wie aus den Einzelzeichnungen der Tafel 75 genauer ersichtlich ist, mit der Kreuzgelenkkupplung aus seiner senkrechten Ruhelage in der Ebene der Zeichnung nach rechts oder links auslegen, um durch das Kegelzahnsegment s_1 die Schaltwalze C für das Laufkatzenfahrwerk in Thätigkeit zu setzen, oder auch senkrecht zur

Bildebene drehen. In diesem Fall wirkt die Händelbewegung durch das Zahnsegment s_3 auf die Schaltwalze B für das Bühnenfahrwerk. In beiden Fällen stimmt der Hebelausschlag mit der Richtung der beabsichtigten Fahrbewegung. Man kann aber den Hebel auch in einer beliebigen Zwischenebene auslegen und setzt dadurch die Laufkatze gleichzeitig mit der Krahn-
bühne in Bewegung, wobei man es vollständig in der Hand hat, die Einzelgeschwindigkeiten in ganz beliebigem Verhältniss innerhalb der äussersten Grenzen zu steigern. Es überwiegt die Geschwindigkeit derjenigen Fahr-
richtung, nach welcher der Steuerhebel vorzugsweise ausgelegt wird. Da der Führer mit der linken Hand auch noch die Lastwinde steuert, lassen sich alle drei Krahnbewegungen gleichzeitig mit beliebig wählbarer, verschiedener Geschwindigkeit ausführen, sowie gemeinsam und einzeln regeln und unterbrechen, wobei der Krahnführer die beiden Händel nur immer im Sinne der gewünschten Lastbahn zu verstellen hat, und sich mit der Weite des Ausschlags der Steuerung die Geschwindigkeit selbstthätig steigert. Taf. 75 giebt die Kreuzgelenkkupplung nach den Werkstattzeichnungen wieder.

Der Handgriff M , Fig. 1, 3 und 5, sitzt in einem Rothgussring F , in welchem der Stahlbolzen K in diametraler Richtung eingebettet ist, der mit einer übergeschobenen, aussen prismatischen Stahlmuffe L durch einen flachen Schlitz des Wellenkopfes von G geht. Mittelst dieser Verbindung wird die Welle G mit dem kegelförmig verzahnten Segment C und dem Kegelrade D für die Steuerwalze des Krahn Bühnenfahrwerkes verstellt, sobald man den Handgriff M in der senkrecht zur Welle G stehenden Ebene dreht.

Der Ring F wird ferner ohne Behinderung seiner Drehfähigkeit von einem zweitheiligen gusseisernen Ringe E umklammert. Zur Verbindung der beiden äusseren Ringhälften dienen ihre seitlich angegossenen, mit je drei Schrauben zusammengehaltenen Lappen, Fig. 5, welche ausserdem die beiden mit dem Bolzen K konachsialen Zapfen J und H , Fig. 3, aufnehmen. Diese Zapfen werden durch die mittleren Schrauben N festgehalten und sind in der Gabel des gusseisernen Bockgestelles drehbar gelagert. Der nach aussen vorspringende Kopf des Zapfens H trägt das Kegelzahnsegment B , Fig. 4, für die Schaltwalze zum Katzenfahren. Dreht man den Griff M in einer Ebene senkrecht zur Achse des Bolzens K , so nimmt der innere Ring F den äusseren E sammt den Zapfen J und H mit. Die Welle G hält dabei die Muffe L fest.

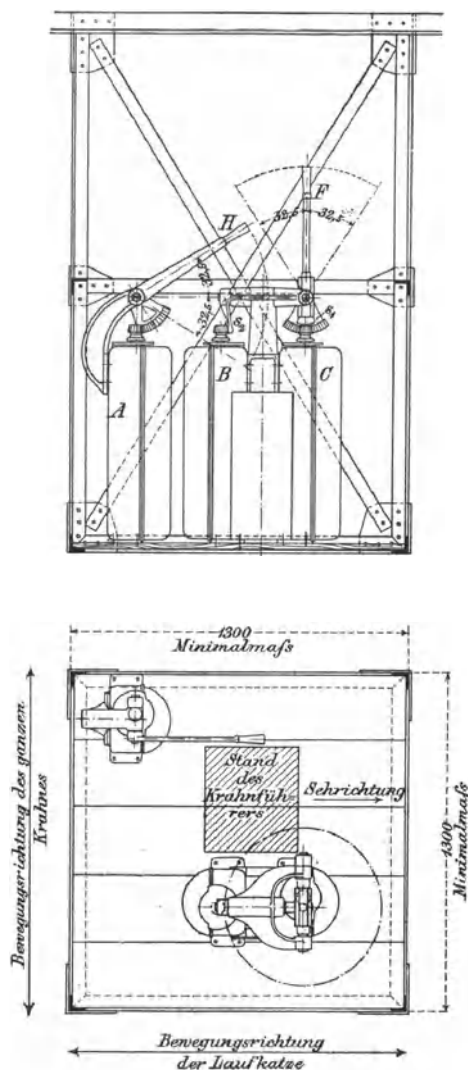


Fig. 286.

Da sich die Einzelbewegungen ohne gegenseitige Störung und Beeinflussung vollziehen, kann man auch beide Drehungen dadurch ungehindert miteinander verbinden, dass man, wie bereits oben angegeben ist, den Griff *M* in einer zwischen den beiden Hauptebenen gelegenen Richtung auslegt. Die freie Beweglichkeit nach allen Seiten erfordert nur die schrägen Erweiterungen des Schlitzes im Kopf der Welle *G* nach aussen und die doppelkegelförmige Ausdrehung der Innenfläche des Ringes *E*.

Die Steuerapparate werden in drei Grössen für 60, 150 und 300 Ampère ausgeführt.

Für Quaikrahe, die auch bei fahrbarer Bauart stets längere Zeit auf derselben Stelle arbeiten, empfiehlt sich vor allem die Kupplung des Steuerwerkes für die Krahnwinde mit dem des Schwenkmotors, weil die Lasten meist gleichzeitig geschwenkt und gehoben oder gesenkt werden. In diesem Fall wählt man die wagerechte Stellung des Steuerhebels als Ruhelage, statt der senkrechten für die Bühnenkrahe, und ordnet das Kreuzgelenk mit den Zahnsegmenten so an, dass durch die senkrechte Hebelbewegung die Lastwindenschaltwalze auf Heben oder Senken eingestellt wird, die wagerechte Drehbewegung dagegen den Schwenkbetrieb vermittelt, und Zwischenbewegungen beide Triebwerke gleichzeitig in Thätigkeit setzen. Dieser Steuerapparat ist auch für Schiffskrahe mit Erfolg ausgeführt. Die zugehörigen Konstruktionszeichnungen, Fig. 6—11, Taf. 75, sind nach diesem Hinweis, auf Grund der vorstehenden Erläuterungen, ohne weiteres verständlich. Das Zahnsegment für die Schwenksteuerung erhält in diesem Fall Stirnverzahnung und die zugehörige Schaltwalzenachse ein kleines, damit in Eingriff stehendes Stirnrad.

Ist ein besonderer Fahrmotor vorhanden, so ist dieser getrennt zu steuern, weil er nur selten und meist auch nicht in Verbindung mit dem Winden- und Schwenkmotor in Thätigkeit gesetzt wird. Statt der Schaltwalzen lassen sich selbstverständlich auch Schaltscheiben verwenden.

Die Universalsteuerung hat sich rasch verbreitet und wird jetzt auch von anderen Firmen mit anderen Hilfsmitteln für die mechanische Anordnung des Universalgelenkes ausgeführt.

d. Anlasser für Aufzüge.

Anlasssteuerung von Schelter & Giesecke in Leipzig für Aufzugwinden mit leer anlaufenden Elektromotoren und mechanischem Wendegetriebe.

D. R. P. 90893.

Die erhebliche Mehrbelastung, welche für die Motoren direkt gekuppelter Aufzugwinden während der Anlaufperiode durch die Massenbeschleunigungswiderstände der ganzen Maschine und durch den Einfluss der Last auf die Dauer der Anlaufperiode eintritt, sichert den Anlagen mit nachträglicher Einrückung der Winde gewisse Vortheile, weil sowohl die Motoren wie die Anlasswiderstände kleiner ausfallen, als für festgekuppelte Maschinen. Dieses Hilfsmittel kommt hauptsächlich für Einphasenmotoren in Betracht, bei denen der belastete Anlauf besondere Schwierigkeiten bereitet. In vielen Fällen begnügt man sich damit, den Motor nur in grösseren Betriebspausen abzustellen und die Winde, wie eine gewöhnliche Transmissionwinde, gesondert ein- und auszurücken. Dann genügt ein kleiner Anlasswiderstand mit beliebig getrennter Aufstellung und Bedienung von Hand, aber die Einfachheit derartiger Steuerungen wird mit dem nutzlosen Stromverbrauch während der Leerlaufzeiten bezahlt.

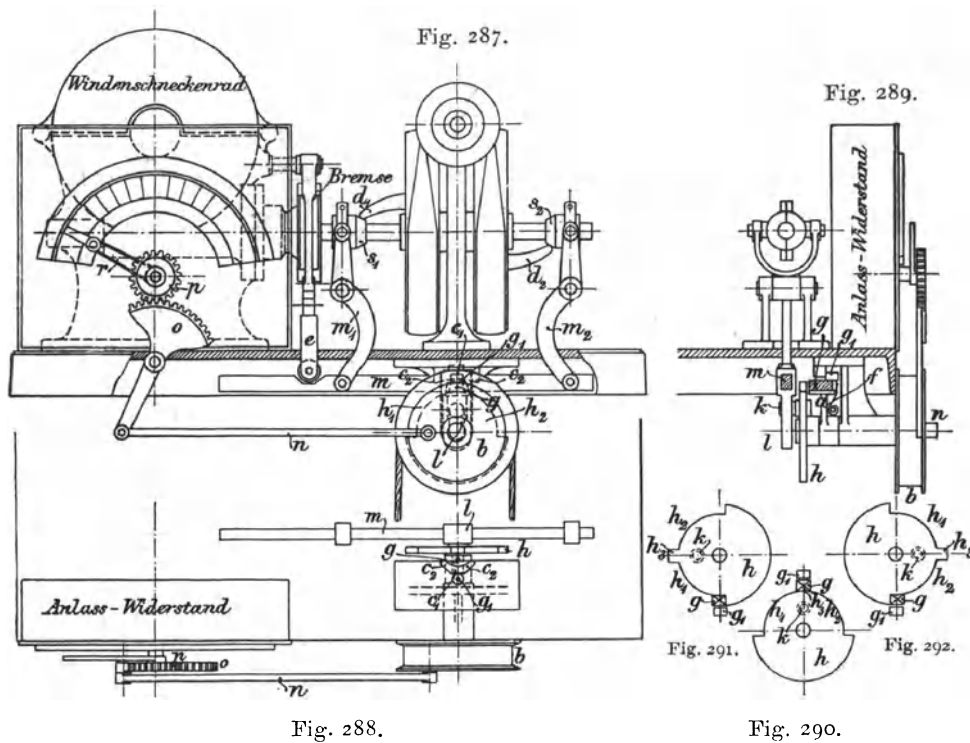
Schelter & Giesecke führen eine Anlasssteuerung aus, welche das Schaltwerk des Anlasswiderstandes derart zwangsläufig mit der mechanischen Steuerung des Wendegetriebes verbindet, dass die von einem beliebigen

Punkte zu bedienende Aufzugsteuerung zunächst den Motor durch ausreichendes Abschalten von Anlasswiderstand in Gang setzt und erst gegen Schluss des Steuerausschlags die Winde einrückt.

Fig. 287—292 veranschaulichen die Einzelheiten der Ausführung mit Ausnahme des Motors, der im Betrieb stets im gleichen Sinne umläuft.

Die Steuerscheibe *b*, die je nach den sonstigen Einrichtungen mittelst des Steuerzuges von Hand oder durch selbstthätige Abstellvorrichtungen verstellt werden kann, beeinflusst durch die Lenkstange *n* und den doppelarmigen Zahnsegmenthebel *o* in Verbindung mit dem Stirnrade *p* den Schalthebel *r* des Anlasswiderstandes.

Das Wendegetriebe der Winde besteht aus zwei Reibkupplungen nebst losen Riemenscheiben mit entgegengesetzter Auflaufrichtung des Motor-



riemens, der zu dem Zweck geschränkt über eine besondere Leitrolle geführt ist. *) Je nachdem die Pendelschiene *m*, welche an den doppelarmigen Parallelogrammgelenkhebeln *m*₁ und *m*₂ aufgehängt ist, nach links oder nach rechts bewegt wird, hebt die kegelförmige Muffe *s*₁ oder *s*₂ den Druckarm *d*₁ oder *d*₂ an und schliesst damit die zugehörige Kupplung, um ihre lose Scheibe mit der Schneckenwelle der Winde für die Betriebsdauer zu verbinden.

Die Achse der Steuerscheibe *b* trägt einen festen Arm *a* mit einem Gleitstift *g*, der in einem Schwalbenschwanzschlitz senkrecht zur Armstirnfläche verschiebbar, einerseits durch eine dahinter gelagerte Blattfeder *f* nach aussen gedrängt wird, andererseits sich mit einer Führungsnase oder Rolle *g*₁ gegen die Leiste *c*₁ abstützt. Diese ist, nach beiden Seiten in die schräganschliessenden Leitbahnen *c*₂ auslaufend, an die Unterfläche der Befestigungsplatte des Lagerkonsols für die Steuerwelle angegossen.

*) Die in der Figur nicht dargestellten Reibkupplungen können nach Art der Konstruktionen, Fig. 3—6, Atlastafel 6, ausgeführt werden.

Der Kopf der Steuerwelle trägt ausserdem noch eine gegen Längsverschiebung geschützte lose Scheibe h mit den Aussparungen h_1 und h_2 und dem mittleren zahnförmigen Vorsprung h_3 . Der Vorsprung steht in der Mittellage der ganzen Steuerung gerade vor dem Gleitstift g , der sich in dieser Stellung, durch seine Führungsrolle g_1 und die dachförmigen Leitbahnen c_2 zurückgeschoben, mit der Rolle gegen die Rastbahn c_1 abstützt.

Ein Kurbelzapfen k der Scheibe h greift in den senkrecht nach abwärts gerichteten, geschlitzten Arm l der Pendelschiene m ein und überträgt die Steuerbewegung auf die mechanische Wendegetriebekupplung erst von dem Augenblick an, in welchem die Scheibe h von dem Arm a der Steuerwelle mitgenommen wird.

Dreht man die Steuerwelle aus der gezeichneten Mittellage zum Einleiten der Auffahrt nach links, so beginnt das Abschalten der Widerstände, und der Motor läuft leer an, wobei die Mitnehmerscheibe h anfänglich stehen bleibt. Der Stift g gleitet, durch den Federdruck nach aussen gedrängt, bei Beginn der Drehung mit seiner Führungsrolle an der schiefen Leitfläche c_2 entlang, über den Rand der Scheibenaussparung h_1 fort, gelangt nach einer Vierteldrehung der Steuerwelle an das Ende der Aussparung h_1 und schiebt im weiteren Verlauf die Scheibe h bis in die Stellung Fig. 291 vor sich her. Dabei vollzieht sich die Wendegetriebekupplung.

In der vorliegenden Zeichnung sind die Verhältnisse so angenommen, dass die Steuerscheibe bei jeder vollen Steuerung für Auf- oder Niederrfahrt nach links oder rechts um 180° aus ihrer mittleren Ruhelage gedreht wird, dass aber bereits nach einer Drehung um 90° die Widerstände für die regelrechte Umlaufzahl des unbelasteten Motors ausgeschaltet sind. Der Rest wird ausgeschaltet, wenn die Steuerung in die Endlage übergeht und die Wendegetriebekupplung sich schliesst, derart, dass mit dem Schluss der Kupplung auch der ganze Vorschaltwiderstand kurz geschlossen ist.

Werden die Aussparungen h_1 und h_2 länger gewählt, so beginnt die Kupplung später. Man hat es daher ganz in der Hand, durch die Wahl dieser Grössen dafür zu sorgen, dass der Motor seine volle Geschwindigkeit erreicht, bevor seine Belastung durch den Kupplungschluss beginnt.

Zum Anhalten des Fahrstuhls dreht man die Steuerwelle um 180° zurück. Bei der anfänglichen Drehung um die ersten 90° durchläuft der Mitnehmerstift g die freie Aussparung h_1 , Fig. 291. Es wird daher ungefähr die Hälfte der Widerstände wieder vorgeschaltet, bis g an den Mittelzahn h_3 der Scheibe h stösst und diese der Bewegung folgt. Während der zweiten Vierteldrehung schaltet sich der Rest der Widerstände vor, die das Anschwellen des Stromes vor der vollständigen Unterbrechung der Leitung verhindern sollen. Gleichzeitig löst sich die Wendegetriebekupplung. Der Mitnehmerstift g weicht mit seiner Führungsrolle an der schrägen Leitfläche c_2 des Konsols hinter den Scheibenzahn h_3 zurück und die Pendelschiene m sinkt durch ihr Eigengewicht in ihre tiefste Lage. Der Eingriff des Kurbelzapfens k in den Schlitzhebel l hält dabei die lose Scheibe h in ihrer Mittelstellung fest.

Mit dem Niedersinken der Pendelschiene m fällt auch die Bremse für die Schneckenwinde wieder ein, die umgekehrt beim Aufsteigen dieser Schiene durch die Stütze e stets vor dem Kupplungschluss gelöst wird.

Die Vorgänge für Abwärtssteuern sind die gleichen, und vollziehen sich, sobald die Steuerscheibe aus der Mittellage nach rechts gedreht wird.

Der Schutz gegen Übersteuern ist auf den toten Gang des Anlassschalthebels r , sowie auf die geringe Verstellung beschränkt, welche der Zahnsegmenthebel o und damit der Schalthebel r anfänglich erleiden, wenn

die Lenkstange n ihre horizontale Mittellage überschreitet. Die Auslaufperiode des Motors bleibt unbeeinflusst von der Windenbremsung.

Drehstromumschalter für Aufzüge mit Steuerseilrolle und verriegelter Mittellage ohne Anlasswiderstand.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Der Umschalter Fig. 293, S. 322, unterscheidet sich von dem Fig. 202, S. 242, nur durch die Zusatztheile, welche den Umschalthebel in der Mittellage für einen toten Drehwinkel der Steuerscheibe, von etwa 60° nach jeder Seite, verriegeln und so die ausgeschaltete Lage des Hebels durch die Steuerwelle innerhalb eines reichlich bemessenen toten Drehwinkels feststellen, um Störungen vorzubeugen, die sonst im Aufzugbetrieb durch ungenaues Einstellen der Steuerung aus der Ferne, durch Dehnen der Steuerseile u. dergl. eintreten können.

Zu dem Zweck wird die Steuerseilscheibe nicht unmittelbar auf die Drehachse a des Umschalthebels, sondern auf eine parallele Welle B aufgesetzt, und die Drehung und Sperrlage der Schaltachse durch einen eigenartig geformten gusseisernen Körper vermittelt, der theils als Hubdaumen, theils als Sperrung wirkt.

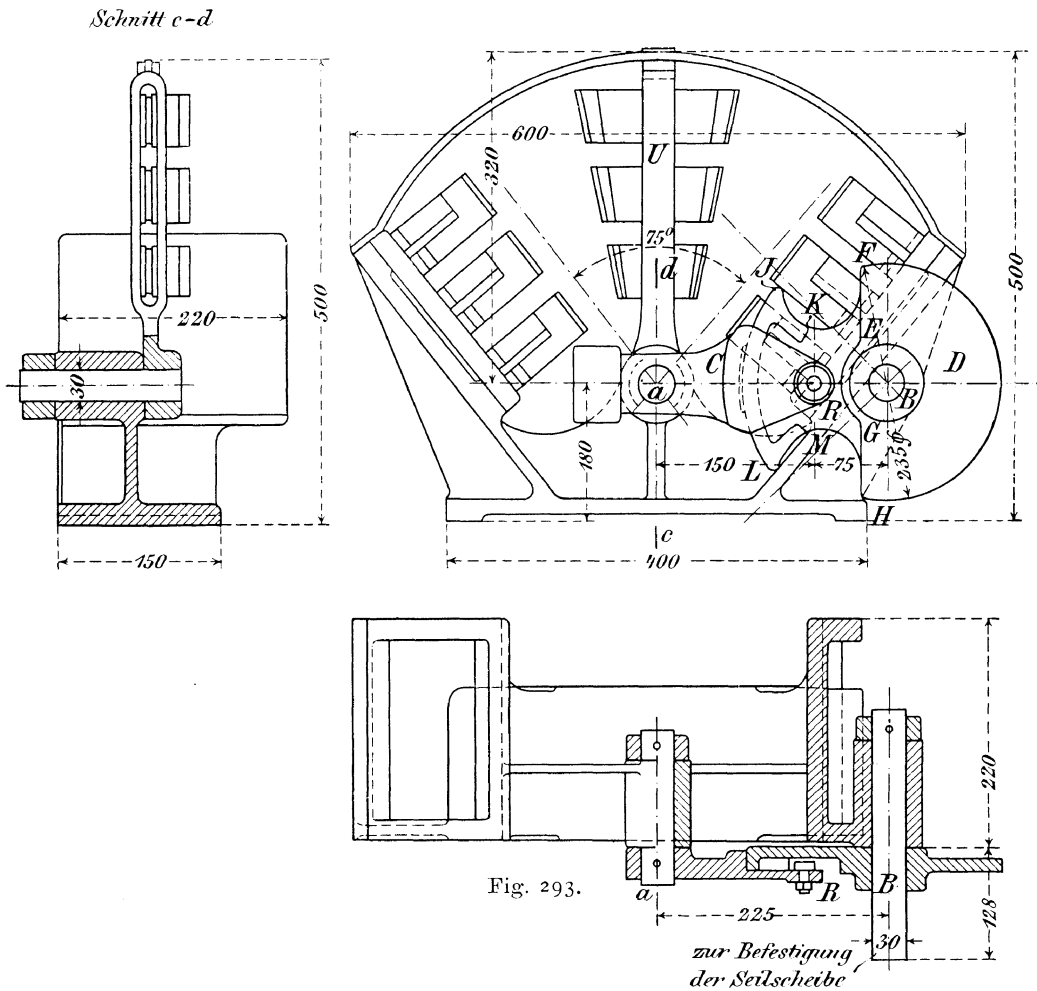
In der gezeichneten Mittelstellung für die Ruhelage greift der Körper D auf der Steuerwelle B mit einem cylindrischen Segment in das Hohlcylindersegment, welches concentrisch zu B an dem Stellarm C der Umschaltwelle angebracht ist und in der Ansicht durch einen vorspringenden Lappen verdeckt wird, der als Träger einer kleinen Leitrolle R dient. So lange die beiden Cylindersegmente miteinander in Berührung stehen, wird der Umschalthebel unbeweglich in seiner Mittellage festgehalten, und die Steuerung kann und muss eine beträchtliche Strecke über ihre Mittelstellung hinausbewegt werden, bevor sie den Schaltapparat bethätigt. Wird der tote Drehwinkel des Steuerkörpers D im einen oder im anderen Sinne überschritten, so treten die Cylindersegmente ausser Eingriff. Dafür legt sich entweder die geradlinige Druckfläche EF oder GH des Steuerkörpers D auf die Druckrolle R , bewegt den Stellarm C nach unten oder nach oben und bringt damit auch den Umschalthebel in die eine oder in die andere Stromschlusslage. Der Angriff der Hubdaumenflächen an der Druckrolle R beginnt im Punkte E oder G und gleitet allmählich nach aussen bis zu den Punkten F oder H . Werden diese Punkte etwa überschritten, so legt sich die Druckrolle auf den mit B concentrischen Rücken des Steuerkörpers D und hält den Umschalthebel in seiner Lage bis zur Umkehr der Steuerbewegung fest. Zu weites Ausziehen der Steuerung ist durch Anschläge für die Grenzstellungen zu verhindern. Der Steuerwinkel der Welle B beträgt nach jeder Seite aus der Mittellage ungefähr 135° .

Umgekehrt erfasst der Steuerkörper D beim Zurückdrehen seiner Welle die Druckrolle R zuerst wieder mit der abgerundeten Kante J oder L und lässt sie an den Flächen JK oder LM entlang gleiten. Die Rolle überschreitet die Kanten K oder M in dem Augenblick, in welchem der Hebel C wieder seine Mittellage einnimmt und durch das gleichzeitige Ineinandergreifen der cylindrischen Sperrflächen darin festgehalten wird.

Aus der Betrachtung der Figur ist zu entnehmen, dass sich das Übersetzungsverhältniss zwischen den Wellen B und a im Laufe ihrer Drehung vermindert und zwar derart, dass der treibende Hebelarm der Welle a am kleinsten wird, wenn der Umschalthebel in den Klemmgabeln liegt, während zu dieser Zeit der Gegendruck des Klemmwiderstandes auf den Steuerkörper D am Hebelarm BF oder BH einwirkt. Der Widerstand, den

kräftige Klemmfedern dem vollständigen Eindrücken der Stromschlussmesser und dem Wiederauslösen entgegensetzen, ist nicht unbeträchtlich und darf für den Entwurf des äusseren Steuerwerkes nicht ausser Acht gelassen werden, weil stets dafür zu sorgen ist, dass sich die Steuerzüge durch ausreichende Übersetzung möglichst leicht bewegen lassen.

In dieser Hinsicht besitzt die Konstruktion im übrigen die sehr beachtenswerthe Eigenschaft, dass die Steuerwelle *B* nicht nur in der Mittellage für abgestellten Betrieb, sondern auch in den Grenzstellungen einen beträcht-



lichen toten Gang hat, bevor die eingeleiteten Steuerbewegungen auf den Schalthebel einwirken. Dadurch wird der Vortheil erreicht, dass anfangs nur der Beschleunigungswiderstand des ganzen Steuerzuges zu überwinden ist, und der eigentliche Arbeitswiderstand des Umschaltwerkes erst auftritt, wenn sich das Steuergestänge bereits im vollen Lauf befindet, also seine Massenwirkung das Ein- oder Ausschalten der Klemmgabeln unterstützt, während andererseits der tote Gang in der Mittelstellung dem selbstthätigen Übersteuern, d. h. der Gefahr des sofortigen Umsteuerns von einer Fahr- richtung in die andere, vorbeugt.

Drehstromumschalter für kleine Wirtschaftsaufzüge ohne Anlasswiderstand.

Fig. 294 stellt einen Umsteuerapparat für kleine Speise- und Kohlenaufzüge mit einem Kraftbedarf bis zu $\frac{1}{4}$ PS dar, der im eigentlichen Umschaltwerk ähnlich wie der vorstehende gebaut ist, und für die Mittelstellung toten Gang besitzt.

Der Gusskörper *C* auf der Messerwelle *A* hat zwei radiale Schlitzte *GH* und *EF*, die um 90° gegeneinander versetzt sind und die Zahnlücken

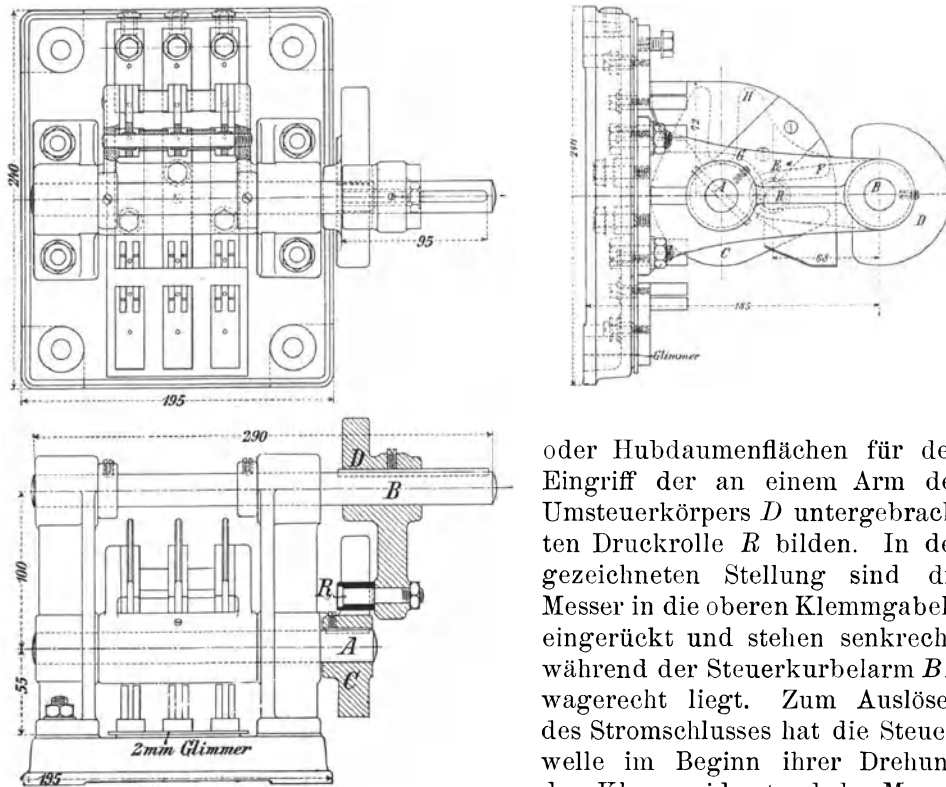


Fig. 294.

oder Hubdaumenflächen für den Eingriff der an einem Arm des Umsteuerkörpers *D* untergebrachten Druckrolle *R* bilden. In der gezeichneten Stellung sind die Messer in die oberen Klemmgabeln eingerückt und stehen senkrecht, während der Steuerkurbelarm *BR* wagerecht liegt. Zum Auslösen des Stromschlusses hat die Steuerwelle im Beginn ihrer Drehung den Klemmwiderstand der Messer gleichzeitig mit dem Eigenbewegungswiderstand des ganzen Steuerzuges und seiner Massen zu überwinden, solange der Druckhebelarm der Rolle *R* in Bezug auf die Welle *A* am kleinsten ist. Unter diesen Verhältnissen überschreitet selbst für sehr kleine Aufzüge die zum Ausrücken erforderliche Kraft leicht die zulässigen Grenzen.

Die Messerwelle *A* wird in der Mittellage bei gleichzeitigem freiem toten Gang der Steuerwelle *B* dadurch verriegelt, dass sich der Umsteuerkörper *D* mit seinem cylindrischen Wulst in die passend cylindrisch geformte Auskehlung *HF* des Gusskörpers *C* auf der Messerwelle legt, wenn der Kurbelarm *BR* wagerecht nach rechts steht oder diese Ruhelage um einen Winkelbetrag bis annähernd 45° nach oben oder unten überschreitet. Zum vollen Umsteuern aus der Ruhelage ist die Steuerwelle um 180° nach rechts oder links zu drehen.

Umkehranlasswiderstand mit Regulierung durch Pendelunruhe für Aufzüge mit Nebenschlussmotoren.

Ausgeführt von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Der Anlassapparat der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft mit regulirbarer Schaltgeschwindigkeit ist in seiner äusseren Gestalt in Fig. 295,

skizzirt. Fig. 296, S. 325, stellt das zugehörige Stromlaufschema dar. Fig. 1—12, Taf. 74, geben die Ausführung der wichtigeren Einzelheiten wieder.

Die Steuerwelle *e*, Fig. 1, 2 und 3, Taf. 74, liegt im Fussgestell des Widerstandkastens und wirkt durch eine Kurbel *f* auf die senkrecht zwischen Führungsrollen bewegliche Zahnstange, Textfig. 295, ein, welche die Schleifbürste *b* für das Ein- und Ausschalten der Vorschaltwiderstände trägt, deren Stromschlussleisten horizontal untereinander auf der Kastenvorderwand angebracht sind. Eine Kurvenscheibe *g* hinter der Kurbel *f*, Fig. 1—3, Taf. 74, verstellt den Stromwender *h*, der den Magnetstromkreis, und mit der äusseren Brücke auch den Ankerstromkreis schliesst oder öffnet.

Der grösseren Deutlichkeit halber sind in dem Stromlaufschema Fig. 296, die in Wirklichkeit hintereinander liegenden Theile in entsprechender Bewegungsabhängigkeit untereinander gezeichnet.

In der Ruhestellung, Fig. 296, wird die Zahnstange mit der Schleifbürste *b* durch die senkrecht nach oben gerichtete Kurbel in ihrer höchsten Stellung festgehalten. Die Bürste steht auf dem obersten Kontakt und der

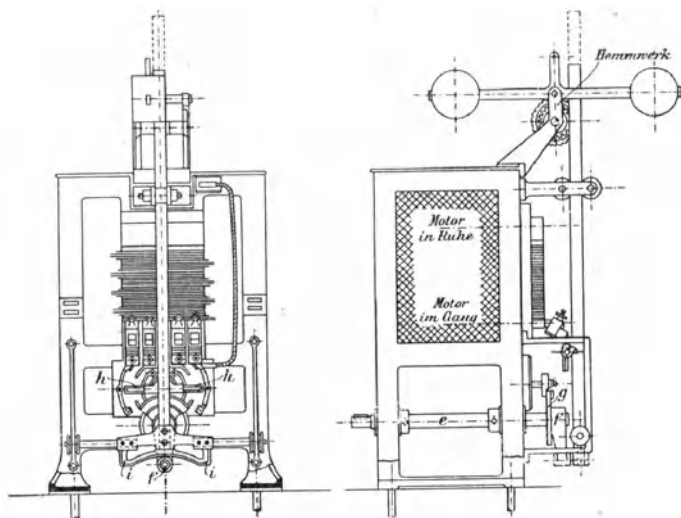


Fig. 295.

ganze Stromkreis ist durch die Mittellage des Stromwenders vollständig unterbrochen. Beim Ansteuern im einen oder anderen Sinne stützt die Kurbel *f* durch ihren Tragrollenzapfen die konzentrisch zur Steuerwelle *e* ausgekehlte Hubtraverse *i* zunächst während eines Drehwinkels von ungefähr 45° aus der Mittellage in unveränderter Stellung ab und lässt dann erst den Kontaktschlitten durch sein Eigengewicht niedergleiten, wobei die Steuerkurbel durch die Aufzugsteuerung im Schacht bis in die entgegengesetzte Mittelstellung für volleingerrückten Betrieb von Hand weiter bewegt, also im ganzen um 180° gedreht wird.

Der Eingriff der Zahnstange in ein kleines Stirnrad, das durch ein einseitig wirkendes Klinkengesperre, Textfig. 295 u. Fig. 9—12, Taf. 74, mit einer Pendelunruhe auf dem Kopf des Widerstandkastens gekuppelt ist, hindert den Kontaktschlitten am freien Fall und macht die Abschaltgeschwindigkeit von der Pendelschwingung des Regulirwerkes abhängig.

Die Kurvenscheibe *g* bewegt sich mit der Steuerkurbel gemeinschaftlich, nimmt aber ebenfalls erst nach einem gewissen toten Gang, der nur etwas kleiner ist, als der der Anlasskurbel, durch Zusammentreffen mit einem Kreuzstück des Kontakthebels *h* diesen mit und führt ihn in die

Stromschlusslage *II* oder *III*. Beim Eintritt in die Stellung *II* schliessen zuerst die inneren Strombrücken des Kontakthebels — Fig. 296 und Taf. 74, Fig. 3 — den Magnetstromkreis durch die Verbindung der Schaltbrett-schienen *k* mit *l* und *m* mit *n*; dann erfolgt der Stromschluss für den Anker durch die obere lange Brücke des eigentlichen Stromwenders *hh*,

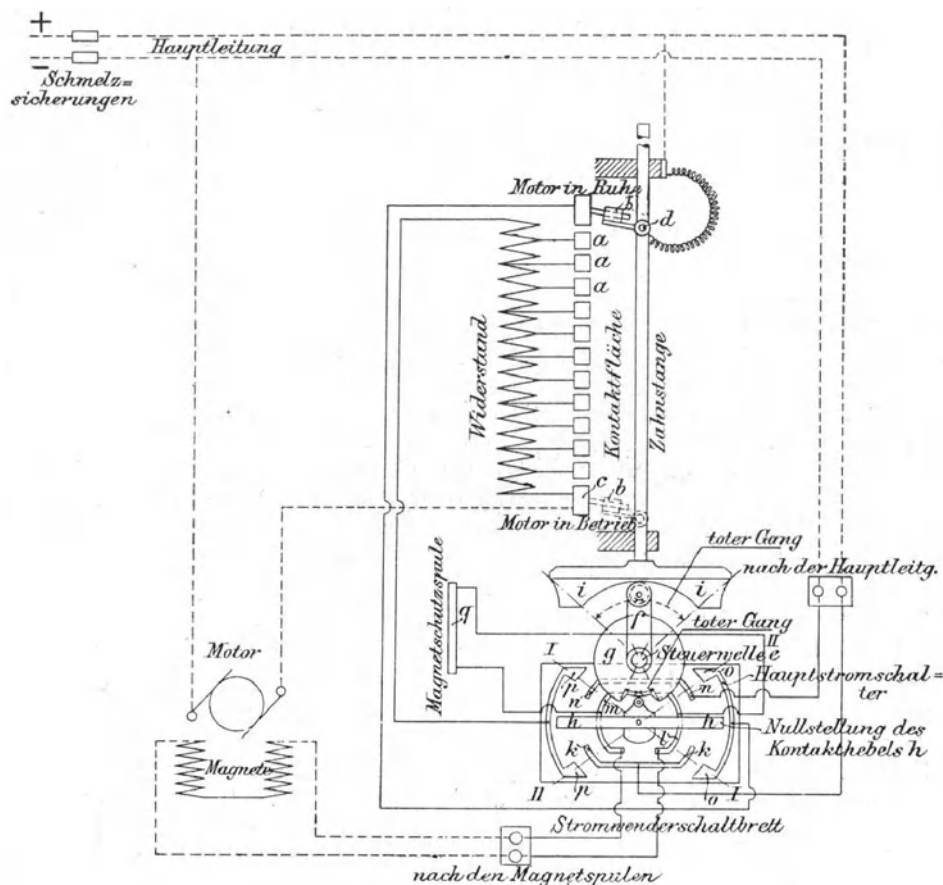


Fig. 296.

Fig. 297, der, gegen die unteren Brücken isolirt, sich mit seinen äusseren Schleifbürsten auf die Kontakte *o p* legt; hierauf beginnt erst das selbstthätige Abschalten der Vorschaltwiderstände durch den nunmehr freigegebenen Zahnstangenschlitten, Fig. 296, der seine Schleifbürste *b* bis zum vollen Ausschalten aller Widerstandspulen über die Kontaktstücke *a* fortführt und schliesslich in seiner tiefsten Stellung auf dem kräftigen Stromschlussstück *c* stehen lässt.

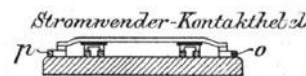


Fig. 297.

Der Strom tritt, vom Generator kommend, in *k* ein, geht über *l* in die linke Magnetspule, von da über die rechte nach *m* und kehrt über *n* in die Rücklaufleitung zum Generator zurück. Gleichzeitig findet der Strom auch von *l* den Weg durch die parallelgeschaltete Magnetschutzspule *q* nach *m* offen, die beim Abstellen des Motors in Wirksamkeit tritt. Der Extrastrom, der sich beim Wiederöffnen des Magnetstromkreises durch die Selbstinduktion der Erregerspulen bildet, verläuft ganz gefahrlos von *m* über die Schutzspule *q* nach *l* und zurück in die Magnetspulen. Der Stromverlust durch

die dauernd parallel zum Magnetstromkreise eingeschaltete Schutzspule q ist verschwindend gering. An Stelle der gewöhnlichen Drahtspulen verwendet man, wie z. B. Otis bei seinen Aufzügen, mit Vortheil zwei oder mehr hintereinander geschaltete Glühlampen, die wegen ihres grossen Widerstandes denselben Zweck mit geringen Kosten erfüllen und ausserdem noch den Vortheil bieten, dass sie eine recht augenfällige Kontrolle für das richtige Funktioniren des Schutzwiderstandes bilden.

Der Hauptstrom geht vom Netz durch d in die Bürste b , über o durch die Schalthebelbrücke h nach p , weiter durch den ganzen Anlasswiderstand in die rechte Ankerbürste und durch den Anker in die Rücklaufleitung, oder, nach allmählichem Abschalten der Widerstände, in derselben Richtung unmittelbar durch den Anker, sobald der Schaltschlitten mit der Bürste b auf dem tiefsten Kontakt c anlangt.

Bei umgekehrter Schaltrichtung mit der Stromwenderlage *II II* geht der Magnetstrom von k nach m zuerst in die rechte Magnetspule und durch die linke über l und n in die Rücklaufleitung, während der Hauptstrom auf demselben Wege, wie vorher, nach o gelangt und von dort über p durch den Anlasswiderstand in die rechte Bürste des Ankers eintritt, diesen also in demselben Sinne, wie bei der ersten Schaltrichtung, durchfliesst, so dass der Wechsel der Motorlaufrichtung durch die Umkehr des Magnetstromkreises vermittelt wird.

Zum Schutz gegen übermässiges Anschwellen des Stromes bei einer Überlastung des Motors oder zu raschem Anlassen sind nur die nicht immer zuverlässigen Bleisicherungen vorhanden.

Der Anker wird in beiden Fällen einpolig vom Netz getrennt, nachdem der ganze Anlasswiderstand rasch vorgeschaltet worden ist. Es ist also auf die elektrische Bremswirkung im Motor verzichtet.

Figur 1, Taf. 74, giebt die Vorderansicht der Anlассsteuerung mit der Kurbel f und der Hubtraverse i des Zahnstangenkontaktschlittens in der Mittelstellung bei abgestelltem Motor, Fig. 2 den Längsschnitt des ganzen Steuerapparates wieder. Fig. 3 entspricht einem Schnitt durch die Steuerwelle e dicht hinter der Kurbel f mit der freien Ansicht der Kurvenscheibe g , des Kontakthebels hh und der darunter liegenden Stromschlussbahnen des Schaltbrettes.

Figur 4 stellt den mittleren Schnitt durch die Welle e dar, Fig. 5 die Hubtraverse in der tiefsten Stellung bei voll eingerücktem Motor, sowie Fig. 6 die zugehörige Lage der Kurvenscheibe mit dem Stromwender.

Der Stromwender hh , Fig. 3 und 6, ist mit einem klammerförmigen Nabenstück verschraubt, das vorn ein kurzes, cylindrisch ausgehöhltes Segment mit den zugespitzten Stützfüssen tt bildet und hinten die Form einer kleinen Kurbel hat, deren Stirnzapfen bis unter das Cylindersegment vorspringt und in die Bahn des oben offenen Mantelreifens s der Kurvenscheibe g hineinreicht. Die Stützfüsse t schmiegen sich, je nach der Stellung der Kurvenscheibe, entweder, wie in Fig. 3, in der ganzen Länge dem erhöhten Wulst r an, oder legen sich, wie in Fig. 6, in schräger Lage mit der einen Fusspitze auf den Rand s auf.

Das cylindrische Wulstsegment r überbrückt die freie Strecke zwischen den Enden des ebenfalls zur Drehachse concentrischen Scheibenrandes s und geht mit hubdaumenförmigen Flächen in den mantelförmigen Reifen s von kleinerem Durchmesser über.

In der Mittelstellung, Fig. 3, wird der Stromschlusshebel h durch den Rastwulst r und die Stützfüsse t in seiner genauen Mittellage für die Stromunterbrechung festgehalten und verharrt in dieser Lage während des toten Drehwinkels der Kurvenscheibe g . Die Hubtraverse i für das Schaltwerk des Anlasswiderstandes bleibt durch die Kurbel f in ihrer höchsten Stellung

noch etwas länger abgestützt. Bei weiterer Drehung stösst das eine oder das andere Ende des offenen Scheibenrandes s gegen den Zapfen u und stellt den Stromwendehebel h schief, indem u über die abgerundeten Ecken auf die cylindrische Schleiffläche s hinaufläuft und gleichzeitig einer der beiden Hebelstützfüsse t über die Übergangskurve nach s hinabgleitet. Der Hebel h wird dadurch in die Stromschlusslage II , Fig. 6, bewegt und dort durch die beiden Stützcylinder u und t unverrückbar festgehalten, während der Handsteuerung Spielraum zum unwirksamen Weiterlaufen bleibt.

Der Ausschlag der Steuerwelle e wird erst fest durch die lose auf ihr sitzende Kurbel v begrenzt, indem diese im Laufe der Drehung durch das Zusammentreffen der radialen Rippe z auf der Rückseite der Kurvenscheibe mit dem Zapfen w nachgeschleppt wird und schliesslich der Bewegung ein Ziel setzt, sobald das andere Zapfenende, wie in Fig. 6, gegen die Unterkante der gusseisernen Querverbindung des Gestells stösst.

Beim Abstellen treten die Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge ein. Der Stromschlusshebel h wird durch das Hinaufgleiten seines Stützfusses t von s nach r über die hubdaumenförmige Übergangsfläche wieder zuverlässig in seine Mittellage zurückgeführt und darin für die Ausschlagweite des toten Ganges der Steuerung verriegelt.

Die Hubtraverse i ruht nach ihrer selbstthätigen Senkung in der tiefsten Stellung, Fig. 5, auf dem Rollenzapfen der bei jedem vollen Steuerhub um 180° gedrehten Kurbel f und wird daher durch das Zurückdrehen der Steuerung sofort angehoben und zwangsläufig in die höchste Lage zurückgeführt. Die Kurbel f durchläuft ihre mittlere Bahn kurz bevor sie in den toten Drehwinkel eintritt, und vermittelt so gerade gegen Ende ihrer wirksamen Hubbahn die schnellste Bewegung zum raschen Vorschalten der Anlasswiderstände, um den Ankerstrom vor der gänzlichen Unterbrechung möglichst stark abzuschwächen.

Ein un rundes Druckstück D auf der Steuerwelle e , Fig. 2 und 4, stützt sich gegen eine Blattfeder, die zwischen den Gestellfüssen auf dem Fundament befestigt ist, und unterstützt durch seinen Hemmwiderstand das sichere Einstellen der Steuerung in der stromlosen Mittellage, wie umgekehrt auch in den Stromschlusslagen. Der zunehmende Widerstand von D liefert dem Aufzugführer ein fühlbares Merkmal für die beim Steuern einzuhalten den Grenzen.

In der vorliegenden Ausführung ist von der Firma Ad. Zaiser in Stuttgart, welche die zugehörige Aufzuganlage geliefert hat, der tote Gang der Handsteuerung noch durch den Einbau des bereits S. 222 beschriebenen Stirnräderpaars A , Fig. 2 und 7, vergrössert, und dabei noch eine zweite Verriegelung der Stromwendermittellage gewonnen.

Figur 2 und 8 geben die Form und Lage der un runden Hubscheibe B auf der Zwischensteuerwelle wieder, durch welche der belastete Spannhebel der Windenlüftbremse jedesmal gleichzeitig mit dem Abstellen des Stromes zur freien Wirkung gelangt. Die Scheibe hebt den Spannebel beim Anlassen des Motors rechtzeitig, kurz vor dem Stromschluss wieder an.

Die Ausführung des Regulators für die Ausschaltgeschwindigkeit der Anlasswiderstände ist Fig. 9—12 zu entnehmen. Die Konstruktion entspricht den bekannten Hemmwerken der Pendeluhren. Die Zahnstange i , welche die Schleifbürste für die Widerstandskontakte trägt und unten in der zugehörigen Hubtraverse endigt, hängt zwischen einer Rollenföhrung an dem kleinen Stirnrade z , dessen verzahnte Nabe durch den einseitigen Eingriff der beiden Sperrklinken f_1 und f_2 für die Fallbewegung der Zahnstange mit dem Schalthemmrade s gekuppelt ist. Die Rückenflächen der Hemmradszähne stützen sich abwechselnd gegen die Klinkenzinken b_1 und b_2 des lose auf der Achse a angebrachten doppelarmigen Hebels c , der mit seiner

oberen Gabel den Kreuzwinkelarm d der Pendelschwinge h umklammert und den eigenen Schwingungsanstoss auf h überträgt. Die Schwingungszeit bestimmt die Geschwindigkeit der aufeinander folgenden sprungweisen Drehungen des Rades s , das während jedes Pendelausschlages um einen Zahn weiterrückt und dem Pendelwerk durch den wechselseitigen Eingriff der Hemmarme b_1 und b_2 gleichzeitig immer wieder einen neuen Anstoss in stets wechselnder Richtung erteilt. Die Wahl der Zähnezahlsahl von s , sowie Länge und Schwungmasse des Pendels h , die sich erforderlichenfalls durch aufgeschobene Gewichte verändern lässt, bieten Mittel, die Laufzeit des Hemmwerkes auf eine bestimmte Dauer zu bringen. Je nach der Grösse des Motors, der Windenbelastung und der Betriebsgeschwindigkeit wird die Einstellung so gewählt, dass die Schaltdauer 4 bis 10 Sekunden beträgt. Die Sperrklinken f_1 und f_2 halten sich durch das Eigengewicht ihrer schwanzförmigen Verlängerung in einer solchen Lage, dass stets mindestens eine von beiden mit der Kupplungsverzahnung der Radnabe von z in sicherem Eingriff steht. Ihre Zapfen sind im Scheibenkörper des Hemmrades s untergebracht und werden durch einfache kleine Ringspringfedern an Ort und Stelle gehalten, die in der Ringnuthe hinter dem Kopfstirnbund der Drehzapfen liegen.

Beim Anheben der Hubtraverse durch die Kurbel f , Fig. 1, dreht die aufsteigende Zahnstange nur das Rad z zurück, während die Pendelschwinge ruhig stehen bleibt und rasches Vorschalten der Anlasswiderstände zum Abstellen des Motors in keiner Weise hindert.

Für Krahnbetrieb fällt das Hemmwerk fort.

Stromwender mit Flüssigkeitswiderstand und Selbstregulierung der Schaltgeschwindigkeit für Aufzüge mit Gleichstrommotoren.

Ausgeführt von den Elektrizitätswerken, vormals O. L. Kummer & Co., Dresden.

Die Steuerwelle W , Fig. 299, wird durch eine Seil- oder eine Ketten-scheibe, die auf dem vorstehenden Wellenkopf anzubringen ist, zum Anlassen des Motors je nach der beabsichtigten Fahrriichtung im einen oder anderen Sinne um 180° gedreht und senkt dabei zum Schliessen des Stromkreises und zum allmählichen Ausschalten des Vorschaltwiderstandes zwei gusseiserne, gekuppelte, scheibenförmige, unten zugespitzte Tauchplatten T , Fig. 298 und 300 und Schalt-schema Fig. 302, in zwei topfförmige, voneinander getrennte, mit einer Lösung von kohlen-saurem Natron gefüllte, gusseiserne Gefässe. Die letzteren sind derartig in den Ankerstromkreis des Motors eingeschaltet, dass der Strom von der Anschlussklemme des einen Gefässes seinen Weg durch die Flüssigkeit nach den gekuppelten Tauchplatten und von hier durch die Flüssigkeit im anderen Gefäss nach der dort in der Wandung angebrachten zweiten Anschlussklemme nehmen muss, von wo er erst durch den Anker des Motors in die Rückleitung des Netzes gelangt. Der Stromschluss bildet sich, sobald die gekuppelten Platten beide mit ihren Spitzen in die Flüssigkeit eintauchen. In der tiefsten Stellung berühren die Metallplatten mit ihren Spitzen den Boden der Gefässe und schliessen durch die rein metallische Verbindung den Flüssigkeitswiderstand kurz, d. h. schalten ihn aus. Auswechselbare Bodenplatten aus Blei bilden einen wirksamen Schutz gegen Zersetzen der gusseisernen Gefässe. Zum Abstellen des Motors werden die Tauchplatten aus der Flüssigkeit herausgehoben, um so den Widerstand wieder vorzuschalten, bis schliesslich der Strom ganz unterbrochen wird, sobald die Platten aus der Flüssigkeit heraustreten. Die Senk- und Hubbewegung der Tauchplatten wird in einfachster Weise von der Steuerwelle durch eine Kurbelscheibe K vermittelt, an deren Zapfen eine Gall'sche Kette befestigt ist,

die, über Leitrollen geführt, am anderen Ende die Tauchplatten trägt. Gleichzeitig betätigt die Steuerwelle durch die Kurbel K_1 auch den Stromwender. Dieser besteht aus einem doppelarmigen, gegabelten Hebel C , Fig. 299 und 300, in dessen unteren geschlitzten Arm der Zapfen der Kurbel K_1

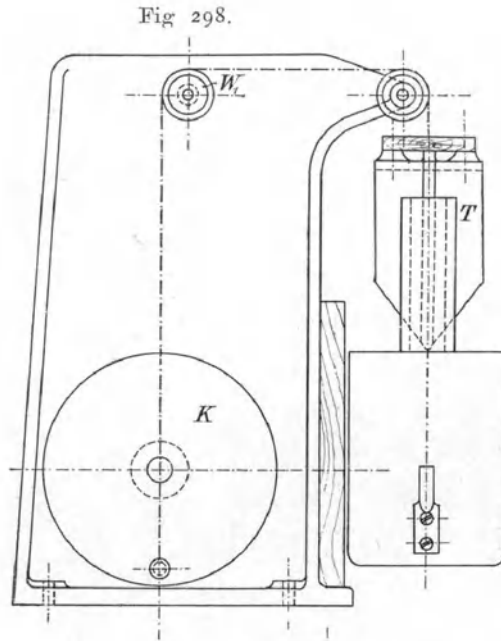


Fig. 298.

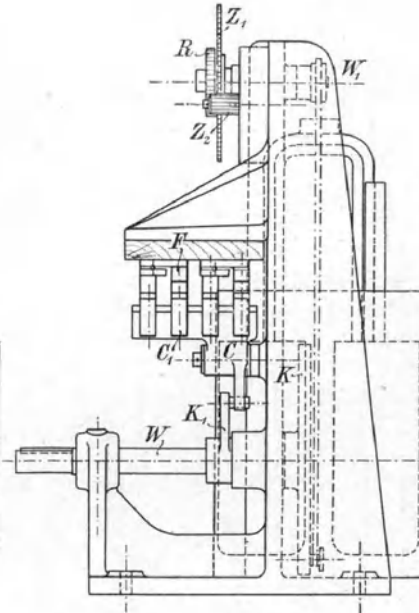


Fig. 299.

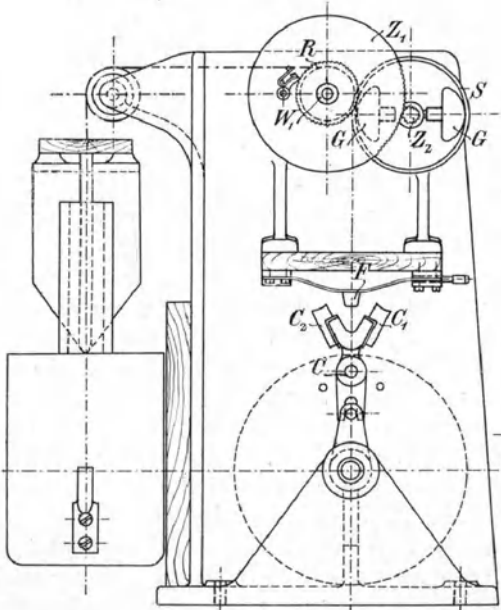


Fig. 300.

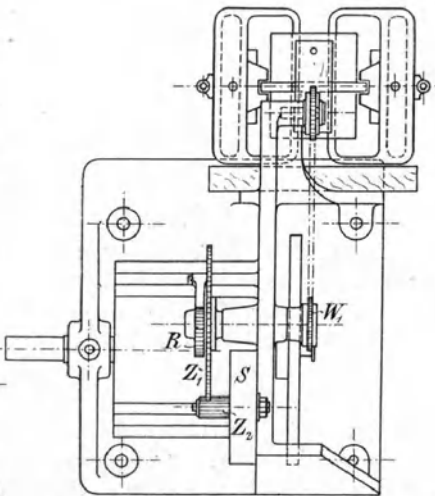


Fig. 301.

eingreift und dessen obere, gabelförmig gespreizte Arme je vier isolierte Stromschlusskörper C_1 und C_2 tragen. Von diesen tritt, je nach der Ausschlagrichtung des Gabelhebels, d. h. der Drehrichtung der Steuerwelle, die eine oder die andere Gruppe mit den zugehörigen Stromschlussstücken F in leitende Berührung. Die Stromschlussstücke F sind auf einer Blattfeder so angeordnet, dass sie bei der beginnenden Berührung zunächst ausweichen,

dann aber mit ihren etwas gewölbten Kopfformen in die passend ausgekehlten Köpfe der Kontakte C_1 oder C_2 einschnappen und die Stromwende-
gabel durch den Federdruck feststellen. Der Zapfen der Kurbel K_1 gleitet bei weiterem Drehen der Steuerwelle aus dem unteren Hebelschlitz heraus. Von da ab wird nur der Anlasswiderstand in der weiter oben beschriebenen Weise allmählich ganz ausgeschaltet.

Der Magnetstromkreis liegt nach dem Schaltschema, Fig. 302, ständig am Netz und wird nur nach Bedarf in längeren Betriebspausen durch einen besonderen kleinen einpoligen Handausschalter abgestellt.

Beim Anlegen der Gabelkontaktgruppe C_1 des Stromwenders geht der Netzstrom durch die Berührungstücke $F_1 C_1^1$ und $C_1^4 F_4$ durch den Anlasswiderstand und die Schleifbürste B_r , weiter durch den Anker und die Bürste B_l nach den Stromschlusstücken $F_2 C_1^2$; von hier entweicht er durch C_1^3 und F_3 in die Rücklaufleitung. Die Stromschlusstücke C_1^2 und C_1^3 können für ihren Zweck, wie im Schema angedeutet ist, unmittelbar als eine in sich zusammenhängende Metallplatte hergestellt werden. Vermittelt die Kontaktgruppe C_2 den Stromschluss, so geht der Netzstrom durch $F_1 C_2^1 C_2^2 F_2$ nach

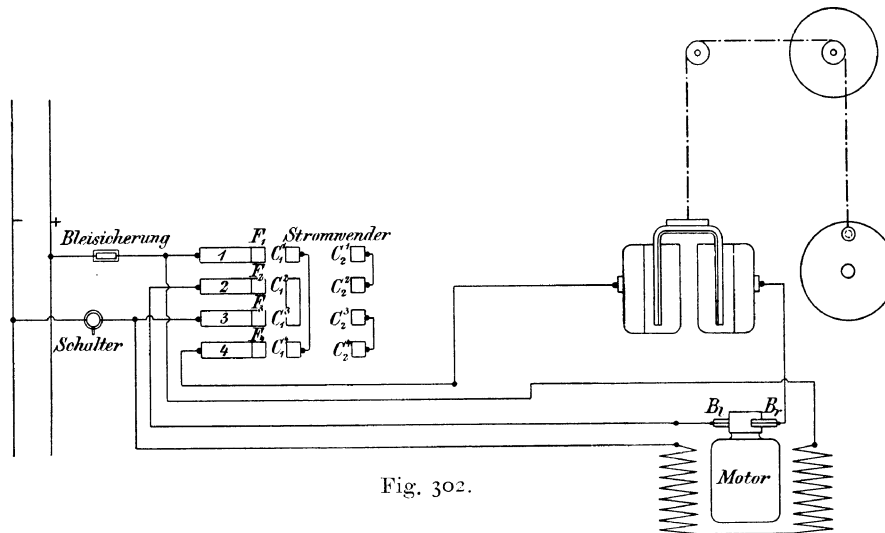


Fig. 302.

der Schleifbürste B_l , durchläuft den Anker in umgekehrter Richtung wie vorher, und tritt von der Schleifbürste B_r in den Flüssigkeitsanlasswiderstand über, aus dem er durch die Berührungstücke $F_4 C_2^4$ und $C_2^3 F_3$ in die Rücklaufleitung gelangt. Auch hier können in der Ausführung die Stromschlusstücke C_2^3 und C_2^4 , sowie C_2^3 und C_2^4 paarweise je durch eine einzige Metallplatte ersetzt werden, die als Strombrücke dient. Übermässig schnelles Abschalten des Widerstandes beim Anlassen des Motors wird durch eine besondere, auf die Senkgeschwindigkeit der Tauchplatten einwirkende Regulirbremse verhindert. Zum einseitigen Antrieb des Bremswerkes ist auf die Leitrollenachse W_1 , Fig. 299 bis 301, die sich mit der Bewegung der Tauchplatten dreht, ein Sperrrad R aufgekeilt, das beim Senken der Tauchplatten ein lose auf derselben Welle laufendes Bronzeshrad Z_1 durch den Eingriff der Sperrklinke mitnimmt und durch die starke Übersetzung des Räderpaares $Z_1 Z_2$ die Schleuderbremse in der festliegenden Trommel S in Bewegung setzt. Die Bremse besteht aus zwei Schwungkugelgewichten, GG , die, auf Schildzapfen der Nabe des kleinen Rades Z_2 radial frei verschiebbar, sich durch Centrifugalkraft an die Innenfläche der Bremsstrommel anpressen und dort einen Reibwiderstand erzeugen, der mit dem Quadrat der Senkgeschwindigkeit wächst.

Zum Schluss ist noch darauf hinzuweisen, dass sich die Umsteuerung in der Ruhelage für abgestellten Betrieb im labilen Gleichgewichtszustand befindet und daher nicht nur sehr sorgfältiges Einstellen auf die Mittellage zum Anhalten des Motors und Aufzuges verlangt, sondern auch der Gefahr des selbstthätigen Übersteuerns beim Selbstabstellen in den einzelnen Stockwerken oder in den Endstellungen ausgesetzt ist, wenn die Steuerscheibe, wie hier zunächst angenommen, unmittelbar auf die Welle *W* aufgesetzt wird. Diese Bedenken verschwinden, sobald man die Scheibe auf einer Vorgelegewelle anordnet und zwischen dieser auf der Welle *W* einen der früher, S. 221 u. f., beschriebenen Zwischenübertragungsmechanismen anwendet, die bei freiem Spiel des Steuerzuges in der Mittellage den Stromwender und Anlasswiderstand verriegeln und erst nach Überschreiten des toten Ganges im Steuerzuge in Thätigkeit setzen.

**Sicherheitsanlasser von Siemens & Halske,
mit selbstthätiger Schaltungsperrung für den Anlasswiderstand beim Über-
schreiten der zulässigen Ankerstromstärke.**

D. R. P. Nr. 80330.

Die Sicherheit, die man durch zwangläufiges Regeln der Schaltungsgeschwindigkeit gegen unzulässiges Anwachsen des Ankerstromes zu gewinnen sucht, indem man die Abschaltgeschwindigkeit des Anlasswiderstandes so regulirt, dass die Zeitdauer des vollständigen Abschaltens mit der regelrechten Anlaufperiode des Motors übereinstimmt, und demnach die volle elektromotorische Gegenkraft im Anker vorhanden sein sollte, wenn der ganze Widerstand kurzgeschlossen wird, ist keine vollkommene, weil die Voraussetzungen der Konstruktion im Betriebe nicht immer erfüllt werden. Sobald nämlich der Anlasswiderstand durch ein selbständiges Regulirwerk unabhängig von der Hauptmotorgeschwindigkeit und der Stromstärke abgeschaltet wird, kann der Windenmotor gefährdet werden, wenn er infolge Überlastung oder sonstiger Hindernisse trotz des Stromschlusses überhaupt nicht anläuft oder wenigstens dazu wesentlich mehr Zeit braucht, als für die normale Anlaufperiode und das zwangläufige Abschalten der Anlasswiderstände vorgesehen ist. Im ersten Fall tritt gar keine elektromotorische Gegenkraft im Anker auf, im zweiten Fall ist sie zur Zeit, wo der Anlasswiderstand kurzgeschlossen wird, mindestens kleiner, als sie sein sollte, weil ihre Grösse von der Motorgeschwindigkeit abhängt. Der Betriebsstrom tritt unter solchen Verhältnissen bei zu weit abgeschaltetem Widerstand mit übermässiger Stärke in den Anker ein und gefährdet dessen Isolirung und den Kommutator. Zum Schutz gegen diese Gefahr pflegt man die selbstthätige Schaltung automatisch zu unterbrechen, sobald der Ankerstrom eine unzulässige Höhe erreicht. Diesen Zweck erfüllt unter anderen der Sicherheitsanlasser von Siemens & Halske, Fig. 303.

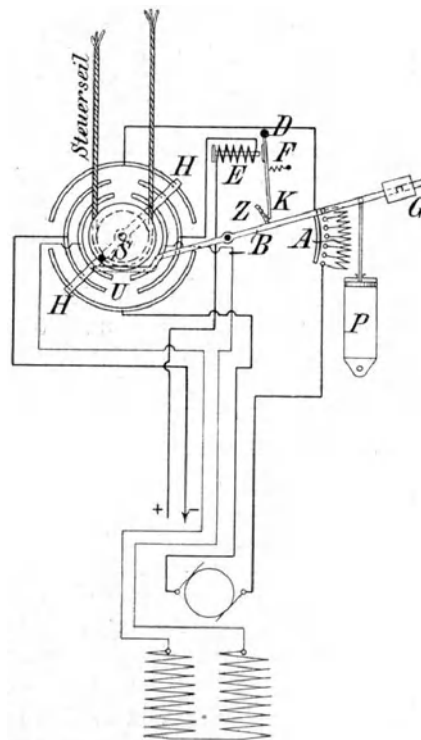


Fig 303.

Der Schalthebel HH dient für den Stromschluss der Erregung und des Ankers und ist gleichzeitig in Verbindung mit den ringförmigen Kontaktschienen seines Schaltbrettes als Stromwender ausgebildet. Die stets in gleichem Sinne erregten Feldmagnete liegen an den inneren Ringschienen, die mittleren Schienen sind an das Netz angeschlossen, die äusseren stehen mit den Ankerbürsten in Verbindung. Der Schalthebel trägt an jedem Ende eine Strombrücke, welche die darunter liegenden drei Schienen-segmente gemeinsam leitend überdeckt und den Strom aus der Mittelschiene einerseits nach den Feldmagneten, andererseits nach dem Anker verzweigt. Am anderen Ende nimmt die Brücke den Rücklaufstrom aus diesen Motorteilen auf und führt ihn zur negativen Netzklemme ab. Der Ankeranlasswiderstand A wird durch einen besonderen Bürstenhebel B bethätigt, der vom Stromwender HH beim Ansteuern freigegeben und beim Abstellen des Motors zwangsläufig zurückgeführt wird, sich sonst aber während der Anlaufperiode selbständig mit bestimmt geregelter Geschwindigkeit bewegt. Zu dem Zweck ist in den Hebel HH ein Stift S eingesetzt, der im Bereich der Mittelstellung des Stromwenders auf den Schwanz des Bürstenhebels B drückt und diesen dadurch in die gezeichnete Lage bringt, wo der ganze Anlasswiderstand vorgeschaltet und gleichzeitig, so lange sich der Stromwender HH noch in seiner senkrechten Nullstellung befindet, der Motor vollständig vom Netz getrennt ist.

Die Bewegung der Steuerscheibe durch das Handseil nach rechts oder links für die beiden entgegengesetzten Umlaufrichtungen des Motors giebt den Bürstenhebel B durch das Ausweichen des Stiftes S frei und überlässt ihn bei voreilender Handsteuerung seiner eigenen Geschwindigkeitregulierung, die in der schematischen Skizze durch eine Dämpferpumpe P angedeutet ist, sich aber auch in beliebig anderer Weise mit Unruhe und Pendel, Windflügel u. a. m. ausbilden lässt. Ebenso kann das Belastungsgewicht G durch eine andere bewegende Kraft ersetzt werden, die den Hebel B abwärts zieht. Ausserdem ist aber noch eine Sperrung für den Schalthebel B vorgesehen, welche durch den Starkstromelektromagneten E in Thätigkeit gesetzt wird und das Abschalten des Ankeranlasswiderstandes hindert oder unterbricht, sobald der Betriebsstrom während der Anlaufperiode in übermässiger Stärke dem Anker zufliesst, die elektromotorische Gegenkraft des Ankers also wegen unzureichender Motorgeschwindigkeit noch zu klein ist.

Der vom Betriebsstrom vor dem Eintritt in den Anker durchflossene Elektromagnet zieht beim Überschreiten der zulässigen Stromstärke den um D drehbaren Klinkhebel K an und bringt ihn dadurch mit seinem unteren Ende zum Eingriff mit dem Sperrzahnbogen Z auf dem Rücken des Schalthebels B , hindert oder unterbricht also die selbstthätige Schaltbewegung so lange, bis der Ankerstrom auf seine normale Höhe herabsinkt. Dann wird der Klinkhebel K durch die Spiralfeder F zurückgezogen und giebt den Schalthebel frei.

Einen noch weitergehenden Schutz bieten die nachfolgend beschriebenen Anlasser, welche auch bei zufälligem Stromanschwellen nach beendeter Anlassperiode die Anlasswiderstände nach Bedarf zum Schutz des Ankers wieder vorschalten.

Aufzugsteuerung von Eickemeyer mit Selbstregulierung der Schaltung durch ein Solenoid.

D. R. P. Nr. 71 300.

Die Aufzugsteuerung von Eickemeyer, welche vor allem durch Otis Brothers & Co. in New-York in die Praxis eingeführt ist, und durch ihr Bekanntwerden in Deutschland die Grundlage zu den neuen, hier zum

Theil mit anderen Hilfsmitteln selbstständig weiter ausgebildeten Steuerungen geliefert hat, verdient, abgesehen von ihrer eigenartigen, sorgfältigen Durchbildung, auch noch ein besonderes geschichtliches Interesse wegen der frühzeitigen Erkenntniss und praktischen Befriedigung massgebender Konstruktionsrücksichten.

Die Eickemeyer'sche Steuerung, Fig. 304, S. 335, besteht aus einem Stromwender in Verbindung mit den Schalthebeln für den Magnetstromkreis und den Ankeranlasswiderstand, die auf gemeinsamer Drehachse entweder unmittelbar durch ein Steuerhändel oder von entfernten Punkten durch ein Steuerseil bedient werden können. Ausserdem ist eine besondere selbstthätige Schutzvorrichtung gegen gefährliches Anwachsen der Ankerstromstärke vorhanden. Als Motor wird eine Nebenschlussmaschine benutzt.

Die einzelnen Kontaktschienen für die verschiedenen Leitungsverbindungen — Fig. 304 — sind als ringförmige Segmente in drei concentrischen Kreisen angeordnet und werden durch drei übereinanderliegende, aber gegeneinander isolirte Strombrücken überdeckt, deren Schleifbürsten m , m' und m'' über die zugehörigen Ringbahnen fortgleiten und in der gezeichneten Mittelstellung auf den mittleren Segmenten aus isolirendem Material aufliegen.*)

Der Strom wird vom Generator durch die Speiseleitung 1 den Ringschienen 2 und 3 des Schaltbrettes zugeführt, verzweigt sich aber ausserdem vorher auch nach der Magneterregung des Motors M und geht von da in die Segmente 11 und 12 über. Andererseits sind die Schaltbrettsegmente 8, 7, 6 und 5 unmittelbar leitend miteinander verbunden und durch 5 an die Rücklaufleitung 4 angeschlossen, welche wieder zum Generator führt. Der Ankerstromkreis des Motors liegt mit dem einen Ende an dem Schaltbrettsegment 9, das auch mit 10 in unmittelbar leitender Verbindung steht, mit dem anderen an dem Segment n'' , welches ebenso wie das gegenüberliegende, in eine Reihe einzelner Stromschlussplatten n' und n zerlegt ist, die untereinander leitend verbunden, die Schaltstrecken für die zwischenliegenden Widerstandspulen des Anlasswiderstandes r bilden. In den Ankerstromkreis ist der Sicherheitschutz gegen übermässige Stromstärke mit dem Solenoid 13 und dem zugehörigen Hilfswiderstand r' eingebaut.

Der Magnetstromkreis wird, je nach der Drehrichtung der Schalthebel aus der gezeichneten Mittellage, entweder durch Überbrücken der Kontaktschienen 12 und 8 oder 11 und 7 mittelst der Schleifbürsten m geschlossen. Der Strom fliesst im ersten Fall aus der Zuleitung 1 durch die Spulen der Feldmagnete nach 11, weiter nach 12, durch die Schleifbürsten m und die Strombrücke des Schalthebels nach 8, hinüber nach 7 und durch 5 in die Rücklaufleitung 4, im anderen Fall aus den Feldspulen unmittelbar von 11 nach 7 und durch 5 nach 4. In beiden Fällen bleibt also die Stromrichtung für die Erregerspulen die gleiche, und nur der Ankerstromkreis wird in entgegengesetzter Richtung durchflossen. Dreht man nämlich die Bürsten nach rechts, so geht der Hauptstromzweig von 1 nach 2, durch die Bürsten m'' nach n , durch den Widerstand r nach n'' , weiter durch das Solenoid 13 und die Hilfswiderstände r' zur Bürste o , durch den Motoranker, die Bürste o' und 9 hinüber nach 10 und durch die Strombrücke des Kontakthebels mit den Bürsten m' nach 6, über 5 in die Rücklaufleitung 4. Werden die Bürsten dagegen nach links gedreht, so nimmt der eintretende Strom von

*) Aus dem Bericht von Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge, Z. d. V. d. I. 1893, S. 1542 u. f., sind einzelne der nachstehenden Figuren entnommen, die zum grösseren Theil auch in der Patentschrift enthalten sind.

In den späteren Ausführungen ist die Schaltscheibe durch eine Schalttrommel mit Ringschienen ersetzt.

1 seinen Lauf nach 2 und 3 durch die Bürsten m' über die Strombrücke nach 9 zur Ankerbrücke o' , durchfließt den Anker in entgegengesetzter Richtung wie vorher, gelangt durch die Bürste o , den Hilfswiderstand r' , das Solenoid 13 nach n'' , durch die Verbindungsleitung nach n und über die Widerstandspulen r zurück nach n' . Von hier entweicht der Strom schliesslich durch die Schalthebelbrücke mit den Bürsten m'' nach 5 und in die Rücklaufleitung 4.

Beim weiteren Verstellen des Schalthebels werden die Widerstandspulen des Ankerstromkreises nacheinander abgeschaltet, bis schliesslich nur der Hilfswiderstand r' im Stromkreis übrig bleibt; umgekehrt schalten die Kontaktbrücken beim Abstellen des Motors zunächst alle Widerstände wieder vor, ehe der Ankerstrom abgeschnitten und dann auch der Magnetstromkreis unterbrochen wird. Der Stromschluss erfolgt zuerst für die Magneterregung, dann erst für den Anker. Umgekehrt wird beim Abstellen die Magneterregung zuletzt ausgeschaltet.

Der Drehwinkel der Schaltbrücken beträgt aus der Mittellage nach jeder Seite etwa 72° .

Der Sicherheitsregulator für den Ankerstrom ist in Fig. 305 getrennt vollständiger dargestellt, und besteht nach der Zeichnung aus einer kreisbogenförmig gekrümmten Spule 13 mit einem beweglichen, ebenfalls kreisbogenförmig passend gekrümmten Eisenkern, der an dem einen Arm eines um 5 drehbaren Winkelhebels aufgehängt ist. Der andere Winkelarm greift mit einer Leitrolle in die Führungsbahn eines gusseisernen Kurvenstücks 18 auf der Drehachse des Anlassapparates ein. Die Führungsnuthe des Kurvenstücks ist in der mittleren Strecke konzentrisch zur Drehachse kreisförmig gestaltet und erweitert sich erst nach den Enden zu. Die kreisförmige Bahn entspricht dem Drehwinkel des Anlasshebels aus der Mittellage bis zum Abschalten der letzten Hauptwiderstandstufe und hält während dieser ganzen Anlass- und Schaltperiode den Eisenkern in der gezeichneten Lage fest. In dieser Stellung liegt die Schleifbürste 15 an der cylindrischen Kontaktbahn der Hilfswiderstände r' derart an, dass diese Widerstände noch vollständig in den Ankerstromkreis eingeschaltet sind.

Sobald die letzte Hauptwiderstandstufe regelrecht ausgeschaltet ist, verlässt die Leitrolle des Winkelhebels die Rastbahn des Kurvenstücks und gestattet dem Eisenkern unter dem Einfluss seines Eigengewichts frei aus der Solenoidspule herauszuschwingen, wobei die Kontaktfeder 15 über die Stromschlussstücke des Hilfswiderstandes fortgleitet und diesen ausschaltet. Sollte aber durch ungeschicktes Handhaben der Steuerung oder infolge von Überlastung der Strom in diesem Zeitpunkt noch eine unzulässige Stärke haben, so hält die magnetische Anziehungskraft des Solenoids den Eisenkern in der Spule zurück und lässt damit den Hilfswiderstand eingeschaltet. Treten Stromanschwellungen erst auf, nachdem der Eisenkern die Spule verlassen hat, so wird er selbstthätig zurückgezogen und der Sicherheitswiderstand dadurch wieder vorgeschaltet. Auf mechanischem Wege vollzieht sich dieser Vorgang durch das Kurvenstück beim jedesmaligen Abstellen des Motors durch Rückwärtsdrehen der Steuerwelle in die Mittellage.

Das Solenoid hat das Bestreben, einen beweglichen Eisenkern, der länger als die Spule ist, so lange anzuziehen, bis der Kern symmetrisch in ihr liegt. Die Anziehungskraft erreicht ihren grössten Werth, wenn der Kern mit seinem vorangehenden Pol aus dem fernerem Ende der röhrenförmigen Spule heraustrreten beginnt, und sie fällt auf Null, sobald der Kern mit den beiden Enden gleichweit aus der Spule herauschaut. Bei einem Kern, der kürzer als die Spule ist, hört die Anziehungskraft auf, wenn derselbe bis zur ganzen Länge in das Bereich des homogenen Feldes der Spule eintaucht. Der Ort des Maximums der Anziehungskraft wechselt

in diesem Falle und ist abhängig von dem Verhältniss der Kern- zur Spulenlänge. Er liegt der Spulenwindung, in welche der Kern eintritt, um so näher, je kürzer dieser ist.*)"

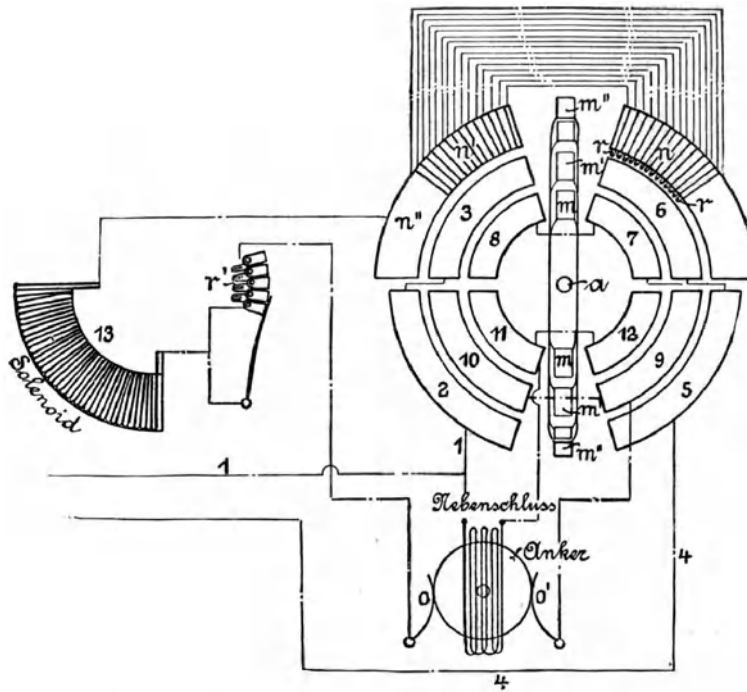


Fig. 304.

Um eine feinere Regulirung zu gewinnen, als sie durch die veränderliche Wirkung der Anziehungskraft und des Gegengewichtmomentes erreicht wird, kann man das Hilfsmittel benutzen, die ganze Solenoidwicklung in drei Abtheilungen zu theilen und ebenso den ganzen Schutzwiderstand in drei Gruppen zu zerlegen, von denen je eine zwischen der Untertheilung des Solenoids liegt. Hierdurch wird mit dem Abschalten einer Widerstandsgruppe auch gleichzeitig die zugehörige Untertheilung der Solenoidwicklung kurzgeschlossen, das Solenoid also in seiner Wirkung genau abgestuft und der Hub des schwingenden Eisenkerns jedesmal fest begrenzt, weil der jeweilig eingeschalteten Spulenlänge eine bestimmte Hubgrenze des Solenoidkernes entspricht. Diese sinnreiche Regulirung macht sich in dem sanften, stossfreien Anlauf des Motors für den Aufzugbetrieb sehr vortheilhaft bemerkbar und beeinflusst auch die Stoppperiode günstig.

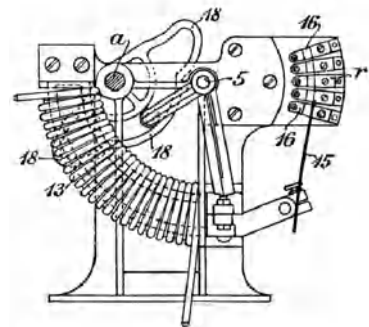


Fig. 305.

*) Thompson, Der Elektromagnet. Deutsche Übersetzung von Grawinkel. Halle a./S. 1894. S. 216—228. Schuckert & Co. haben sich eine selbstthätige Anlassvorrichtung patentiren lassen, D. R. P. 90729, welche die Abnahme des Spannungsgefälles am Vorschaltwiderstand bei steigender Ankerspannung dazu benutzt, einen Schaltapparat zu betreiben, der die Stufen des Vorschaltwiderstandes kurz schliesst. Inbezug auf die Patentfiguren 1 und 2 ist zu bemerken, dass irrthümlich die Felderregung direkt zwischen die Ankerbürsten eingezeichnet ist, während sie unmittelbar mit beiden Enden am Hauptnetz liegen sollte. Die neueren magnetischen Selbstanlasser siehe im Kapitel Knopfsteuerung.

Die Selbstinduktionsfunken des Erregerstromkreises, die an den Schleifkontakten der Strombrücken *m* auftreten und besonders leicht empfindliche Störungen verursachen können, wenn durch langsames oder unvollkommenes Abstellen die Kontakte längerdauernde Lichtbogen zwischen den Bürsten *m* und den Abschlusskanten der Ringschienen *11* oder *12*, Fig. 304, S. 335, erzeugen, erfordern weitere Vorsichtsmaßnahmen.

Um diesen Übelstand zu vermeiden, ist der Stromschlusshebel *m* für den Magnetstromkreis, wie aus dem Schaltschema, Fig. 306, ersichtlich, von dem Hauptschaltbrett auf eine gesondert gelagerte Achse *b* gesetzt und dafür die Messerform eines gewöhnlichen Ausschalters gewählt, der sich

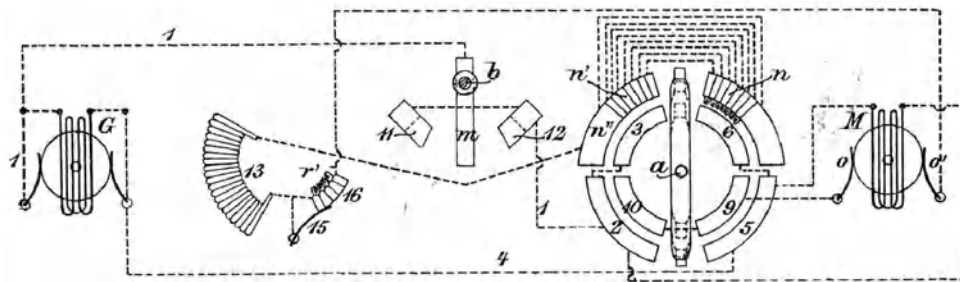


Fig. 306.

beim Schliessen des Stromes in die federnden Gabeln *11* oder *12* einlegt. Die nachteilige Lichtbogenbildung ist einmal dadurch verhindert, dass die Stromschlussgabeln *11* und *12* sehr weit von der Mittellage des Schaltmessers *m* abstehen, sowie dadurch, dass die Ausschaltbewegung durch einen besonderen Mechanismus mit grosser Geschwindigkeit vor sich geht und die Schalthebel mit Sicherheit bis in die Mittellage bewegt werden. Zu dem Zweck und zur zwangsläufigen Verbindung des Schaltmessers *m* mit

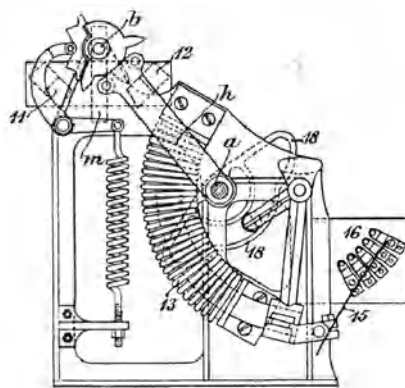


Fig. 307.

dem übrigen Steuerapparat ist auf der Stromwenderachse *a*, welche auch das früher beschriebene Kurvenstück für den Sicherheitswiderstand trägt, noch ein Hebel *h*, Fig. 307, aufgesetzt, der mit zwei seitlich eingesetzten Zapfen an seinem oberen Ende in die dreizählige Triebstockverzahnung eines Scheibensegments auf der Achse *b* des Schaltmessers eingreift. Das Segment ist auf dem Rücken mit einer der Triebstockverzahnung unsymmetrisch gegenüberliegenden tiefen Einkerbung versehen. In der gezeichneten Mittelstellung des ganzen Steuerapparates greift die Druckrolle eines Winkelhebelarmes, dessen anderer Arm durch eine kräftige Spiralfeder nach unten gezogen wird, in diese Aushöhlung ein.

Beim Ansteuern wird zunächst der Hebel *h* mit der Stromwenderachse *a* von Hand gedreht, nimmt den dreizähligen Triebstock mit und zwingt den Winkelhebel zum Zurückweichen, indem dessen Druckrolle auf den Flanken der mittleren Einkerbung in die Höhe steigt, während das Schaltmesser *m* durch die Drehung seiner Achse *b* einer der beiden Stromschlussgabeln *11* oder *12* genähert wird. Sobald die Druckrolle den höchsten Punkt der Kerbflanke überschreitet, gelangt sie auf die abschliessende schiefe Ebene der Nachbarkerbe und treibt durch ihre Ein-

wirkung auf die neue Druckfläche die Scheibe im Sinne der bisherigen Drehung um einen gewissen Drehwinkel selbstthätig weiter, so dass das Schaltmesser *m* in die gegenüberstehende Stromschlussgabel *11* oder *12* kräftig einschnappt. Die Endnasen der schiefen Druckflächen begrenzen diese Bewegung. Gleichzeitig hat aber der Hebel *h* seinen Eingriff mit

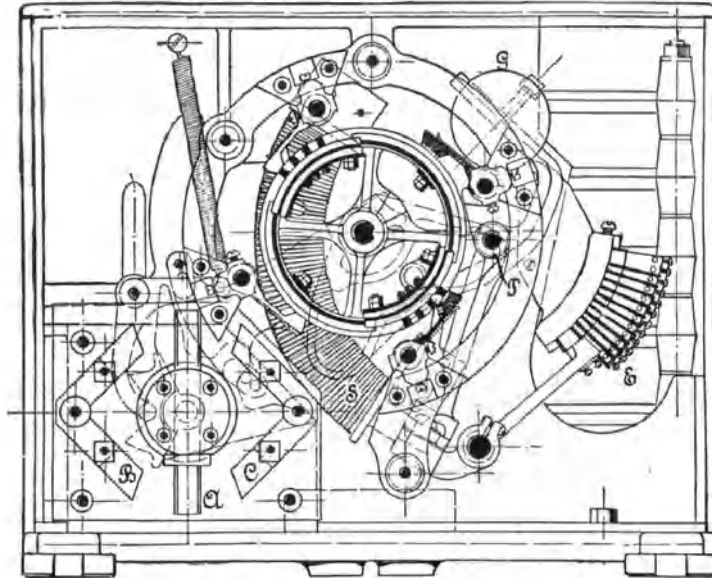


Fig. 308.

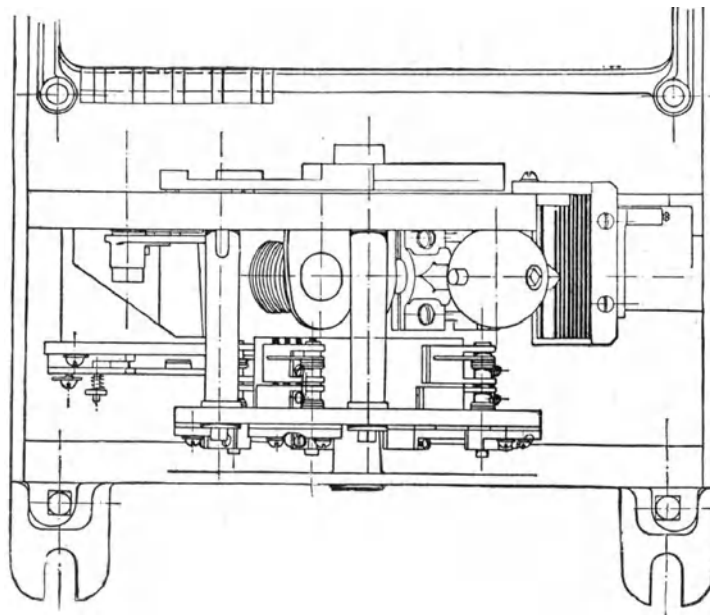


Fig. 309.

dem so festgestellten dreizähligen Triebfling verloren und kann zum Schliessen des Ankerstromkreises und zum Abschalten der Anlasswiderstände frei weiterbewegt werden. Die Vorgänge entsprechen hierbei der bereits oben gegebenen Beschreibung. Beim Abstellen kehrt die Steuerung mit dem Hebel *h* in die Lage zurück, in der *h* wieder den Eingriff mit dem Triebfling aufnimmt. Der Winkelhebel überschreitet mit seiner Druckrolle

den Flankenscheitelpunkt der mittleren Einkerbung und drückt durch seinen Federzug die Kerbscheibe mit einer plötzlichen Drehung in ihre Mittellage zurück, die ebenso plötzliches Auslösen des Schaltmessers *m* aus seiner Stromschlussgabel herbeiführt. Abgesehen von der künstlich beschleunigten Geschwindigkeit der Schaltung im Augenblick des Stromschlusses und der Stromunterbrechung erreicht Eickemeyer durch den Mechanismus beim Abstellen des Motors die selbständige Rückführung der Schalthebel in ihre genaue Mittellage und hält sie darin mit einem hinreichend kräftigen Widerstand fest, der gegen zufälliges Übersteuern ausreichend Schutz bietet. Im übrigen ist aber auch darauf Rücksicht genommen, dass durch die Trennung der Schaltvorgänge zuerst der Hebel für den Magnetstromkreis und dann erst, nachdem dieser in seine Schlusslage gelangt ist, der Stromwender und der Widerstandausschalter über ihre Kontaktschienen fortgleiten. Die beim Steuern zu überwindenden Reibungswiderstände der Schleifkontakte treten infolgedessen nicht gleichzeitig, sondern nacheinander auf.

Fig. 306, S. 336, liefert das Stromschaltschema für die vervollkommnete Bauart. Dasselbe unterscheidet sich von dem weiter oben in Fig. 304 an-

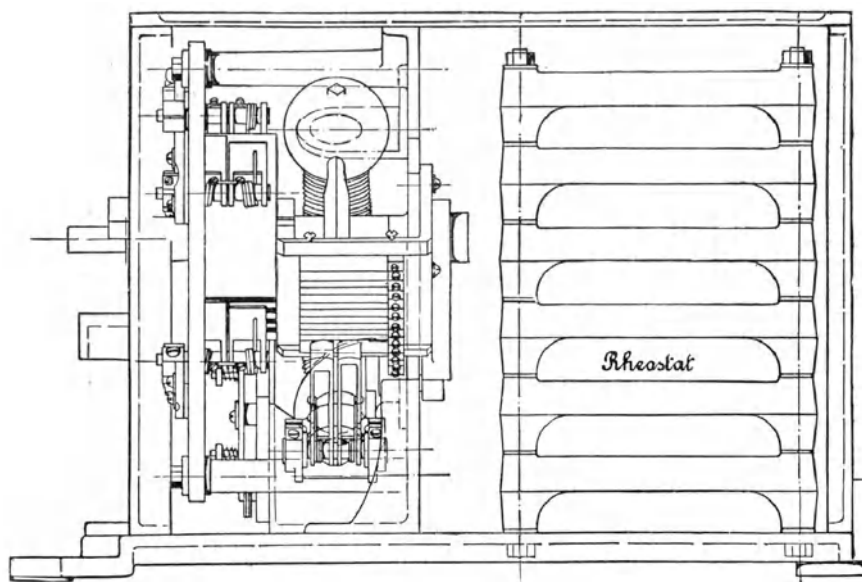


Fig. 310.

gegebenen dadurch, dass der ganze Strom den Schalter für den Magnetstromkreis durchfließt und sich erst nachher gabelt. Es steht aber nichts im Wege, auch für den getrennt eingebauten Schalter das früher beschriebene Stromlaufschema zu verwenden. Bei den späteren Ausführungen scheint ausserdem in den Magnetstromkreis ein Schutzwiderstand in Gestalt von Glühlampen parallel zur Felderregung eingeschaltet zu sein, der dauernd mit den Magnetspulen in sich geschlossen bleibt und dadurch dem Extrastrom in der Erregung beim Abstellen des Motors einen vollkommen funkenlosen Verlauf im eigenen Kreisschluss ermöglicht.

In Fig. 308 bis 310 ist die Gesamtanordnung eines vierpoligen Nebenschlussmotors nach der wirklichen Ausführung skizzirt. Das Schaltmesser *A* wird mit zwei Einschnäppklingen doppelarmig ausgeführt; übereinstimmend hiermit sind auch die Stromschlussgabeln *B* und *C* doppelarmig gestaltet. Das Solenoid des Stromregulators ist in der Figur mit *S* und der zugehörige Hilfswiderstand mit *E* bezeichnet.

Gleichstromanlasser für Aufzüge von Siemens & Halske mit Centrifugalregulator und Kohlenkontakten.

D. R. G. M. 37471.

Der Gedanke, die Geschwindigkeit des Abschaltens der Widerstände beim Anlassen der Elektromotoren durch einen Centrifugalregulator von der Anlaufgeschwindigkeit des Motors selbst abhängig zu machen und der Willkür der Bedienung zu entziehen, ist von Siemens & Halske frühzeitig unter Anwendung von Kohlenkontakten verworthen.

In den ersten Ausführungen waren die einzelnen Stufen des aus Drahtspiralen bestehenden Widerstandes mit einer Reihe cylindrischer Kohlenstäbe verbunden, die in gleicher Höhe nebeneinander in einem festen Rahmengestell standen, das zur Führung einer senkrecht beweglichen Traverse mit den zugehörigen Stromschlussstücken diente. Die Kohlenkontakte der beweglichen Traverse waren federnd abgestützt und so eingestellt, dass ihre Stromschlussflächen, in einer aufsteigenden Geraden liegend, beim Senken der Traverse der Reihe nach mit den darunter stehenden in Berührung traten, bis mit dem Zusammentreffen des letzten Paares der ganze, auf diese Weise stufenförmig abgeschaltete Widerstand des Ankerstromkreises kurzgeschlossen wurde. Das erste Modell dieser Aufzuganlasser D. R. G. M. 12896 war mit einem Stromwendeapparat versehen, der durch die Aufzugsteuerung bewegt werden konnte und den Ankerstrom beim Umsteuern umkehrte. Mit der Bethätigung des Stromwenders setzte sich die Traverse zum Abschalten der Widerstände durch ihr Eigengewicht in Bewegung und ihre Fallgeschwindigkeit wurde durch einen Bremszylinder geregelt, auf dessen Kolben sich die Traverse abstützte.

Die nächste Verbesserung des Apparates bestand in der Verbindung der Traverse mit einem Schwungkugelregulator, der von dem anlaufenden Motor in Thätigkeit gesetzt, durch den Ausschlag seiner Kugeln bei zunehmender Anlaufgeschwindigkeit die bewegliche Traverse niederdrückt und bei richtiger Wahl der Widerstandstufen und entsprechender Einstellung der Kontaktabstände den Anlasswiderstand in genauerer Übereinstimmung mit der Zunahme der elektromotorischen Gegenkraft des Motors abschaltet, als dies bei Anwendung eines Bremszylinders der Fall ist, der die Schaltgeschwindigkeit, unabhängig von der Anlaufgeschwindigkeit unter wechselnder Motorbelastung, fest regelt.

In dieser Bauart vermittelt der Schwungkugelregulator gleichzeitig auch das Vorschalten des Widerstandes selbstthätig im Fall einer Störung, weil beim plötzlichen Abnehmen der Motorgeschwindigkeit oder bei plötzlicher Hemmung der Aufzugbewegung durch ein Hinderniss, das die Winde überlastet, die Regulatorkugeln sofort in die Ruhelage niederfallen und den ganzen Anlasswiderstand vorschalten. Wird die Winde unbemerkt vor dem Anlassen soweit überlastet, dass der Motor mit der Last überhaupt nicht anlaufen kann, so kommt auch der Regulator nicht in Thätigkeit und lässt beim Schliessen des Stromkreises den ganzen Anlasswiderstand vorgeschaltet. In beiden Fällen kann also nur ein stark geschwächter Strom durch den Anker gehen, bis der Stromschluss aufgehoben wird.

Auch für die Ausbildung des Stromwenders sind die Eigenthümlichkeiten des Aufzugbetriebes sorgfältig berücksichtigt. Der Öffnungsfunke, der infolge geringer elektromotorischer Gegenkraft bei langsamer Motorgeschwindigkeit oder durch Addition von Netz- und Ankerspannung sehr kräftig werden kann, wenn der eben erst in Gang gesetzte Motor, wie häufig beim Nachsteuern auf genaue Laststellung, wieder ausgeschaltet oder sogar umgesteuert wird, ist durch eine geeignete Schaltung an einen besonderen Kohlenkontakt verlegt, wo er keinen Betriebschaden verursacht.

Der Stromkreis der Nebenschlusswicklung des Motors, dessen Selbstinduktion ebenfalls einen Öffnungsfunken erzeugt, wird durch einen Kohlenausschalter geöffnet und geschlossen, wobei ein Funkenlöcher den auftretenden Lichtbogen rasch ausbläst. Für diesen Theil der Konstruktion sind im wesentlichen die Einrichtungen des bereits beschriebenen Hilfsausschalters der Firma, D.R.P. 80018, S. 208 u. f., verwerthet.

Um den Windenkonstrukteur möglichst wenig in der freien Wahl der Gesamtanordnung der Aufzugmaschine und Steuerung zu behindern, sind in den neueren Ausführungen der Stromausschalter und Stromwender von dem selbstthätigen Widerstandschalter derart getrennt, dass beide Apparate gesondert aufgestellt werden können und nur durch die elektrischen Leitungen miteinander in Verbindung stehen.

Ausserdem hat auch der Widerstandschaltapparat später nach dem D.R.G.M. No. 37471, eine etwas andere Anordnung erfahren, indem die Kohlenkontakte nicht mehr in geradlinigen Reihen, sondern wie in Fig. 217, S. 262, im Kreise sternförmig vertheilt untergebracht sind. In Fig. 311 ist diese An-

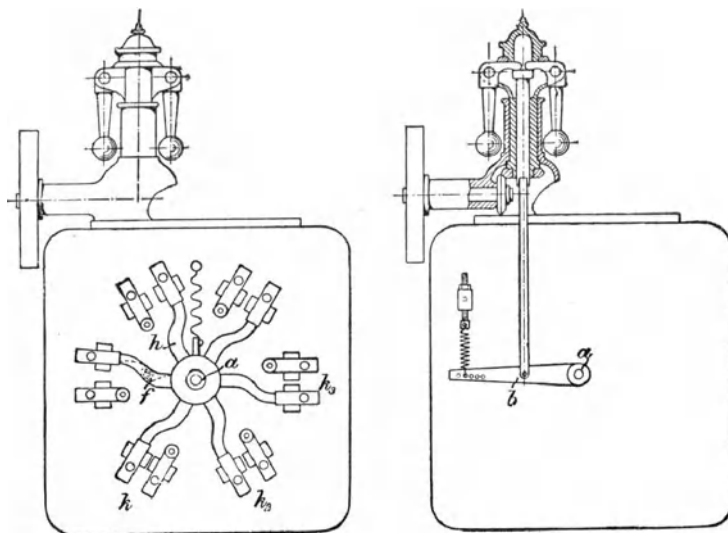


Fig. 311.

ordnung in Verbindung mit dem Regulator skizzirt, der von der Motorachse durch Riemen angetrieben wird. Der Umschalter besteht aus zwei doppelarmigen, gleichzeitig parallel bewegten Kontakthebeln — vergl. das Schalt-schema Fig. 312, S. 341 — die sich mit ihren Stromschlussstücken kreuzweise gegen zwei feststehende Kohlenkontakte legen und je nach der Schaltrichtung den Ankerstromlauf im einen oder im anderen Sinne vermitteln. Der schematisch neben dem Umschalter dargestellte Einschalter liegt in der Ausführung auf der Rückseite desselben im gleichen Kasten und besteht aus zwei einarmigen drehbaren Hebeln, deren Kohlenstifte sich infolge ihres verschieden grossen Abstandes von den zugehörigen festen Kontakten an diese für den Stromschluss nacheinander anlegen und ebenso beim Öffnen wieder von ihnen trennen, um den Strom nacheinander auf verschiedenen Widerstandswegen weiter zu leiten. Die Bewegung der einzelnen Einschalt- und Umschalthebel wird in der erforderlichen Reihenfolge durch Kurvenscheiben auf der Steuerachse bewirkt, die mit Rastkerben zum Festhalten der Hebel in den Grenzlagen versehen sind. Der Kranz der Steuerseilscheibe ist ausserdem noch mit einer weiteren Hubkurve ausgerüstet, die den beweglichen Arm des Nebenschlusskontaktes für den

Magnetstromkreis in der Mittelstellung der Scheibe niederdrückt und damit beim Abstellen diesen Stromkreis zuletzt öffnet, umgekehrt beim Ansteuern aus der Mittellage die Magneterregung vor dem Schliessen des Ankerstromkreises wieder herstellt. Der Nebenschlusskontakt ist mit einem Funkenlöscher verbunden, dessen Erregerspule, wie in dem D.R P. 80018, Fig. 172, S. 208, in dem Nebenschluss selbst liegt und nur in dem Schaltschema nicht besonders angegeben ist. Nebenschlusskontakt und Funkenlöscher stehen auf der Kopfplatte des Apparates.

Der selbstthätige Widerstandschalter Fig. 311 trägt auf einer aus isolierendem Material hergestellten Zwischenwand des Kastens, die im Kreise vertheilten festen Kohlenkontakte, welche mit den Endpunkten der hinter der Zwischenwand liegenden einzelnen Widerstandspulen verbunden sind. Den festen Kohlen stehen die beweglichen der Reihe nach in wachsenden Abständen gegenüber, und zwar an federnden Armen eines drehbaren

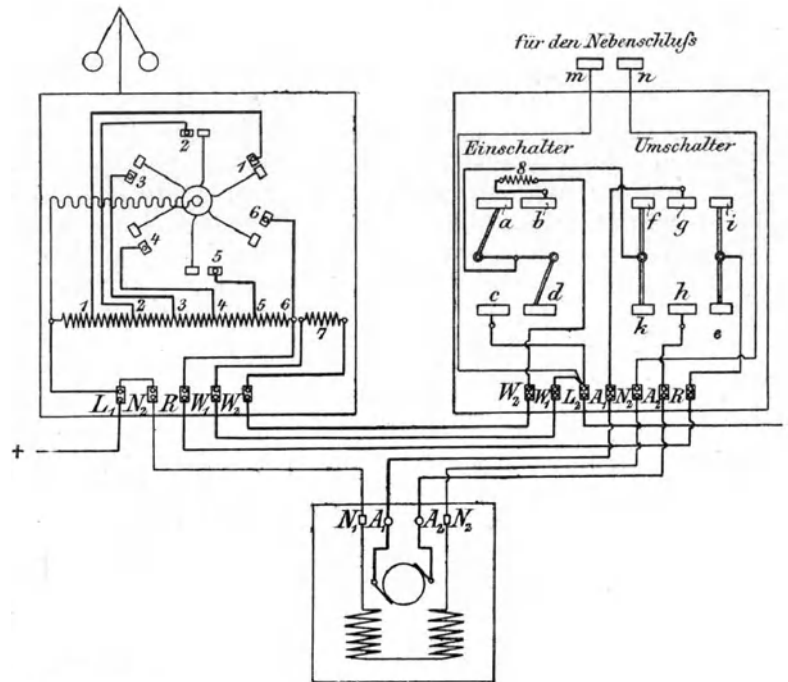


Fig. 312.

Sternes befestigt, dessen Achse durch eine besondere Leitung mit dem positiven Netzdraht verbunden ist und der durch seine leitenden Arme den Strom weiter führt. Mit dem Fortschreiten der in Berührung tretenden Kontaktzahl nimmt der Strom seinen Weg stets durch die zuletzt zusammengepressten Stromschlussstücke, bis schliesslich der ganze Widerstand ausgeschaltet ist. Besondere Stellschrauben an den federnden Armen gestatten, die verschiedenen Abstände der einzelnen festen und beweglichen Kohlenkontakte nach Bedürfniss genau zu regeln. Der Kontaktstern wird durch das Stellzeug des oben auf dem Kasten angebrachten und vom Motor aus durch Riemen angetriebenen Schwungkugelregulators gedreht.

Der Stromverlauf und die Wirkungsweise der beiden Apparate lassen sich nach dieser allgemeinen Auseinandersetzung am klarsten an Hand des Schaltschemas, Fig. 312, verfolgen.

Zum Anlassen wird durch Drehen der Steuerscheibe zuerst in der oben angegebenen Weise der Stromschluss zwischen den Kontakten *m* und *n* für

den Nebenschluss hergestellt, in welchen die Magneterregung des Motors eingeschaltet ist. Gleich darauf treten durch Weiterdrehen der Steuerwelle die Einschaltkontakte a und b für den Ankerstromkreis in Berührung, und gleichzeitig oder kurz zuvor wird auch durch den Umschalter, je nach der Drehrichtung, e und f oder i und k mit den Stromschlusstückchen h und g zusammengeführt. Hierauf trifft schliesslich auch noch das zweite Einschaltkontaktpaar cd zusammen, das ebenso, wie das erste ab , unabhängig von der Drehrichtung des Stromwenders durch seine Kurvenscheibe für beide Anlassrichtungen stets in die Schlusslage bewegt wird.

Verfolgt man den Stromverlauf für die Schaltstellung des Stromwenders, in der die Kontakte eh , fg und ab miteinander in Verbindung stehen, so nimmt der Hauptstrom bis zur beginnenden Wirksamkeit des Schwungkugelregulators von dem positiven Anschluss an das Netz seinen Weg durch alle Spulen 1 bis 6 des Hauptanlasswiderstandes, von da über die Klemmen R in den Umschalter, über die Kontakte eh nach dem Motoranker, in den er auf der rechten Seite eintritt, dann zurück nach dem Umschalter über die Kontakte gf nach dem Einschalter, über die Kontakte ab , durch die Vorschaltspule 8, die Klemme W_2 , die Vorschaltspule 7, die Klemme W_1 und durch die Austrittsklemme L_2 in die Rücklaufleitung des Netzes. Bei der weiteren Bewegung der Steuerwelle drängt der Kontakt a den Gegenkontakt b vor sich her, bis der zweite Einschaltkontakt cd geschlossen ist und der Ankerstrom, unter Umgehung der dadurch kurzgeschlossenen Vorstufen des direkt von der Handsteuerung bethätigten Hilfswiderstandes 7 und 8, aus dem Einschalter über cd unmittelbar nach der Austrittsklemme L_2 gelangt. Mit dem Anlauf des Motors tritt der Schwungkugelregulator in Thätigkeit, dreht den federnden Armstern nach links und bietet mit dem allmählichen Fortschreiten der Sternkontakte von 1 nach 2, 3 u. s. f. dem eintretenden Strom durch stufenförmig fortschreitendes Kurzschliessen der zugehörigen Widerstandspulen den Weg durch die Achse und die Sternarme des selbstthätigen Schalters, unter Umgehung der ausgeschalteten Spulen, nach der Klemme R . Von da gelangt der Strom weiter zum Umschalter und Anker und durch den Einschalter in der zuletzt beschriebenen Weise nach der Rücklaufleitung, bis schliesslich der ganze Widerstand ausgeschaltet ist. Beim Abstellen wiederholen sich die Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge, indem durch Zurückziehen der Handsteuerung in die Mittellage beim Öffnen der Kontakte cd die Widerstandspiralen 7 und 8 in den Ankerstromkreis eingeschaltet werden und sich mit der hierdurch abnehmenden Motorgeschwindigkeit der Hauptanlasswiderstand beim Zusammenfallen der Schwungkugeln des Regulators selbstthätig schnell vorschaltet, also den Strom vor dem Unterbrechen abschwächt.

Entgegengesetztes Steuern aus der Mittellage vermittelt alle Vorgänge in gleicher Weise, nur führt die entgegengesetzte Lage des Stromwenders den Hauptstrom aus dem Umschalter über die dann in Berührung stehenden Kontakte ig durch die Klemme A_1 auf der linken Seite des Ankers in den Motor ein und leitet ihn durch die Kontakte h und k nach dem Einschalter über. Beim Abstellen öffnet sich der Stromwender stets zuletzt.

Der Umsteuerapparat hat 90° Ausschlagwinkel nach jeder Seite von der Mittelstellung aus, davon entfallen je 60° auf toten Gang. Für mittlere Lasten und Fahrgeschwindigkeiten funktioniert der Apparat durchaus befriedigend und hat sich in einer grossen Anzahl von Ausführungen bewährt. Schwanken aber die Belastungen sehr beträchtlich und werden gleichzeitig grosse Fahrgeschwindigkeiten gefordert, so müssen die Vorstufen 7 und 8 des Anlasswiderstandes mit Rücksicht auf die grösste Belastung so klein gewählt werden, dass der Motor sicher noch mit voller Last anläuft und

schnell genug auf seine volle Geschwindigkeit kommt, weil das selbstthätige Weiterabschalten der Widerstände erst mit einer gewissen Geschwindigkeitsstufe des Motors beginnt. Dann wird im allgemeinen die Widerstandstufe für die geringeren Aufzugbelastungen zu klein sein, und der Motor infolgedessen zu rasch beschleunigt, so dass auch der Schwungkugelregulator das weitere selbstthätige Abschalten der Widerstände vielfach nicht mehr hinreichend mässigt. Umgekehrt kann eine Justirung der Vorwiderstandstufe auf mittlere Belastung die Störung herbeiführen, dass der Motor bei voller Belastung zu langsam oder gar nicht anläuft.

Um diesen Missstand zu beseitigen, haben Siemens & Halske ein weiteres Patent auf eine Bremsvorrichtung des Schwungkugelregulators, D.R.P. 91 138 Kl. 21, entnommen, bei der das Stellzeug des Regulators durch einen Mitnehmer in einen zickzackförmigen Schlitz eines Pendels eingreift und dieses in Bewegung setzt, während der Mitnehmer in dem Schlitz in die Höhe steigt, so dass die Pendelschwingung rückwärts bremsend auf die Zunahme des Regulatorausschlags und die Abschaltgeschwindigkeit der Widerstände einwirkt, ohne andererseits die umgekehrte Bewegung des sinkenden Regulators mit dem schnellen Vorschalten der Widerstände zu beeinflussen.

Auch mit dieser Schutzvorkehrung behält der ganze Steuerapparat die Eigenschaft, dass er zum Stromabschwächen, wie die meisten anderen sogenannten Sicherheitsanlasser zum Abstellen des Motors von Hand, den Anlasswiderstand schnell vorschaltet. Damit unterbleibt eine merkbare Abnahme der Motorgeschwindigkeit vor dem Anhalten, und die Last tritt mit der vollen Geschwindigkeit unter die plötzliche Wirkung der Stoppbremse. Überschreitet die Lastgeschwindigkeit 0,5 m/sec, so machen sich hierbei leichte Bremsstösse bemerkbar, die im Aufzugbetrieb mit 0,8 m Fahrgeschwindigkeit bereits störend gross werden, wenn die Bremsen nicht sehr sanft wirken und sehr genau eingestellt sind. Für schnellfahrende Aufzüge steigern Siemens & Halske die Geschwindigkeit nach dem Anlaufen dadurch, dass sie den abgeschalteten Anlasswiderstand stufenweise in den Magnetstromkreis einschalten, dann zum Anhalten durch Rückwärtsschalten zunächst die Umlaufzahl wieder herabsetzen und schliesslich den Strom rasch schwächen und unterbrechen.*)

Im übrigen ist darauf hinzuweisen, dass Siemens & Halske die vorstehend beschriebenen Apparate mit entsprechend veränderter Schaltung auch für Drehstrom ausführen und anwenden.

Wendeanlasser mit Selbstregulierung der Schaltung durch die Anlaufgeschwindigkeit des Motors und Selbstbremsung des Ankers beim Abstellen für Aufzugbetrieb mit Nebenschlussmotoren.

Ausgeführt von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormalig Schuckert & Co. in Nürnberg.

Der Apparat bildet den Ausgangspunkt der späteren Schuckert'schen Aufzugsteuerungen und ist deshalb, obwohl er heute nicht mehr gebaut wird, aus geschichtlichem Interesse und zur Darstellung der leitenden Gedanken hier aufgenommen.

Er besitzt zwei voneinander unabhängige Kontakthebel H_1 und H_2 . Fig. 313, S. 344, mit zwei verschiedenen Gruppen von Anlasswiderständen V_n und V_s . H_1 ist fest mit der Drehachse verbunden und wird mittelst einer Seil- oder Kettenrolle, die auf dem vorderen Wellenkopf Platz findet,

*) Besondere Sorgfalt ist auch der richtigen Justirung der verschiedenen Kontaktabstände zu widmen, weil durch zufälliges Verschieben der Kohlenstifte in ihren Klemmen oder durch ungleichmässige Abnutzung ebenfalls Stösse in der Leitung, wie im Aufzug auftreten.

durch den Steuerzug im Schacht von Hand in Thätigkeit gesetzt.*) Das Ansteuern des Kontakthebels H_1 von Hand dient zum Ausschalten der Vorstufen V_h des Anlasswiderstandes 14, 13 u. s. f. bis 9, d. h. bis zu der Grenze, wo der Strom ausreicht, den Windenmotor voll belastet langsam anlaufen zu lassen. Von diesem Zeitpunkt an setzt ein von der Motorachse ausgehender Riementrieb die auf dem Kopf des Widerstandkastens liegende Schneckenwelle — vergl. die photographische Abbildung Fig. 314, S. 345 — in Bewegung, von der ein senkrecht darüberliegendes Schneckenrad an-

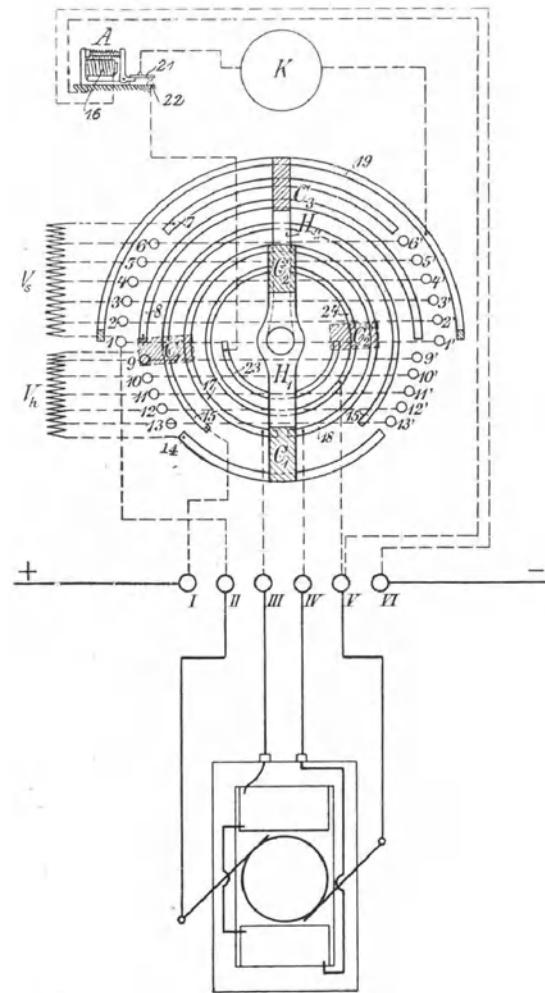


Fig. 313.

getrieben wird, das, lose auf seiner Welle sitzend, den Antrieb erst weiter leitet, sobald durch den selbstthätigen Schluss eines Nebenstromkreises die magnetische Verbindung zwischen dem Schneckenrädchen und einer mit seiner Welle fest verbundenen magnetischen Kupplung eintritt. Von der so mitgenommenen magnetischen Kupplungshälfte wird durch Riemen- oder Kettentrieb eine lose auf der Drehachse der Anlasshebel sitzende Scheibe mit dem zweiten Kontakthebel H_2 in Thätigkeit gesetzt und durch diesen der Rest der Anlasswiderstände 6 bis 1 mechanisch mit einer Geschwindigkeit abgeschaltet, die in fester Abhängigkeit von der Anlaufbewegung des Motors steht. Nachdem der ganze Anlasswiderstand abgeschaltet ist, erfolgt die selbstthätige Unterbrechung der magnetischen Kupplung, so dass die Anlasshebel in ihrer Grenzlage unabhängig vom Lauf des Motors stehen bleiben, bis der Steuerzug zum Anhalten von Hand oder durch eine mechanische Abstellvorrichtung in seine Mittellage zurückgeführt wird.

Die elektrische Einrichtung

des Apparates für die verschiedenen Wirkungen ergibt sich aus der nachstehenden Betrachtung des Schaltschemas.

Zum Anlassen verstellt man den Kontakthebel H_1 , Fig. 313, mit seinen Stromschlussbrücken C_1 und C_2 durch den Steuerzug von Hand, bis der Motor anläuft. Dem möge beispielsweise nach allmählichem Abschalten der zwischen den Kontakten 14 und 8 gelegenen Widerstandspulen V_h die Stellung C'_1 und C'_2 der Brücken, Fig. 313, entsprechen, welche durch einen Anschlag begrenzt wird. In dieser Lage erfolgt der Stromschluss von der

*) In der photographischen Abbildung des ganzen Apparates, Fig. 314, ist die Steuerrolle fortgelassen. Der vorstehende Wellenkopf ist zu ihrer Aufnahme bestimmt.

Klemme *I* durch den Ring *15*, die Bürste C'_1 , Kontakt *8*, durch die Bürste C_3 des zweiten Kontakthebels H_2 und den zwischen den Kontakten *7* und *1* liegenden Widerstand V_s nach der Klemme *II*, dann weiter durch den Motoranker nach Klemme *V* und von hier aus schliesslich um die Spule *16* nach der Klemme *VI*, an welche die Rücklaufleitung des Netzes angeschlossen ist.

Die zugehörige Magneterregung vollzieht sich durch den Stromlauf von der Klemme *I* über die Ringschiene *15*, Bürste C'_1 , Ringschiene *17*, Klemme *III*, um die Feldmagnete des Motors nach Klemme *IV*, über den Ring *18*, die Bürste C'_2 nach der Klemme *V* des Ankerstromkreises. Endlich ist auch noch der Stromkreis der magnetischen Kupplung *K* für das selbstthätige Weiterschalten durch das Schneckentriebwerk geschlossen, und zwar von der Klemme *I* über Schiene *15*, Bürste C'_1 , Schiene *8*, Bürste C_3 , obere Ringschiene *19*, über die magnetische Kupplung *K* nach den Knöpfchen *21* und *22*, durch die Ringschiene *23*, Kontaktbürste C'_2 , Ringschiene *24* nach den Klemmen *V* und *VI*. Der Kontakthebel H_2 wird hierdurch mit dem vom Motor aus angetriebenen, früher erwähnten Schneckengetriebe gekuppelt und infolge dessen bis zum Kontakt *1'* nach rechts gedreht. In dieser Stellung hört am Ende der oberen Ringschiene *19* der Stromschluss auf. Mit der Unterbrechung des Stromkreises der magnetischen Kupplung *K* löst sich diese und damit gelangt die selbstthätige Schaltbewegung zum Stillstand.

Zum Abstellen wird der Hebel H_1 durch das Steuerseil in die Ruhelage C_1C_2 zurückgedreht und gleichzeitig der Kontakthebel H_2 durch einen Mitnehmer bis in seine Mittelstellung zurückgeschoben.

Sobald die Bürste C_1 auf diesem Wege die Ringschiene *15* verlässt, wird der Anker bei vollständig vorgeschaltetem Widerstande vom Netz abgetrennt. Durch die veränderte Schaltweise entsteht ein in sich geschlossener Stromkreis, der vom Anker durch die Magneterregung und den Vorschaltwiderstand nach dem Anker zurück verläuft. Infolge der Abtrennung des Ankers vom Netz bleibt in seiner Spulenwicklung die elektromotorische Kraft, welche durch die Ankerdrehung im magnetischen Felde der Motormagnete inducirt wird, allein übrig, und erzeugt nunmehr einen Strom, der entgegengesetzt zum Netzstrom verläuft und gleichzeitig die im selben Stromkreis liegenden Feldmagnete weiter erregt. Der Nebenschlussmotor verwandelt sich auf diese Weise in einen Hauptstromgenerator, der auf den vorgeschalteten Widerstand arbeitet, und durch den Arbeitsverbrauch seiner Stromerzeugung eine sehr kräftige Bremswirkung ausübt, die ihn und das ganze Triebwerk rasch zur Ruhe bringt.

Mit dem Wechsel der Ankerstromrichtung bildet die Klemme *II*, durch welche der Netzstrom bis dahin in den Anker eingetreten war, jetzt die

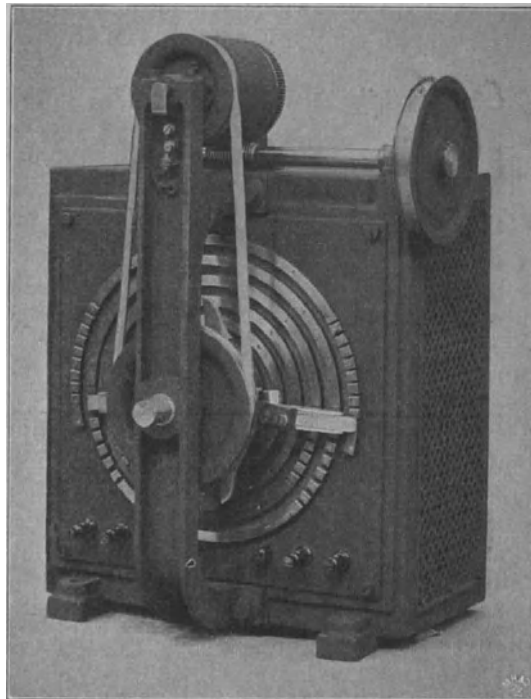


Fig. 314.

Austrittsklemme für den in ihm inducirten Generatorstrom. Der Strom geht aus dem Anker nach dem Kontakt *1*, durchläuft die zwischen *1* und *7* liegenden Widerstandspulen V_s , tritt von *7* durch die Strombrücke C_3 auf *8* über, geht dann durch die Widerstandspulen V_h zwischen *8* und *14* durch die Strombrücke C_1 in ihrer zur Zeit vorausgesetzten Stellung nach *17*, fließt über die Klemmen *III* und die Felderregung nach *IV* und von der Ringschiene *18* durch den Schleifkontakt C_2 , die Ringschiene *24* und die Klemme *V* in den Anker zurück.

Aus dieser Darlegung geht hervor, dass der Stromwechsel im Anker und die unmittelbare Erregung der Feldmagnete durch den Ankerstrom den Erregungssinn nicht umkehrt, weil der Strom durch die Magnetspulen wie vorher von der Klemme *III* nach *IV* verläuft. Damit ist die Vorbedingung erfüllt, dass der Motor bei seiner Verwandlung in einen Hauptstromgenerator in dem bisherigen Sinne unverändert weiter erregt wird. Der mechanische Arbeitsverbrauch zum Erzeugen des Ankerstromes liefert die Bremswirkung, welche die Bewegungsenergie im raschen Verlauf der Bremsperiode vollständig aufzehrt.

Der Vorschaltwiderstand dient zugleich als Bremswiderstand.

Der Kontakthebel H_1 schliesst erst in seiner senkrechten Mittelstellung den Magnetstromkreis durch die Schleifbürsten C_1 und C_2 am Ende der Steuerbewegung in den Ringschienen, mit Umgehung des Vorschaltwiderstandes, kurz nachdem der Strom im Motor vollständig vernichtet ist.

Die Schuckert'sche Ausführung verhindert durch die selbstthätige Stromabschwächung die Gefahren der Selbstinduktion im Ankerstromkreis und in den Erregerspulen und erreicht mit der Bauart des Steuerapparates, die sie für diesen Zweck gewählt hat, den Vortheil einer Selbstbremsung durch den Motor.

Dreht man den Kontakthebel H_1 aus seiner Mittellage zum Anlassen des Motors in umgekehrter Richtung durch den Steuerzug, dem Uhrzeigerlauf entgegengesetzt, so beginnt der Ankerstromschluss und die neue Magnet-erregung, sobald die Bürste C_1 auf das rechte Ende der Ringschiene *15* gelangt. Dabei tritt aber der Erregerstrom von der Schiene *15* durch die Bürste C_1 auf die Schiene *18* über und gelangt durch die Klemme *IV* in die Erregerspulen, durchläuft diese also in umgekehrter Richtung wie vorher, wo *III* die Eintrittsklemme bildete. Der Ankerstrom verläuft dagegen in derselben Richtung, wie bei der zuerst betrachteten Steuerlage, weil die einzelnen Widerstandskontakte *13'* bis *9'* für die Handsteuerung, wie die folgenden *6* bis *1*, die während der selbstthätigen Schaltperiode in Thätigkeit treten, durch direkte Leitungen mit den gleichzifferigen auf der rechten Hälfte des Schaltapparates verbunden sind. Mit der Umkehr des Magnetstromkreises, bei gleichbleibender Richtung des Stromlaufes im Anker, ist die Bedingung der Umsteuerwirkung erfüllt, und letztere vollzieht sich unter den angewendeten Vorsichtsmaßregeln, wie oben nachgewiesen, gefahrlos.

Die Magnetspule *A* liegt in beiden Fällen während der ganzen Schaltperiode, gleichgültig ob der Motor vor- oder rückwärts angelassen wird, im Stromkreis und bildet durch die Magnetisirung ihres Eisenkerns einen Schutzausschalter, der in Wirksamkeit tritt, sobald aus irgend welchen Ursachen, durch Überlasten oder sonstige Bewegungshindernisse im Triebwerk, der Strom über die zulässige Grenze anschwellen sollte.

Sobald der Strom eine gewisse Grenze überschreitet, zieht der Magnet den vor ihm drehbar gelagerten Anker an und unterbricht dadurch den Stromkreis der magnetischen Kupplung des selbstthätigen Schaltwerkes. Durch das vorübergehende Lüften der Kupplung setzt das Schaltwerk der zweiten Widerstandsgruppe so lange aus, bis der Strom auf seine normale

Grösse zurückgegangen ist und die Widerlagspiralfeder des drehbaren Ankers diesen von dem Magnet *A* ablöst, den Schaltstromkreis also wieder schliesst und die Kupplung einrückt.

Wendeanlasser mit Kohlenkontakten, Selbstregelung der Schaltgeschwindigkeit durch einen Hilfsmotor und Schutz gegen übermässiges Anwachsen des Anlaufstromes, sowie Kurzschlussbremsung des Ankers beim Abstellen für Aufzüge mit Nebenschlussmotor.

D. R. P. 74378 von Schuckert.

In der weiteren Vervollkommnung des vorstehend beschriebenen Anlassers hat Schuckert den Antrieb der Selbstschaltung vom Windenmotor durch einen kleinen Hilfsmotor ersetzt und später die ursprünglich ebenfalls noch mit Metallschleifkontakten ausgeführte Konstruktion in der nachstehend beschriebenen Form mit Kohlenkontakten versehen.*)

Die Steuerperiode des Anlassers ist auch hier in zwei aufeinanderfolgende getrennte Phasen zerlegt, von denen der Aufzugführer die erste durch den Steuerzug von Hand vermittelt und dabei dem Motor nur so viel Strom zuführt, dass er mit noch voll vorgeschalteten Anlasswiderständen belastet gerade anzulaufen vermag, während das stufenweise Ausschalten der Widerstände erst in der zweiten Phase durch den Hilfsmotor selbstthätig mit fest geregelter Geschwindigkeit erfolgt. Das Überlastungsrelais ist in den Stromkreis des Hilfsmotors eingebaut, und unterbricht den Strom, sowie damit die selbstthätige Schaltung, wenn und so lange der Anlaufstrom des Aufzugmotors die doppelte regelrechte Stärke erreicht oder überschreitet.

Der vom Steuerzug abhängige Theil des Apparates besteht aus der Steuerachse *A*, Fig. 315, S. 348, mit einer Stromwendekurbel, deren Schleifbürsten vier Ringschienen paarweise überdecken, und einer aufgekeilten Scheibe, die den doppelarmigen, um *B* drehbaren Hauptkontakthebel bethätigt, sobald die Anlaufrolle *r* beim Drehen der Steuerwelle aus der Mittellage nach rechts oder links aus der vertieften Rastbahn *e* auf die anschliessenden cylindrischen Scheibenränder hinaufläuft. Die Abstützung des Hebels an der Scheibe wird durch die Spiralfeder *f* gesichert. Der Hauptkontakt *z* wird erst nach etwa 40° totem Drehwinkel der Kurbel zu beiden Seiten der senkrechten Mittellage geschlossen, während die Schleifbürsten der Kurbel die für Rechts- oder Linkslauf des Motors erforderliche entgegengesetzte Leitungsverbindung der Ringschienen bereits vorher vermitteln, sobald die Kurbel die Lücke der mittleren Schienen nach rechts oder links überschreitet.

Die Kurbel ist ausserdem durch eine Schubstange *s* mit einer am Anlassergestell zwischen zwei Führungslagern senkrecht verschiebbaren Schiene von \perp -förmigem Querschnitt verbunden, welche der in ihr beweglich gelagerten Schaltstange *13* zur Führung dient. Seitlich vorspringende Nocken dieser Schaltstange bethätigen der Reihe nach die Kontakthebel zum Kurzschliessen der Widerstandstufen, wenn die oben durch eine angeschraubte Zahnstange an einem Ritzel aufgehängte Schaltstange durch den Hilfsmotor *H* zwangsläufig nach unten bewegt wird und dabei in der äusseren Schiene niedergleitet.

Die um senkrechte Zapfen am Anlassergestell drehbar gelagerten Kontaktwinkelhebel, Fig. 316, schliessen sich unter der Wirkung von Spiralfedern, sobald ihre Anlaufrollen beim Senken der Schaltstange auf den schiefen Nockenflächen niederrollen, und öffnen sich bei der umgekehrten

*) Vergl. die ältere Ausführung, Hebezeuge, 3. Aufl., Bd. II, S. 351.

Bewegung wieder der Reihe nach, wie sich aus der Betrachtung der Figur ergibt.

Die Einlagerung der Schaltstange in der äusseren, mit der Steuerkurbel verbundenen Führungsschiene bietet das Mittel, sie beim Zurückdrehen der Kurbel in die Mittellage zum Abstellen des Motors durch einen Mitnehmer der äusseren Schiene in die Anfangslage zurückzuschieben. Damit aber dieser Mitnehmer andererseits die Schaltbewegung des Hilfsmotors nicht etwa bei langsamer oder unvollständiger Bedienung der Handsteuerung störend unterbrechen kann,

ist dafür gesorgt, dass der Hilfsmotorstrom durch einen Kontakt 6-7 erst in der wagerechten Grenzlage der Kurbel, bei tiefster Stellung der äusseren Schiene und freier Bahn für die Schaltstange geschlossen wird.

In der Ausführung ist das Kontaktmesser 7 auf der Rückseite der äusseren Führungsschiene isolirt befestigt und greift in der tiefsten Stellung in den am Gestell befestigten federnden Kontakt 6 ein, der in der schematischen Skizze in anderer Lage angedeutet ist.

Im Stromkreise des Hilfsmotors befindet sich ausserdem noch in fester Verbindung mit der Schaltstange 13 eine Schleifbürste 10, welche die beiden stromführenden Schienen 9 und 11 während des ganzen Stangenweges bis zur tiefsten Stellung leitend überbrückt, aber hier auf isolirte Endklötze niedergleitet und dadurch den Strom für das Abstellen des Hilfsmotors und der Schaltbewegung selbstthätig rechtzeitig unterbricht, sobald alle Vorschaltwiderstände für den Aufzugmotor kurzgeschlossen sind und er sich in vollem Lauf befindet.

In der Ausführung liegen diese Schienen am Gestell zu beiden Seiten des unteren Endes der Schaltstange. Die Schleifbürste ist auf dem Rücken der Stange isolirt befestigt.

Das Zahnstangenritzel sitzt in Verbindung mit der Ankerscheibe der magnetischen Kupplung und einem Sperrklinkenträger — vergl. die Aus-

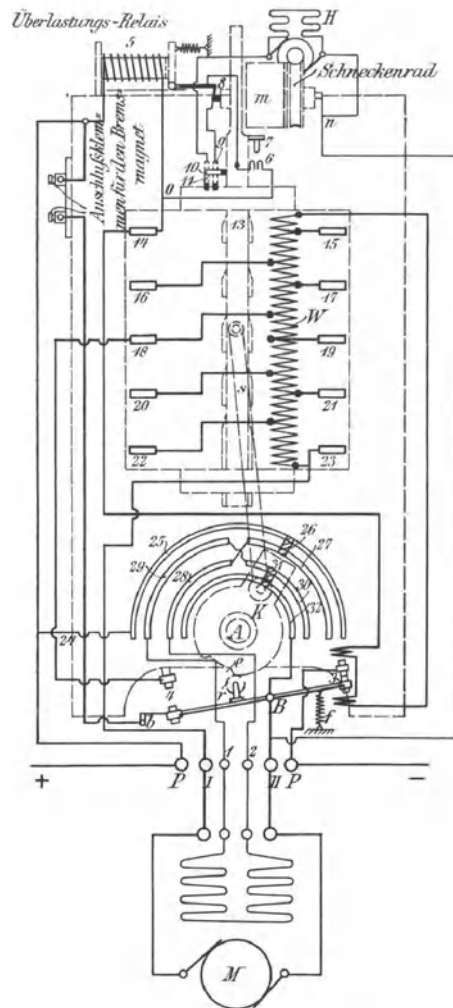


Fig. 315.

föhrungsfigur 317 — lose auf der Welle des zum Hilfsmotor gehörigen Schneckenrades, zwischen diesem und der Spulentrommel der Kupplung, die ihrerseits mit der Welle fest vereinigt sind. Die Reibungsklinke legt sich durch Federdruck gegen die Innenfläche des Schneckenradkranzes und verhindert das selbstthätige Niedersinken der Schaltstange während der Handsteuerphase, wo der Stromkreis des Hilfsmotors und der magnetischen Kupplung noch nicht durch den Kontakt 6-7 geschlossen ist, sowie während der Wirkungsdauer des Überlastungsrelais 5 in der zweiten Steuerphase, welches denselben Stromkreis bei 8 unterbricht, sobald die Erregung seines Magnets durch übermässige Stromstärke einen vor ihm drehbar ge-

lagerten Anker anzieht und dadurch den Kontakt 8 öffnet. Die Klinke zieht sich durch das Eigengewicht der Schaltstange bei stillstehendem Hilfsmotor selbstthätig in die Sperrlage, weil das Schneckenrad durch die selbsthemmende Schnecke des Motors festgehalten wird, löst sich aber bei umgekehrter Bewegungsrichtung der Stange und gestattet daher das Hochschieben in der Abstellperiode ohne Widerstand. Dieselbe Auslösewirkung äussert indessen auch das Schneckenrad, sobald es zum Senken der Stange vom Motor angetrieben wird. Hier bedarf es der magnetischen

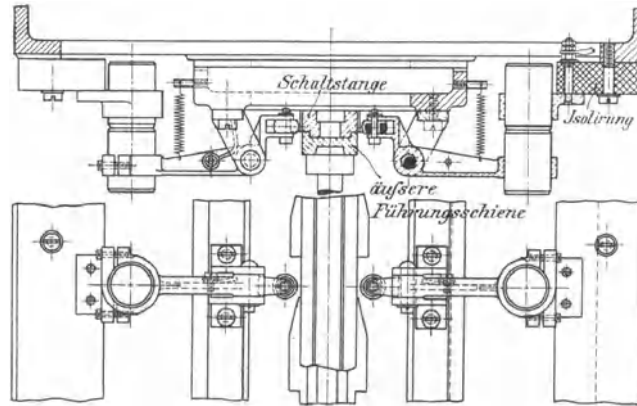


Fig. 316. 1 : 5.

Kupplung, welche stets gleichzeitig mit dem Motor erregt und unterbrochen wird, um den zwangsläufigen Zusammenhang zwischen Schaltstange und Motortriebe herzustellen und die Stange nicht frei fallen zu lassen, sondern ausschliesslich durch den Motor zu senken.

Fig. 318, S. 350, giebt ein photographisches Bild der Gesamtanordnung.

Die einzelnen Schaltungen sind an Hand der schematischen Skizze, Fig. 315, zu verfolgen.

Wird die Welle *A* durch den Steuerzug, wie angedeutet, nach rechts gedreht, so verbinden die Schleifbürsten 26 und 31 die Ringschienen 25

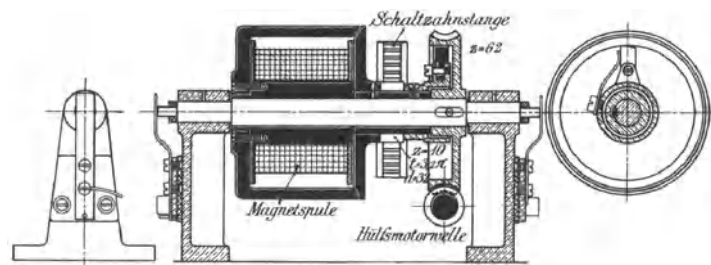


Fig. 317. 1 : 5.

und 27, sowie 30 mit 32. Nach Überschreiten des toten Drehwinkels dreht die Wellenscheibe den Hauptkontakthebel um *B* durch die Anlaufrolle *r*, unter Überwindung des Federwiderstandes *f*, in die gezeichnete Lage, indem sich der vorher geschlossene Kontakt 4 öffnet und sich dafür 3 und *b* schliessen. Dieser Zustand bleibt während der weiteren Drehung der Kurbel bis in die wagerechte Endlage bestehen und zieht die äussere Führungsschiene der Schaltstange 13 durch die Schubstange *s* in die tiefste Lage. Damit geht ein Strom vom $+$ Pol durch die Nebenschlussleitung 24 nach der Kreisschiene 25, über die Schleifbürste 26 nach 27, von hier

durch die Ringschiene 28, dann weiter über die Klemme 2 durch die Feldmagnete des Aufzugmotors *M* zur Klemme 1, über die Schienen 29 und 30, durch die Schleifbürste 31 nach *B* und schliesslich durch den Kontakt-hebel über 3 in die Rücklaufleitung.

Während so die Magnete im Nebenschluss erregt werden, läuft gleichzeitig der Hauptstrom vom + Pol durch das Überlastungsrelais 5 nach 14, über die Funkenbläerspule des Kontaktes 3 durch sämtliche Anlasswiderstände *W* nach der Ankerklemme *I*, durch den Motoranker nach der Klemme *II* und über *B* und den Kontakthebel durch 3 ebenfalls in die Rücklaufleitung. Magnete und Anker werden also gleichzeitig eingeschaltet. Um

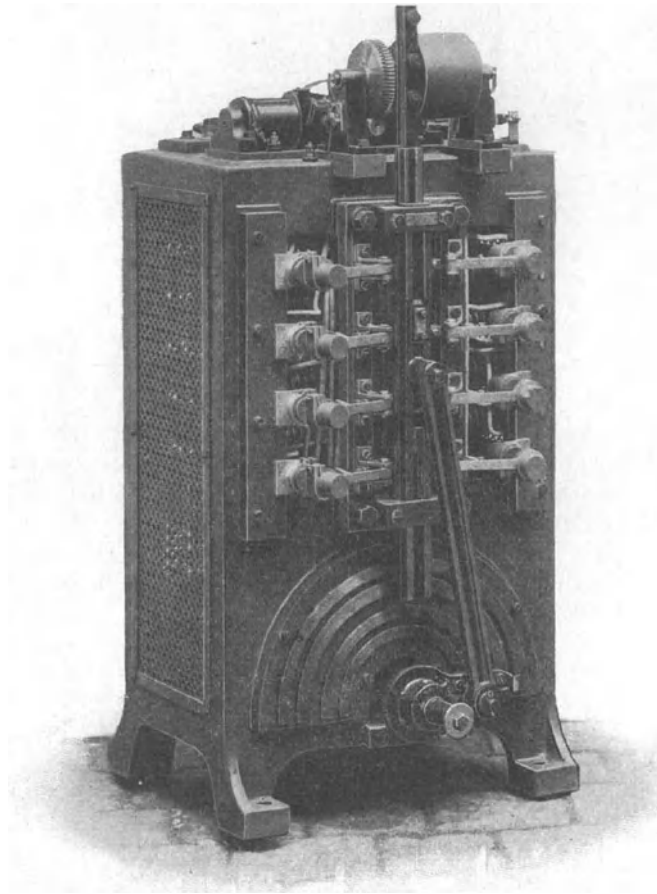


Fig. 318.

ausserdem auch noch die elektromagnetische Stoppbremse durch Erregen ihres Solenoids in demselben Augenblick zu lüften, ist vor dem Überlastungsrelais eine Leitung abgezweigt, die diesen Magneten zwischen den in der Figur angegebenen Klemmen aufnimmt und den Rücklaufstrom über den Kontakt *b* und den Kontakthebel bei *B* wieder mit dem Hauptzweig vereinigt. Der Kontakt *b* kann entbehrt werden, wenn man die Leitung direkt bis *B* fortführt, weil auch die Bremsstromunterbrechung gleichzeitig mit der des Motorstromes zu erfolgen hat und hierfür der Kontakt 3 genügt, ja allein sogar die Gleichzeitigkeit der Wirkung besser sichert.

Der Motor läuft langsam an.

Mit dem Kontaktschluss 6-7 am Ende der Handsteuerphase durch die tiefste Stellung der äusseren Führungsschiene, bei horizontaler Lage

der Steuerkurbel K , entsteht der Nebenschluss für die Erregung des Hilfsmotors H und der magnetischen Kupplung m , welcher sich hinter dem Überlastungsrelais bei o von der Hauptleitung abzweigt, über $6-7$ nach 8 verläuft und sich hier gabelt. Ein Theil tritt durch eine kleine Feder in die Achse der magnetischen Kupplung ein, durchläuft deren Spule und tritt am anderen Achsenende ebenfalls durch eine kleine, die Stirnfläche berührende Blattfeder nach n aus; der andere Theil geht über die Schleifbürste 10 von 9 nach 11 , durch den Anker und die dazu parallel geschalteten Feldmagnete des Hilfsmotors und vereinigt sich in n wieder mit dem ersten, von wo der gemeinsame Rücklauf über B und 3 erfolgt. Hiermit beginnt die selbstthätige Abwärtsbewegung der Schaltstange 13 mit dem stufenweisen Kurzschliessen der Anlasswiderstände W , bis die Schleifbürste 10 in der tiefsten Stellung auf die unteren Isolirklötze der Schienen 9 und 11 hinaufgleitet und dadurch den Hilfsmotor abstellt. Die Schaltstange bleibt dann an ihrem durch die Sperrklinke und die Kupplung in dem Schneckenrade festgehaltenen Ritzel hängen. Tritt während des Schaltweges das Überlastungsrelais in Thätigkeit, so stellt sich der eben beschriebene Endzustand mit vorübergehender Dauer bis zum Verlauf des Stromstosses durch die Stromunterbrechung bei 8 ein, wenn sich die Schleifbürste 10 noch auf den leitenden Strecken der Kontaktschienen 9 und 11 befindet.

Zum Abstellen wird die Steuerwelle A in die Mittellage zurückgedreht und hebt auf der ersten kurzen Hubstrecke der Kurbel K die äussere Führungsschiene der Schaltstange allein an, um zunächst den mit ihr verbundenen Kontakt 7 zu öffnen und dadurch die magnetische Kupplung m zu lüften, damit bei der gleich darauf folgenden Einwirkung des Mitnehmers auf die innere Schaltstange 13 diese ungehindert mit nach oben geschoben werden kann. Die Schaltnocken öffnen der Reihe nach alle Kontakthebel der Widerstandstufen 23 bis 14 und schalten sämtliche Widerstände wieder vor den Motoranker, bis schliesslich die Hebelrolle r in die mittlere Rast e der Steuerscheibe einspringt und sich die Kontakte 3 und b öffnen, während sich 4 dafür schliesst.

Durch diese Abtrennung des Ankers vom Netz verwandelt sich der Motor in einen auf einen Theil seiner Widerstände kurzgeschlossenen Stromerzeuger und wirkt als Bremse, weil der remanente Magnetismus der Feldmagnete in dem noch rasch laufenden Anker einen Strom im Sinne der bisherigen elektromotorischen Gegenkraft erzeugt, der von der Klemme I nach 23 , durch den Widerstand bis 18 und über den Kohlenkontakt 4 , B und die Klemme II zum Anker zurück verläuft. Der Ankerbremsstrom unterstützt die beim Öffnen des Kontaktes 3 , bzw. b in Thätigkeit getretene elektromagnetische Stoppbremse, wirkt aber wegen der Abnahme des remanenten Magnetismus im Motorfeld und der gleichzeitigen Verminderung der Ankergeschwindigkeit nur im ersten Augenblick kräftig, so dass auf die zusätzliche besondere Stoppbremse nicht verzichtet werden kann.*)

Wird die Steuerwelle A nach links umgedreht, so wiederholt sich dasselbe Spiel unter umgekehrter Erregung der Feldmagnete, bei unveränderter Stromlaufichtung im Anker, für den Richtungswechsel des Motors. Der Strom geht von dem $+$ Pol durch die Nebenschlussleitung 24 , wie vorher, nach der Kreisschiene 25 , dann aber über die jetzt im linken Quadranten stehende Kurbelschleifbürste 26 nach 29 und von hier über die Klemme I durch die Magneterregung nach 2 , weiter durch die Ringschiene 28 über 31 und 32 nach B , von hier durch 3 in die Rücklaufleitung. Alles übrige

*) Im allgemeinen erweist sich die Stoppbremse als ausreichend, und man erreicht dann sanfteres Anhalten, wenn man unter Verzicht auf die Kurzschlussbremsung den Kontakt 4 beim Montiren abschaltet.

bleibt unverändert, wie im ersten Fall, weil auch bei der Drehung der Steuerwelle nach links der Hauptkontakthebel von der Steuerscheibe in die gezeichnete Lage für den Kontaktschluss von 3 übergeführt wird.

Die von Schuckert für die Umsteuerung des Motors bevorzugte Umagnetisierung der Felderregung, statt der Umkehr des Stromlaufes im Anker, hat bei den hiermit ausgerüsteten Aufzügen die mehrfach beobachtete Wirkung zur Folge, dass der Motor bei plötzlichem Umsteuern von einer Laufrichtung auf die andere der neuen Steuerlage nicht sofort gehorcht, sondern unter dem Einfluss des remanenten Magnetismus noch eine kurze Drehung im alten Sinne ausführt, bevor er die neue Laufrichtung annimmt, so dass der Fahrstuhl vielleicht beim Umsteuern auf Auffahrt zunächst noch einige Centimeter sinkt. Ernstliche Bedenken sind hiergegen nicht zu erheben, weil der Zwitterzustand nur wenige Sekunden dauert und plötzliches Umsteuern überhaupt als nachtheilig für jede elektrische Anlanssteuerung allgemein verboten werden sollte.

Die Verwendung von Kohle für alle vom Ankerstrom durchflossenen Kontakte erhöht die Betriebsicherheit des ganzen Steuerapparates, und die Blasspule am Funkenzieherkontakt 3 lässt auch den Öffnungsfunken des Hauptstromkreises unschädlich verlaufen.

Im Vergleich mit anderen Kohlenkontakthanlassern, bei denen die einzelnen Kohlenpaare durch einfachen Hebelausschlag zur Berührung gebracht werden und der Kraftaufwand mit der Zahl der Kontakte erheblich steigt, weil die Federwiderlager der zuerst in Berührung getretenen Stifte stetig weiter gespannt werden müssen, um die nachfolgenden Kontakte zu schliessen, vermindert die Schuckert'sche Bauart mit den Nocken und Anlaufrollen der Kontakthebel den Steuerwiderstand erheblich. Die Federpressung ist hier für alle Kohlen die gleiche, und die Druckrollen äussern nur wälzende Reibung. Auch der verhältnissmässig grosse tote Gang, um etwa 40° zu beiden Seiten der Steuermittellage ist willkommen, weil er den Einbau einer zweiten mechanischen Bremse erleichtert, die zum Abstufen der Gesamtwirkung erst nach der elektromagnetischen einfällt und bei Stockwerkeinstellungen der Hauptsteuerung grösseres Spiel für die Abstelllage gewährt.

Selbstthätiger Aufzuanlasser von Schuckert für Drehstrom.

Die Schuckert'schen Drehstromanlasser mit Stromwender für Aufzüge, Fig. 319 u. 321, entsprechen in ihrer Bauart der für Gleichstrom vorstehend beschriebenen mit Kohlenkontakthebeln, welche beim Niedersinken einer mit Nocken besetzten Schaltstange die Anlasswiderstände der Reihe nach kurz schliessen und bei der umgekehrten Bewegung, zum Vorschalten der Widerstände, durch die Hubnocken wieder geöffnet werden. Der Drehstrom erfordert aber auf jeder Widerstandstufe für den Stromschluss des Dreileitersystems mindestens zwei Kontakthebel auf gemeinsamer Drehachse zur gleichzeitigen Wirkung. Den dritten Kontakt ersetzt Schuckert durch dauernde leitende Verbindung der Drehachse der Zwillingshel mit dem dritten Stromleiter, indem er die Achse als Verkettungspunkt der in Sternschaltung liegenden Widerstandsleitung wählt und andererseits davon Gebrauch macht, dass zum Unterbrechen des Drehstromes das Öffnen von zwei Leitungen genügt.

Die Schaltstange ist, wie beim Gleichstromanlasser, in einer äusseren, von der Kurbel der Steuerwelle bethätigten Führungsschiene derart untergebracht, dass sie sich mit geringerer Geschwindigkeit, als diese, in ihr abwärts bewegen kann und nur aus der tiefsten Stellung durch einen Anschlag mit ihr zusammen wieder nach oben geschoben wird. Der ge-

meinsame Hub erfolgt durch unmittelbare Einwirkung des Kurbelzapfens der unten im Anlassergestell gelagerten und durch einen Seilzug vom Schacht aus gedrehten Steuerwelle auf das untere Querstück der äusseren Führungsschiene, deren senkrechte Bahn durch zwei runde Leitbolzen des Querhauptes und eine oben am Gestell angeschraubte Schelle gesichert ist. Der Kreisbogenausschnitt der Hubfläche des Querhauptes bestimmt den toten Drehwinkel der Steuerkurbel — zu beiden Seiten ihrer senkrechten Mittelstellung 40° — aus der sie zum Anlassen des Motors, je nach der beabsichtigten Fahrriichtung, nach rechts oder links rasch um 90° gedreht wird, um mit der in beiden Fällen gleichen Einwirkung auf die Schaltung der Anlasswiderstände den noch zu beschreibenden Stromwender rechtzeitig in die erforderliche Stromschlusslage einzustellen.

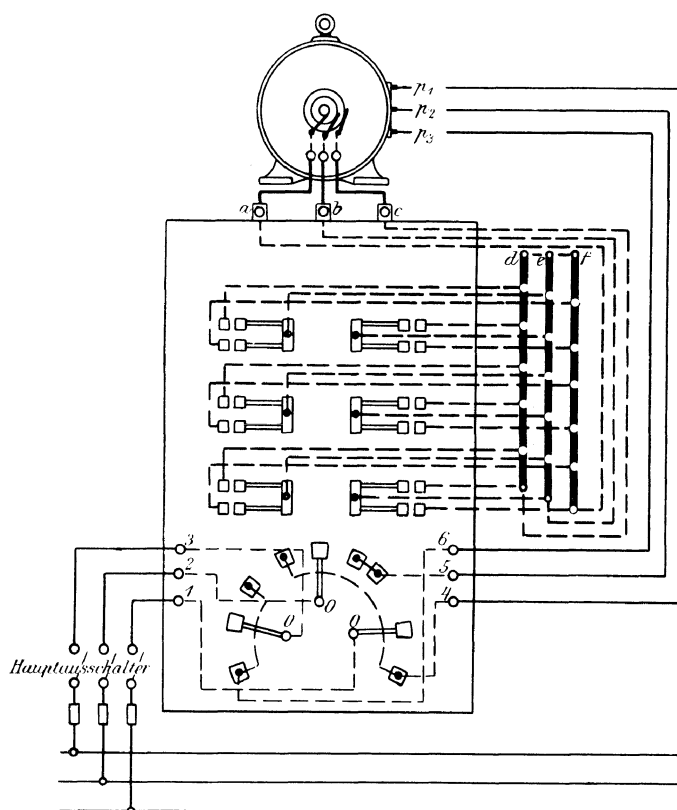


Fig. 319.

Die Regulierung der selbstthätigen Senkgeschwindigkeit der Schaltstange vermittelt ein gewöhnlicher, mit Öl gefüllter Dämpfer auf dem Kopf des Anlassergestelles, dessen Kolbenstange die Schaltstange trägt und der in bekannter Weise die Fallgeschwindigkeit dadurch mässigt und annähernd gleichförmig gestaltet, dass die vom niedergehenden Kolben im Cylinder verdrängte Flüssigkeit nur langsam durch einstellbare Durchtrittsöffnungen entweichen kann, während der umgekehrte Füllwechsel rasches Anheben nicht hindert.

Der Stromwender sitzt auf der Rückseite des Anlassers Fig. 321 und besteht aus einem dreiarmigen Kontaktstern, der durch Drehen nach rechts oder links mit den fest am Gestell angebrachten Stromschlussstücken für Vor- oder Rücklauf des Motors in Berührung tritt.

Im Schaltschema Fig. 319 sind die Drehpunkte O der Kontaktarme, der Deutlichkeit halber, getrennt gezeichnet, in der Ausführung fallen sie in der

Achse des Kontaktsternes zusammen, zu der die festen Stromschlusstücke am Gestell konzentrisch angeordnet sind.

Die etwas tiefer gelagerte Steuerwelle wirkt durch eine Scheibe mit Kurvenschlitz auf einen Mitnehmerbolzen des Kontaktsternes derart ein, dass der Schlitz durch seine Form beim Ansteuern aus der Mittellage den Stern nach rechts oder links bis zum Stromschluss umlegt, bevor das Abschalten der Anlasswiderstände beginnt, ihn dann aber beim weiteren Drehen der Steuerwelle stehen lässt und durch die Rastbahn, in welcher der Schlitz beiderseits endigt, festhält.

Der ebenfalls mit Kohlenkontakten ausgerüstete Hauptausschalter wird, ähnlich wie beim Gleichstromanlasser S. 347 u. f., von der Steuerwelle be-

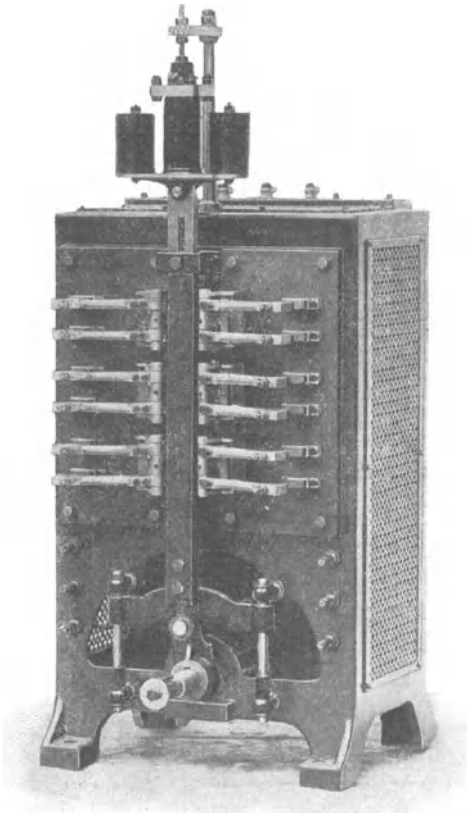


Fig. 320.

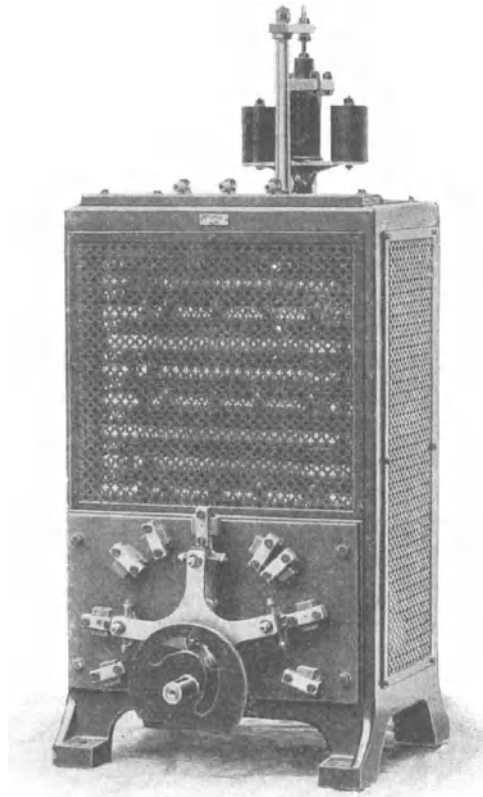


Fig. 321.

thätigt und unterbricht den Stromkreis der Primärwicklung unmittelbar, nachdem der ganze Anlasswiderstand im Sekundärstromkreis vorgeschaltet ist.

Im Schaltschema Fig. 319 bezeichnen die Ziffern 1, 2, 3 und 4, 5, 6 die Verbindungsstellen des Umschalters mit den Stromleitungen des Netzes nach den Primärspulen, deren Klemmen am Motor durch p_1 , p_2 , p_3 angedeutet sind. Die Anschlussklemmen der drei Widerstandsleitungen an die Läufer-schleifringe liegen bei a , b , c . Die Widerstände selbst sind durch die dicken schwarzen, mit weissen Punkten unterbrochenen Linien dargestellt.

Der Stromwender vermittelt den Austausch zwischen zwei Leitungen zum Richtungswechsel des Motors dadurch, dass die Kontaktarme nach links gedreht die Verbindungen

1-5, 2-4, 3-6 herstellen, in der entgegengesetzten Grenzlage dagegen 1-4, 2-5, 3-6 als Brücken für die drei phasenverschiedenen Ströme einschalten.

In der Zeit zwischen dem Schluss des Hauptausschalters und dem Beginn des selbstthätigen Kurzschliessens der einzelnen Widerstandstufen verlaufen die drei Läuferströme von den Schleifbürsten über den ganzen Anlasswiderstand, dessen obere Verkopplung durch die Verbindungsschiene *d e f* den Verkettungspunkt der drei Leitungen bildet. Dann schliessen sich der Reihe nach die einzelnen Kontakte von links oben im Zickzack fortschreitend bis zum letzten rechts unten, der den ganzen Widerstand kurzschliesst, indem jedesmal die beiden zuletzt geschlossenen Kontaktpaare der Zwillingshebel in Verbindung mit ihrer an den dritten Leiter angeschlossenen Drehachse den von Stufe zu Stufe weiter wandernden Verkettungspunkt der Widerstandsleiter bilden.

Derselbe Anlasser lässt sich auch ohne weiteres für asynchrone Zweiphasenmotoren verwenden.

Elektrische Steuerung der Sprague Elevator Company mit Bremswirkung des Motors für Aufzüge, welche durch das unausgeglichene Gewicht des Förderkorbes selbstthätig niedergehen.

Die eigenartige Ausführung, welche die Sprague Elevator Company für ihre Aufzuanlagen wählt, indem sie die übliche Rollenzugübersetzung der hydraulischen Aufzüge mit dem Elektromotor in der Weise verbindet, dass sie die lose Flasche der Zwischenübersetzung durch eine unmittelbar mit der Motorachse gekuppelte Schraubenspindel während der Auffahrt gegen die feste Flasche verschiebt und dem Fahrstuhlgewicht den Rücktrieb der Schraube und des Motors überlässt, hat auch zu einer besonderen elektrischen Steuerung geführt, der die Aufgabe zufällt, die Geschwindigkeit des Lastniederganges durch Selbstbremsen des Motors zu regeln, weil die Arbeitsschraubenspindel mit Rücksicht auf einen möglichst hohen Wirkungsgrad keine Selbsthemmung besitzt und zum Vermindern der Reibung in den Gewindegängen auf Kugeln läuft. *)

Der elektrische Vorgang in der Steuerung wird durch das Schaltschema, Fig. 322, S. 356, verständlich. **)

Zum Auffahren legt man den Umschalter *U*, der in der Fahrzelle selbst oder in einem beliebigen Stockwerk angebracht sein kann, auf Stellung *I*. Dadurch wird ein kleiner Hilfsmotor *H*, dessen Erregerspule e_1 in Reihenschaltung zum Anker liegt, über den Kontakt *b* an das Netz angeschlossen, und läuft an, indem sich gleichzeitig seine im selben Stromkreis liegende magnetische Bremse *h* lüftet. Die Schnecke *f* der Hilfsmotorachse dreht hierauf den Anlasshebel *C* des Hauptmotors, dem Sinne des Uhrzeigers entgegen, aus der stromlosen Anfangslage zwischen *x* und *y* über die einzelnen Stromschlussplatten des Anlasswiderstandes *V* fort, nachdem zunächst der Hauptausschalter *A* im Beginn seiner Bewegung zwangsläufig auf die Stromschlusslage *I* eingestellt ist. Während dieses Vorganges verschiebt sich gleichzeitig der Kontaktschlitten *S* durch den Schraubenspindelangriff des linken Endes der Hilfsmotorachse nach links und unterbricht die Stromzuführung für den Hilfsmotor in demselben Augenblick, in welchem der Schalthebel *C* nach Abschalten des ganzen Anlasswiderstandes in *y* anlangt, indem zu dieser Zeit die Leitung $1 e_1$ durch das isolirte Feld des verschobenen Kontaktschlittens *S* zwischen *a* und *b* unterbrochen wird. Der Betriebsstrom findet aus dem Netz seinen Weg über den Anker des Hauptmotors *D* durch die in Reihenschaltung dahinter liegende

*) Engineering 1899, S. 273 u. f.

**) Niethammer, Motoren und Hilfsapparate für elektrisch betriebene Hebezeuge. Z. d. V. d. I. 1897. Ein Zeichenfehler in der benutzten Quelle ist hier, Fig. 322, berichtigt.

Feldspule E_s nach der Erregerspule B_s der zum Motor gehörigen magnetischen Bremse B und kehrt von da in das Netz zurück, indem er die Bremse für den Anlauf des Motors lüftet. Ausser der Reihen-erregung ist für den Hauptmotor noch eine Nebenschlusserregung E_n vorgesehen, die mit dem Widerstand w in ihrem Stromkreis dauernd am Netz liegt. *)

Zum Anhalten ist der Umschalter U auf den mittleren Kontakt 2 einzustellen. Mit der vorher erwähnten, beim Anlassen eingetretenen Verschiebung des Kontaktschlittens S nach links schliesst sich der Stromkreis für den Hilfsmotor über 2 und a durch die Erregerspule e_2 und weiter über den Anker und die Spule der magnetischen Bremse; der kleine Motor läuft aber jetzt in umgekehrter Richtung wie früher an, weil seine Feld-erregung durch den entgegengesetzten Stromeintritt in die Erregerspule im umgekehrten Sinne erfolgt. Infolge dessen bewegt sich auch der Haupt-anlasshebel C im umgekehrten Sinne wie vorher von y nach x zurück, schaltet alle Widerstände vor und öffnet gerade noch den Hauptstromunter-brecher A , während gleichzeitig der Kontaktschlitten S in die gezeichnete

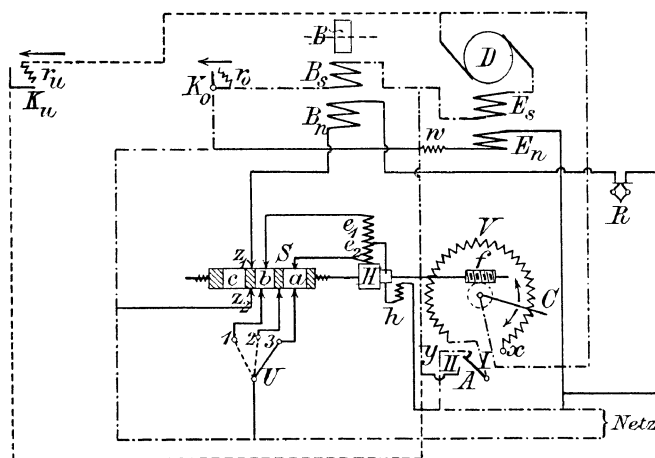


Fig. 322.

Anfangslage zurückgezogen wird. Mit der für beide Motoren bewirkten Stromunterbrechung fallen die zugehörigen Spannhebel der magnetischen Bremsen ein und bringen die Motoren schnell zur Ruhe.

Für die Niederfahrt ist der Umschalter U auf den Kontakt 3 einzustellen. Dabei läuft der Hilfsmotor im selben Sinne, wie im letzten Fall, an und dreht den zwischen x und y stehenden Schalthebel C im Sinne des Uhrzeigers derart, dass der Hauptstromschlusshebel zunächst auf den Kontakt II übergeführt wird und der Schalthebel C selbst sich auf y einstellt. Hierdurch wird der Motor vom Netz abgetrennt, und sein Anker arbeitet, wenn er durch die Last rückwärts angetrieben wird, bremsend auf die eigene Reihenfelderregung E_s als Dynamo, weil die am Netz liegende Nebenschlusswicklung E_n die sofortige Erregung der Maschine sichert.

An Stelle der ausgeschalteten Spule B_s übernimmt die Spule B_n das Lüften der magnetischen Bremse des Hauptmotors, indem durch den nach rechts verschobenen Kontaktschlitten die Verbindung zwischen den Leitungsenden z_1 und z_2 über c hergestellt wird. Während sich nun der Fahrstuhl durch sein Übergewicht allmählich in Bewegung setzt und den in sich geschlossenen Motor antreibt, wandert der Hebel C immer weiter gegen

*) Vergleiche die Fussnote S. 360 zu Otis, Aufzugsteuerung mit selbstthätiger Ab-stellung an den Fahrgrenzen durch einen Hilfstrom.

x hin und schaltet die Widerstände V vor. Die hierdurch bewirkte Schwächung des Ankerstromes vermindert die Bremsleistung des Motors und steigert die Senkgeschwindigkeit des Aufzuges. Überschreitet diese etwa die zulässige Grenze, so unterbricht ein vom Förderkorb durch endloses Seil oder unmittelbar vom Motor angetriebener Centrifugalregulator R den Stromkreis der Erregerspule B_n und stellt den Aufzug durch das Einfallen der zugehörigen Bremse B fest, bis durch das Zusammenfallen der Regulatorkugeln der Stromkreis wieder selbstthätig geschlossen und dadurch die weitere Niederfahrt freigegeben wird.

Zum Anhalten ist der Umschalter auf 2 zurückzustellen, um den Hilfsmotor in der Lage, die der Kontaktschlitten bei der vorangegangenen Einstellung angenommen hatte, von 2 über b durch die Erregerspule e_1 mit Strom zu speisen, und ihn dadurch umgekehrt wie vorher, in dem Sinne anzutreiben, dass der Anlasshebel C von x dem Uhrzeigersinne entgegen auf y zurückgedreht wird. Durch das Abschalten aller Anlasswiderstände wächst der Strom in dem hierbei nahezu kurzgeschlossenen Anker wieder und steigert die Bremskraft bis zum Anhalten des Aufzuges, wobei die gleichzeitige Verschiebung des Kontaktschlittens C den Stromkreis der Spule B_n zwischen z_1 und z_2 unterbricht und die Stoppbremse B einfallen lässt. Im letzten Augenblick der Schaltbewegung schiebt der Hebel C den Hauptstromschalter A in die Stromunterbrechungslage zurück und öffnet den in sich geschlossenen Ankerstromkreis des Motors, so dass alle Theile wieder die Anfangslage für den Stillstand einnehmen. An der obersten Fahrgrenze wird der Förderkorb durch den Sicherheitsausschalter K_o angehalten, welcher den Hauptstromkreis für den Motor D und den Bremsmagneten B_s über den Widerstand r_o ausschaltet, falls der Führer das rechtzeitige Abstellen versäumt. An der untersten Fahrgrenze tritt im gleichen Fall der Nothauschalter K_u in Thätigkeit, der den an sich bereits während der Niederfahrt vom Netz abgetrennten Anker, unter Umgehung des Vorschaltwiderstandes V , kurzschliesst und damit seine Bremskraft bis zum Anhalten steigert, indem der Schalter K_u , durch den anfahrenen Förderkorb geschlossen, den Hilfswiderstand r_u ausschaltet und dadurch dem Ankerstrom durch den Nebenschluss, in welchem K_u liegt, einen freien Weg öffnet, der für den Stromdurchgang abgesperrt bleibt, so lange der Schalter K_u im regelrechten Betriebe geöffnet ist.

Der Schalthebel U stellt sich beim Loslassen jederzeit selbstthätig auf den Haltkontakt 2 ein.

Später gebaute Sprague-Aufzüge sind so eingerichtet, dass die Betriebsdauer des Hilfsmotors und damit der Schaltweg des Hebels C von der Zeitdauer abhängt, während der man einen Stromschlussknopf niederdrückt. Je kürzer die Druckdauer, um so weniger Anlasswiderstandstufen werden abgeschaltet und um so langsamer läuft der Motor.

Ausserdem kann man durch einen Druckknopf in jedem Stockwerk den Fahrstuhl selbst herbeiholen. Zum Schutz gegen widerstreitende Steuerbewegung versagen diese Druckknöpfe ihren Dienst, sobald der Aufzug in der Fahrt begriffen ist. — Vergl. das Kapitel „Druckknopfsteuerungen“.

Der Verzicht auf die vollständige Ausgleichung der toten Förderkorblast und eines Theiles der Nutzlast erfordert entsprechend kräftige Motoren, die während der Auffahrt annähernd so viel Strom verbrauchen, wie bei der sonst üblichen Ausführung für die Auf- und Niederfahrt zusammen. Infolge dessen werden in etwa gleichzeitig angeschlossenen Lichtleitungen leichter empfindliche Schwankungen auftreten. Andererseits ist der Stromverbrauch bei der Niederfahrt Null.*)

*) Die Einzelheiten des mechanischen Triebwerks der Aufzüge von Sprague mit der Kugellagerung der Rollenzugschraube u. s. f. sind im American Machinist, 8. Oktober 1896,

Otis wendet für Aufzüge, deren Winden nicht genügend gegen Durchgehen geschützt erscheinen, einen Centrifugalregulator an, der bei übermässiger Geschwindigkeit eine Bremse anzieht und gleichzeitig durch seinen Ausschlag eine nach der Fahrzelle geführte Stromleitung schliesst, um hier durch ein Zeiger- oder Läutewerk oder durch das Aufleuchten einer Glühlampe den Führer darauf aufmerksam zu machen, dass er die Steuerung zum Vermindern der Fahrgeschwindigkeit bedient. D. R. P. 69 632. Kl. 35.

Aufzugsteuerung mit selbstthätiger Abstellung an den Fahrgrenzen durch einen Hilfstrom und mit Selbstbremsung des Elektromotors.

D. R. P. 92 330 der Otis Elevator Company in London.

An Stelle des einfachen bekannten Ausrückers mit einer wandernden Schaltmutter, die sich an den Hubgrenzen durch Klaueneingriff mit dem

mechanischen Steuergetriebe kuppelt und dadurch den Motor abstellt, benutzt Otis in der nachstehend beschriebenen Konstruktion diese Abstellkuppelung zum Umschalten des Stromkreises, um den Anker kurz zu schliessen und durch die Verwandlung des Motors in einen Generator die Aufzugmaschine rasch zu bremsen. Die Gesamtanordnung ist so getroffen, dass sich das selbstthätige Abstellen und etwa gleichzeitiges Steuern von Hand gegenseitig nicht behindern, und dass am Schluss des Vorganges alle Theile wieder dienstbereit sind.

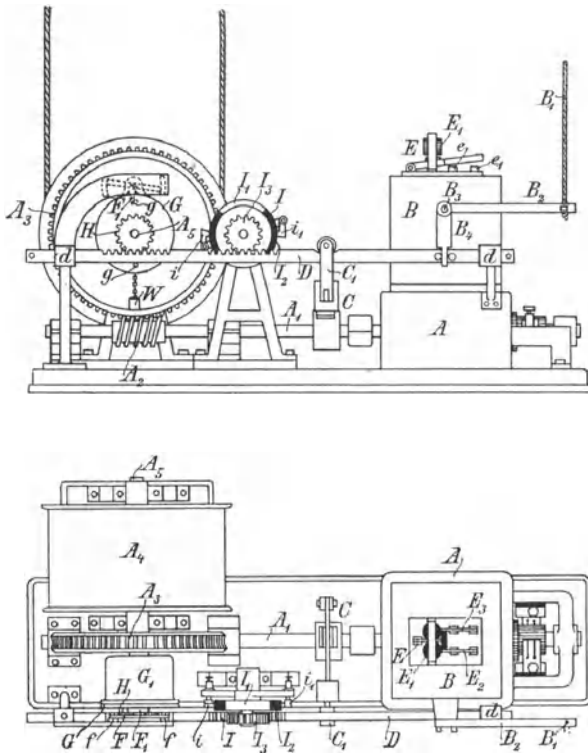


Fig. 323.

sich die Schubstange D in ihren Gleitlagern d durch den Hebelarm B_4 . In der gezeichneten Ruhestellung liegt der Lufthebel der Bremse C mit seiner Führungsrolle in einem bogenförmigen Ausschnitt der Schubstange D und überlässt die Bremse der vollen Wirkung des Spannhebelgewichtes. Sobald man in der einen oder anderen Richtung ansteuert, läuft die Rolle auf die hohe Kante der Stange und lüftet die Bremse vor dem Stromschluss.

Mit dieser allgemeinen und in gleicher oder in ähnlicher Form auch sonst benutzten Anordnung ist ein weiterer Stromschalter E auf dem Hauptschaltkasten B verbunden, der während des regelrechten Betriebes durch den Elektromagneten E_1 gelüftet gehalten wird, aber gleichzeitig mit Strom-

Die Hauptschaltvorrichtung, welche vom Steuerzuge aus bedient wird und zum Anlassen, Anhalten und Umsteuern des Elektromotors dient, liegt in dem Kasten B , Fig. 323. Beim Drehen der Schaltachse B_3 verschiebt

sowie in der Z. d. V. d. I. 1893, S. 1540 u. f., beschrieben. Der erste Aufzug dieser Art wurde 1892 im Grand Hôtel zu New-York in Betrieb gesetzt. Derselbe läuft mit 2,5 m Fahrgeschwindigkeit in der Sekunde.

loswerden des Magneten niederfällt und einen bis dahin unterbrochenen Bremsstromkreis schliesst. Zweckmässig wird der Schalter E doppelpolig mit zwei Stromschlussarmen E_2 und E_3 , Fig. 324, S. 360, ausgeführt, an deren Stelle indessen auch ein einzelner, punktiert angedeuteter Stromschlussarm E_4 treten kann.

Die paarweise zusammengehörigen, federnden Stromschlussgabeln für die beiden gegeneinander isolirten Schaltmesser E_2 und E_3 sind mit e und e_1 bzw. mit e_2 und e_3 bezeichnet. Für die etwaige Verwendung eines einzelnen Schaltarmes E_4 würden die Klemmgabeln e_4 und e_5 anzuordnen sein.

Die Einrichtung enthält ferner in der Nebenschlussleitung 10 des Elektromagneten E_1 einen Stromschliesser F mit den Kontaktschienen f , der mit dem mechanischen Schaltwerk für die Fahrunterbrechung an den Schachtgrenzen in Verbindung steht. Ausserdem ist in einer zweiten, hiervon abzweigenden Nebenschlussleitung die Scheibe I untergebracht, welche in ihren wechselnden Stellungen den Stromkreis öffnet oder schliesst.

Der doppelarmige Stromschlusshebel F , Fig. 324, empfängt seine zeitweilige Bewegung durch den Mitnehmerstift g , der die dreizackige Daumenscheibe F_1 vor sich her drängt, sobald sich die Scheibe G dreht. Diese sitzt lose auf ihrer Achse, Fig. 325, S. 360, und hat durch ein Schnurgewicht W das Bestreben, in der gezeichneten Lage zu verharren, also gleichzeitig den Hebel F in seiner Stromschlusslage festzuhalten oder, nach einer vorangegangenen Verstellung, in diese Lage selbstthätig zurückzukehren und dabei auch den Hebel mitzunehmen. Sie bildet den Trommeldeckel der bekannten Schraubenkupplung für die Endstellungen des Aufzuges und wird daher erst in dem Augenblick mitgenommen, wo sich diese Kupplung in der einen oder in der anderen Endlage durch die Wandermutter G_5 schliesst. Mit dem Ausschalten des Stromschliessers F lässt der Elektromagnet E_1 den Schalter E in seine Stromschlussgabeln e einschnappen.

Die Scheibe G trägt noch einen zweiten Stift oder Vorsprung g_2 , der im Laufe der Drehung als Mitnehmer hinter den Knaggen h des losen Zahnrades H treten kann. Die Anordnung ist so getroffen, dass während des regelrechten Steuerweges der Schubstange D zum Anlassen oder Anhalten des Motors die Mitnehmerstifte g und g_2 nicht zum Angriff gelangen, und G und F unbeeinflusst stehen bleiben. Die Mitnahme erfolgt erst unter den weiter unten beschriebenen Bedingungen und vermittelt dann den Wechsel der Stromschaltung zum zuverlässigen Abstellen des Motors.

Zur Vervollständigung des Sicherheitsapparates gehört ferner die bereits erwähnte Stromschlusscheibe I , welche auf ihrem Umfange abwechselnd mit leitenden und nicht leitenden Mantelstücken I_1 und I_2 besetzt ist. In der gezeichneten Stellung liegen die zugehörigen Schleiffedern i und i_1 auf den nichtleitenden Flächen an. Diese Stromschlusscheibe steht durch das Zahnrad I_3 mit der Steuerschubstange D derart in Eingriff, dass die Räder H und I_3 stets gemeinsam verstellt werden.

Der Motor ist als sogenannte Doppelschlussmaschine gebaut. Ausser der Nebenschlusswicklung S läuft auch der Hauptstrom in einzelnen Windungen S_1 um die Feldmagnete.*) Die Umkehr der Laufrichtung erfolgt

*) Die Wahl einer Doppelschlussmaschine bietet ausser den Vortheilen für die Bremsperiode den Vorzug eines kräftigen Anzugmomentes, weil die Hauptstromwicklung der Feldmagnete das Motorfeld, wie in den reinen Hauptstrommotoren, beim Anlassen sehr kräftig erregt.

Vermittelt man nach der schematischen Skizze die erwünschte starke Felderregung durch eine entsprechend grosse Ampère-Windungszahl der Nebenschlusswicklung, die dauernd am Netz liegt oder wenigstens vor dem Eintritt des Hauptstromes in seine Erregerwicklung wirksam ist, und schwächt durch die Richtung des später eintretenden Hauptstromes die Nebenschlusserregung, so gewinnt man durch diese sogenannte differentielle Wicklung für Doppelschlussmotoren — wie schon S. 51 hervorgehoben ist —

durch Umkehr des Stromlaufes im Anker mittelst des Stromwenders K , an dessen Klemmen b und b_1 die Ankerbürsten a und a_1 durch die Stromwendehebel im einen oder im anderen Sinne angeschlossen werden können. In der schematischen Zeichnung ist der Stromwender K , Fig. 324, der besseren Übersicht halber getrennt von dem Hauptschalter B , Fig. 323, S. 358, in einfachster Form dargestellt.

Fig. 324.

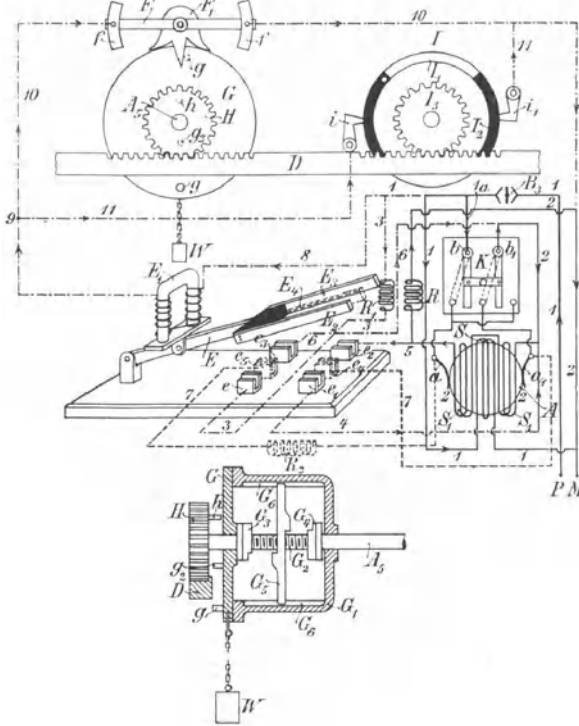


Fig. 325.

Statt dessen kann auch jeder andere geeignet erscheinende Umschalter benutzt und nöthigenfalls unmittelbar mit dem Hauptschalter B verbunden werden.

Der im Ankerstromkreis liegende Widerstand R ist zum Anlassen und Abstellen des Motors in bekannter Weise von Hand oder selbstthätig ab und vorzuschalten. Ausserdem ist noch ein Hilfswiderstand R_1 in die Bremsleitung des Motors eingebaut, dessen Zweck erst weiter unten klargelegt werden kann.

Die Speiseleitungen 1 und 2 gehen von der positiven und der negativen

die für Aufzugwinden werthvolle Eigenschaft gleichbleibender Umlaufgeschwindigkeit unter wechselnder Belastung.

Die nachstehenden Beziehungen erläutern die Verhältnisse auf rechnerischem Wege.

- Bezeichnet D die konstante Bürstenspannung,
- J_a den Ankerstrom,
- W_a den Ankerwiderstand,
- E die elektromotorische Gegenkraft,
- K_n die konstant angenommene Kraftlinienzahl der Nebenschlusserregung,
- K_i die Kraftlinienzahl der Hauptstromerregung,
- K die Gesamtkraftlinienzahl $= K_n \pm K_i$,

so wird — geringe Sättigung vorausgesetzt — näherungsweise

$$\frac{E}{K} = \frac{D - J_a W_a}{K} = \frac{D - J_a W_a}{K_n + K_i}$$

unveränderlich für

$$\frac{E}{K} = \frac{D - J_a W_a}{K_n - K_i}$$

d. h. beim Schwächen der Nebenschlusserregung durch die Hauptstromerregung, weil mit der Zunahme von J_a unter wachsender Belastung Zähler und Nenner des Bruches gleichzeitig kleiner werden, da K_i eine Funktion von J_a ist. Die Unveränderlichkeit von $E : K$

bedingt aber nach der Beziehung 95, S. 43, für die Umlaufzahl des Motors $n = \frac{E \cdot 60 \cdot 10^8}{z K}$ gleichbleibende Motorgeschwindigkeit.

Auch Sprague wählt diese Doppelerregung und schaltet die Hauptstromwicklung für den Anlauf aus oder gleichsinnig mit der Nebenschlusserregung, um ein kräftiges Anzugmoment zu erhalten und dabei während des Beharrungszustandes unter verschiedenen Belastungen mit möglichst gleicher Geschwindigkeit zu arbeiten.

Netzklemme P und M aus. Die Leitung 1 zweigt vor dem Umschalter im Nebenschluss nach den Erregerwindungen S der Feldmagnete ab und kehrt von hier in die negative Netzklemme M zurück. Der Hauptstrom geht aus dem Draht 1 nach 1_a bei der punktiert gezeichneten Lage des Stromwenders über die Klemme b nach der Ankerbürste a , durch den Anker zur Bürste a_1 nach der Klemme b_1 . Bei geöffnetem Schalter E findet der Strom von hier nur den Weg durch den Draht 2 , durchläuft die Hauptstromwicklung $S_1 S_1$ der Feldmagnete und kehrt über den Widerstand R und die Klemme M zurück. An die Leitung 1 ist jenseits der Abzweigung 1_a der Draht 3 angeschlossen, der den Widerstand R_1 enthält und nach der Stromschlussgabel e des Schalters E führt. Andererseits ist die Schaltschlussgabel e_1 durch den Draht 4 mit einem Punkt der Leitung 2 verbunden, der zwischen den Anker- und Hauptschlusswindungen der Magneterregung liegt. Demnach kann der Strom bei eingeschnaptem Schalter E aus dem Draht 1 über 3 , Widerstand R_1 , e durch das Schaltmesser E_2 nach e_1 , durch 4 über die Hauptschlusswicklung S_1 der Feldmagnete, durch 5 zum Kontakt e_2 gelangen und geht dann über das Schaltmesser E_3 und die Klemme e_3 durch den Draht 6 nach der Umschalterklemme b_1 .

Sobald also der Schalter E von seinem Elektromagneten E_1 freigegeben wird und in seine Kontaktklemmgabeln einfällt, schliessen sich zwei Stromkreise, der eine auf dem Wege durch 1 , 3 , R_1 , e , E_2 , e_1 , 4 , 2 , b_1 , a_1 , a , b und 1_a für den Anker, der andere, von diesem zwischen 4 und 2 abzweigend, über die Hauptschlusswindungen S_1 der Felderregung durch 5 , e_2 , E_3 , e_3 , 6 , 2 nach S_1 zurück. Der Anker und ebenso die Hauptstromwicklung seiner Feldmagnete sind dadurch im wesentlichen auf sich selbst kurzgeschlossen und in einen Generator verwandelt, der durch Stromerzeugung auf Kosten seiner Bewegungsenergie kräftig bremsend wirkt. Diese Bremswirkung wird noch dadurch unterstützt, dass die Nebenschlusswicklung der Feldmagnete am Netz liegen bleibt, so lange noch der Hauptstromschalter B_3 geschlossen ist.

In einzelnen Fällen wird es vorgezogen, auf das Kurzschliessen der Feldmagnethauptwindungen durch den Stromschalter E zu verzichten und deshalb nur ein Schaltmesser E_4 , wie punktiert angedeutet, mit den Stromschlussgabeln e_4 und e_5 zum Eingriff zu bringen. Dann sind die Kontakte e_4 und e_5 mit den Ankerbürsten aa_1 durch die punktierte Leitung zu verbinden, die beim Einschnappen des Schaltmessers E_4 nur den Anker kurzschliesst. Für diese Ausführungsweise empfiehlt es sich, in die Leitung 7 einen Widerstand R_2 einzuschalten, um den Ankerbremsstrom, nach Massgabe der besonderen Verhältnisse des einzelnen Betriebsfalles, regeln zu können.

Der Elektromagnet E_1 für den Schalter E liegt in einem Nebenschluss der Hauptleitung vor dem Stromschlusshebel F , der von der Schaltkuppelscheibe G bethätigt wird. In eine weitere Zweigleitung dieser Nebenschlussverbindung ist auch die Stromschlusscheibe I eingefügt. Der Nebenschlussdraht 8 , welcher den Elektromagneten E_1 erregt, ist von dem Anschlusspunkt der Leitungen 1 und 3 abgezweigt und gabelt sich im Punkte 9 . Von hier geht einerseits die Leitung 10 über den Stromschlusshebel F und andererseits die Leitung 11 über die Scheibe I , die sich dann beide wieder vereinigen und den Strom zur negativen Klemme M führen.

Der Magnet E_1 bleibt unter diesen Verhältnissen so lange erregt, wie entweder der Hebel F oder die Schleiffedern i und i_1 in Verbindung mit der Scheibe I auf einem der beiden Nebenschlusswege den Stromkreis schliessen. Werden aber beide Strombrücken unterbrochen, so giebt der Elektromagnet E_1 den Stromschlusshebel E frei und vermittelt den vorher beschriebenen Stromlauf für die Selbstbremsung des Motors.

In der gezeichneten, der Ruhelage der Steuerung und dem Stillstand des Motors entsprechenden Lage wird der Stromschluss für den Elektromagneten E_1 durch den Hebel F hergestellt, während der Stromdurchgang über die Schaltscheibe I unterbrochen ist.

Zum Anlassen des Motors schliesst man von der Fahrzelle aus durch den Steuerzug den Arbeitsstromkreis je nach der beabsichtigten Fahrriichtung in dem einen oder im anderen Sinne. Die hierbei mitbewegte Schubstange D vervollständigt den Stromkreis des Elektromagneten, indem sie die Scheibe I soweit durch den Zahneingriff verstellt, dass die Schleifbürsten i und i_1 auf die leitenden Segmente der Scheibe zu stehen kommen. Mit dem Verschieben der Steuerschubstange D dreht sich gleichzeitig auch das Zahnrad H , aber zunächst nur in solchen Grenzen, dass der Stift h des Rades nicht mit dem Anschlag g_2 der Scheibe G zusammentrifft.

Hierbei kann der Motor in gewöhnlicher Weise angelassen und abgestellt werden, ohne dass die selbstthätige Anhaltvorrichtung davon berührt wird oder ihrerseits eine Einwirkung äussert, weil der Stromkreis des Elektromagneten E_1 durch den Schalthebel F , unabhängig von dem Wechsel zwischen Schliessen und Unterbrechen des Stromes an der Scheibe I , wegen des beschränkten Ausschlages der Steuerung, ständig geschlossen bleibt und den Schalter E gelüftet hält.

Beim regelrechten Auf- und Niederfahren schraubt sich das Querstück G_5 der Schaltkupplung, Fig. 325, auf dem Gewinde der Trommelwelle A_5 hin und her, ohne seine äussersten Endlagen zu erreichen und sich mit seinen Gegenklauenmuffen G_3 oder G_4 zu verbinden. Unterlässt aber der Aufzugführer das rechtzeitige Abstellen des Motors vor dem Eintritt des Fahrstuhls in die äussersten Fahrgrenzen, so schliesst sich die Kupplung. Dann veranlasst das Querstück G_5 die Schalttrommel G_6 sich mitzudrehen, bis schliesslich der Mitnehmerstift g in die punktierte Stellung gelangt und durch sein Zusammentreffen mit der dreizackigen Daumenscheibe des Schalthebels F diesen aus seiner Stromschlusslage verdrängt, den Stromkreis des Elektromagneten E_1 also hier unterbricht.

Unterdessen ist auch der Anschlag g_2 mit dem aus seiner Ruhelage verdrehten Knaggen h des Zahnrades H zusammengetroffen und führt dieses, wie auch gleichzeitig durch Vermittlung der Schubstange D die Schaltscheibe I in die Ruhelage zurück, so dass mit dem Öffnen des Schalters F auch der Strom über die Scheibe I für den Magneten abgeschnitten ist. In diesem Augenblick schnappt der Schalter E ein. Hierdurch wird der Motoranker in der weiter oben beschriebenen Weise kurzgeschlossen, um sich selbst zu bremsen und schnell zum Stillstand zu gelangen.

Die Abhängigkeit der Schaltbewegung von der zwangsläufigen Winkelgeschwindigkeit der Spindelwelle A_5 regelt die Abstellvorgänge derart, dass ein plötzliches Zurückstossen der Schubstange D und des hiermit in Verbindung stehenden Hauptschalters B_3 ausgeschlossen ist.

Der Hauptschalter B , Fig. 323, S. 358, kann so eingerichtet werden, dass er mit dem Unterbrechen des Hauptstromkreises die im Nebenschluss liegende Feldmagnetwicklung ausschaltet.

Die selbstthätige Stoppperiode beginnt mit der vollständigen Unterbrechung des Stromkreises für den Elektromagneten E_1 , und der hierdurch herbeigeführte Kurzschluss des Motorankers findet, wie bereits oben angegeben, die Feldmagnete des Motors durch die Nebenschlusswicklung noch erregt. Es bleibt also eine kräftige Bremswirkung gesichert, bis schliesslich die Schubstange D und der Hauptschalter nahezu ihre Mittellage erreichen und die Nebenschlussfelderregung aufheben. Auch nach diesem Zeitpunkt verschwindet übrigens der Magnetismus des Motors nur langsam,

so dass es praktisch bedeutungslos ist, ob der Feldmagnetstromkreis der Nebenschlusswindungen an der Steuervorrichtung unterbrochen wird oder nicht, weil auch der remanente Magnetismus für die kurze Bremszeit des Ankers genügt, und mit dem Übergang der Steuerung in die Mittellage die Stoppbremse der Aufzugwinde einfällt, die für das Anhalten in bestimmter Höhe und für zuverlässiges Feststellen des Förderkorbes an den Zugängen nicht entbehrt werden kann.

Für schnellfahrende Aufzüge hat man die Verhältnisse so zu wählen, dass die Fahrzelle noch etwa 3 m von der Fahrgrenze entfernt ist, wenn die Zahnräder H und I_3 den Rücklauf in ihre regelrechte Mittellage beginnen, und dass die Stromunterbrechung des Elektromagneten E_1 erfolgt, nachdem der Aufzug nach Beginn des selbstthätigen Schaltkupplungsschlusses erst ungefähr $\frac{2}{3}$ m zurückgelegt hat. Dann bleibt zum sanften Anhalten noch ein ausreichender Bremsweg von mindestens 2 m übrig.

Der Widerstand R_1 oder bei der punktirten Schaltweise der Widerstand R_2 , begrenzen den während der Kurzschlussbremsperiode im Anker auftretenden Strom und gestatten daher durch geeignete Wahl ihrer Grösse störend heftige Bremswirkungen zu verhüten, sowie die Dauer der Ankerbremsung nach Bedarf für die mittleren Verhältnisse des einzelnen Betriebsfalles richtig zu bemessen.

Das selbstthätige Schaltwerk bleibt so lange in Wirkung, bis die Aufzugwinde stillsteht. Hierbei gleitet der Mitnehmer g über die Spitze des Mittelzahnes der dreizackigen Stelldaumenscheibe E_1 fort und lässt den Stromschlusshebel F in der ausgeschalteten Lage stehen. Sobald aber der Aufzug nach erfolgtem Abstellen aus der obersten oder untersten Fahrgrenze wieder in Betrieb gesetzt und dabei in umgekehrter Richtung angesteuert wird, dreht die Schubstange D das Zahnrad H zurück. Damit geht die Abstützung der Schalttrommelscheibe G verloren, indem sich der Mitnehmerstift g_2 von h entfernt. Die Scheibe G wird durch das Schnurgewicht W in ihre regelrechte Lage zurückgezogen, wobei gleichzeitig der Stift g über den vorher ausgewichenen Mittelzahn des Dreizacks zurückkehrt und gegen den im Wege stehenden Aussenzahn anstreifend auch den Hebel F in seine Stromschlusslage zurückbewegt. Der geschilderte Vorgang würde aber ferner voraussetzen, dass sich ausserdem auch die Schalmutter G_5 durch den beginnenden Rücklauf der Aufzugwinde wieder aus ihrem Klaueneingriff ausgekuppelt hat, um die Scheibe G der Rückdrehwirkung des Gewichtes W zu überlassen. Das ist anfänglich nicht der Fall, und somit könnte das Wiederanlassen des Windenmotors durch die Stromunterbrechung bei F und die mangelnde Erregung des Elektromagneten E_1 , der erst die Kurzschlussverbindung des Motors zum Anlaufen wieder aufheben muss, vereitelt werden, wenn nicht durch die Scheibe I inzwischen der Stromkreis für den Elektromagneten E_1 auf diesem Nebenwege geschlossen würde, sobald die Steuerung ihre Mittellage um den toten Drehwinkel der nichtleitenden Scheibenabschnitte I_2 überschreitet.

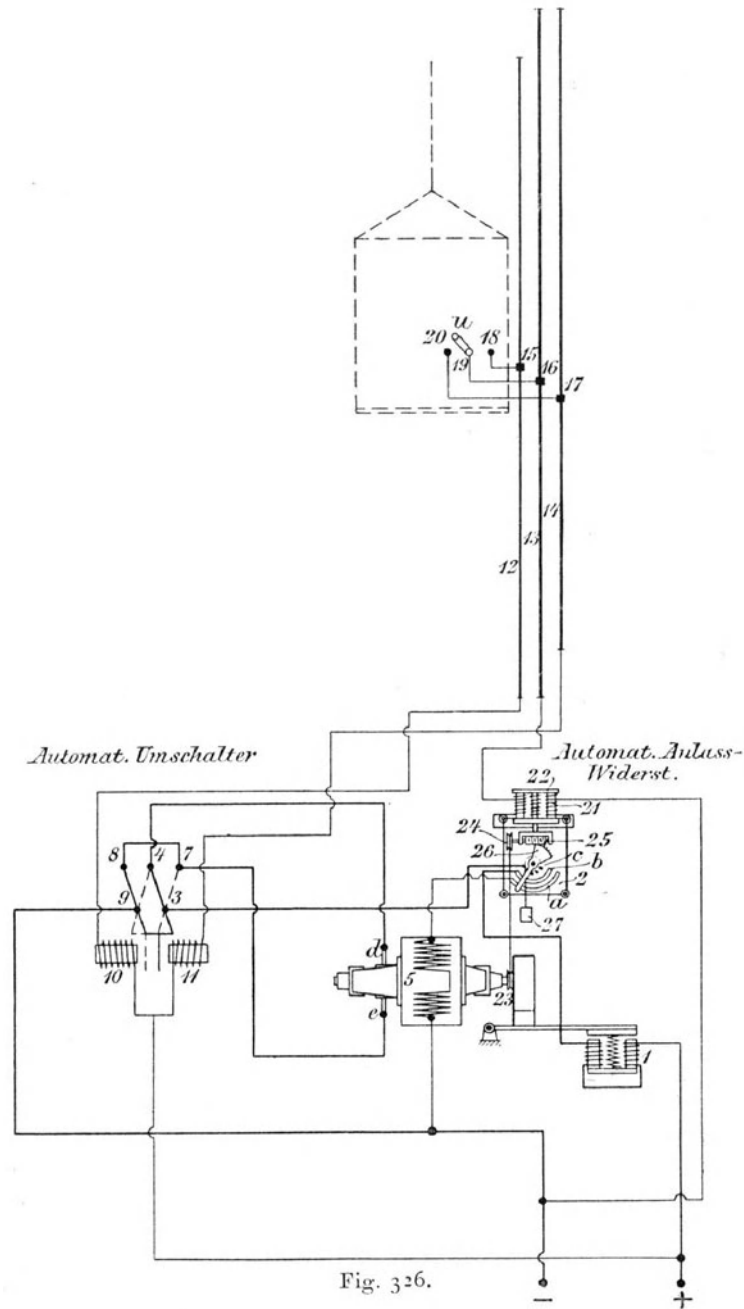
Elektrische Steuerung für Aufzüge mit selbstthätiger Abstimmung an den Fahrbahngrenzen.*)

D. R. P. 96821 der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormals Schuckert & Co.

Figur 326 stellt das Schaltschema eines Aufzuges dar, der von der Fahrzelle aus durch Schliessen eines Kontaktes in Gang gesetzt und durch Öffnen desselben angehalten wird. Zu diesem Zweck sind drei senkrechte durchlaufende Kontaktschienen 12, 13 und 14 neben der Fahrbahn im Schacht

*) Die Patentschrift enthält auch noch eine weitere Ausbildung des Steuerwerkes für beliebige Stockwerkeinstellung. — Vergl. 3. Auflage der Hebezeuge, Bd. II, S. 363.

befestigt, die nicht unmittelbar mit der Treibmaschine, sondern nur mit den Steuermagneten 10 und 11 in Verbindung stehen und sowohl den Umschalter für den Motorlauf, wie den selbstthätigen Abschalter des Anlasswiderstandes einrücken.



Die Steuerung erfolgt mittelst eines kleinen, im Fahrkorb angebrachten Umschalters *u*, dessen Kontakte und Drehachse 18, 19 und 20 mit den Schachtleitungen 12, 13 und 14 durch Schleifkontakte 15, 16 und 17 verbunden sind. Zur Abwärtsfahrt wird die Kurbel des Umschalters auf den Knopf 20 eingestellt. Hierdurch erfolgt Stromschluss von der positiven

Netzleitung durch den Magneten *11* nach Schiene *14*, über den Schleifkontakt *17*, den Knopf *20* durch die Umschaltkurbel und den Schleifkontakt *16*, die Schiene *13* nach der Spule des Elektromagneten *21*, die mit der negativen Netzleitung in Verbindung steht. Durch diesen Stromkreis zieht einerseits der erregte Steuermagnet *11* den Hauptstromumschalter in die vollausgezogene Lage und gleichzeitig der Magnet *21* die Ankerplatte *22* abwärts, wodurch die von dieser Platte getragene Lagergabel einer kleinen Schnecke *25* die Schnecke zum Eingriff mit dem verzahnten Segment *26* des Anlasshebels bringt. Dieser Theil des Steuerapparates entspricht im wesentlichen der früher S. 257 u. f., mit Fig. 215, beschriebenen Ausführung für Pumpenanlasser.

Durch die Verstellung des Hauptstromumschalthebels wird der Stromkreis geschlossen, welcher aus der positiven Netzleitung um den Bremsmagneten läuft und die Bremse lüftet, indem er von *1* nach der Schiene *b* des Anlasswiderstandes geht und von hier einerseits über die Schiene *a* im Nebenschluss die Feldmagnete des Motors *5* speist, andererseits über die Kontaktklötze *c* der Anlasswiderstandspulen in den Hebel *3* des Umschalters eintritt und von dort über Kontakt *4* nach Bürste *d* des Motors, dann von Bürste *e* über *7*, *8* und *9* in die Rücklaufleitung gelangt.

Der Motor kommt langsam in Gang, wenn der Hebel des Anlasswiderstandes noch in seiner äussersten Stellung steht und der ganze Widerstand vorgeschaltet ist, der dann durch den Schnurtrieb von der Motorachse auf die kleine Seilrolle *24* der vorher zum Eingriff gebrachten Schnecke *25* langsam selbstthätig durch die Drehung des Anlasshebels abgeschaltet wird.

Zum Anhalten rückt man die Schaltkurbel *u* in der Fahrzelle aus. Hierdurch wird zunächst der Stromkreis für die Magnete *11* und *21* unterbrochen. Der Hauptstromumschalter geht durch ausreichende Gewichtsbelastung in seine stromlose Mittellage zurück und bringt durch die Stromunterbrechung die Bremse zur Wirkung. Das Ausschalten des Elektromagneten *21* hebt die Schnecke *25* durch eine Stützspiralfeder, welche auf die vorher angezogene Ankerplatte *22* nach oben wirkt, aus dem Eingriff mit dem Zahnsegment des Anlasshebels, und der Schalthebel kehrt unter der Einwirkung eines während der vorangegangenen Abschaltbewegung aufgewundenen Gewichtes *27*, indem er rasch alle Anlasswiderstände vorschaltet, in die Anfangstellung zurück, die er noch einnimmt, bevor der Umschalter den Strom unterbricht und die Bremse voll wirkt.

Zur Auffahrt wird die Schaltkurbel *u* in der Fahrzelle auf den Knopf *18* eingestellt. Hierbei wiederholen sich alle Vorgänge mit dem einzigen Unterschiede, dass durch die veränderte Verbindung zwischen den Schachtschienen der Steuermagnet *10*, statt *11*, Strom empfängt, dadurch der Hauptstromumschalter in die punktirte Lage übergeht und den Strom durch den Anker in umgekehrter Richtung sendet.

Das Überfahren der höchsten und tiefsten Aufzugstellung verhindert Schuckert in einfachster Weise dadurch, dass die Schiene *12* im Schacht oben, die Schiene *14* unten kürzer gehalten ist, als die Mittelschiene, so dass die Stromunterbrechung an den Fahrgrenzen rechtzeitig und selbstthätig erfolgt, ohne dass die Schaltkurbel in der Fahrzelle ausgerückt zu werden braucht, während der Aufzug aus der Endstellung beim Umlegen der Kurbel ohne weiteres in entgegengesetzter Richtung anfährt. Öffnet man den Stromkreis durch Schalter an den Fahrgrenzen, so empfiehlt es sich, beide Schalter nach unten zu verlegen und den einen durch die eintreffende Fahrzelle, den anderen durch das Gegengewicht zu bethätigen, welches unten anlangt, wenn der Fahrstuhl die obere Fahrgrenze erreicht.

Aufzugsteuerung mit Kohlenkontakten für Nebenschlussmotoren mit regelbarer Fahrgeschwindigkeit, Selbstabstellung und elektrischer Sicherung der Fahrstuhl- und Schachttürverschlüsse.

D. R. P. 118945 von A. Stigler in Mailand.*)

Stigler schliesst zum Anlassen des Aufzugmotors durch mechanische Einwirkung der vom Steuerzug bethätigten Steuerscheibe C und der Spiralfeder n — Schaltschema Fig. 327 — zunächst einen Nebenschluss bei N , erregt damit das Solenoid E und drückt durch den nach oben angezogenen Solenoidkern E_1 die am anderen Ende des belasteten Ausschalthebels r auf-

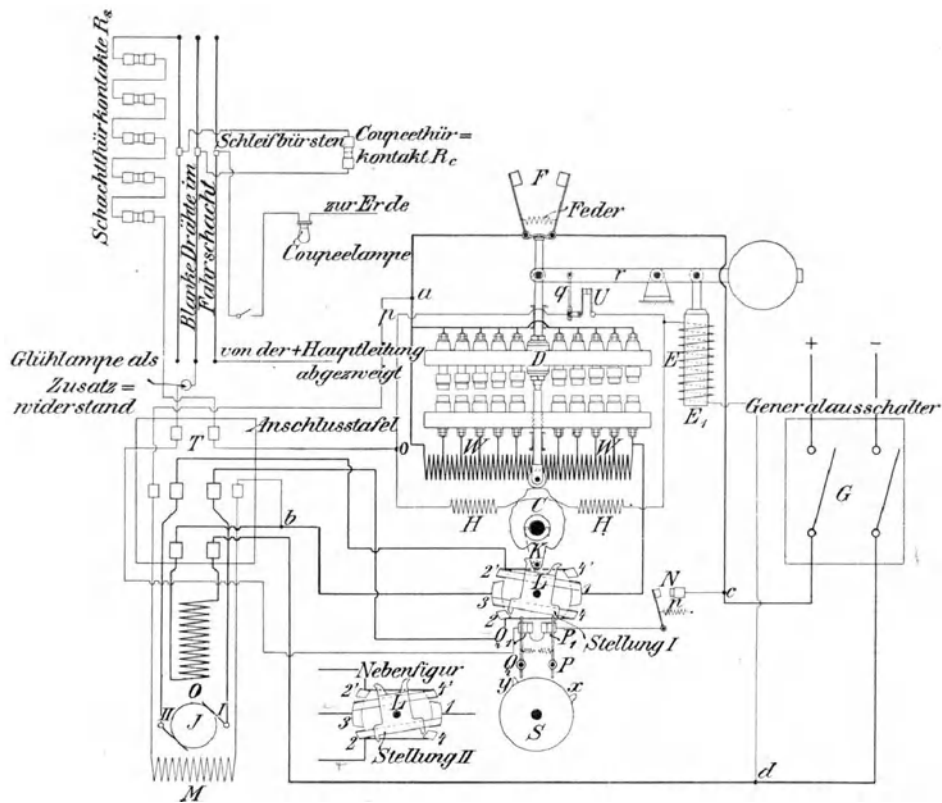


Fig. 327.

gehängte Kohlenkontaktbrücke D zum stufenweisen Schluss des Motorstromkreises nach unten. Die jeweilige Einstellung der unrunder, mit vier Rasten versehenen Steuerscheibe C begrenzt den Senkweg von D durch das Widerlager, welches sie dem Stützfuss der Kontaktbrücke entgegenstellt, und damit die Zahl der auszuschaltenden Anlasswiderstände, also auch die Umlaufgeschwindigkeit des Motors für den Beharrungszustand.

Umgekehrt hebt jede zufällige oder absichtliche Unterbrechung des Nebenschlusses die Solenoidwirkung auf und bringt dafür das Belastungsgewicht des Hebels r zur Wirkung, um den Motorstromkreis unter regelrechtem stufenweisen Vorschalten der Anlasswiderstände durch schnelles Abheben der Kontaktbrücke D zu öffnen und den Aufzug abzustellen.

*) Die vollständige Beschreibung des mechanischen Theiles des Aufzuges findet sich im I. Bande in dem Kapitel: Elektrischer Personenaufzug im Friedrichsbau zu Stuttgart. Taf. 20 enthält die Ausführungszeichnungen auch für die elektrischen Einzelheiten. Text und Tafel sind zum ergänzenden Verständniss heranzuziehen.

Die Anordnung gestattet daher auch die gleichzeitige Sicherung der Schachtverschlüsse durch elektrische Thürkontakte, weil diese, im Nebenschluss untergebracht, beim Öffnen den Motor in regelrechter Weise zum Stillstand bringen. Ein im Ankerstromkreis untergebrachter Elektromagnet lüftet die Haltbremse der Winde rechtzeitig, sobald der Motor Strom empfängt, und lässt sie gleichzeitig mit dem Abstellen einfallen.

Im einzelnen wickeln sich die Vorgänge in folgender Weise ab:

Der Stromwender L befindet sich bei der Mittelstellung des Steuerexcenters C in der Lage, die ihm für die letzte Fahrriechtung erteilt war, z. B. in der mit I bezeichneten für Abwärtsfahrt. Fig. 327, und verharrt darin, auch wenn die unterbrochene Fahrt in derselben Richtung fortgesetzt wird, indem dann die Excenterdrehung nur den Nebenschlusskontakt N schliesst und damit alles weitere einleitet. Zum Aufwärtsfahren ist das Stufenexcenter C durch die Kurbel im Uhrzeigersinn zu drehen, um den Stromwender durch die Kurbel K nach links in die Lage II überzuführen, welche in der kleinen Nebenfigur dargestellt ist. Gleichzeitig lüftet sich mit dem Drehen des Excenters die mechanische Bremse und schliesst sich durch den Kontakt N der Nebenschlusskreis des Steuersolenoids E , welches die Kontaktbrücke nach unten bis auf die vom Führer eingestellte Rast abwärts bewegt. Mit dem Senken der Brücke D — vergl. Taf. 20, Fig. 2 — schliesst sich ferner der Kontakt F durch seine Spiralfeder, noch bevor das erste Stiftpaar der Brücke in Berührung tritt, und lässt den Betriebsstrom von der positiven Aussenleitung durch den Hauptausschalter G über F , sämtliche Anlasswiderstände W , durch den Motoranker J auf dem Wege von Bürste I zu II und weiter durch die Stromwenderklötze $2'$ und $4'$ nach 3 , dann schliesslich von dort durch das Bremsolenoid O — in der Figur oberhalb des Ankers J angedeutet — in die Aussenleitung zurücklaufen. Die Wirkung für den Anlauf des Motorankers und das sichere Lüften der magnetischen Bremse verstärkt sich im nächsten Augenblick, sobald die Brücke ganz bis zur ersten Rast niedergesunken ist, mit dem Zusammentreffen des ersten Kohlenstiftpaares durch Kurzschliessen der ersten Vorschaltspule. Die Felderregung des Motors erfolgt gleichzeitig mit der Stromzuführung zum Anker durch den bei a abgezweigten und bei b wieder in die Hauptleitung einmündenden Nebenschluss. Der Stromwender L sendet in seinen beiden verschiedenen Stellungen, Lage I und II , den Hauptstrom in entgegengesetzten Richtungen durch den Motoranker, während das Bremsolenoid in beiden Fällen durch seinen Anschluss an den Austrittsklotz 3 des Stromwenders stets in gleicher Richtung erregt wird und ebenso in den Feldmagneten kein Richtungswechsel eintritt, weil ihr Nebenschluss vor allen Widerständen und dem Stromwender abgezweigt ist und in die Speiseleitung des Bremsolenoids bei b einmündet.

Die begrenzte Gabelhöhe des Stromwenders lässt ihn bei grösserem Ausschlag des Excenters für höhere Fahrgeschwindigkeitstufen stets in einer der beiden Grenzlagen I oder II unbeeinflusst stehen, indem die Kurbel K dann einfach frei über die Hornenden der Stellgabel hinausgleitet und wieder auf demselben Wege freien Eintritt findet.

Die im Kranbetrieb gerechtfertigten Bedenken gegen die Einschaltung der Bremsmagnete in den Ankerstromkreis, dass damit das Lüften der Bremse vom jeweiligen Ankerstromverbrauch abhängig wird und unnötig Strom verbraucht, sind im vorliegenden Falle bedeutungslos, weil die für das zuverlässige Anhalten benutzte eingängige Schnecke ohnehin einen zum Bremslüften ausreichenden Strom erfordert. Nur durch Überlasten der Fahrzelle, die u. a. bei den Abnahmeversuchen absichtlich vorgenommen wurde, sinkt der Stromverbrauch, wenn die Last treibend zu wirken beginnt, so weit, dass die Bremse Neigung zeigt, sich zu schliessen.

Damit steigt dann mit dem Bremswiderstand die Stromstärke, und die Niederfahrt vollzieht sich unter gleichmässigem Lüftspiel der Bremse nur mit etwas herabgesetzter Geschwindigkeit.

Der Nebenschluss für das Steuersolenoid E und sämtliche elektrische Sicherheitsapparate, mit Ausnahme des Bremsolenoids, zweigt bei c von der Hauptleitung ab, geht über den Stromunterbrecher N , durch die Ausschaltkontakte P_1 und Q_1 für die Fahrgrenzen und über die Anschlusstafel T nach dem mittleren senkrecht im Schacht ausgespannten blanken Kupferdraht. Von hier wird der Strom durch eine an der Fahrzelle angebrachte Schleifbürste durch den Coupéthürkontakt mittelst einer zweiten Schleifbürste nach dem links gezeichneten Schachtdraht hinübergeführt, durchläuft dann sämtliche Schachtthürkontakte und fliesst schliesslich über o durch die beiden Hilfswiderstandspulen H und die Steuersolenoidspule E bei d in die Rücklaufleitung. Eine Umgehungsleitung von o über p und den Unterbrecher U führt den grösseren Theil des Nebenschlussstromes direkt durch das Steuersolenoid, solange der Kontakt U geschlossen ist.

Die in den Nebenschluss eingeschaltete Glühlampe setzt durch ihren Widerstand die in der Hauptleitung vorhandene Spannung von 220 Volt im ganzen Solenoidstromkreis erheblich herab und zwar, je nach der Wahl der Kerzenzahl, in verschiedener Höhe, so dass man hierdurch noch ein Mittel hat, die Grenzen der Stromabschwächung für das Solenoid, und damit dessen Erregung nach Bedarf zu regeln. Die Lampe ist, wie auch sonst in ähnlichen Fällen, in der Nähe der Maschine angebracht und dient dort gleichzeitig als bequeme Kontrolle für die Unversehrtheit der Leitungen, weil sie ordnungsmässig mit jedem Ansteuern zu brennen beginnt und beim Abstellen am Ende der Fahrt erlischt.

Der Stromunterbrecher in dem Nebenschlusszweig op steht durch einen kleinen Winkelhebel und die Zugstange q derart in mechanischer Verbindung mit dem Solenoidhebel r , dass der Kontaktschluss beim Senken der Brücke D bis auf die zweite Rast nicht unterbrochen wird, weil der tote Gang im Schlitz des unteren Stangenkopfes, Fig. 1 u. 3, Taf. 20, den Winkelhebel unbeeinflusst lässt. Erst beim weiteren Niedersinken der Brücke beginnt das Öffnen und beschränkt die Solenoiderregung auf den schwachen Stromzweig, den die Hilfswiderstände H allein durchlassen.

Der Hilfsmechanismus berücksichtigt die Abhängigkeit der Solenoidhubkraft von dem Senkweg der Kontaktbrücke D , in Folge deren das Solenoid anfangs sehr kräftig erregt werden muss, um seinen Kern bei dem verhältnissmässig grossen Luftabstand aus der tiefsten Stellung anzu ziehen, und zerlegt zweckmässig die Kraftwirkung in zwei Theile, um eine störend starke Zunahme der Anziehung beim weiteren Aufsteigen des Kernes und fortschreitenden Sinken der Brücke bis zur letzten Rast zu verhindern, und damit auch die Steuerkurbel in der Abstellperiode beim Zurückdrehen aus der tiefsten Stellung nicht unnötig stark zu belasten. Äusserlich macht sich die Stromschwächung durch die Helligkeitsabnahme der Glühlampe bemerkbar. Ausserdem verdient die geschickte Verkürzung des Kraftlinienweges durch den Luftspalt besonders hervorgehoben zu werden, die Stigler für den verhältnissmässig grossen Magnethub dadurch erreicht, dass er den Kernkopf und die zugehörige Vertiefung im gegenüberstehenden Gehäusepol kegelförmig ausführt, Fig. 1, Taf. 20, und so den massgebenden senkrechten Abstand zwischen den beiden Flächen auf einen kleinen Bruchtheil des achsialen Hubweges beschränkt.

Beim Abstellen gibt die Zugstange q den Stromunterbrecher U wieder frei, sobald die zweite Rast erreicht wird, und verstärkt wieder die Solenoidwirkung, um den zurückweichenden Eisenkern nicht vorzeitig fallen zu

lassen. Der Schluss der Kontakte erfolgt dabei selbstthätig durch eine kleine, um die Winkelhebelachse gewundene Spiralfeder.

An den Fahrgrenzen treten die Endausschalter P oder Q durch die mit starker Übersetzung von der Winde angetriebene Nockenscheibe S in Thätigkeit, indem die Knaggen x oder y mit den Hebeln zusammentreffen. Der Übersetzungsantrieb der Nockenscheibe und die ziemlich verwickelte mechanische Ausführung der Hebel sind in der schon eingangs in der Fussnote S. 366 angegebenen Beschreibung der Gesamtanlage an Hand besonderer Textfiguren im I. Bande erklärt.

Selbstthätige Regelung der Geschwindigkeit zum sanften Anhalten schnellfahrender Aufzüge.

D. R. P. 104726 und 118098 der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormals Schuckert & Co.
in Nürnberg.

Das Streben nach möglichst vereinfachter Aufzugbedienung durch mechanische oder elektrische Stockwerkeinstellungen (Knopfsteuerungen) lässt sich bei schnellfahrenden elektrischen Aufzügen nur befriedigen, wenn man kurz vor dem Eintreffen der Fahrzelle am Ziel auch noch die Geschwindigkeit selbstthätig herabsetzt, um ohne heftigen Bremsstoss genügende Genauigkeit im Anhalten zu sichern und dadurch gleichzeitig auch die Gefahr der Selbstumsteuerung zu vermeiden.

Die Geschwindigkeit von Nebenschlussmotoren lässt sich durch Erhöhen der Feldstärke herabsetzen, indem man entweder Widerstand aus dem Stromkreis der Feldmagnetwicklung ausschaltet oder die Felderregung durch eine parallel geschaltete Spule verstärkt. Weniger wirthschaftlich ist das andere Regulirverfahren durch Widerstände im Ankerstromkreis.

Das erste Verfahren bietet den Vortheil, dass die auszuschaltende Widerstandsgrösse von der wechselnden Belastung des Aufzuges unabhängig ist. Schuckert lässt den Motor mit kurzgeschlossenem Widerstand im Magnetstromkreis anlaufen, schaltet dann den Widerstand für die volle Fahrt vor und schliesst ihn beim Eintreffen am Ziel wieder kurz, so dass der Motor mit grossem Anzugmoment ohne erheblichen Stromstoss langsam anläuft und nach der vollen Fahrgeschwindigkeit am Ziel wieder auf die Anfangsgeschwindigkeit abfällt. An sich bietet es keine Schwierigkeit, die Feldmagnetwicklung so zu wählen, dass die Motorgeschwindigkeit durch einen genügend grossen Widerstand auf das 3 bis 4fache steigt, also umgekehrt beim Kurzschliessen des Widerstandes auf $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der regelrechten Fahrgeschwindigkeit sinkt, aber die Bedingung, dass unter solchen Verhältnissen das Ankerdrehmoment auch noch bei der vollen Umlaufzahl das Lastmoment überwindet, erfordert entsprechend grössere Motortypen und vertheuert dadurch die Anlage erheblich. Einen schematischen Ausführungsentwurf enthält das D. R. P. 104726. Der Stromkreis, welcher den Regulirwiderstand kurzschliesst, wird hier durch zwei gleichzeitig wirkende Schleifbürsten selbstthätig ein- und ausgeschaltet. Die eine Schleifbürste befindet sich am Fahrstuhl und bildet die Strombrücke zwischen einem bis zum obersten Stock im Schacht ausgespannten blanken Leiter und kurzen Schienen von beschränkter Länge in jedem Stockwerk, die andere Schleifbürste wird von der Winde mittelst eines Kopirwerkes angetrieben, das den Fahrstuhllauf in verjüngtem Massstab wiedergiebt, und bildet durch intermittirendes Auflaufen auf Ringschienen, die den kurzen Fahrsehachtschienen entsprechen, eine zweite Strombrücke. Durch gleichzeitiges Zusammenarbeiten der beiden Schleifbürsten wird der Stromkreis geschlossen, welcher den Regulirwiderstand der Magnetwicklung umgeht und diese dadurch kurzschliesst. Damit diese Wirkung nicht beim Durchfahren jedes einzelnen Stockwerkes, sondern

erst am Fahrziel eintritt, ist der Kopirapparat mit einer Stellvorrichtung von Hand versehen, welche die Kontaktschienen der frei zu durchfahrenden Stockwerke aus der Bürstenbahn entfernt. *)

Die Regulierung der Motorgeschwindigkeit durch Vorschalten von Widerständen im Ankerstromkreis entspricht dem üblichen Mittel bei schnellfahrenden Aufzügen, die Geschwindigkeit vor dem Ziel durch theilweises Vorschalten der Anlasswiderstände von Hand zu mässigen, und bietet den Vortheil, dass man mit der normalen Motorgrösse für die Aufzugleistung auskommt, aber hierbei wechselt für eine bestimmte Geschwindigkeitsstufe die Grösse des vorzuschaltenden Widerstandes mit der Last und ist der wechselnden Belastung des Motors umgekehrt proportional. Solange ein Führer den Fahrstuhl bedient, bietet die Regulierung keine Schwierigkeit,

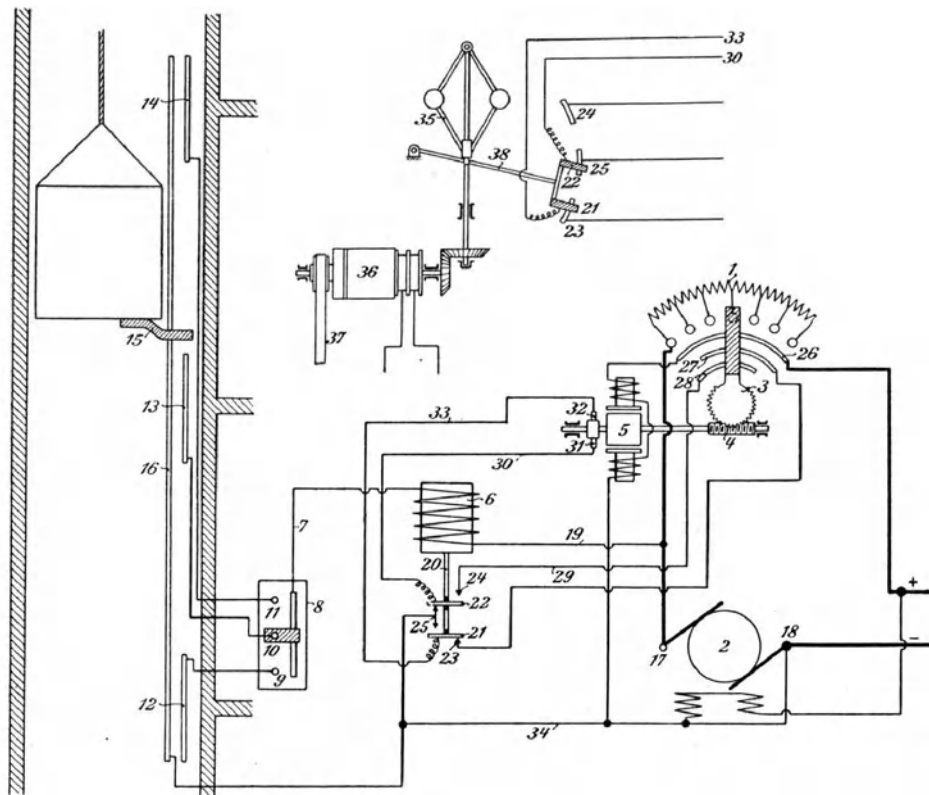


Fig. 328.

weil er die wechselnde Schaltweise nach der Wirkung bemessen und jeden Augenblick noch verändern kann. Die Schwierigkeit der Aufgabe liegt also nur in der Forderung einer selbstthätigen, von der wechselnden Last abhängigen Regulierung.

Hierfür sieht Schuckert in seinem D. R. P. 118 098 folgende Anordnung vor.

In Fig. 328 stellt 1 den selbstthätigen Hauptstromregler des Aufzugmotors 2 dar, dessen Schalthebel 3 durch einen umsteuerbaren Hilfsmotor 5 mittelst Schneckengetriebe auf die verschiedenen Schaltstufen vor- oder rückwärts eingestellt wird. Den Stromwender des Hilfsmotors bildet der Elektromagnet 6. Das eine Spulenende desselben ist durch die Leitung 7 an die

*) Näheres siehe in der Patentschrift des D. R. P. 104726.

Stromschiene 8 angeschlossen, deren Schleifbürste auf mechanischem oder elektrischem Wege auf die einzelnen Stockwerkkontakte 9, 10 oder 11 eingestellt werden kann. Die Kontaktleitungen enden in den kurzen Schaltschienen 12, 13 und 14. Eine am Fahrstuhl angebrachte Schleifbürste 15 schliesst den Erregerstromkreis des Hilfsmotorumschalters sobald und so lange, wie die Schleifbürste 15 die jeweils eingeschaltete kurze Stockwerkschiene, hier 13, mit der Schachtleitung 16 verbindet. Der Erregerstrom ist an der Ankerklemme 17 des Windenmotors vom Hauptstrom abzweigend und läuft über 19, 6, 7, 8, 10, 13, 15, 16 und 34 nach der anderen Ankerklemme 18 in das Netz zurück. Die Stromwenderspule 6 liegt also kurz vor dem Anhalten des Fahrstuhles von dem Augenblick an, wo 15 mit 13 in Berührung tritt, parallel zum Anker 2, und ihre Spannung ist daher ebenso gross, wie seine elektromotorische Gegenkraft. Die Bewicklung der Spule 6 wird so gewählt, dass ihr beweglicher Kern 20 mit den beiden Stromschlussscheiben 21 und 22 bei einem gewissen Bruchtheil der normalen Nutzspannung, je nach der Geschwindigkeitsabnahme, die man erzielen will, $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{2}$, frei zwischen den Gegenkontakten 24, 25 und 23 spielt, ohne sie zu berühren.

Da die Spule im ersten Augenblick ihres Stromschlusses mit der vollen elektromotorischen Gegenkraft des Windenmotors, d. h. nahezu mit der Netzspannung erregt wird, zieht sie den Kern 20 in sich hinein und bringt die Stromschlussstücke 22 mit 24 und 21 mit 25 in Berührung.

Befindet sich die Fahrzelle, wie schon vorher angenommen, in der Niederfahrt mit der in Fig. 328 dargestellten Stockwerkeinstellung zum Anhalten im mittleren Stockwerk, so nimmt der Strom von dem Augenblick, wo die Schleifbürste 15 der Fahrzelle die Stockwerkschiene 13 mit 16 leitend verbindet, folgenden Verlauf. Er geht vom positiven Netzpol über den Stromschlussring 26 des Reglers 1 nach Schiene 28, durch Leitung 29 über 24, 22, Leitung 30 und über die Bürsten 31 und 32 durch den Anker des Hilfsmotors, dann weiter durch 33 über 21, 25 und 34 nach dem negativen Pol, während gleichzeitig eine direkte Nebenschlussverbindung zwischen 26 und 34 über die Feldmagnete des Hilfsmotors diese erregt und den kleinen Steuermotor anlaufen lässt. Der Schaltarm 3 bewegt sich dadurch im Sinne des Uhrzeigers nach rechts und schaltet die Widerstände in dem Ankerstromkreis des Windenmotors 2 vor, setzt also seine Umlaufzahl herab. Mit der Abnahme der Motorgeschwindigkeit vermindert sich auch im gleichen Verhältniss die elektromotorische Gegenkraft, bis die davon abhängige Erregung der Spule 6 nicht mehr ausreicht, um die vorher auf eine bestimmte Grösse eingestellte Spannung der Widerlagfeder des Spulenankers 20 das Gleichgewicht zu halten und der Stromkreis bei 22-24 und 25-21 unterbrochen wird, der Hilfsmotor also stehen bleibt.

Der Fahrstuhl durchläuft die letzte Strecke bis zur Fussbodenhöhe des mittleren Stockwerkes mit der gewünschten geringeren Geschwindigkeit und hält hier an, wenn eine selbstthätige Abstellvorrichtung den Stromkreis des Windenmotors 2 in diesem Augenblick öffnet. Mit dem Stillstand des Motors sinkt der Solenoidanker 20 bis in die gezeichnete tiefste Stellung, so dass bei erneutem Anlassen der Hilfstrom durch den Schalthebel 3 von 26 über 27, 23, 21, 33, 32, 31, 30, 22, 25, 34 den Anker des Steuermotors 5 nach dem negativen Netzdraht in umgekehrter Richtung wie vorher durchfliesst und den Schalthebel 3 auf den ersten Kontakt zurückdreht, zum Anlauf des Hauptmotors also alle Regulirwiderstände rechtzeitig kurzschliesst. In der Endstellung wird auch die Stromverbindung der Schiene 27 unterbrochen und der Hilfsmotor abgestellt. Für eine neue Fahrt ist zunächst der Stockwerkschalter auf den Kontakt des Zieles einzustellen und dann der Windenmotor wieder anzulassen, worauf sich nach der Anlaufperiode und der vollen

Fahrt der Regulirvorgang beim Eintreffen am Ziel in gleicher Weise wie vorher abspielt.

Am zweckmässigsten wird die Anordnung so getroffen, dass der Anlasswiderstand des Windenmotors auch als Regulirwiderstand für die Verminderung der Fahrgeschwindigkeit in der Auslaufperiode in Thätigkeit tritt, also erst ganz ausgeschaltet und dann wieder voll vorgeschaltet wird. Hierzu muss die erste Kontaktstellung beim Schliessen des Hauptschalters bereits den Anlauf vollbelastet ermöglichen.

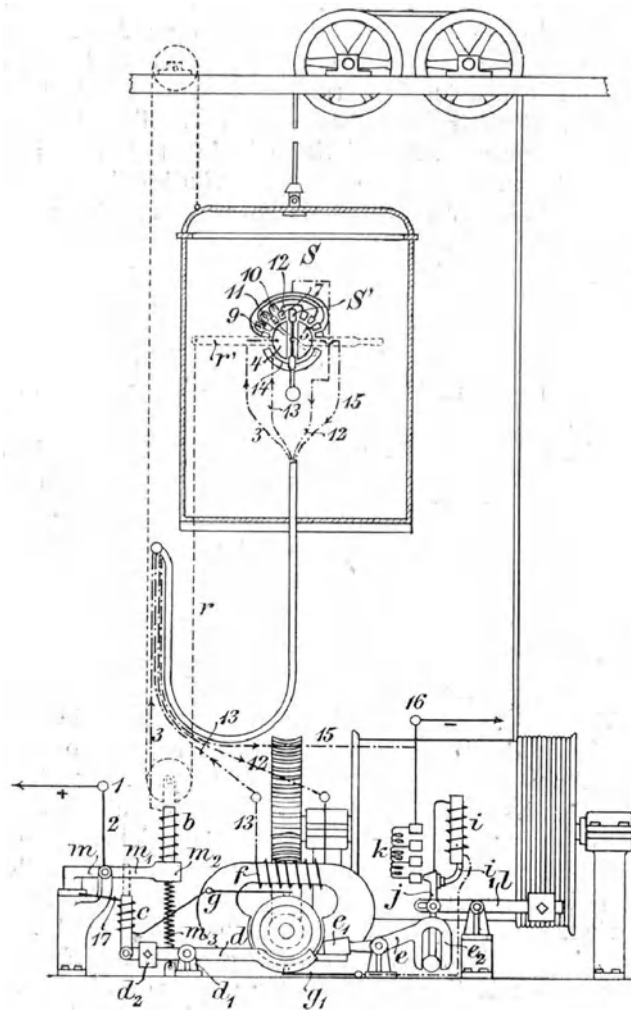


Fig. 329.

Der Elektromagnet 6, Fig. 328, S. 370, für den Stromwender des Hilfsmotors kann durch einen Centrifugalregulator ersetzt werden, der bei der gewünschten verminderten Geschwindigkeit seinen Gleichgewichtszustand annimmt und bei grösserer oder kleinerer Umlaufzahl in die eine oder andere seiner Endstellungen übergeht, um den Hilfsmotor durch einen Stromwender zum Regeln des Widerstandes rechts- oder linksläufig in Gang zu setzen oder abzustellen.

Um hierbei dafür zu sorgen, dass der Regulator erst beim Einlaufen des Fahrstuhles in das Stockwerk, wo gehalten werden soll, arbeitet, lässt

sich sein vorübergehender Antrieb durch eine magnetische Kupplung mit dem Windtriebwerk erreichen, deren Wirkung auf die erforderliche Zeit beschränkt bleibt. Das eine Spulende dieser Kupplung kann durch den Schaltapparat 8, Fig. 328, S. 370, mit einer der Schleifschienen 12, 13, 14 und durch die Stromschlussbrücke 15 mit dem negativen Pol in Verbindung gebracht werden, während das andere Ende unmittelbar am positiven Pol liegt.

Sobald die magnetische Kupplung durch die Strombrücke 15 und die Kontakteinstellung 8 während der Fahrt geschlossen wird und den Regulator antreibt, geht er sofort in seine höchste Stellung über und steuert durch seine Hubmuffe den Stromwenderhebel 38 mit den Kontakten 21 und 22 auf die Stromschlussstücke 25 und 24. Damit wird die früher beschriebene Wirkung erzielt, dass sich der Widerstandschalter 3 im Sinne des Uhrzeigers dreht und Widerstände in den Ankerstromkreis des Hauptmotors vorschaltet, bis der Schwungkugelregulator durch die verminderte Motorgeschwindigkeit in seine Gleichgewichtslage niedersinkt und den Hilfstromkreis des Schaltmotors unterbricht. Auch hier muss dann der Stromkreis des Windenmotors in dem Augenblick unterbrochen werden, wo der Aufzug mit verlangsamter Geschwindigkeit genau in Stockwerkhöhe eintrifft.

Elektrische Aufzugsteuerung in der Fahrzelle mit Regulierung der Fahrgeschwindigkeit durch Widerstände im Magnetstromkreis.

D. R. P. 70931 der Otis Elevator Company in London.

Das Schaltschema, Fig. 329, S. 372, behandelt die Aufgabe, die Steuerung des Aufzuges mit der Bremse von der Fahrzelle aus auf elektrischem Wege zu vermitteln und gleichzeitig von hier aus die Motorgeschwindigkeit nach Wunsch zu regeln. Zu dem Zweck ist ein Schaltbrett in der Fahrzelle angebracht, dessen Drehhebel den Stromschluss für die Erregung des Nebenschlussmotors je nach der beabsichtigten Fahrriechtung in einen oder im anderen Sinne bewirkt und ausserdem die Möglichkeit bietet, durch Vorschalten von Widerständen in den Magnetstromkreis die Geschwindigkeit zu steigern. Die erforderlichen Leitungen sind in einem biegsamen Schlauch vereinigt, welcher der Bewegung des Aufzuges frei folgt. Der Schluss des Magnetstromkreises zieht durch die Erregung eines Solenoids den Schluss des Ankerstromkreises nach sich, während gleichzeitig hierdurch oder durch ein zweites Solenoid die Bremse gelüftet wird und ein drittes Solenoid, unter Einwirkung der im Motor mit dem Beginn des Anlaufes auftretenden und bis zum Beharrungszustand wachsenden elektromotorischen Gegenkraft, den Anlasswiderstand selbstthätig abschaltet.

Der Strom tritt aus dem Netz durch die positive Klemme 1 ein und geht über den Hebelarm m_1 durch das Solenoid b und die Leitung 3 nach der Fahrzelle in das Stromschlusssegment 4 des Schaltbrettes. Bewegt man den Schalthebel aus der gezeichneten Stromunterbrechungslage mit seiner oberen Schleifbürste S' nach links, bis sie das Segment 4 und den Kontaktklotz 7 überbrückt, so tritt der Strom aus 7 in die Leitung 12 über*), gelangt von rechts in die Feldspule f , kehrt durch 13 in die Fahrzelle zurück und verläuft über die Kontaktschiene 14 und die untere Schalt-

*) In der kleinen Figur ist wegen der durch Kreuzen der Drähte entstehenden Undeutlichkeit die Leitungstrecke fortgelassen, welche den vom Schaltbrett abwärts geführten Draht 12 mit dem Kontakt 7 verbindet. Die Leitung 12 endet also nicht, wie es nach der Zeichnung scheint, im oberen Querverbindungsdraht der Kontakte 9, sondern überspringt diesen und die folgenden drei, und schliesst sich erst an den Querdraht der Kontakte 7 an.

hebelbürste nach dem Segment 5, das durch den Draht 15 mit der negativen Netzklemme in Verbindung steht. Durch weiteres Drehen des Schalthebels nach links werden der Reihe nach die Widerstandspulen 10, 11 und 9 in den Weg eingeschaltet, welchen der Strom aus dem Segment 4 nach dem Kontakt 7 nimmt, von dem er durch die Leitung 12, wie vorher, weitergeführt wird. Durch die Schwächung des Magnetfeldes wird hierbei die Umdrehungszahl des Motors gesteigert. Bei entgegengesetzter Schaltung aus der Mittellage wendet sich der Strom von 4 durch die untere Schalthebelschleifbürste zunächst nach der Kontaktschiene 14, tritt durch den Draht 13 von links in die Feldmagnetspule f ein, kehrt durch 12 zum Schaltbrett zurück und verlässt dasselbe durch die Schalthebelbürste entweder unmittelbar über 5 und 15 nach der Netzklemme 16 oder auf dem Umwege durch die Vorschaltspulen 10, 11 und 9, welche durch die Verbindungsdrähte der symmetrisch zur Mitte liegenden Widerstandskontaktklötze, je nach der Ausschlagweite des Hebels, in den Stromkreis eingeschaltet werden.

Nachdem so der Magnetstromkreis geschlossen und das Solenoid b erregt ist, wird der Hebelarm m_1 , der den Solenoidkern trägt und bis dahin durch das Belastungsgewicht m_2 oder durch eine Feder m_3 oder durch beide nach unten gezogen war, von dem Solenoid angehoben und so der zugehörige linke Arm m auf die darunter liegende Stromschlussplatte in die gezeichnete Stellung niedergedrückt. Damit ist der Hauptstromkreis für den Anker geschlossen. Der Ankerstrom geht von der positiven Netzklemme 1 durch 2 über m durch die Leitung 17 über das Solenoid c , die Bürste g , den Anker, die Bürste g_1 in das Solenoid i , durch den Schleifkontakt j und den Anlasswiderstand k in die negative Netzklemme 16. Dadurch wird der Ankerstromkreis mit vollständig vorgeschaltetem Anlasswiderstand unmittelbar nach der vollen Felderregung geschlossen und gleichzeitig durch die Erregung des Solenoids c die Motorbremse für den Anlauf gelüftet, während umgekehrt das Abstellen des Magnetstromkreises in der Fahrzelle durch Vernichten der Solenoidwirkungen b und c auch den Ankerstromkreis unterbricht und die Stoppbremse durch ihr Hebelgewicht d_2 sofort einfallen lässt.

Das Solenoid c lässt sich durch eine einfache Kuppelschiene zwischen dem Bremshebel und dem Hebelarm m_1 , wie punktirt angedeutet, ersetzen und ebenso auch der Stromschlusshebel m mit einer derartigen zwangsläufigen Ankupplung des Bremshebels, statt durch das Solenoid b , mechanisch von der Fahrzelle aus mittelst eines endlosen Seiles r steuern, an dessen unterer Leitrolle der Stromschlusshebel m mit dem angekuppelten Bremshebel hängt, und dessen Enden einerseits an der Fahrstuhldecke, andererseits an einem Steuerhebel r' in der Fahrzelle befestigt sind.

Diese Anordnung verdient ferner um deswillen Beachtung, weil sie sich in etwas anderer Form voraussichtlich auch dazu verwenden lässt, die Stoppbremsen der Aufzüge von der Fahrzelle aus zu steuern und so zum genauen Anhalten in bestimmter Höhe ihre Wirkung nach Bedarf zu regeln, statt die bisher allgemein übliche konstante Bremswirkung mit fester Gewichtbelastung anzuwenden. Die Konstruktion wäre dann so auszubilden, dass der Bremshebel in der Fahrzelle in seiner gelüfteten Stellung durch die Drehung des Schalthebels verriegelt wird und sich nur bewegen lässt, wenn der Schalthebel in seiner mittleren Lage steht und den Strom unterbrochen hat, um zu verhindern, dass die Bremse angezogen werden könnte, so lange der Motor noch unter Strom steht. Versieht man den Bremshebel in der Kabine mit einem Belastungsgewicht, so spannt der Hebel die Bremse jederzeit selbstthätig, sobald er in der Mittelstellung der elektrischen Steuerkurbel freigegeben wird, und kann leicht derart eingerichtet werden, dass er jetzt in seiner Kipplage umgekehrt die Steuerkurbel verriegelt. Man

muss dann zwangsläufig die Bremse jedesmal lüften, bevor wieder angesteuert wird.

Der Bremshebel im Bereich der Kabine ermöglicht dem Führer jede beliebige Steigerung der mechanischen Gewichtsbremskraft. Die Durchführbarkeit dieses Gedankens wird unter anderem davon abhängen, wie weit sich störende einseitige Belastungen der Fahrzelle dabei vermeiden lassen.

Der Schleifkontakt j für den Anlasswiderstand k wird durch die mechanische Einwirkung der Gabel e_2 des Zwischenhebels e in die tiefste Stellung zurückgeführt, sobald der Ankerstrom aufhört. In der Patentfigur ist die Gabel mit Rücksicht auf ihr deutlicheres Hervortreten in unrichtiger Höhe gezeichnet. Dieselbe liegt in Wirklichkeit bei der augenblicklichen Hebellage e auf dem Endzapfen des Schleifkontakthalters j auf und hält diesen der Einwirkung des Lüfthebels l entgegen in der untersten Stellung fest, indem der angezogene Bremshebel d den belasteten Hebelchwanz e_1 nach oben und dadurch den Gabelarm von e abwärts drückt. Beim Lüften der Bremse, im Augenblick des Stromschlusses, kippt der Gabelhebel e nach oben auf und giebt den Schleifkontakthalter j frei, aber im Beginn des Motoranlaufs reicht die magnetische Kraft des Solenoids i auch noch allein aus, um dem aufwärts gerichteten Druck des Lüfthebels l zu widerstehen und das Aufsteigen von j zu verhindern.

Die hierzu erforderliche abstossende Kraft des Solenoids i auf den mit dem Kontakthalter verbundenen Kern i_1 lässt sich durch Anwendung eines kräftig polarisirten Eisenkerns i_1 erreichen, der seinen Magnetismus auch unter der wechselnden Einwirkung des Solenoids dauernd behält, und dessen Eintrittspol mit dem benachbarten des Solenoids gleichnamig ist.*) Mit dem Anlauf des Motors und dem Auftreten der elektromotorischen Gegenkraft im Anker nimmt die Kraft des Solenoids i ab und gestattet in dem Masse, wie dieses unter dem Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft geschieht, dem Kern i_1 das Vordringen in die Solenoidspule. Damit gleitet der Kontakt des Halters j über die Stromschlussplatten der einzelnen Anlasswiderstände und schaltet diesen Widerstand stufenweise aus, während der Motor in seinen Beharrungszustand übergeht. Der Vorgang entspricht im Grundgedanken vollkommen der früher beschriebenen selbstthätigen Schaltweise des Eickemeyer'schen Motors, D.R.P. 71 300, S. 332 u. f. Es empfiehlt sich auch hier, zum bestimmten Regeln der Schaltgrenzen, die Solenoidwicklung zu theilen und die Anlasswiderstände zwischen die einzelnen Windungsgruppen einzubauen, statt sie alle zusammen erst hinter dem Solenoid einzuschalten, damit für jede Schaltsufe ein bestimmter Hubweg des Solenoidkernes erreicht wird. Sobald durch Abnahme der Motorgeschwindigkeit, bei auftretenden Hindernissen, die elektromotorische Gegenkraft sinkt, nimmt die Stromstärke in der Solenoidspule i wieder zu und schaltet durch Zurückziehen des Kernes den Anlasswiderstand aufs neue vorübergehend oder dauernd vor. Beim Abstellen des Motors wird diese Wirkung durch die Rückkehr des Bremshebels in seine Bremslage unterstützt und gesichert, weil hiermit auch der Gabelhebel e wieder den Kontakthalter j zwangsläufig nach unten führt.

Nicht unerwähnt darf bleiben, dass in der Gesamtanordnung der elektrischen Steuerung die Reihenfolge der Stromunterbrechungen beim Abstellen Bedenken veranlasst, weil nach der Patentschrift erst das Abstellen des Erregerstromkreises auf dem Schaltbrett der Fahrzelle das Wiedervorschalten des Anlasswiderstandes und die Unterbrechung des Ankerstrom-

*) Solenoide mit polarisirten Kernen, sogenannte polarisirte Relais, finden auch sonst in der Elektrotechnik und vor allem in Telegraphenapparaten Verwendung.

kreises zur Folge hat. Es muss also angenommen werden, dass gegen die Gefahren, welche hiermit verbunden sind, noch besondere Schutzmassregeln angewendet werden. Die Patentschrift enthält hierüber nichts, mit Ausnahme der punktirten Hilfsteile, welche auch auf mechanischem Wege eine Unterbrechung des Ankerstromes in der Fahrzelle gestatten würden und daher mehr, als im Patent, in den Vordergrund der Beachtung treten.

Veränderung der Motorgeschwindigkeit für Aufzüge durch Schaltwechsel der Ankerspannung bei Dreileiteranlagen.

D. R. P. 67691 der American Elevator Company in London.

In den allgemeinen theoretischen Untersuchungen wurde S. 43 u. 46 nachgewiesen, dass bei gleichbleibender Feldstärke die Umlaufzahl eines Neben-

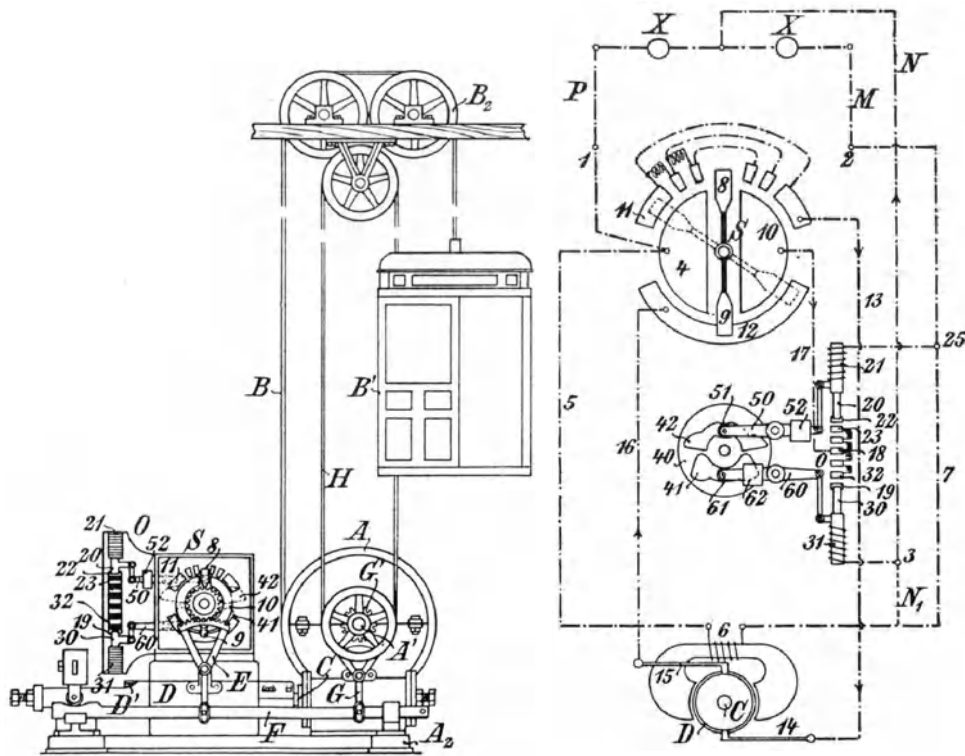


Fig. 330.

Fig. 331.

schlussmotors sich annähernd proportional mit der Spannung oder Voltzahl des Ankerstromes ändert, während das Drehmoment, also die Zugkraft des Motors, von der Stromstärke abhängt und unter solchen Verhältnissen unverändert bleibt, solange die Stromstärke, welche den Anker durchfließt, auf der gleichen Ampèrezahl gehalten wird. Ist das Vertheilungsnetz nach dem Dreileitersystem mit zwei hintereinander geschalteten Generatoren angelegt, so besteht, wie wir sahen, die Möglichkeit, den Motoranker entweder zwischen die beiden Aussenleiter des Netzes einzuschalten und damit die volle Netzspannung auszunutzen oder den Ankerstrom von einem der Hauptleiter und von dem mittleren Leiter des Vertheilungsnetzes abzuzweigen und mit der so verminderten Spannung bei unveränderter Erregerschaltung den Motor mit entsprechend vermindelter Geschwindigkeit arbeiten zu lassen.*) Die nachstehende Beschreibung legt die praktische Verwendung

*) Vergl. Fig. 48, S. 53 und S. 57 Abschnitt β .

dieses Verfahrens für eine Ausführung dar, die der amerikanischen Aufzugsgesellschaft in London patentirt ist.

Die allgemeine Anordnung des Aufzuges mit der Steuerung von der Fahrzelle aus ist in Fig. 330, S. 376, skizzirt und bedarf keiner weiteren Erklärung. Sie entspricht den üblichen Ausführungen von Otis mit Eicke-meyer-Motor. Fig. 331, giebt das Schaltschema mit dem Anlass- und Strom-wendehebel S und dem zugehörigen Hilfschalteapparat O für den Wechsel der Geschwindigkeit durch veränderte Ankereinschaltung im Netz wieder. Die beiden mit X gekennzeichneten Kreise bezeichnen die hintereinander geschalteten Generatoren, an welche die beiden Aussenleiter M und P angeschlossen sind, während der mittlere Ausgleichdraht N zwischen beiden abzweigt. Arbeiten beide Generatoren mit gleicher Spannung von 120 Volt, so beträgt der Spannungsunterschied zwischen den Aussenleitern M und P 240 Volt, zwischen diesen und dem Mittelleiter N nur 120 Volt. Als Klemmen für den positiven Aussenleiter P , den stromrück-führenden, negativen Aussenleiter M und den Ausgleichdraht N sind die drei mit 1, 2 und 3 bezeichneten kleinen Kreise anzusehen. Von der Klemme 1 ist die Leitung zunächst an die Stromschlussplatte 4 der Hauptschaltscheibe geführt und zweigt von da durch den Draht 5 ohne Unterbrechung un-mittelbar in die Erregerspule 6 ab, die durch den Rücklaufdraht 7 mit der negativen Aussenleiterklemme 2 in Verbindung steht. Die Feldmagnete des Motors liegen hiernach dauernd unabhängig vom sonstigen Schaltwechsel zwischen den beiden Aussenleitern mit 240 Volt Spannung, und die Feld-stärke bleibt konstant. Fügt man in die Leitung hinter der Erregung den Verbindungsdraht N_1 ein und lässt von der Anschlussstelle die Strecke des Drahtes 7 bis zur Klemme 25 fort, so würde dadurch die Erregung zwischen den Aussenleiter P und den Mittelleiter N zu liegen kommen, eine Abände-rung, die weniger empfehlenswerth ist, weil zwischen diesen beiden Leitern im Betrieb leicht grössere Spannungsschwankungen auftreten, als zwischen den Aussenleitern.

Der doppelarmige Schalthebel S trägt an seinen Enden die Schleif-bürsten 8 und 9, die, je nach der Hebelstellung, entweder die Stromschluss-platten 4 mit 11 und 10 mit 12 oder 4 mit 12 und 10 mit 11 leitend ver-binden und dadurch den Strom für Vor- und Rücklauf des Motors dem Anker in entgegengesetzter Richtung zuführen. Die Ringschiene 11 ist in bekannter Weise zum Zwischenschalten einer Reihe von Anlasswiderstand-spulen in einzelne Kontakte getheilt, die erst im Laufe der Schaltbewegung stufenweise kurzgeschlossen werden, wenn das Anwachsen der elektro-motorischen Gegenkraft des Ankers einen genügenden Ersatz und Schutz gegen übermässiges Anschwellen des Stromes beim Eintritt in den Motor bietet.

Der Schaltapparat O übernimmt das Regeln des Widerstandes beim Wechsel der Ankerschaltung. Derselbe besteht aus zwei einander gegen-überstehenden Gleitkontakten 20 und 30, die einerseits unter der Einwirkung der zugehörigen Solenoide 21 und 31 stehen, andererseits durch Lenkstangen mit den doppelarmigen Hebeln 50 und 60 ver-bunden sind. Die Hebel greifen mit kleinen Leitrollen in die Nuth-scheibe 40 ein. Je nach der Scheibenstellung werden die Gleitkontakte durch die Scheibennuthformen geführt und festgehalten, während sie in anderen Lagen der magnetischen Anziehung der Solenoide frei folgen können.

In der Ausführung sitzt die Nuthscheibe 40 nach der Dispositionsskizze, Fig. 330, unmittelbar auf der Achse des Schalthebels S , und wird also mit ihm gleichzeitig verstellt. In dem Schaltschema ist die Scheibe nur der Deutlichkeit halber getrennt gezeichnet. Man hat sich bei den nachfolgenden

Betrachtungen also stets zu vergegenwärtigen, dass sich die Nuthscheibe und der Schalthebel gemeinsam drehen.

Wenn der Schalthebel *S* aus der voll ausgezogenen stromlosen Lage in die punktirte übergeführt wird, tritt der Strom von *4* durch die Schleifbürste *8* nach einem der Stromschlusstücke *11* über, durchläuft dabei anfänglich die Spulen des Anlasswiderstandes und geht weiter durch den Draht *13* über die Ankerbürsten *14* und *15* zur Ringschiene *12* des Schaltbrettes. Die Schalthebelbürste *9* vermittelt den Übergang nach *10*. Von hier erreicht die Leitung zunächst in der mittleren Stromschlussplatte *18* des Widerstandsreglers *O* ihr Ende, die mit *10* durch den Draht *17* verbunden ist.

Während dessen hat sich aber gleichzeitig mit dem Schalthebel auch die Kurvenscheibe *40* so weit gedreht, dass die Hebelleitrolle *61* in die Nutherweiterung *41* eingetreten ist und dem Gewicht *62* ermöglicht, den Hebelarm *60* so weit in die Höhe zu ziehen, dass der Schleifkontakt *30* aus dem Solenoid *31* von der ursprünglichen stromlosen Lage über *19* bis auf den Kontakt *32* vorrückt.

Erst durch diesen Stromschluss wird der Ankerstromkreis vervollständigt und zwar von *18* über die Widerstände zwischen *18* und *32* durch die Bürste *30*, das Solenoid *31* und den Ausgleichdraht *N*. Der Anker liegt mit dem Solenoid *31* an der halben Spannung des Dreileiternetzes zwischen dem Mitteldraht und einem Aussenleiter. Mit dem Anlauf der Maschine sinkt durch das Auftreten und Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft die Zugwirkung des Solenoids *31*. Der Gleitkontakt *30* rückt alsdann unter der Einwirkung des Hebelgewichtes *62* bis auf das mittlere Stromschlusstück *18* vor, indem die einzelnen Vorschaltwiderstände stufenweise kurzgeschlossen werden. Der Zeitpunkt, in welchem die selbstthätige Schaltung beginnt, und die Geschwindigkeit, mit der sie sich vollzieht, sind vollkommen von der jeweiligen Ankerstromstärke abhängig, die in das Solenoid übertritt. Jedes Wiederanschwellen des Stromes während des Betriebes schaltet, genau wie bei dem Eickemeyer-Motor mit kreisbogenförmig gekrümmtem Solenoid und Aufhängung des Kernes an einem Pendelarm, den Anlasswiderstand so weit wie erforderlich zum Schutz des Ankers gegen Durchbrennen selbstthätig wieder vor. Durch Theilung der Solenoidwicklung und Zwischenschalten der einzelnen Widerstandstufen wird, wie schon wiederholt betont, die Feinfühligkeit und Genauigkeit der Regulirung wesentlich gesteigert.

Um von der unteren Geschwindigkeitsstufe auf die höhere überzugehen, dreht man den Schaltarm *S* weiter nach links und bringt dadurch die Führungsnuthe der Leitrolle *51*, die bis dahin den Hebel *50* noch unbeweglich festgehalten hatte, mit ihrer Enderweiterung über die Rolle, so dass der Hebel der Einwirkung seines Belastungsgewichtes *52* folgen und sich vorn senken kann. Hierdurch wird der Schleifkontakt *20* von seiner Stellung auf der stromlosen isolirten Platte *22* auf einen der Kontaktklötze *23* verschoben, wobei das gleichzeitig vom Strom durchflossene Solenoid *21* die neue Schaltbewegung dem Hebelgewicht entgegen regelt.

Im ersten Augenblick des veränderten Stromschlusses muss für den Ankerstrom, dessen Spannung unter diesen Verhältnissen rasch von 120 auf 240 Volt anschwillt, der zwischen *18* und *23* eingeschaltete Widerstand die neu hinzutretende Spannung nahezu vernichten, damit kein Stromstoss entsteht. Mit dem Weiterrücken der Bürste *20* schaltet sich der Widerstand nach Massgabe der Zunahme der elektromotorischen Gegenkraft aus, bis bei vollem Motorlauf die Bürste *20* auf den Kontakt *18* zu liegen kommt. In dem Solenoid *31* hat sich inzwischen mit dem Stromschluss auf eine höhere Spannung die Stromrichtung umgekehrt, indem die Verbindung, die

vorher über das Solenoid und die Klemme 3 Strom in den Ausgleichdraht *N* lieferte, jetzt aus *N* Strom aufnimmt und ihn über die Kontakte 18—23 und die Solenoidwicklung 21 durch die Klemme 25 in den Aussenleiter *M* abführt. Mit Abnahme des zwischen 18 und 23, d. h. zwischen *N* und *M* liegenden Widerstandes, wächst dieser Strom, so dass das Solenoid 31 seinen Kern wieder anzieht und nach dem Vorschalten der Widerstandspulen zwischen 18 und 32, mit dem Verlassen des Kontaktes 32, diesen Stromkreis unterbricht. Zum Ergänzen der Solenoidwirkung und zum Sichern der richtigen und rechtzeitigen Aufeinanderfolge der Schaltvorgänge ist die Nutherverweiterung 41 derartig begrenzt, dass beim Einstellen des Schalthebels *S* auf seine äusserste Lage für den Übergang zur höheren Motorgeschwindigkeit der Hebel 60 zwangsläufig zurückgedreht wird, um die Bürste 30 wieder in die gezeichnete Stellung zurückzuziehen.

Durch diese mechanische Führung und Abstützung verharret die Bürste 30 in der stromlosen Lage und kann auch dann nicht auf den Kurzschlusskontakt 18 zurückkehren, wenn der durch das Solenoid 31 gehende Strom aufhört und ausser Stande ist, die Wirkung des Hebelgewichtes 62 auszugleichen, um den Schleifkontakt 30 in seiner Stromunterbrechungs-lage allein festzuhalten.

Beim Umsteuern treten alle Theile unter der regelnden Einwirkung der Nuthenscheibe und der Solenoide in umgekehrter Reihenfolge in Wirksamkeit, indem zuerst der Hebel 50 zwangsläufig, unter gleichzeitiger Freigabe des Hebels 60, zurückgeführt und dadurch die Stromverbindung des Aussenleiters unter Vorschalten der Widerstände zwischen 18 und 23 unterbrochen wird, deren Einschaltung den Öffnungsfunken des Stromkreises mildert. Hierauf folgt unmittelbar in gleicher Weise das zwangsläufige Zurückführen des Hebels 60 mit der Rückkehr der ganzen Steuerung in die Mittellage, während 50 durch die Rastbahn der Kurvenscheibe festgehalten wird.

e. Aufzugsteuerungen mit Stockwerkeinstellung.

α. Steuerungen mit mechanischer Einstellung der elektrischen Fahrunterbrechung in beliebigen Stockwerken.

Aufzug mit selbstthätiger Abstimmung in den einzelnen Stockwerken.

Ausgeführt von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormals Schuckert & Co.

Figur 332, S. 380, veranschaulicht die Ausführung eines der ersten elektrischen Personenaufzüge mit Stockwerkeinstellung für die Villa des verstorbenen Kommerzienraths Schuckert in Wiesbaden, dessen mechanischer Theil von der Firma Philippi in Wiesbaden geliefert ist. Als Anlasswiderstand ist die Schuckert'sche Konstruktion mit selbstthätiger Schaltung durch Hilfsmotor nach dem Ansteuern von Hand und Schutzmagnet gegen übermässiges Anwachsen des Anlaufstromes benutzt. Der Nebenschlussmotor der Winde entwickelt für 0,3 m Fahrgeschwindigkeit 3 PS. und ist unmittelbar mit der Schnecke eines Wurmgetriebes gekuppelt, dessen Antrieb durch ein weiteres Vorgelege mit zwei gleichen Stirnräderpaaren auf die Windentrommel übertragen wird. Das bekannte Schaltwerk mit Klauenkupplungsmuffen zum Abstellen des Betriebes in den Endstellungen der Fahrzelle ist am hinteren Windenbock gelagert und wird durch Kegelräder von der Stirnrädervorgelegewelle der Winde als Nothausrückung in Thätigkeit gesetzt, falls die elektrische Abstimmung im Stockwerk versagen sollte. Die Spindeldrehung überträgt sich beim Einkuppeln der Schaltspindel in die Abstellmutter durch Kurbeln und Lenkstange auf die Steuerradwelle, und von hier auf den elektrischen Hauptschaltapparat und die Bremse.

Die Stellerradwelle W kann durch endloses Seil sowohl von der Fahrzelle aus, wie ausserhalb des Schachtes von den einzelnen Stockwerken aus bedient werden. Diese Welle trägt in üblicher Weise eine unrunde Hubscheibe für die Lüftbremse, deren Bremsscheibe die Kuplung zwischen Motor- und Schneckenachse bildet, und steht ausserdem durch ein Kegelräderpaar mit der Welle S in Verbindung, von der aus der Hauptschalthebel des Stromwender- und Anlasswiderstandes durch Stirnrädereingriff verstellbar wird. Zum Abstellen des Motors auf elektrischem Wege durch die Winde selbst ist ausserdem auf der Welle S noch eine magnetische Kuplung eingebaut, deren eine Hälfte mit der Erregerspule auf die Welle aufgekeilt ist, während die zugehörige Kupplungsankerscheibe lose auf der Welle sitzt und durch einen Kettentrieb von der Stirnrädervorgelegewelle der Windentrommel dauernd mitgenommen wird, so lange der Aufzug läuft, also jederzeit dienstbereit ist, wenn die magnetische Kuplung durch Stromschluss erregt wird, um den Aufzug alsdann selbstthätig abzustellen. Auch in diesem Falle wird gleichzeitig mit dem Zurückführen des Hauptschalthebels in die stromlose Nullstellung die mechanische Bremse in dem Augenblick zur Wirkung gebracht, wo der Vorschaltwiderstand wieder vollständig eingeschaltet ist.

Zum elektrischen Einschalten der selbstthätigen Stoppvorrichtung für die einzelnen Stockwerke befindet sich im Fahrtschacht eine durchgehende Schleifleitung c , die unmittelbar mit dem einen Pol der Stromzuleitung verbunden ist und gleichzeitig zur Beleuchtung der Kabine dienen kann, wenn man mit der Glühlampe eine Rückleitung verbindet. Das andere Ende

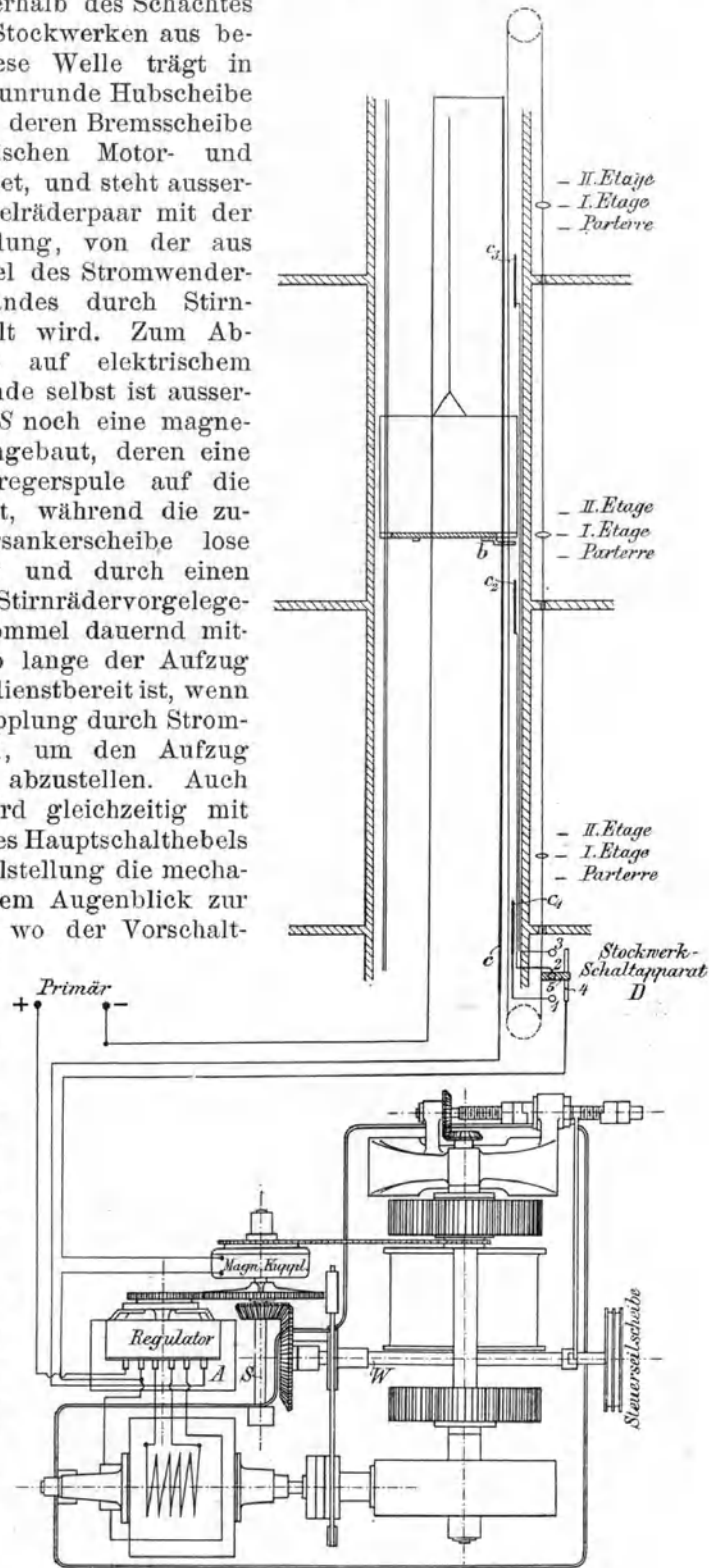


Fig. 332.

der Schleifleitung ist nach dem Schaltbrett des Hauptanlassschalters geführt und steht dort bei eingerücktem Schalthebel mit dem anderen Pol der Netzleitung in Verbindung, so dass der in Rede stehende Nebenschluss während des Betriebes vom Strom durchflossen wird.

Im Schacht selbst befinden sich in den einzelnen Stockwerken noch kurze Schleifschienen c_1, c_2, c_3 , die getrennt voneinander an die Stromschlussknöpfe 1, 2 und 3 eines Schaltapparates D für die Stockwerkeinstellung angeschlossen sind und durch eine Schleiffeder b am Fahrstuhlboden mit der durchgehenden Schleifschiene c in leitende Verbindung treten, sobald die Fahrzelle in den einzelnen Stockwerken eintrifft.

Durch einen Schieber 5 des Stockwerkschaltapparates, der durch einen endlosen Seilzug, ebenso wie die Hauptsteuerung, sowohl von der Fahrzelle aus, wie ausserhalb des Schachtes von jedem Stockwerk aus bedient werden kann, gelangt, je nach der Einstellung, der Strom aus dem Stockwerkkontakt nach der Schiene 4, von hier durch Schleiffedern zur magnetischen Kupplung und in gleicher Weise von da durch das Hauptschaltbrett bei eingerücktem Schalthebel — also während des Aufzugbetriebes — in die Netzleitung, oder der Strom nimmt vielmehr umgekehrt auf diesem Wege seinen Eintritt und verläuft den eben betrachteten Weg rückwärts. Hiernach erfolgt der Schluss der magnetischen Kupplung jederzeit beim Einfahren des Aufzuges in demjenigen Stockwerk, für welches der Stoppkontakt eingestellt war, und damit beginnt die Selbstabstellung, während für die übrigen Stockwerke der Stromkreis offen ist und freies Durchfahren gestattet.

Als grösste Fahrgeschwindigkeit für eine derartige einfache Anlage darf etwa 0,5 m in der Sekunde in Aussicht genommen werden, weil sonst durch die rasche Unterbrechung der Fahrt Stösse auftreten. Für grössere Fahrgeschwindigkeiten ist die Umlaufzahl des Motors bereits vor dem gänzlichen Abstellen herabzusetzen, was sich durch Schalmagnet und einen selbstthätigen Hauptstromregulator ebenfalls in zwangläufiger Weise erreichen lässt, bei zuverlässiger Bedienung des Aufzuges aber auch von Hand bewirkt werden kann. — Vergl. den Aufzug für hohe Fahrgeschwindigkeit mit Geschwindigkeitsregulierung, Taf. 20, und den mit Stockwerkeinstellung, Taf. 21, beide von Stigler, mit Beschreibung im ersten Bande.

Elektrische Selbstabstellung des Aufzugmotors für beliebige Stockwerke.

D. R. P. 105 234 der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Berlin.

Figur 333 bis 340 veranschaulichen eine Stockwerkeinstellung, welche das Selbstanhalten in beliebigen Stockwerken durch einen vor der Fahrt eingestellten Stromschluss vermittelt und bei möglichst einfacher elektrischer Gesamtanlage das Anlassen des Motors einem gewöhnlichen, von Hand zu bedienenden Steuerzuge überlässt.

Beim Anlassen und während der Fahrt lässt sich der Steuerzug, wie bei allen von Hand gesteuerten Aufzügen, frei bewegen, beim Eintreffen am Fahrziel schliesst sich aber durch Auflaufen einer von der Fahrzelle aus vorgedrückten Schleiffeder des Schalterkastens B , Fig. 333, auf die im Schacht befestigten und für jedes Stockwerk nach Massgabe der zugehörigen Schleiffederbahn seitlich versetzten Anlaufschienen der Steuerstromkreis und erregt eine magnetische Kupplung auf der Windentrommelwelle, die dann die Steuerwelle des Anlassers am Motor durch ein Kettengetriebe zwangläufig in die Mittellage zurückführt und den Betrieb erst wieder freigibt, wenn der Kupplungschluss durch Stromunterbrechung beim Einstellen der Stockwerkschalter für ein neues Fahrziel aufgehoben wird. Die magnetische

Kupplung ist nach einem älteren, bereits erloschenen Patent 53879 ausgeführt und besteht aus einem fest mit der Trommel verkeilten Kegel mit

der Magnetwicklung, deren Stromzuführung und Ableitung durch zwei Schleiffedern vermittelt wird, und aus einem frei auf der Welle drehbaren Hohlkegel, der die Rolle des zu kuppelnden magnetischen Ankers spielt und auf seiner Nabe ein Kettenrad trägt. Das eine Leitungsende des Steuerstromes führt vom Schachtkopf bis zu den einzelnen Anlaufschienen der verschiedenen Stockwerke hinab. Das andere Leitungsende wird durch ein Schleppkabel oder in Form eines blanken Schachtdrahtes mit Schleifbürste dem Schalterkasten in der Fahrzelle zugeführt.

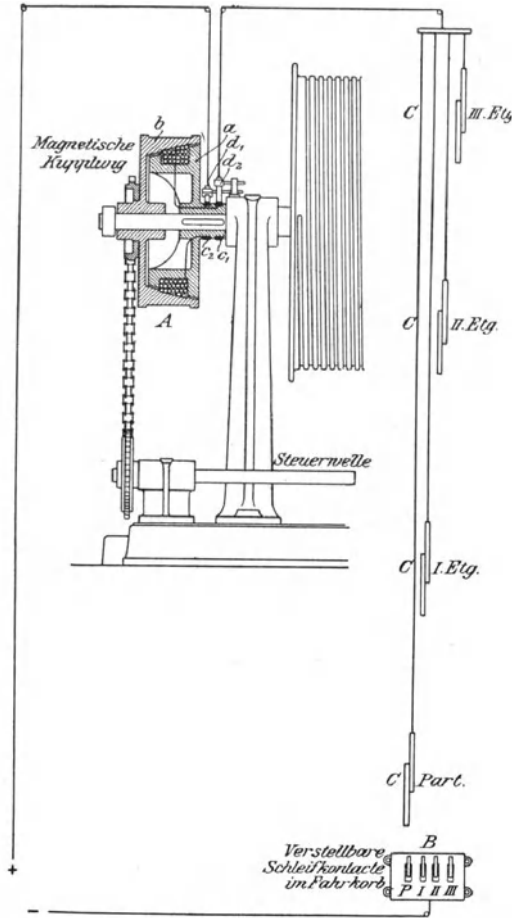


Fig. 333.

α befestigt, um genaues Einstellen für den Beginn des Stromschlusses zu

Die einzelnen im Schalterkasten e nebeneinander angeordneten Schleiffedern g mit kleinen Schleifschuhen g' Fig. 334 bis 336, sitzen auf einer gemeinsamen Stromschiene h und werden durch Druckwinkelhebel i , welche die Stockwerknummern tragen, für die sie das selbstthätige Anhalten vermitteln, je nach Bedarf vor Beginn der Fahrt nach aussen gedrängt, indem man den betreffenden Hebel niederdrückt. Die zugehörigen stromschliessenden Anlaufschienen sind in den einzelnen Stockwerken für Auf- und Niederfahrt paarweise nebeneinander auf gemeinsamen Brückenstegen

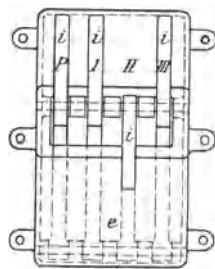


Fig. 334.

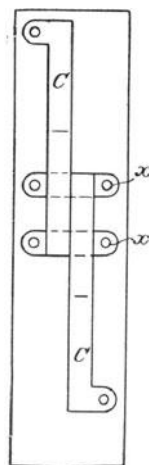


Fig. 335.

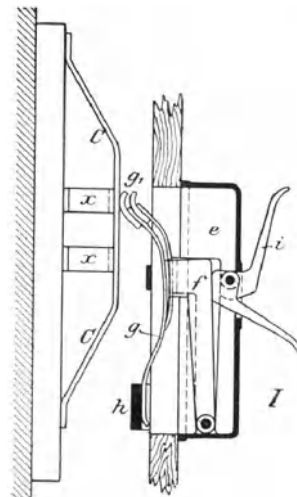


Fig. 336.

ermöglichen, der im allgemeinen in bezug auf die Entfernung der Fahrzelle vom Stockwerkboden für pünktliches Anhalten bei der Auf- und Niederfahrt

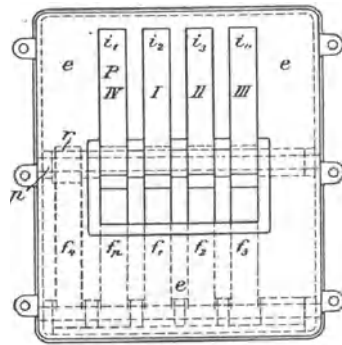


Fig. 337.

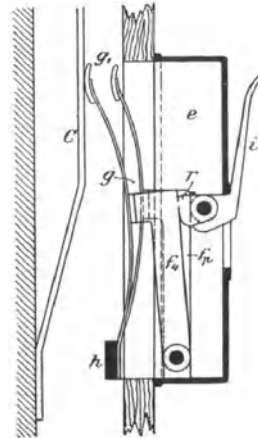


Fig. 338.

nicht vollkommen übereinstimmt und sich erst beim Montiren durch Versuch sicher bestimmen lässt. Die Schleiffedern überdecken die ganze Breite des zugehörigen Anlaufschienenpaares.

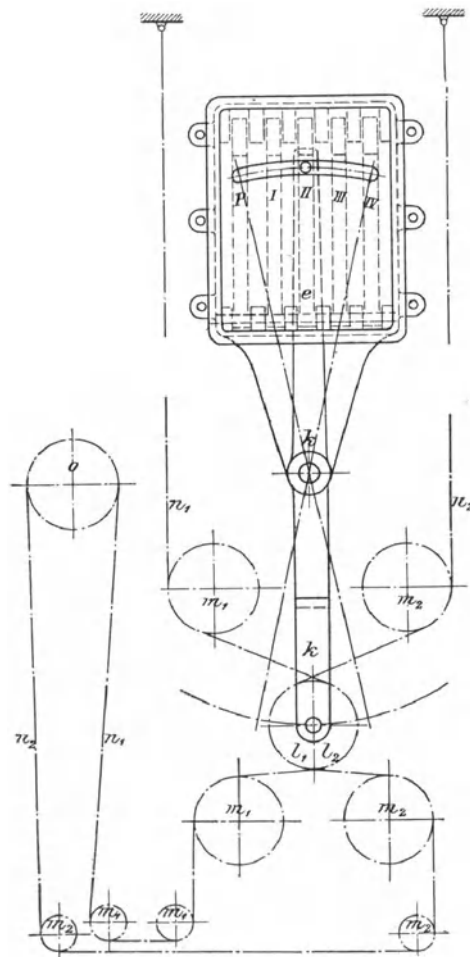


Fig. 339.

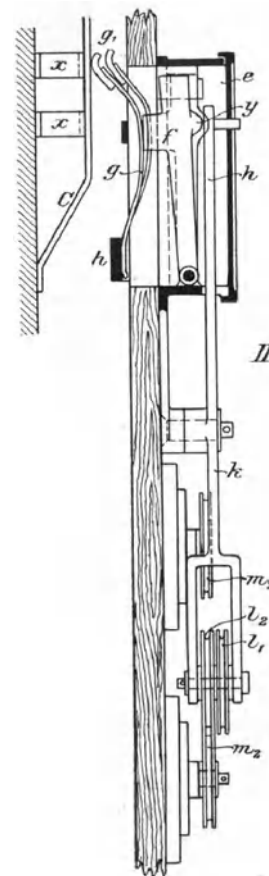


Fig. 340.

Für das tiefste und höchste Stockwerk, hier P und IV , genügt ein gemeinsamer Druckhebel i , Fig. 337 u. 338, zum richtigen Einschalten der beiden getrennten Stockwerkschleiffedern durch ihre Kontakthebel f_4 und f_p , wenn man ausser seinem Druckdaumen auf die Drehachse noch ein be-

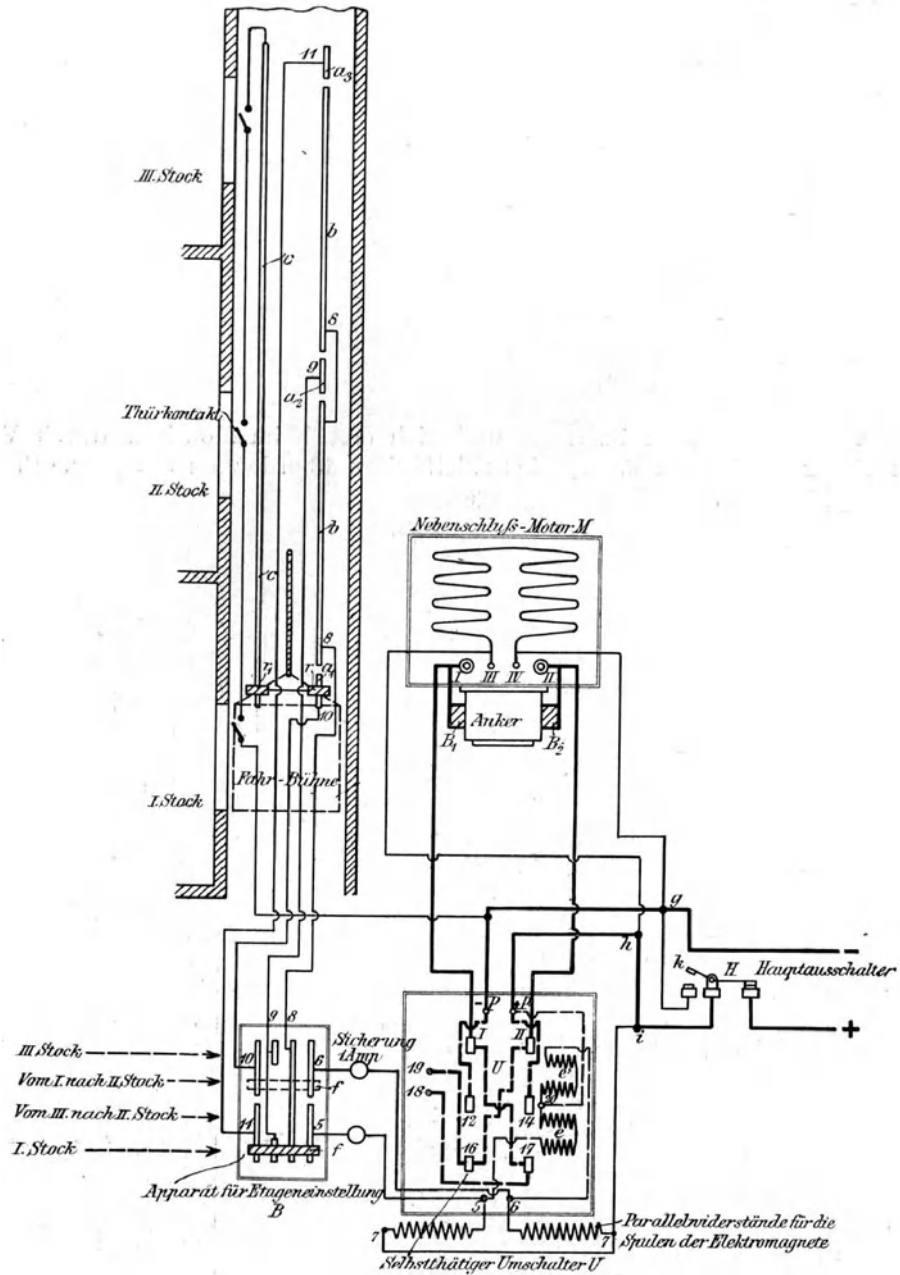


Fig. 341.

sonderes Druckexcenter r aufsetzt, derart, dass bei hochstehendem Handhebel das Excenter den Kontakthebel für die höchste Haltstelle vordrückt, während f frei ist und umgekehrt bei niedergelegtem Hebel i_1 der Kontakthebel für das unterste Geschoss nach aussen gedrängt wird.

Figur 339 bis 340 veranschaulichen die Abänderung des Steuerwerkes

für Aussensteuerung unter Anwendung eines Steuerhebels k , der um einen horizontalen Zapfen über den Rücken der einzelnen Kontakthebel in der Fahrzelle gedreht werden kann und ihn niederdrückt, sobald er auf seinenockenförmige, abgerundete Erhöhung trifft. Zum Sichern der Lage ist eine entsprechende kleine Vertiefung im Steuerhebel vorhanden. Der Hebel wird von aussen durch den in der Figur angedeuteten Seilzug in Thätigkeit gesetzt, der, oben mit seinen Enden im Schachtkopf befestigt, über die Leitrollen m_1 und m_2 kreuzweise die untere Hebelrolle umschlingt, dann über zwei weitere Leitrollen m_1 und m_2 an der Kabine und schliesslich über Leitrollen am Schachtboden nach der äusseren Stellscheibe o geführt, die Bewegung der Fahrzelle ohne Einfluss auf die Hebelstellung lässt.

Abgesehen von den störenden Einflüssen der Seildehnung auf die Genauigkeit der Einstellung und von dem raschen Verschleiss, der von dem wiederholten Richtungswechsel der Seilführung und der grossen Rollenzahl zu erwarten ist, beschränkt sich die Anwendung auf den Fall, dass die Aussensteuerung von einem einzigen Punkt, etwa vom Parterre aus erfolgt, weil eine Steuermöglichkeit von verschiedenen Stockwerken aus zu widersprechenden Einstellungen führen würde. Aus demselben Grunde verbietet sich auch die Doppelausführung einer Innen- und Aussensteuerung nach dem beschriebenen System. Dasselbe erscheint vorzugsweise nur für reine Innensteuerung geeignet.

Die Firma hat ferner in dem D.R.P. 118037 noch eine vollständig durchgebildete Knopfsteuerung bekannt gegeben, die mit getrennten Druckknöpfen für Auf- und Niederfahrt arbeitet, aber auch nur für Innensteuerung entworfen ist, weil ihr die Schutzvorkehrungen gegen widersprechendes Einstellen des Fahrzieles von verschiedenen Punkten fehlen.

Stockwerkeinstellung für Wirthschafts- und Aktenaufzüge mit Nebenschlussmotoren von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co.

Für kleine Aufzüge, zu deren Betrieb Gleichstrommotoren bis $\frac{1}{2}$ PS genügen, die man ohne besonderen Anlasswiderstand in Gang setzen und abstellen kann, wählt Schuckert die in Fig. 341, S. 384, skizzierte Schaltung mit einem elektromagnetisch gesteuerten Stromwender, dessen Kontakte 12 und 14 durch das Solenoid e' mit I und II oder durch das Solenoid e mit 16 und 17 für Auf- und Niederfahrt von den Schachtzugängen aus durch die Schleifbürste f verbunden werden, die man je nach dem Fahrziel mittelst eines kleinen Seilzuges von Hand nach der Skala am Schaltapparat B einstellt. Die Bürste vermittelt in Verbindung mit den verschiedenen Schienen des Schaltapparates und den weiteren Stromschienen im Schacht durch eine am Förderkorb befestigte Strombrücke selbstthätig die erforderlichen Leitungsverbindungen und ihre schliessliche Unterbrechung am Fahrziel durch den eintreffenden Korb.

Die Stockwerkeinstellung schaltet durch den Stromwender nur den Ankerstrom des Motors selbstthätig ein und aus, während für gewöhnlich der Nebenschluss der Feldmagnete dauernd am Netz liegt, bis man den Handausschalter H öffnet.

Der geringe Dauerstromverbrauch der Feldmagnete für die Dienststunden des Aufzuges ist für die kleinen Leistungsgrenzen der Elektromotoren ohne Anlasswiderstand so gering, dass die Vereinfachung der Anlage meist ein genügendes Äquivalent dafür bietet. Man kann aber diesen Verlust auch dadurch beseitigen, dass man durch eine besondere Zweigleitung mit Druckknöpfen in jedem Stockwerk den Hauptausschalter H erst jedesmal für den Betrieb mittelst eines Elektromagneten schliesst und durch eine Feder selbst-

thätig öffnet, sobald der Druckknopf losgelassen wird. Dann wäre bei der Benutzung des Aufzuges nach dem Einstellen des Stockwerkapparates nur noch der Knopf zu drücken und erst nach dem Eintreffen des Förderkorbes am Ziel wieder loszulassen.

Die Wirkungsweise der Steuerung lässt sich am einfachsten an einem beliebigen Fahrbeispiel erläutern. Die kleine Förderseilwinde ist unmittelbar mit dem Motor durch ein Schneckengetriebe gekuppelt, das bei der benutzten Selbstbremsung des Motorankers keiner besonderen Stoppbremse bedarf.

Für eine Fahrt vom ersten ins zweite Stockwerk wird die Schleifbürste f durch ein an allen Schachtzugängen durchlaufendes und mit Skalenzeiger versehenes, endloses Steuerseil von Hand auf die Marke: „von I nach II Stock“ in die punktierte Lage gebracht und dadurch zunächst der Steuerstromkreis, hierauf selbstthätig durch diesen der Motorstromkreis geschlossen.

Der Steuerstrom geht vom positiven Netzdraht über den Handauschalter H nach $+P$ bis Punkt 20 , dann durch den Steuermagneten e' über den Drahtknotenpunkt 6 zur Schiene 6 des Stockwerkschalters und hier durch die Schleifbürste f in der punktierten Lage zur Leitung 10 in die anschliessende Schachtschiene 10 , weiter über die Brücke auf der Förderkorbdecke mit den Kohlenkontakten r und r_1 zur Schachtschiene c und schliesslich durch sämtliche Thürkontakte, die selbstverständlich für den Betrieb geschlossen sein müssen, in den negativen Netzdraht.

Der Stromwender ist als doppelarmige Wippe mit Kohlenkontakten ausgeführt und über den zu beiden Seiten seiner Drehachse stehenden Elektromagneten e und e' gelagert.

Der Ausschlag durch die Erregung von e' bringt die Kontakte $I-12$ und $II-14$ zur Berührung und schliesst den Ankerstromkreis derart, dass der Hauptstrom von $+P$ über $14-II$ nach der Ankerbürste B_2 , durch den Anker nach Bürste B_1 weiter über die Kontakte $I-12$ in den negativen Netzdraht abfließt.

Der Motor läuft im Sinne der Auffahrt an, weil seine Feldmagnete bereits durch ihren in g und h unmittelbar von dem Netz abgezweigten Nebenschluss erregt sind. Mit der beginnenden Auffahrt verlässt die Strombrücke auf der Förderkorbdecke mit ihrem Kohlenkontakt r die Schiene a_1 , an deren Stelle rechtzeitig die Schiene b für die weitere Erregung des Steuermagneten e' als Ersatz eintritt, indem der Strom nunmehr vom Schaltapparat von 6 durch die Leitung 8 über b der Strombrücke rr_1 zugeführt wird.

Beim Eintreffen des Förderkorbes im zweiten Stock gleitet der Kohlenkontakt r von b auf die zur Zeit totliegende Schiene a_2 über und unterbricht den ganzen Stromkreis. Das Solenoid e' lässt den Stromwender in seine Mittellage zurückschnellen und trennt dadurch mittelbar auch den Motoranker vom Netz.

Der Stromstoss der Selbstinduktion des Elektromagneten e' verläuft beim Unterbrechen seiner Erregung in dem dauernd geschlossenen Nebenschluss $20, +P, h, i, 7, 6, e', 20$, wo er sich in dem zwischen 6 und 7 eingeschalteten Parallelwiderstand der Magnetspule unschädlich vernichtet, der während des Betriebes nur einen kleinen Bruchtheil des Steuerstromes aufzehrt.

Durch einen auf der Achse der Umschaltwippe senkrecht nach unten angebrachten Kontakthebel treten in der Mittellage des Stromwenders die Stromschlussstücke 18 und 19 in Berührung und schliessen für den vom Netz abgetrennten Motoranker einen Bremsstromkreis über $19, 18, 17, I, B_1, B_2, II, 16, 19$. Die Selbstbremsung des Ankers durch den im Sinne der bisherigen elektromotorischen Gegenkraft während der Auslaufperiode er-

zeugten Generatorstrom erfolgt kräftig, weil die Felderregung noch am Netz liegt, und stellt den Förderkorb pünktlich am Fahrziel fest.

Wird eine besondere Nothausrückung als Schutz gegen Überfahren der äussersten Fördergrenzen verlangt, so lässt sich diese dadurch vermitteln, dass beim Überschreiten der regelrechten Fahrgrenzen der Förderkorb oder das Gegengewicht in ihrer tiefsten Stellung auf einen Streifhebel niedersinken, der dadurch mittelbar den Hauptschalter H öffnet. Um hierbei, sowie beim sonstigen Auslösen des Hauptausschalters den Öffnungsfunken abzuschwächen, schliesst gleichzeitig mit dem Öffnen von H der mit ihm verbundene zweite Hebelarm den Stromlauf der Feldmagnete durch den Kontakt k in sich zu einer Kreisbahn.

Stellt man für die Rückfahrt des Korbes die Schleifbürste f des Fahr Schalters auf die Marke: „I Stock“, so vermittelt diese Lage den Schluss des Steuerstromes über den Magneten e , dessen Erregung die Stromwenderwippe auf die Kontaktverbindung $12-16$ und $14-17$ niederzieht. Der Steuerstrom verläuft von $+P$ über 20 , e , 5 , f , 9 , a_2 , r , r_1 , c und sämtliche Thürkontakte nach $-$, der Arbeitsstrom des Motors von $+P$ über 14 , 17 , I , B_1 , in umgekehrter Richtung wie vorher, durch den Motoranker nach B_2 und über II , 16 und 12 nach $-P$.

Während der Abwärtsfahrt des Förderkorbes übernimmt die Leitung 8 beim Übergang des Kohlenkontaktes r auf die Schiene b den Ersatz für 9 . Die Stromunterbrechung für den Stillstand im untersten Stockwerk erfolgt beim Auflaufen von r auf die Schiene a_1 , deren Anschlussleitung 10 im Schaltapparat bei der Stellung der Bürste f auf der Marke „I Stock“ tot endigt.

In neuester Zeit führt Schuckert diese kleinen Wirthschaftsaufzüge auch mit Hauptstrommotoren aus, die einen besonderen abgestuften Anlasser für kleine Leistung noch eher entbehrlich machen. Das Anhalten erfolgt dabei wegen der veränderlichen Fahrgeschwindigkeit bei wechselnder Last etwas weniger pünktlich, aber für die zu stellenden Anforderungen noch genügend genau. Alle Aufzüge mit grösserem Energieverbrauch als $\frac{1}{2}$ PS werden mit Nebenschlussmotoren und besonderem Anlasser gebaut.

Ein weiteres beachtenswerthes Beispiel der zu diesem Kapitel gehörigen Aufzüge für grössere Lasten bietet der „Personenaufzug von A. Stigler mit mechanischer Stockwerkeinstellung zum Stromunterbrechen und Anhalten in beliebigen Stockwerken“, Taf. 21, mit zugehöriger Beschreibung im ersten Bande.

β. Knopfsteuerungen.

Allgemeines über Knopfsteuerungen.

Unter Knopfsteuerungen versteht man im allgemeinen alle elektrischen Fernsteuerungen von der Fahrzelle oder den Schachtzugängen aus zum Anlassen und Abstellen des Aufzugmotors und im besonderen derartige Einrichtungen in Verbindung mit elektrischer Stockwerkeinstellung zum selbstthätigen Anhalten an beliebigem Fahrziel. Ob zum Herstellen der wechselnden Leitungsverbindungen dabei Druckknöpfe oder irgend welche anders ausgebildete Stromschlussstücke verwendet werden, ist gleichgültig, der Druckknopf bildet aber die Regel.

Diese elektrischen Steuerungen bieten den Vorzug, dass sie die mechanischen Steuerzüge mit den lästigen Nebeneigenschaften ihrer Leitrollenwiderstände, Dehnungen und fehlerhaftem toten Gang, sowie nicht selten beim Anlassen, wie beim Abstellen, störend auftretenden Massenkräften vollständig beseitigen und durch feste Leitungen oder bewegliche Schleppkabel mit den zugehörigen elektrischen Steuerorganen ersetzen. Ausserdem vereinfachen sie auch die Sicherung der Schachtzugänge wesentlich,

denn es genügt für die Abhängigkeit des Aufzugsbetriebes von der Bedingung, dass vorher alle Zugangsthüren geschlossen sind, die Steuerstromleitung für den Motor über alle Thüren durch Kontakte zu führen, die bei offener Thür den Strom unterbrechen. Es bedarf dann nur an jedem Zugang eines einfachen mechanischen Riegels im Schachttinnern, der in bekannter Weise vom durchfahrenden Aufzug durch eine Anlaufschiene vorübergehend ausgelöst wird und sofort wieder selbstthätig einfällt, um unzeitiges und unbefugtes Öffnen der Schachthüren von aussen auf die einzige Möglichkeit zu beschränken, dass dies in dem Augenblick geschieht, wo der Fahrstuhl gerade hinter der Thür durchläuft und den Innenriegel ausgeschaltet hat. Dann bleibt aber die Fahrzelle durch das selbstthätige Abstellen des Motors beim Öffnen des Thürkontaktes sofort stehen und deckt den Schachtquerschnitt ab. Jede Gefahr, in den Schacht hineinzustürzen, ist also ausgeschlossen, und der Thäter festzustellen.

Der Umstand, dass jeder Kraftaufwand zum Steuern fortfällt, dass es nur einer einfachen Erklärung, mündlich oder durch Plakat, bedarf, welcher Druckknopf für ein bestimmtes Fahrziel zu bethätigen ist, und dass sich nach dem kurzen Druck alles andere, das Anlassen des Motors, wie das Abstellen am Ziel selbstthätig vollzieht, ermöglicht die Verwendung wenig geschulter Führer und gestattet sogar die Selbstbenutzung durch beliebige Personen, an die keine anderen Anforderungen gestellt werden, als einen bestimmten, durch die Stockwerknnummer gekennzeichneten Knopf zu drücken, und die Thüren nach dem Verlassen des Aufzuges wieder zu schliessen.

Diese zuerst in Amerika entwickelten Konstruktionen finden daher, trotz meist vermehrter Anlagekosten, jetzt auch in Deutschland in einer Reihe verschiedenartiger Ausführungen rasche Verbreitung.

Selbstverständlich ändert aber dieses System nichts an den grundsätzlichen Eigenschaften der Elektromotoren, dass die Genauigkeit des Anhaltens von dem Beginn des Abstellens, der Fahrgeschwindigkeit, der Bremswirkung, der wechselnden Last und ihrem Einfluss auf die Dehnung der Förderseile abhängig ist, und dass diese Einflüsse meist empfindlich störend wirken, wenn die Fahrgeschwindigkeit 500 mm/sek. überschreitet und nicht besondere Einrichtungen getroffen sind, um die Geschwindigkeit des Motors vor dem Anhalten selbstthätig herabzusetzen.

Die bei Handsteuerungen gebotene Möglichkeit, den Aufzug in ein nicht vollkommen erreichtes oder überfahrenes Stockwerk durch vorsichtiges Nachsteuern zu bringen, lässt auch bei Knopfsteuerung die Einrichtung wünschenswerth erscheinen, dass man wenigstens vom Innern der Fahrzelle in jedem Schachtpunkt den Motor abstellen und die Fahrriechung wechseln kann. Derartige Einrichtungen bieten aber selbstverständlich nur dann einen Nutzen, wenn man damit umzugehen versteht.

Benutzt man eine elektrische Knopfsteuerung für hydraulische Aufzüge, indem man einen kleinen Steuer-Elektromotor aufstellt, so tritt die Schwierigkeit des rechtzeitigen Anhaltens auch hier auf, wenn man nicht zu ähnlich verwickelten Hilfsmitteln, wie bei der selbstthätigen Geschwindigkeitsregulierung elektrischer Aufzüge vor dem Anhalten greift. Lässt man nämlich die Fahrzelle oder den hydraulischen Motor in einer festen Entfernung vom eingestellten Fahrziel auf das Abstellwerk einwirken, so vollzieht sich der Abschluss des hydraulischen Steuerapparates in zwangsläufiger Abhängigkeit von der noch zurückzulegenden Strecke des Aufzuges oder der hierfür erforderlichen Zeit. Man muss daher den Steuerschieber bei der Anfahrt stets voll öffnen, um auch für das Anhalten wieder gleich lange Abschlusswege durch das Abstellwerk zurückzulegen. Dabei ergeben sich dann aber für hydraulische Aufzüge mit geringer Belastung im Verhältniss zur Vollast störend grosse oder sogar unzulässige Fahrgeschwindigkeiten. — Näheres siehe S. 410 u. f.

Das selbstthätige Abstellen erfolgt bei den Knopfsteuerungen für elektrische Aufzüge, ähnlich wie bei allen mechanischen Stockwerkeinstellungen, dadurch, dass man dem Fahrstuhl oder einem am Motor angebrachten, Kopirwerk der Aufzugfahrt einen Gegenanschlag in den Weg stellt, um die Steuerung in die Mittellage zurückzuführen und gleichzeitig die damit verbundenen Bremsen einfallen zu lassen oder statt dessen die gleiche Wirkung durch Zusammentreffen von Isolationstücken zum Unterbrechen des Betriebs- oder Steuerstromes herbeiführt.

Da Kopirwerke den Fahrstuhllauf meist in stark verjüngtem Massstab wiedergeben, und kleine Fehler der Stockwerkeinstellung sich deshalb umgekehrt in entsprechender Vergrößerung für den Haltpunkt der Fahrzelle im Schacht äussern, ausserdem die wechselnden Dehnungen der Förderseile sich nicht selbstthätig auf die Justirung des Fahrkopirwerks übertragen lassen, empfiehlt es sich, für elektrische Aufzüge mit Knopfsteuerung die Stoppanschlüge in der Fahrbahn selbst anzuordnen.

Bei mechanischen Stockwerkeinstellungen kann das Abstellen durch Kopirwerke am Motor den Vorzug verdienen, weil die unmittelbare Einwirkung der Fahrzelle auf den Steuerzug seinen Massenwiderstand zu überwinden hat, bevor die Bewegung auf das Steuerwerk am Motor übertragen wird, und die elastischen Dehnungen im Steuerzuge Fehlerquellen erzeugen, zu denen sich noch der Einfluss toten Ganges gesellt. Stellt dagegen das Kopirwerk am Motor das Steuerwerk ab, so ist die Stossgeschwindigkeit des Stoppnockens im Verhältniss des Verjüngungsmassstabes des Kopirwerkes geringer und die Kraft wird unmittelbar auf das Steuerwerk am Motor übertragen. Der Steuerzug im Fahrtschacht wird nur leer mitgeschleppt und die elastischen Dehnungen, welche darin auftreten, sowie sein toter Gang bleiben einflusslos auf die Genauigkeit der Motorabstellung. Die Rücksichtnahme auf diese Erscheinungen fällt bei den Knopfsteuerungen von selbst fort, weil sie nur mit elektrischen Leitungen und nicht mit mechanischen Steuerzügen arbeiten.

Verhältnissmässig am einfachsten fällt die Gesamtanordnung aus, wenn man sich auf Innensteuerung in der Fahrzelle beschränkt, am verwickeltesten bei Innen- und Aussensteuerung mit der Forderung, die Fahrzelle nach jedem beliebigen Schachtzugang auf- und abwärts auch leer heranziehen zu können. Hierbei, oder wenn auch nur Aussensteuerung vorgesehen wird, ist dafür zu sorgen, dass nach dem Niederdrücken eines Knopfes sämtliche Druckknöpfe für die Dauer der Fahrt wirkungslos werden, um Fahrstörungen durch widersprechende elektrische Steuerungen zu vermeiden.

Die nachfolgenden Ausführungsbeispiele lassen erkennen, dass der Vortheil der vereinfachten Aufzugbedienung bei den Knopfsteuerungen bisher mit einem mehr oder minder gesteigerten Aufwand für die Gesamtanlage und vor allem mit verwickelten Leitungsdispositionen, unter Anwendung elektrischer Hilfsapparate erreicht ist, deren Arbeitsweise nur an Hand umständlicher Beschreibungen verständlich wird. Im Fall irgend welcher Störungen kann nur ein genau mit dem System vertrauter, fachkundiger Maschinist oder Monteur die Fehlerquelle auffinden und den Betrieb wieder in Ordnung bringen. Man wird gut thun, besonders bei schnellfahrenden Aufzügen, diesen Gesichtspunkt im Auge zu behalten, um nicht gelegentlich das Bessere zum Feind des Guten zu machen. Schnellfahrende Aufzüge der Selbstbedienung oder nicht mit der ganzen Anlage genau vertrauten, jugendlichen Führern zu überlassen, giebt zu Bedenken Veranlassung, weil man unter solchen Verhältnissen auch bei vorhandenem Nothschalter im Gefahrfall nicht auf sachgemässe Benutzung der Sicherheitsmittel rechnen kann.

Knopfsteuerung der Otis Elevator Company, Limited in London.

D. R. P. 105 486.

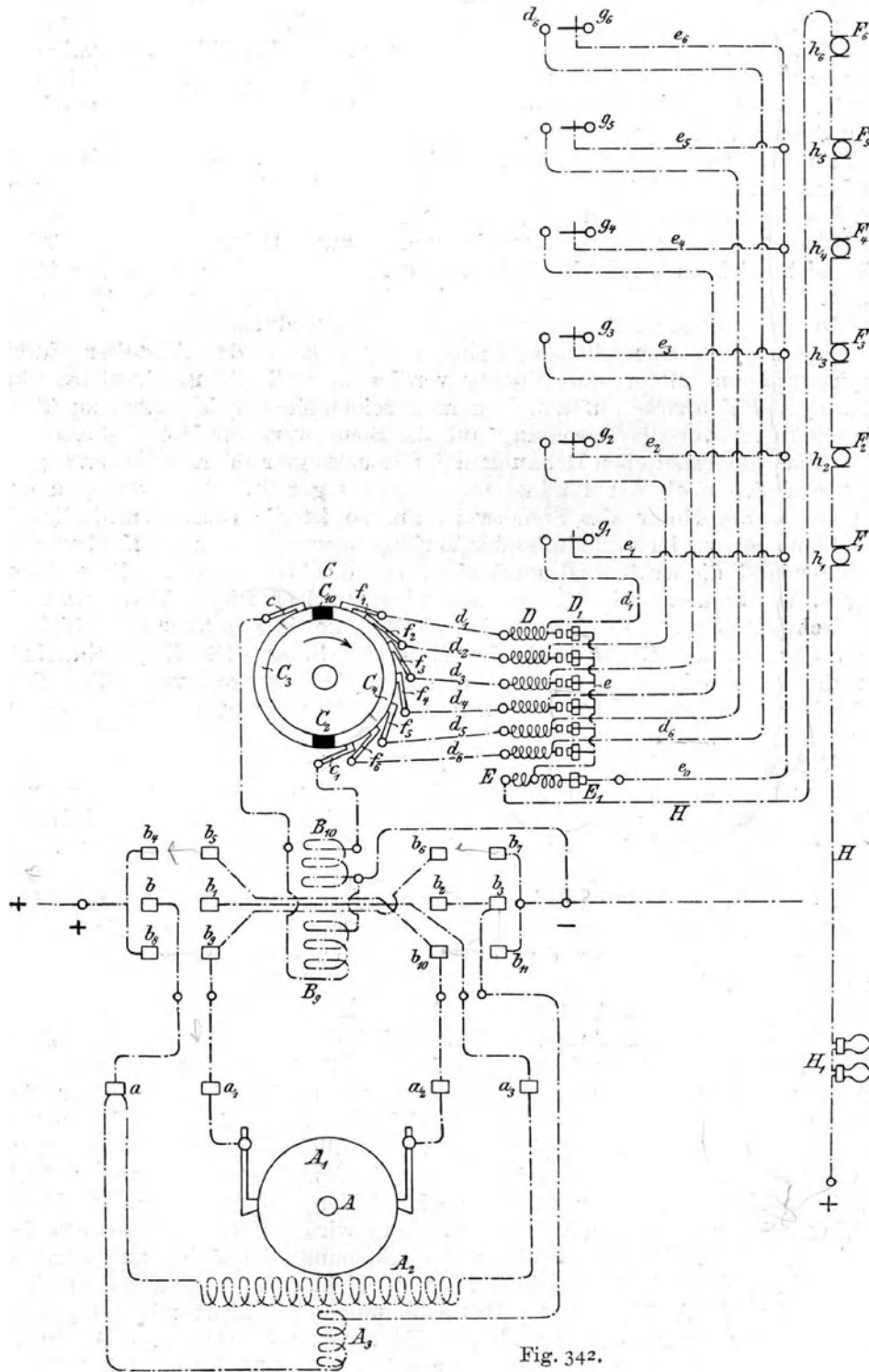


Fig. 342.

Ein kurzer Druck auf den Knopf, welcher die Stockwerksnummer des Fahrzieles trägt, genügt, um den Aufzug ohne weiteres in der gewünschten

Fahrriechtung in Thätigkeit zu setzen und das Abstellsteuerwerk während der Fahrzeit selbstthätig so einzustellen, dass der Aufzug am Fahrziel durch rechtzeitige Stromunterbrechung zwangsläufig anhält.

Otis benutzt für die wechselnde Stromleitung und rechtzeitige Unterbrechung eine vom Windenmotor angetriebene Schaltwalze mit zwei getrennt aufgewickelten Leitungsschienen, auf denen die Schleifbürsten der zu den einzelnen Stockwerken gehörigen Stromschliesser aufliegen und zwar je nach der wechselnden Stellung der Fahrzelle, welche von der Schaltwalze kopirt wird, sämmtlich auf derselben Schiene oder über beide vertheilt. Jede der beiden Schienen steht ausserdem durch eine dauernd mit ihr in Berührung bleibende Schleifbürste mit dem einen, bezw. anderen von zwei gegenüberstehenden Steuerelektromagneten für den Stromwender des Windenmotors in leitender Verbindung. Der Schluss des Hilfsstromkreises der Druckknöpfe erfolgt beim Niederdrücken eines bestimmten Knopfes über diejenige Schaltwalzenschiene, auf welcher sich zur Zeit die zum Knopf gehörige Schleiffeder befindet, und bethätigt damit auch den zugehörigen Elektromagneten des Stromwenders. Hiernach besteht eine bestimmte Abhängigkeit zwischen jedem Druckknopf und der Anlaufriechtung des Windenmotors bei einer bestimmten Aufzugstellung. Mit dem Motorlauf dreht sich auch die Schaltwalze *C*, Fig. 342. In dem Augenblick, in welchem das Isolationstück zwischen den beiden Mantelschienen der Walze unter die stromführende Stockwerkschleifbürste tritt, wird der Elektromagnet des Stromwenders stromlos, unterbricht auch den Hauptstrom und stellt den Aufzug ab. Hieraus folgt die zweite Abhängigkeit für den Entwurf, dass die Bogenlängen der Walzenschienen von der jeweiligen Auflagestelle einer Stockwerkschleifbürste bis zum Isolationstück auch der Fahrbahnlänge von der augenblicklichen Haltestelle des Aufzuges bis zum Stockwerk der in Rede stehenden Schleifbürste nach dem Verjüngungsmaassstab entsprechen muss, welcher zwischen Umfangsgeschwindigkeit der Schaltwalze und der Windentrommel besteht.

Befindet sich die Fahrzelle im tiefsten Geschoss, so kann nur die Aufahrt in Frage kommen. Somit müssen sich die Schleifbürsten sämmtlicher Druckknöpfe für das erste bis zum höchsten Geschoss auf der Leitungsschiene der Schaltwalze befinden, welche den Stromwendermagnet für Aufahrt beim Schliessen des Hilfsstromes der Druckknopfleitung in Thätigkeit setzt.

Mit dem Anlauf der Winde setzt sich die Schalttrommel im Sinne des Pfeiles in Bewegung.

Damit gleitet das obere schwarz angegebene Isolationstück der Reihe nach unter den Stockwerkbürsten f_1 f_2 u. s. f. durch. Führt zur Zeit beispielsweise f_4 durch Bethätigen ihres zugehörigen Druckknopfes für das Haltziel im vierten Stock Strom, so erfolgt die Betriebsunterbrechung in dem Augenblick selbstthätig, wo die Isolation unter die Schleifbürste f_4 tritt. Der Aufzug hält also im vierten Stock an. Soll der Aufzug in ein höheres Stockwerk fahren, so muss der Motor bei dem Stromschluss für dieses Ziel wieder im bisherigen Sinne anlaufen. Das geschieht aber, sobald durch die Druckknöpfe dieser Fahrziele die Schleifbürsten f_5 oder f_6 in den Stromkreis eingeschaltet werden, welche beide noch auf der Walzenschiene C_4 aufliegen. Für das erste, zweite und dritte Stockwerk muss dagegen der Aufzug aus dem vierten nach unten fahren, und die Skizze lässt erkennen, dass beim Knopfdruck das Ansteuern auch richtig in diesem Sinne erfolgt, weil die zugehörigen Schleifbürsten bereits sämmtlich auf dem Schaltwalzensegment für den Elektromagneten des Stromwenders liegen, der den Motor auf Abwärtsfahrt steuert.

Der leitende Gedanke, durch einen gemeinsamen Druckknopf für Auf- und Niederfahrt je nach der Stellung der Fahrzelle ohne weiteres den Aufzug im jeweilig erforderlichen Sinn in Thätigkeit zu setzen, lässt sich also mit verhältnissmässig einfachen Mitteln lösen. Die Art der Ausführung gestattet verschiedene Lösungen, die im Grundgedanken aber alle auf das Prinzip von Otis zurückführen. Neben dieser Anordnung findet man auch Konstruktionen mit getrennten Druckknöpfen für Auf- und Niederfahrt.

Fig. 343.

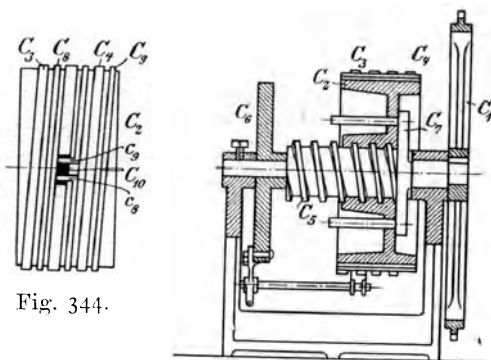
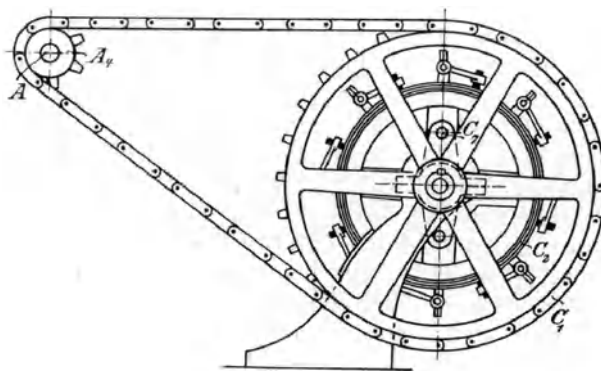


Fig. 344.

Fig. 345.

Die Forderung, nach dem Drücken eines Knopfes die übrigen und selbst den eben gebrauchten für die Dauer der Fahrt unwirksam zu machen, löst Otis dadurch, dass er die Gegenkontakte der Druckknöpfe in eine Nebenschlussleitung legt, die er benutzt, um nach dem vorübergehenden Stromschluss durch einen Elektromagneten den Kontakt einer kürzeren Leitung nach der Schaltwalze zu schliessen und dafür die gemeinsame Verbindung der Gegenkontakte für die Druckknöpfe durch einen zweiten kleinen Steuermagnet bis zur Beendigung der Fahrt zu unterbrechen.

Um bei mässigem Durchmesser der Schaltwalze, Fig. 344, störend grosse Verjüngung zwischen dem Fahrstuhlweg und den entsprechenden Schleifstrecken der Strombürsten auf der Walze zu vermeiden, wickelt Otis die Leitung C_3 und C_4 in einer fortlaufenden Schraubenlinie auf den isolirten Trommelmantel, so dass die Schaltwalze mehrere Umgänge ausführen kann, bis die Bürsten für die längeren Fahrstrecken auf das Isolationstück zur Stromunterbrechung gelangen, welches den Walzenbelag in die beiden Leitungsschienen C_3 und C_4 trennt.

Die Welle des Schaltapparates ist am linken Ende festgeklemmt. Am rechten Ende ist sie in einer lose übergeschobenen Büchse gelagert, die ihrerseits im Lagerbock frei drehbar ist und von der Aufzugtrommelwelle Fig. 343 durch Gelenkkette angetrieben wird. Das Kettenrad C_1 empfängt

den Antrieb und überträgt ihn durch die gemeinsame Büchse auf die innerhalb des Bockes mit der Hülse verbundene Mitnehmerscheibe C_7 für die Schalttrommel, Fig. 345, die sich mit dem Muttergewinde ihrer Nabe auf dem Spindelgewinde der festgehaltenen Kernwelle nach links schraubt. Die Ganghöhe der Leitspindel und des Schienenbelages der Trommel stimmen überein. Die Schleifbürsten sind frei verschieblich und drehbar auf den seitlich vorspringenden Fingerbolzen der feststehenden Scheibe C_6 angeordnet und führen sich an der Schraubenform der Trommelschienen, so dass sie mit diesen in ständiger Berührung bleiben.

Der Stromwender, Fig. 346 und 347, besteht aus der pendelnd zwischen den beiden einander gegenüberstehenden Magneten B_1 und B_2 aufgehängten Ankerplatte B_3 mit den 4 Klemmen für die doppelflächigen Kohlenkontakte b — im Schaltschema, Fig. 342, mit b, b_1, b_2 und b_3 bezeichnet — die je nach dem Ausschlag der Platte mit den rechts oder links gegenüberstehenden, in ihren Haltern B_4 federnd abgestützten Gegenkontakten b_4, b_5, b_6, b_7

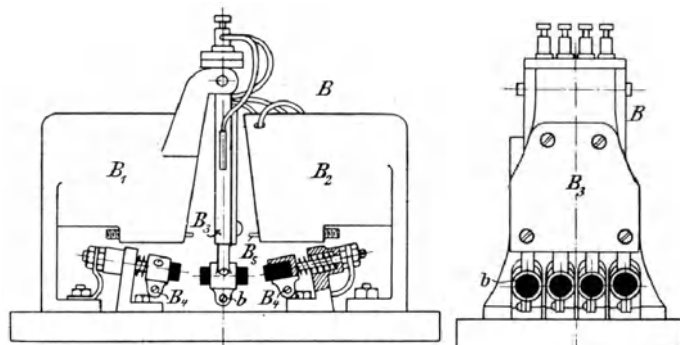


Fig. 346.

Fig. 347.

oder b_8, b_9, b_{10}, b_{11} zusammentreffen. Die Stifte B_5 sind federnd abgestützt und dienen dazu, die Ankerplatte beim Unterbrechen des Stromes der Einwirkung des remanenten Magnetismus zu entziehen und auf mechanischem Wege sofort in Mittellage zurückzudrücken. In dem Schaltschema sind die Erregerspulen der beiden Magnete B_1 und B_2 mit B_9 und B_{10} bezeichnet, und man ersieht aus dieser Figur, dass die dauernd auf der Schaltschiene C_3 laufende Schleifbürste c mit B_9 , die andere c_1 für die Schiene C_4 mit B_{10} in leitender Verbindung steht, sowie dass die beiden Spulenden durch einen gemeinsamen Draht an die Rücklaufleitung des Netzes angeschlossen sind.

Die Schleifbürsten $f_1 \dots f_6$ für die einzelnen Stockwerkleitungen, die zu den Haltestellen $F_1 \dots F_6$ führen oder sich in einem gemeinsamen Schalterkasten in der Fahrzelle vereinigen, der die Druckknöpfe für die einzelnen Haltestellen enthält, sind zunächst durch die Drähte $d_1 \dots d_6$ mit den getrennten Solenoidspulen D von Stromschlussmagneten verbunden, deren bewegliche Anker mit D_1 bezeichnet sind, und endigen in den Druckknöpfen der einzelnen Schachtzugänge oder in den entsprechenden des Schalterkastens der Fahrzelle.

Die beweglichen Anker D_1 der Stromschlussmagnete D sind unter sich durch eine gemeinsame Leitung e vereinigt, die sich in der Mitte der Doppelwicklung eines weiteren Stromschlussmagneten E gabelt und einerseits über die Leitung H und sämtliche Schachtthürkkontakte $h_6 \dots h_1$ an den positiven Netzdraht angeschlossen ist, andererseits bei geschlossenem Anker E_1 auch über e_0 durch Zweigleitungen $e_1 \dots e_6$ nach sämtlichen Gegenkontakten $g_1 \dots g_6$ der Druckknöpfe führt.

Alle vorstehend aufgeführten Steuerapparate für den Stromschluss des Windenmotors, den Stromwender, die Schaltwalze, die Stockwerkleitungen, die eingeschalteten Hilfsmagnete für Stromschluss und die Schachttürk- kontakte liegen im Nebenschluss zur Hauptleitung und empfangen ihren Arbeitstrom über den Widerstand H_1 , der zum Regeln der erforderlichen

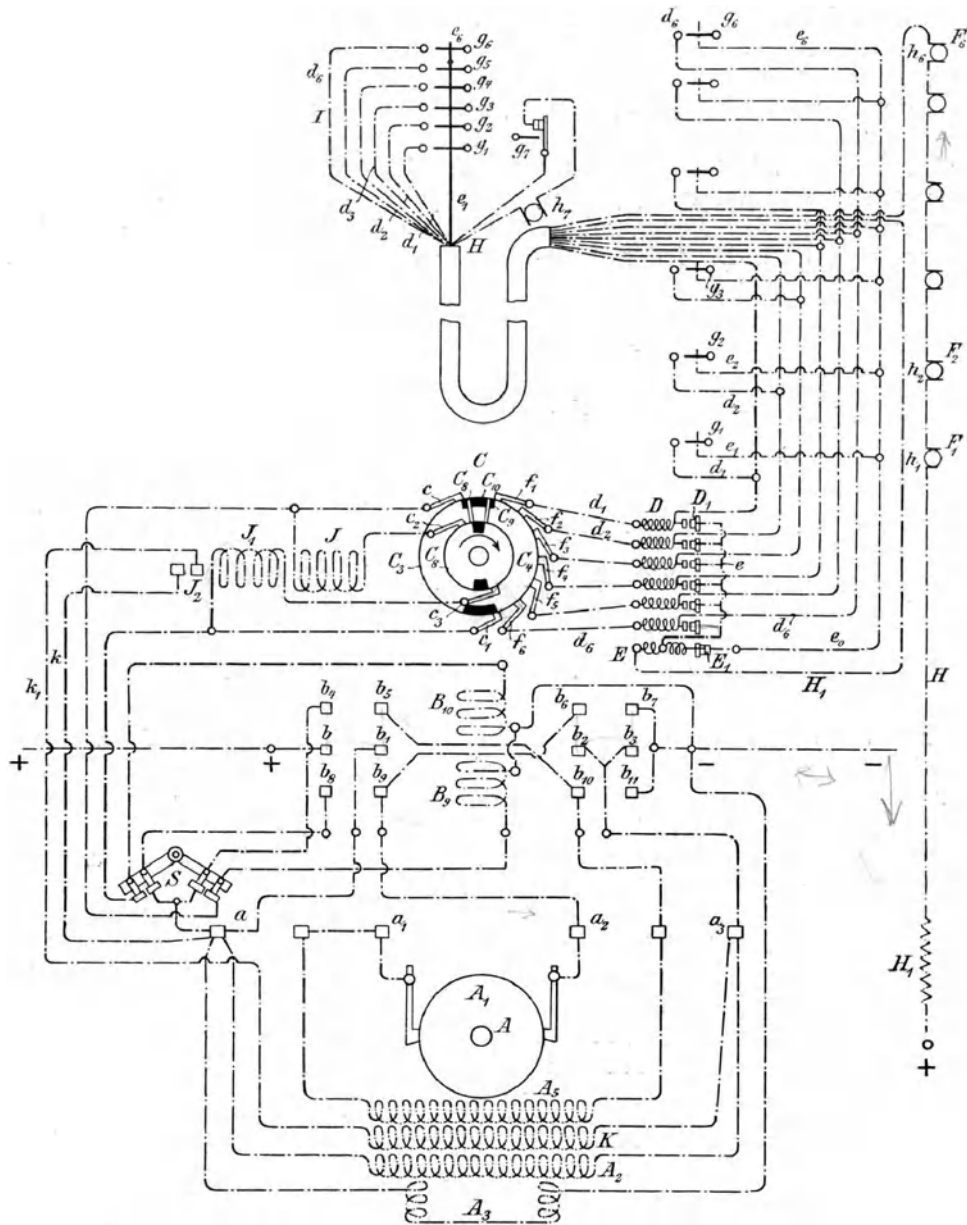


Fig. 348.

Stromstärke durch Glühlampen gebildet wird, aber auch in anderer Form, als Widerstandspule u. s. f., ausgeführt werden kann.

Im Hauptstromkreis liegt der Anker A_1 eines Hauptstrommotors mit der Spule A_2 seiner Felderregung und der hierzu parallel geschalteten Solenoidspule A_3 für den Elektromagneten der Stoppbremse, die durch den Stromschluss gleichzeitig mit dem Motor erregt wird, um die Bremse zu

lüften, und sie beim Abstellen des Motors mit der Stromunterbrechung einfallen lässt.

Der selbstthätige Anlasswiderstand zwischen Stromwender und Motoranker ist in dem Schaltschema fortgelassen. Hierfür kann der Anlasser von Eickemeyer, S. 332 u. f., oder eine andere Ausführungsform gewählt werden.

Die Stellung der Schaltwalze entspricht in dem Schema der tiefsten Aufzugstellung. Soll die Fahrzelle beispielsweise in das sechste Stockwerk gebracht werden, so ist der hierzu gehörige Druckknopf $d_6 g_6$ wenige Sekunden niederzudrücken. Hierdurch erfolgt Stromschluss über H_1 und die Leitung H mit sämtlichen Schachttürkkontakten, durch den Stromschlussmagneten E , dessen Anker E_1 sich im freien Zustande in der Kontaktlage für die Weiterleitung des Stromes befindet und zunächst in dieser Lage verharret, weil der Strom in die beiden entgegengesetzten Windungen der Doppelwicklung seines Solenoids eintritt und dadurch für die Magneterregung wirkungslos bleibt. Von E_1 findet der Strom seinen weiteren Weg durch $e_0 e_6 g_6$ und die Leitung d_6 nach der Schleifbürste f_6 über die Schaltwalzenschiene C_4 nach der Bürste c_1 und durch die Erregerspule B_{10} des Stromwenders nach dem Netz zurück. Der Pendelanker des Stromwenders wird von dem erregten Umsteuermagneten angezogen und schliesst die Kontakte b, b_1, b_2, b_3 mit den gegenüberstehenden b_4, b_5, b_6, b_7 zum Anlassen des Motors für Auffahrt.*)

Der Arbeitstrom fliesst alsdann aus der positiven Hauptleitung durch die Kontakte b_4, b nach der Klemme a und gabelt sich hier in die beiden Parallellleitungen für die Feldmagnetwicklung A_2 und die Bremsmagnetspule A_3 . Von A_2 geht der erste Stromzweig durch die Klemme a_3 über die Kontakte b_1, b_5, b_{10} nach der Klemme a_2 und durch den Anker nach der Klemme a_1 , dann schliesslich über die Kontakte b_9, b_6, b_2, b_3, b_7 in das Netz zurück, während der andere Stromzweig des Bremsmagneten von A_3 aus sich in b_3 mit dem ersten wieder vereinigt.

Die Erregung des anderen Stromwendermagneten, welche nach den einleitenden Erklärungen nur erfolgen kann, wenn der Aufzug in einem höheren Stockwerk steht und der Steuerknopf eines tieferen Stockwerks gedrückt wird, wobei der Steuerstrom dann seinen Weg über die Schaltwalzenschiene C_3 und die Schleifbürste c durch die Stromwenderspule B_9 nimmt, kehrt im Hauptstromkreis nur die Stromrichtung des Motorankers um.

Unmittelbar nach dem Bethätigen des Druckknopfes vollzieht sich im Steuerstromkreis noch eine selbstthätige Änderung, welche die Wirkung des gedrückten Knopfes durch einen kürzeren Stromweg ersetzt und den eben benutzten Knopf, wie alle übrigen, für die Dauer der eingeleiteten Fahrt wirkungslos macht. Da nämlich der Steuerstrom auf seinem Wege nach der Schaltwalzenbürste die Erregerspule des Stromschlussmagneten D durchläuft und dadurch der Kontakt zwischen D und D_1 in der stromführenden Leitung d , im betrachteten Fall in d_6 , hergestellt wird, findet der Steuerstrom Gelegenheit, bereits aus der Mitte der Doppelwicklung der Magnetspule E durch die Stromschlussstücke $D_1 D$ der Leitung d_6 zur zugehörigen Schleiffeder f_6 zu gelangen, und macht dadurch die anfängliche Verbindung über e_0, e_6, g_6, d_6 entbehrlich. Der kürzere Stromweg schliesst gleichzeitig die zweite Spulenhälfte des Magneten E kurz, deren entgegengesetzte Windung bisher die Erregung der ersten Hälfte aufgehoben hatte. Die hierdurch zur Geltung kommende magnetische Kraft der linken Spulenhälfte öffnet durch Anziehen des Ankers E_1 den Stromkreis der durch e_0 abge-

*) In dem älteren Patent 81354 von Otis ist ein Hilfsteuermotor verwerthet. Vergl. 3. Aufl. der Hebezeuge, Bd. II., S. 368.

zweigigen Umwegleitung, welche anfänglich alle Druckknöpfe durch den Anschluss ihrer Stromstücke $g_1 \dots g_6$ dienstbereit machte und jetzt aus dem Stromkreis ausschaltet, bis mit dem Aufgleiten der Schleifbürste f_6 auf das Isolationstück der Schaltwalze alle elektrischen Steuertheile im Nebenschluss und im Hauptstromkreis durch die Stromunterbrechung in die Ruhelage zurückkehren.

Fig. 348, S. 394, veranschaulicht die Abänderung, welche Otis für Personenaufzüge wählt, indem er den Hauptstrommotor durch einen Nebenschlussmotor ersetzt und ausserdem für die Feldmagnetwicklung A_2 eine parallel geschaltete Zusatzspule K anordnet, die durch eine besondere Leitungsschiene der Steuerschaltwalze, Fig. 344, erst kurz vor dem Abstellen des Motors selbstthätig eingeschaltet wird, um durch verstärkte Felderregung die Fahrgeschwindigkeit herabzusetzen und möglichst genaues und sanftes Anhalten auch bei schnellfahrenden Aufzügen zu erreichen. Für die Nothausrückung an den Fahrbahnenden ist ein Schalter S vorgesehen. Die Windungen A_5 im Ankerstromkreis deuten den Selbstanlasser an.

Die Anordnung und Wirkung der Steuerleitung ist im wesentlichen die gleiche wie im ersten Fall, nur sind alle Druckknöpfe in einem gemeinsamen Schalterkasten in der Fahrzelle vereinigt und durch ein Schleppkabel mit den fest im Schacht verlegten Anschlussdrähten verbunden. Die Leitung H enthält ausser den Kontakten der Fahrschachtthüren noch einen weiteren h_7 für die Coupéthür, um auch deren Schluss vor dem Anfahren zu erzwingen, und einen besonderen Ausschalter g_7 , der das Anhalten an jeder beliebigen Schachtstelle ermöglicht, wenn irgend eine Gefahr droht oder wenn man das eingestellte Fahrziel während der Fahrt verändern will.

Die Kontaktschienen C_8 und C_9 zum Einschalten der Zusatzspule K sind zwischen die Schienen C_3 und C_4 auf der Schalttrommel, Fig. 344, gewickelt und greifen nur mit ihren hakenförmig umgebogenen Enden in die Wickelbahn der Hauptschienen ein, gegen diese durch eine dünne Isolirschiene geschützt, während die Hauptisolation C_{10} für die vollkommene Stromunterbrechung zwischen den Endhaken der beiden Nebenschienen liegt. Die Strombürsten c_2 und c_3 der Nebenschienen der Schaltwalze stehen mit den Windungen JJ_1 , Fig. 348, eines Magneten in Verbindung, dessen Anker J_2 an die Leiter kk_1 angeschlossen ist, von denen k den Strom über die Klemme a durch die Feldmagnetwicklung A_2 nach der Klemme a_3 führt und k_1 über die Zusatzwicklung K sich in a_3 mit dem ersten Leitungszweig vereinigt.

Beim Schliessen eines der Druckknöpfe $g_1 \dots g_6$ kreist der Steuerstrom durch die entsprechende Bürste $f_1 \dots f_6$ je nach der Fahrstuhlstellung über die Schaltwalzenschiene C_3 oder C_4 und bethätigt dadurch in der weiter oben beschriebenen Weise den Stromwender für das Anlassen und die Laufrichtung des Motors, während gleichzeitig die Stromschlussmagnete im Steuerstromkreis die ebenfalls bereits für den ersten Fall geschilderten Veränderungen hervorrufen, um die Druckknöpfe für die Dauer der Fahrt ausser Wirkungsfähigkeit zu bringen. Sobald die stromführende Bürste f sich der Isolation C_{10} auf der Schaltwalze nähert, hört die Berührung zwischen dieser Bürste und den Hauptschienen C_3 oder C_4 auf und tritt an deren Stelle die Berührung mit dem Hakenende von C_8 oder C_9 . In der Wirkung auf die Lage des Stromwenders tritt dadurch keine Änderung ein, indem der Steuerstrom seinen Weg nach den Magnetspulen B_9 oder B_{10} alsdann nur auf dem Umweg über die Magnetspule J oder J_1 nimmt und in beiden Fällen die Miterregung dieser Zwischenspulen durch Anziehen des Ankers J_2 den Stromkreis kk_1 schliesst, um den Arbeitstrom des Motors von der Klemme a nicht nur durch die Feldmagnetwicklung A_2 und die Brems-

magnetspule A_3 zu senden, sondern das Abstellen zum Herabsetzen der Motorgeschwindigkeit dadurch einzuleiten, dass kurz bevor der ganze Stromlauf auf der Isolation C_{10} unterbrochen wird, der Strom von der Klemme a auch noch einen Weg über die Zusatzspule K der Feldmagneterregung findet.

Wird Innen- und Aussensteuerung verlangt, so hat man auch an den Schachtzugängen noch die erforderlichen Druckknöpfe anzubringen, wobei im allgemeinen für jeden Schachtzugang ein Knopf genügen wird, um den Aufzug zur Selbstbenutzung nach dem Stockwerk, wo man sich gerade befindet, heranzuholen und dann mit der Innensteuerung nach dem Ziel zu fahren.

Knopfsteuerung von Schuckert.

D. R. P. 127 956.

Die von Speiser, Ingenieur der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Schuckert & Co. in Nürnberg, entworfene Knopfsteuerung für elektrische Aufzüge löst die Aufgabe, die Fahrzelle nicht nur von innen, sondern auch von aussen nach beliebigen Stockwerken zu steuern und dort selbstthätig anzuhalten, und sichert die Schachtzugänge in bekannter Weise dadurch, dass der Stromkreis zum Anlassen des Motors durch Thürkontakte geht, die Schachthüren also geschlossen sein müssen, um den Betrieb überhaupt zu ermöglichen.

Das eigenartige der Speiser'schen Konstruktion besteht darin, dass in jedem Stockwerk an der inneren Schachtwand ein elektrischer, sogenannter Sortirapparat von übereinstimmender Bauart angebracht ist, welcher beim Bethätigen des zur beabsichtigten Haltestelle gehörigen äusseren Schacht- oder inneren Fahrzellendruckknopfes die zum Anfahren erforderliche Leitungsverbindung herstellt, während ein zweiter auf Stromschluss stehender Gabelhebel des Sortirapparates beim Eintreffen des Fahrstuhles durch eine vom Stuhl vorspringende Rolle in die Abstelllage zum Stromunterbrechen mitgeschleppt wird.

Der Hauptumschalter U , Fig. 349, wird von dem jeweils eingeschalteten Sortirwerk $S_0, S_1 \dots$ mit Hilfe der Elektromagnete E_1 oder E_2 nach rechts oder links umgelegt, deren Wicklung in der Weise mit den Druckknöpfen $D_0, D_1 \dots$ in Verbindung steht, dass alle Sortirapparate oberhalb des halten- oder in Bewegung befindlichen Fahrstuhles durch die Kontaktlage der Gabelhebel mit E_2 , alle darunter mit E_1 in einem bestimmten, für beide Magnete getrennten Stromführungskreise liegen, um so ohne weiteres beim Bethätigen des Druckknopfes für das Fahrziel, je nach der Stellung des Aufzuges, den Fahrstuhl in richtiger Weise nach oben oder unten in Bewegung zu setzen und getrennte Druckknöpfe für Auf- und Abfahrt zu vermeiden. Die hierzu erforderliche Einstellung der Schaltgabeln geschieht selbstthätig durch die Mitnehmerrolle des Fahrstuhles, welche die Hebel, bei der Niederfahrt nach unten, bei der Auffahrt nach oben mitschleppt und damit die oberhalb und unterhalb der Fahrzelle befindlichen Schalthebel in den gezeichneten entgegengesetzten Lagen zurückklässt.

Der Umschalter U besteht aus drei zweiarmigen auf gemeinsamer Achse befestigten Kontakthebeln — die in der schematischen Figur nur der Deutlichkeit halber getrennt dargestellt sind — von denen der erste die Drehrichtung des Motors M bestimmt, der zweite die magnetische Kupplung K des selbstthätigen Anlassers A und der dritte den Bremsmagneten einschaltet. Um während des Betriebes eine Fahrstörung durch Steuern von aussen zu verhüten, wird der Stromkreis, welcher anfänglich auch durch die äusseren Schachtdruckknöpfe seinen Weg nimmt, durch eine Magnet-erregung im Sortirapparat in der weiter unten beschriebenen Weise gleich nach dem Ansteuern unterbrochen.

Der selbstthätige Anlasswiderstand *A* besteht, ähnlich wie der S. 348, Fig. 315, aus einer Reihe mit den Widerstandspulen *Q* verbundener Kohlenkontakte, welche durch Hochschieben einer mit Nocken versehenen Stange *J* allmählich kurzgeschlossen werden. Das Hochschieben dieser Stange wird durch einen Hilfsmotor *H* bewirkt, der mittelst Schneckengetriebe, unter

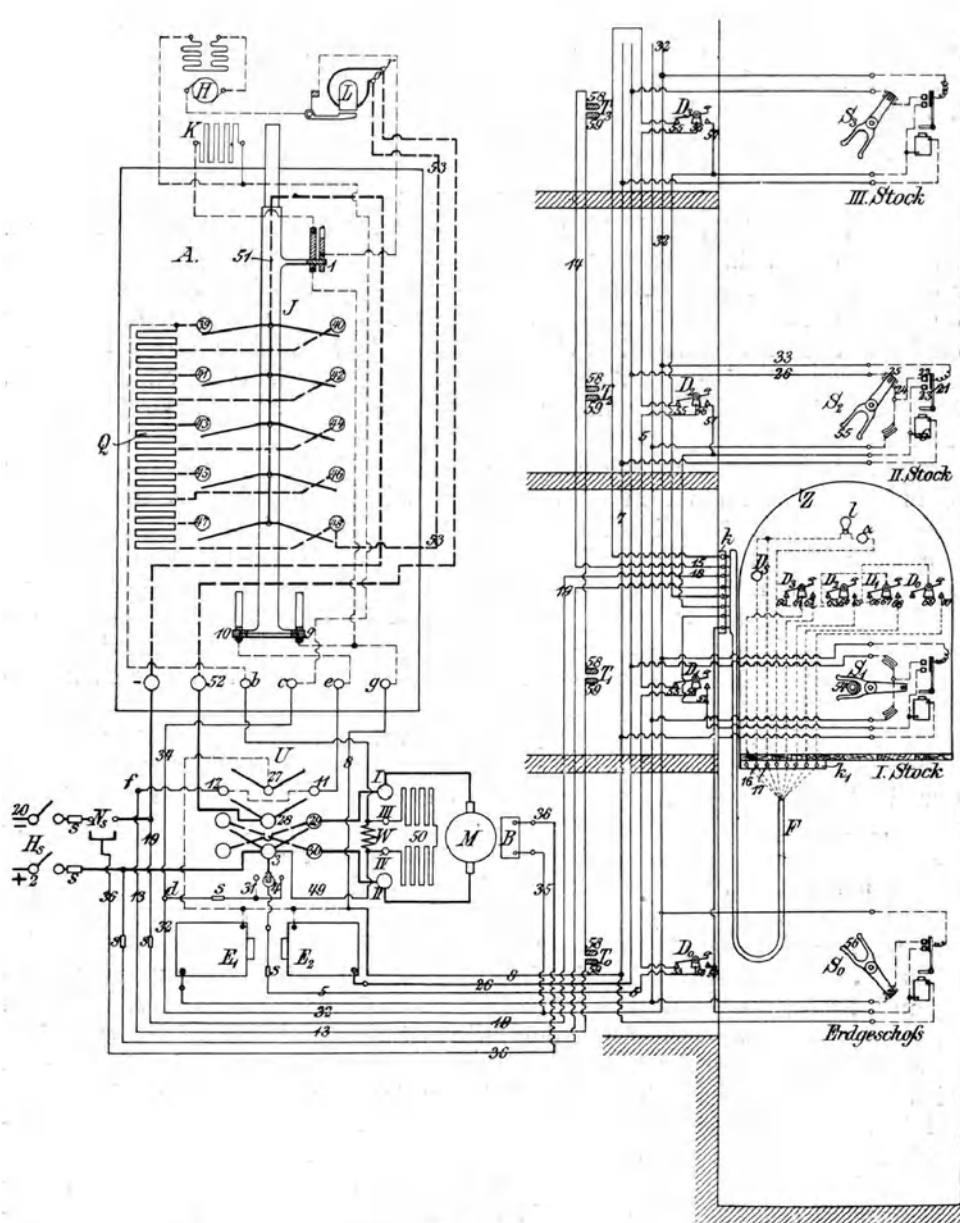


Fig. 349.

Zwischenschaltung einer magnetischen Kupplung *K*, auf die an ihrem oberen Theil gezahnte Stange *J* arbeitet, und zwar so lange, bis der Kurzschlusskontakt geschlossen ist, worauf sich der Stromkreis des Hilfsmotors *H* bei 1 unterbricht, während die magnetische Kupplung *K* noch Strom behält, bis der Umschalter *U* bei Ankunft des Fahrstuhles in dem eingestellten Stockwerk in die Ausschaltlage zurückschnellt, die Stange *J* durch Loslassen

der magnetischen Kupplung frei wird, durch ihr Eigengewicht nach unten fällt und den Anlasswiderstand dadurch wieder unterbricht.

Der ganze Schaltvorgang spielt sich bei Benutzung des Aufzuges in folgender Weise ab: Steht die Fahrzelle z. B., wie in der Zeichnung dargestellt, im Stockwerk *I* und soll von einer im Stockwerk *II* befindlichen Person nach dahin geholt werden, so drückt man zu diesem Zweck den am Schachtzugang des Stockwerks *II* angebrachten Druckknopf D_2 und erhält dadurch Stromschluss von 2 über Kontakthebel 3 bis 4 des selbstthätigen Umschalters *U* und Leitung 5, über den Druckknopf D_2 und die Magnetspule 6 des Sortirapparates im Stockwerk *II* nach Leitung 7 über Leitung 8 nach Klemme *g* des Anlassers, über Kontakt 9 nach 10 und Klemme *e*, von hier nach Klemme 11 und 12 des Umschalters *U*, über Leitung 13 und die Thürkontakte T_0 bis T_3 , Leitung 14 nach Klemme 15 des Klemmenbrettes *k*, durch das bewegliche Kabel *F* nach Klemme 16 des Klemmenbrettes k_1 an der Fahrzelle *Z* über den Ausschalter D_s , dann weiter nach Klemme 17 des Klemmenbrettes k_1 , durch das Kabel *F* über Klemme 18 des Klemmenbrettes *k* durch Leitung 19 nach 20. Der Magnet 6 zieht nun seinen Anker an und verbindet durch 21 die Kontakte 22 und 23. Dadurch erhält man zunächst einen Stromzweig von 2 über 3 bis 4 nach Druckknopf D_2 , Magnet 6 und Kontakt 23 bis 22, nach den Kontakten 24 bis 25 des Sortirapparates im Stockwerk *II*, durch Leitung 26 über die Spule E_2 nach Leitung 8 und von da gemeinsam mit dem vorigen Stromzweig nach 20. Der Magnet E_2 verbindet infolgedessen die Kontakte 27 und 11, 28 und 29, 3 mit 30 und 31. Dadurch wird von 2 über 3 und 31 die Leitung 32 und 33 nach 21 und somit auch nach Magnet 6 ein Stromweg geschaffen, und der Stromweg von 2 über 3, den Druckknopf D_2 nach 6 geöffnet, wodurch gleichzeitig die Zuleitung zu sämtlichen an den Schachtzugängen angebrachten Druckknöpfen bei 4 unterbrochen ist, also durch Drücken eines zweiten dieser Knöpfe eine Störung nicht mehr herbeigeführt werden kann.

Der Elektromagnet 6 wird bei diesem Stromlaufwechsel statt auf dem bisherigen Wege über D_2 von der Leitungstrecke 33 über die Kontakte 21 und 23 gespeist, so dass er mit dem weiteren Stromverlauf über 7 u. s. f. erregt bleibt und der Kontakt D_2 keine Rolle mehr spielt, also auch dieser Druckknopf wieder freigegeben werden kann.

Der Hilfsmotor *H*, sowie die magnetische Kupplung *K* des Anlassers *A* erhalten Strom von 2 über 3 und 31, Leitung 34 nach Klemme *c* zum Hilfsmotor *H* und zu der parallel zu dem letzteren liegenden magnetischen Kupplung *K* nach Klemme *g* und von hier zusammen mit dem Stromkreis des Elektromagneten E_2 nach Klemme 27, Kontakt 11, 12, Leitung 13, Thürkontakte T_0 bis T_3 , Leitung 14 zur Klemme 15, Klemme 16 nach Schalter D_s , Klemme 17, 18 und die Leitung 19 nach 20; der Bremsmagnet *B* endlich wird erregt von Kontakt 31 aus über Leitung 32, 35, Magnet *B* und Leitung 36 nach 20. Durch den Hilfsmotor *H* wird aber jetzt die Stange *J* gehoben und die Kohlenkontakte 39 bis 48 schliessen sich allmählich kurz. Sobald sich der erste Kontakt 39 geschlossen hat, erhalten Anker und Magnete des Motors *M* gleichzeitig Strom: die letzteren von 2 über 3 und Leitung 49 nach Klemme *IV*, über die Magnete 50 nach Klemme *III*, nach Klemme *b* des Anlassers *A* und von hier über den geschlossenen Kontakt 39 bzw. 51 direkt nach 20; der Anker erhält Strom von 2 über 3 und 30, Klemme *II*, Ankerwicklung, Klemme *I*, Kontakt 29, 28 nach 52 und über die Leitung 53 durch den Anlasswiderstand *Q* nach 39, 51 und 20.

Der Motor *M* kommt hiermit in vollen Gang, und die Fahrzelle *Z* erreicht allmählich das eingestellte Stockwerk *II*. Die Rolle 54 an der

Fahrzelle packt den Gabelhebel 55, nimmt ihn nach oben mit und öffnet durch ihn bei 25 und 24 den Stromkreis des Magneten E_2 . Sämtliche magnetische Apparate und selbstthätige Anlasser fallen in die Ausschaltlage zurück, und die Stromunterbrechung im Bremsmagnet B bringt gleichzeitig die Stoppbremse zur Wirkung.

Drückt man statt des Druckknopfes D_2 des Stockwerks II , den Druckknopf D_0 des Erdgeschosses, so spielt sich der ganze Schaltvorgang in der eben beschriebenen Weise mit dem Unterschiede ab, dass an Stelle des Sortirapparates im Stockwerk II der Sortirapparat im Erdgeschoss und statt des Magneten E_2 , der Magnet E_1 in Thätigkeit tritt. Dadurch werden die Kontakthebel des Umschalters U nach links umgelegt, der Motor M in die entgegengesetzte Drehrichtung versetzt und die Fahrzelle Z nach unten befördert, bis die Rolle 54 den Sortirapparat des Erdgeschosses mittelst des Gabelhebels 56 ausschaltet.

Soll die Bedienung des Aufzuges von der Fahrzelle Z aus erfolgen, so drückt man einen der innerhalb angebrachten Knöpfe D_0 bis D_3 , welche den in den einzelnen Stockwerken angebrachten Druckknöpfen (z. B. D_0 , D_2) entsprechen; die leitende Verbindung mit dem feststehenden Apparat erfolgt dann durch das biegsame Kabel F . Der Schaltvorgang ist im übrigen der gleiche, wie oben beschrieben.

Der Dosenschalter D_s ermöglicht ein Anhalten an beliebiger Stelle.

Druckknopfsteuerungen für Aufzugmotoren mit Drehstrom werden von der Firma Schuckert nach dem gleichen Grundgedanken ausgeführt und zwar werden hierbei auch die Druckknöpfe sowie die sonstigen magnetischen Hilfsapparate mit Wechselstrom betrieben. Eine besondere Akkumulatorenbatterie zum Speisen dieser Hilfsapparate ist bei dem Schuckert'schen System nicht erforderlich.

Magnetische Verriegelung der Knopfsteuerung.

D. R. P. 120644 von Wahlström, Oberingenieur der Maschinenfabrik Esslingen in Cannstatt.

Die Wahlström'sche, von der elektrotechnischen Abtheilung der Maschinenfabrik Esslingen in Cannstatt ausgeführte und unter dem Patenttitel: „Anlassschaltung für elektrisch betriebene Fahrstühle“ veröffentlichte Verriegelung der Knopfsteuerung sperrt während der Aufzugsfahrt alle Stockwerk-Steuerkontakte durch magnetische Schlösser, deren Elektromagnete mit dem Anlasserhilfstrom erregt werden, sobald man einen Fahrzielkontakt schliesst und dadurch den Aufzug in Gang setzt. Die Unterbrechung des Hilfstromes im Schlosskreis unterbricht auch den Hauptstrom und giebt die Stockwerkkontakte wieder frei. Um das Ein- und Aussteigen gegen Gefährdung durch Ansteuern der Aufzüge von einem anderen Stockwerk zu schützen, genügt es, wie in allen ähnlichen Fällen, die Leitung über Thürkontakte zu führen, die beim Öffnen den Strom unterbrechen.

Von dem Hilfstromkreis 4, Fig. 350, der Steuerkontakte für die einzelnen Stockwerke ist eine Parallelleitung für einen Hilfsmotor abgezweigt, der den Stromwender des Hauptmotors 1 bei ab auf die gewünschte Fahrrichtung einstellt, dann die Anlasswiderstände 2 der Reihe nach kurzschliesst und hiernach selbstthätig abgeschaltet wird, während der andere Hilfstromzweig für die Stockwerkkontakte bis zum Ende der eingestellten Fahrt geschlossen bleibt. Ausserdem ist noch ein Magnet 10 im Hilfstromkreis angenommen, der einen Hauptausshalter bethätigt, also diesen rechtzeitig schliesst und öffnet. Das Patent erstreckt sich nur auf die Anordnung des Hilfstromkreises für die Verriegelung der Steuerkontakte in den Stockwerken und ihre Ausführung, während die übrigen Hilfsmittel für das Anlassen des Hauptmotors in der angedeuteten oder ähnlichen Form ausgeführt werden

können und bereits Gemeingut geworden oder in besonderen Ausführungsformen patentirt sind. *)

Die Leitung des Hilfstromkreises zweigt von dem Netz vor dem Hauptmotor ab, setzt sich in der Schenkelwicklung des Hilfsmotors β fort und tritt von hier in die für Auf- und Abwärtslauf bestimmten, gegeneinander isolirten Stromschlusstücke δ und ϵ einer mit starker Übersetzung vom Windenmotor angetriebenen Scheibe ein, auf der die mit den einzelnen Stockwerkschaltern $8(I)$, $8(II)$. . . in Verbindung stehenden Bürsten $7(I)$, $7(II)$. . . schleifen.

Im Schaltschema, Fig. 350, ist angenommen, dass der Fahrstuhl im Stockwerk III steht, da die hierzu gehörige Schleifbürste $7(III)$ sich auf der Isolationstrecke zwischen den beiden leitenden Scheibensegmenten δ und ϵ befindet, so dass ein Umlagen des Stockwerkkontaktes zum Schliessen des Stromkreises 4 jetzt wirkungslos bleibt, und der Stromkreis zum Ingangsetzen des Hilfsmotors und Anlassen des Hauptmotors nur durch Bethätigen des Kontaktes des Stockwerkes, wohin der Aufzug gebracht werden soll, geschlossen werden kann.

Die Schleifbürsten $7(I)$ und $7(II)$ für die Stockwerke I und II unterhalb der augenblicklichen Haltestelle liegen auf dem Scheibensegment ϵ , die Bürsten für die höheren Stockwerke, hier $7(IV)$, auf dem Stromschlusstück δ . Je nachdem nun einer der Stockwerkkontakte unterhalb oder oberhalb der Haltestelle des Aufzuges $8(I)$, $8(II)$ oder $8(IV)$ geschlossen wird, durchfließt der Hilfstrom 4 die eine oder die andere der beiden Schenkelwicklungen des Hilfsmotors β und treibt ihn im einen oder im entgegengesetzten Sinne an. Hierdurch wird der Stromwender des Hauptmotors auf die gewünschte Fahrriichtung gesteuert.

Der Hilfstrom verläuft durch eines der Stromschlusstücke δ oder ϵ über die anliegenden Schleifbürsten nach dem Stockwerk, dessen Kontakt eingeschaltet ist, z. B. über $8(IV)$, wenn dieser geschlossen wird, um von III nach IV zu fahren. Hinter dem geschlossenen Stockwerkkontakt gabelt sich der Strom in zwei Theile. Der eine Zweig geht durch die gemeinsame Stockwerkleitung nach unten an den offenen Kontakten vorüber und durch den aufsteigenden Draht, in welchem die Elektromagnete der Verriegelung für die einzelnen Kontakte der Fahreinstellung liegen, $9(I)$, $9(II)$, $9(III)$, $9(IV)$ und über die Magnetspule 10 des Hauptstromausschalters nach dem Minuspol, der andere nach oben durch den Anker des Hilfsmotors β und vereinigt sich hinter dem Ausschalter 54 , 55 für diesen Motor wieder mit

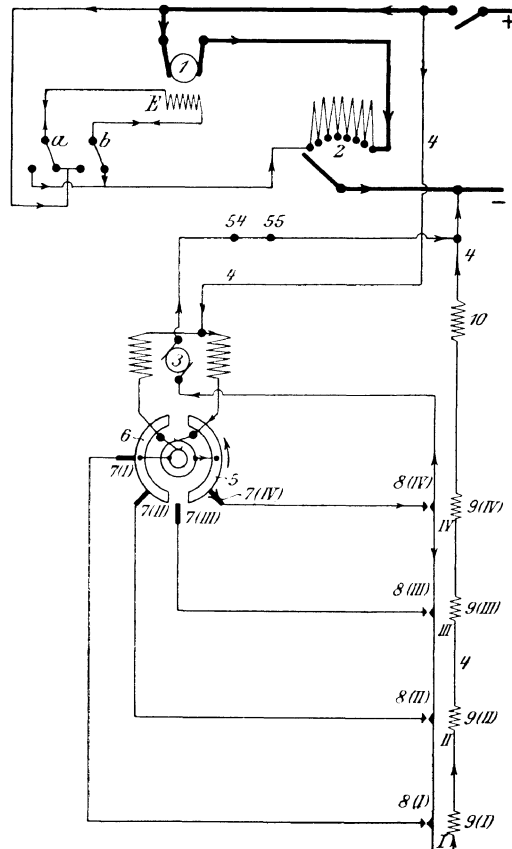


Fig. 350.

*) Vergl. die Knopfsteuerungen von Schuckert, Stigler, Lahmeyer u. s. f.

dem ersten Zweig. Der kleine Motor kann daher, nachdem er die Anlasswiderstände 2 des Hauptmotors kurzgeschlossen hat, durch selbstthätiges Öffnen des Kontaktes $54, 55$ stillgesetzt werden, ohne den Hilfstrom der Verriegelungsmagnete zu unterbrechen. Dies geschieht erst, wenn die stromführende Bürste, hier 7 (IV), im Laufe der Schaltscheibendrehung auf die Isolation zwischen 5 und 6 übertritt.

Die Schleifbürsten müssen also so eingestellt sein, dass ihr Weg auf dem stromführenden Segment 5 oder 6 bis zum Isolationstück dem Fahrstuhlweg in dem Verjüngungsmassstab der Scheibendrehung entspricht. Die Segmentlänge und der Verjüngungsmassstab sind so zu bemessen, dass die Leitung der Schleifbürste während der eingestellten Fahrt bis zum Ziel nicht unterbrochen wird. Hierzu kann man für die einzelnen Schleifbürsten getrennte, nebeneinander angeordnete Segmente wählen, die einen grösseren Spielraum für die Gesamtaufgabe gewähren. Mit dem Unterbrechen des Hilfstromkreises wird auch der Magnet 10 des Hauptausschalters stromlos, und dieser fällt, wie das Schaltwerk des Anlasswiderstandes, in die Öffnungslage zurück, um auch den Windenmotor sofort abzustellen.

Fig. 351.

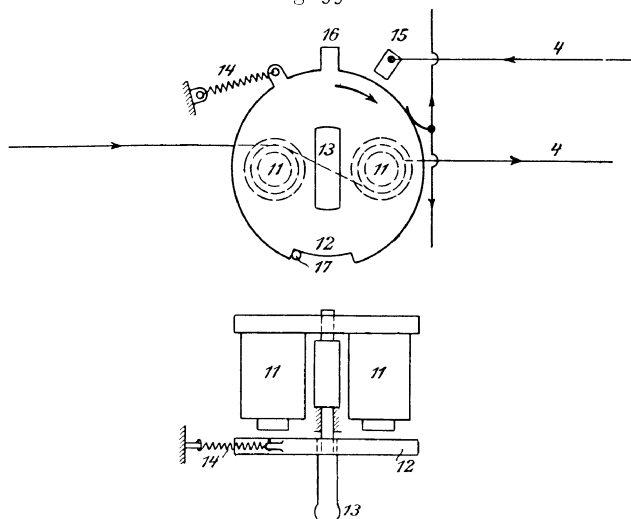


Fig. 352.

Der Verriegelungsapparat selbst ist in Fig. 351 und 352 schematisch dargestellt.

Vor dem Magnet 11 liegt die kleine, mittelst des Griffes 13 um ihre wagerechte Achse drehbare Ankerscheibe, welche durch die Spiralfeder 14 selbstthätig in die Ruhelage gezogen wird, die der Anschlag 17 im unteren Scheibenausschnitt begrenzt. Dreht man die Scheibe im Sinne des Pfeiles nach rechts, so kommen die Kontakte 15 und 16 zur Berührung. Der bis dahin offene Stromkreis 4 schliesst sich und verläuft über die Scheibe und ihre Schleiffeder, wo er sich in die beiden, weiter oben angegebenen Zweige nach oben und unten theilt, von denen der eine unmittelbar in das Netz zurückkehrt, der andere den Umweg über den Anker des Hilfsmotors nimmt. Mit dem Stromschluss werden aber auch der in 4 liegende Magnet 11 erregt und die Scheibe magnetisch in ihrer Lage festgehalten, bis die Stromunterbrechung an anderer Stelle, an der Stockwerkschaltzscheibe $5-6$ erfolgt. Die magnetische Verriegelung erstreckt sich gleichzeitig auch auf alle übrigen Stockwerkkontakte, weil deren Magnete sämtlich in der Leitung 4 hintereinander geschaltet sind, und man kann daher weder den geschlossenen

Stockwerkkontakt öffnen, noch die übrigen offenen schliessen, bevor die vom Windenmotor angetriebene Schaltscheibe am Fahrziel den Stromkreis unterbricht. Um gewaltsames Abreißen der Stellscheiben 12 von ihren Sperrmagneten zu verhüten, sind die Drehgriffe 13 nur durch Reibungsschluss mit ihnen verbunden. Dieser Schutz erscheint nicht einwandfrei.

In der beschriebenen Art ausgeführt, würde die Anordnung auf Aussensteuerung beschränkt sein, und setzt ausserdem voraus, dass jemand den Stockwerkkontakt schliesst, wo der Fahrstuhl halten soll, sich also am Ziel bereits eine andere Person zur Bedienung befindet. Die praktische Anwendung fordert, dass mindestens in jedem Stockwerk am Schachtzugang die Kontakte für alle Haltestellen angebracht werden. Verlangt man gleichzeitig Innensteuerung, so lässt sich diese in jedem Stockwerk an einer von der Fahrzelle aus zugänglichen Stelle der Schachtwand in Form eines Schaltapparates anbringen, der die Kontakte für alle übrigen Haltestellen enthält,

Fig. 353.

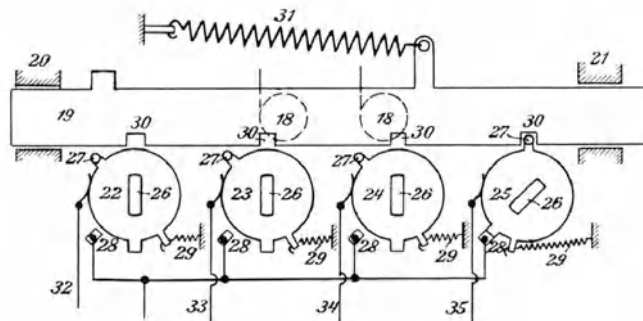
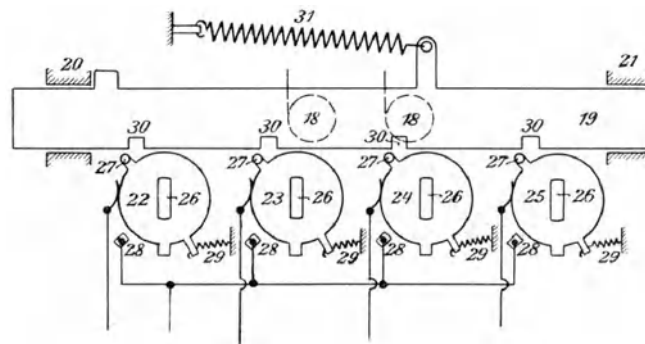


Fig. 354.

während aussen der Kontakt für das eigene Stockwerk genügt, den Fahrstuhl von aussen dahin zu holen, wo man sich befindet und ihn benutzen will, um nach dem Einsteigen ein beliebiges Fahrziel zu erreichen. Beide Apparate lassen sich dann aber auch so vereinigen, dass man den Griff des eigenen Stockwerkkontaktes von aussen zugänglich macht und die übrigen nur von innen bedienen kann. Diese Ausführung, mit einem einzigen gemeinsamen Magnet für jede vereinigte Kontaktgruppe, veranschaulicht Fig. 353 und 354 schematisch in der Ruhelage und für einen Betriebsfall.

Die Griffscheiben 22 bis 25 für die 4 Stockwerke, deren Griffe übereinstimmend mit 26 bezeichnet sind, bilden hier nicht unmittelbar die Ankerscheiben, sondern können nur durch Drehen mit ihrem zahnförmigen Vorsprung 27 in die Ausschnitte 30 der darüber gelagerten, linear verschieblichen Schiene 19 zum Eingriff gebracht werden, die ihrerseits erst durch

den dahinter liegenden Magnet 19 gesperrt wird, wenn man eine der vier Scheiben so weit dreht, bis der Stromkreis durch den Kontakt 28 geschlossen wird. Sobald eine Scheibe gedreht ist, verhindert die Verschiebung der Ankerschiene den Eingriff der anderen Scheibenzähne und damit ihre Kontaktstellung. Die Spiralfedern 29 bringen die Scheiben, und Feder 31 die Ankerschiene bei Stromunterbrechung in die wirkungslose Ruhelage zurück.

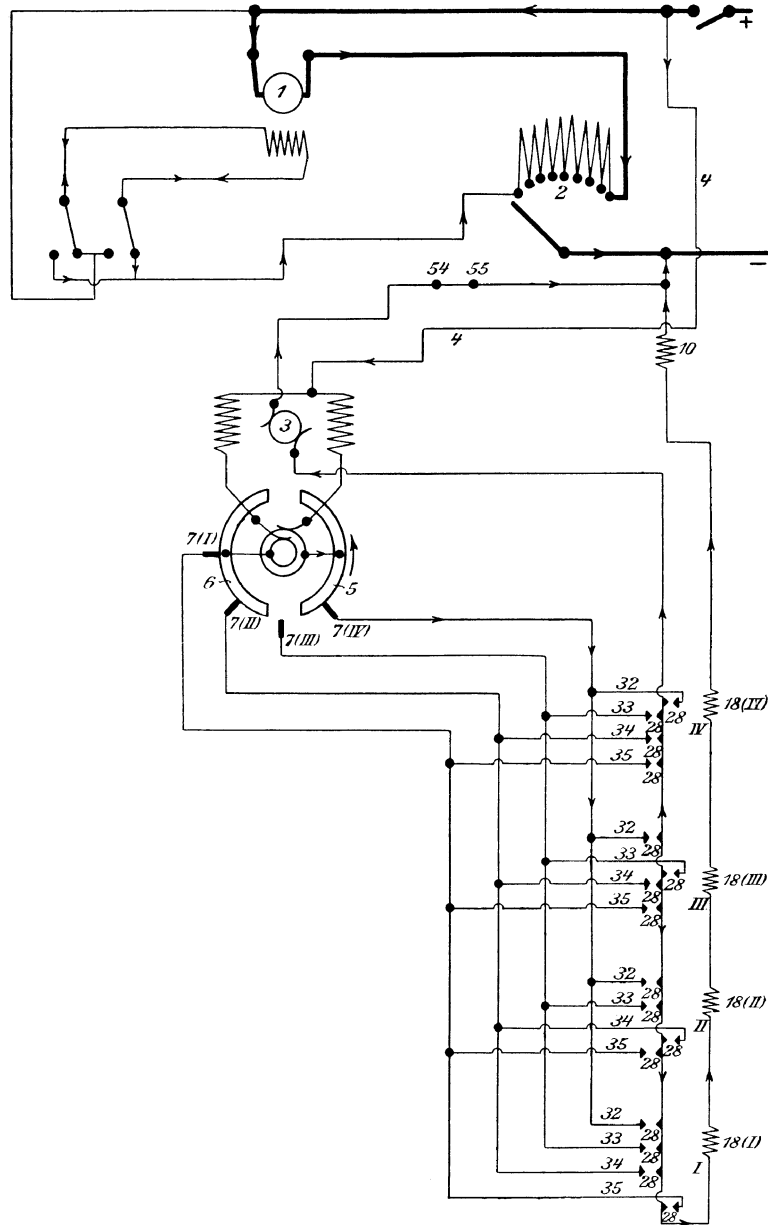


Fig. 355.

Während so beim Einschalten eines Kontaktes alle übrigen Kontaktscheiben in demselben Apparat mechanisch gesperrt sind, werden gleichzeitig mit der Erregung des Magneten 18 auch wieder die Magnete der übrigen Apparate in den anderen Stockwerken wirksam und sperren hier die Ankerschienen des Stellwerkes.

Figur 355 enthält das zugehörige Schaltschema. Die einzelnen Theile,

wie Hauptmotor, Hilfsmotor, Hilfsstromkreis u. s. w., sind mit denselben Ziffern bezeichnet, wie in Fig. 350, S. 401, für die Stockwerkkontakte und ihre Sperrmagnete sind dagegen die Kennziffern 28 und 18 aus Fig. 353 und 354 übernommen und ferner die Verbindungsleitungen zwischen den Schleifbürsten 7 (I), 7 (II) u. s. w. der Schaltscheibe und den Stockwerkkontakten der Übersichtlichkeit halber mit besonderen Ziffern 32 bis 35 versehen.

Die rechts von der gemeinsamen Leitung gezeichneten Stockwerkkontakte 28 sollen die von aussen zugänglichen, die links angedeuteten die inneren darstellen.

Befindet sich der Fahrstuhl z. B., wie bei der früheren Betrachtung angenommen, im Stockwerk III und soll nach dem vierten Stock fahren, so liefert das Schaltschema jetzt denselben Stromverlauf wie früher, sobald man den inneren Kontakt 28 im dritten Stock oder den äusseren im Stockwerk IV schliesst und dadurch den Stromkreis der Schleifbürste 7 (IV) über die Verbindungsleitung 32 des dritten oder vierten Stockes zum Anlaufen des Hilfsmotors und zum gleichzeitigen Erregen aller Sperrmagnete der elektrischen Steuerung herstellt.

Die Patentschrift behandelt schliesslich auch noch die Anordnung für den Fall, dass die Innensteuerung der einzelnen Stockwerke durch einen einzigen Apparat in der Fahrzelle ersetzt und nur die Aussensteuerung in jedem Stockwerk nach der zuerst gegebenen Beschreibung durchgeführt wird. Diese Abänderung erfordert zunächst zwei blanke Drähte im Schacht mit Schleifbürsten an der Fahrzelle für den Hilfsstromkreis, der hinter den inneren Kontakten durchgeht, und ausserdem eine der Stockwerkzahl entsprechende weitere Zahl von blanken Drähten mit Schleiffedern oder ein Schleppkabel mit gleicher Drahtzahl, um die Verbindung zwischen den gleichnamigen Stromschlussstücken der inneren und äusseren Stockwerkapparate herzustellen. Ersetzt man dann ausserdem, wie in der Patentschrift angegeben, die vom Windenmotor angetriebene Schaltscheibe mit den Segmenten 5 und 6 durch feststehende blanke Leitungen im Schacht mit entsprechenden Isolationstrecken, um die Stromunterbrechung nicht durch Schleifbürsten am Kopirapparat des Fahrstuhllaufes, sondern durch den Fahrstuhl selbst beim Eintreffen am eingestellten Ziel zu vermitteln, so vermehrt sich die Zahl der Schachtdrähte und Schleifbürsten nochmals um die Zahl der Stockwerke.

Knopfsteuerung für elektrisch betriebene Aufzüge von A. Stigler in Mailand.

D.R.P. 134 203.

Die schematisch in Fig. 356 dargestellte Knopfsteuerung enthält nicht nur die Stockwerkeinstellung und die Verschlussicherung der Coupé- und Schachthüren im Stromkreis der elektrischen Steuerung, sondern auch den Stromausschalter zum Selbstabstellen des Motors beim Fangen der Fahrzelle und Schlaffwerden oder Reissen der Förderseile. Sie gestattet ausserdem, abweichend von den vorstehenden Einrichtungen, während der Fahrt nicht nur das Ziel, sondern auch die Richtung zu ändern, mit einer derartig zwangsläufigen Abhängigkeit der Druckknöpfe in der Fahrzelle voneinander, dass beim Einschalten eines Niederfahrknopfes ein etwa vorher für Auffahrt in Kontaktstellung befindlicher selbstthätig und rechtzeitig ausgeschaltet wird und der Aufzug mit ausreichender Ruhepause zum Stillstand gelangt, bevor er einer neuen Steuerwirkung für umgekehrte Fahrt gehorcht. Andere erreichen dasselbe durch Nothauschalter im Steuerstromkreis.

Die allgemeine Anordnung der unmittelbar mit dem Motor I ge-

Fig. 356.

Fig. 357.

Fig. 358.

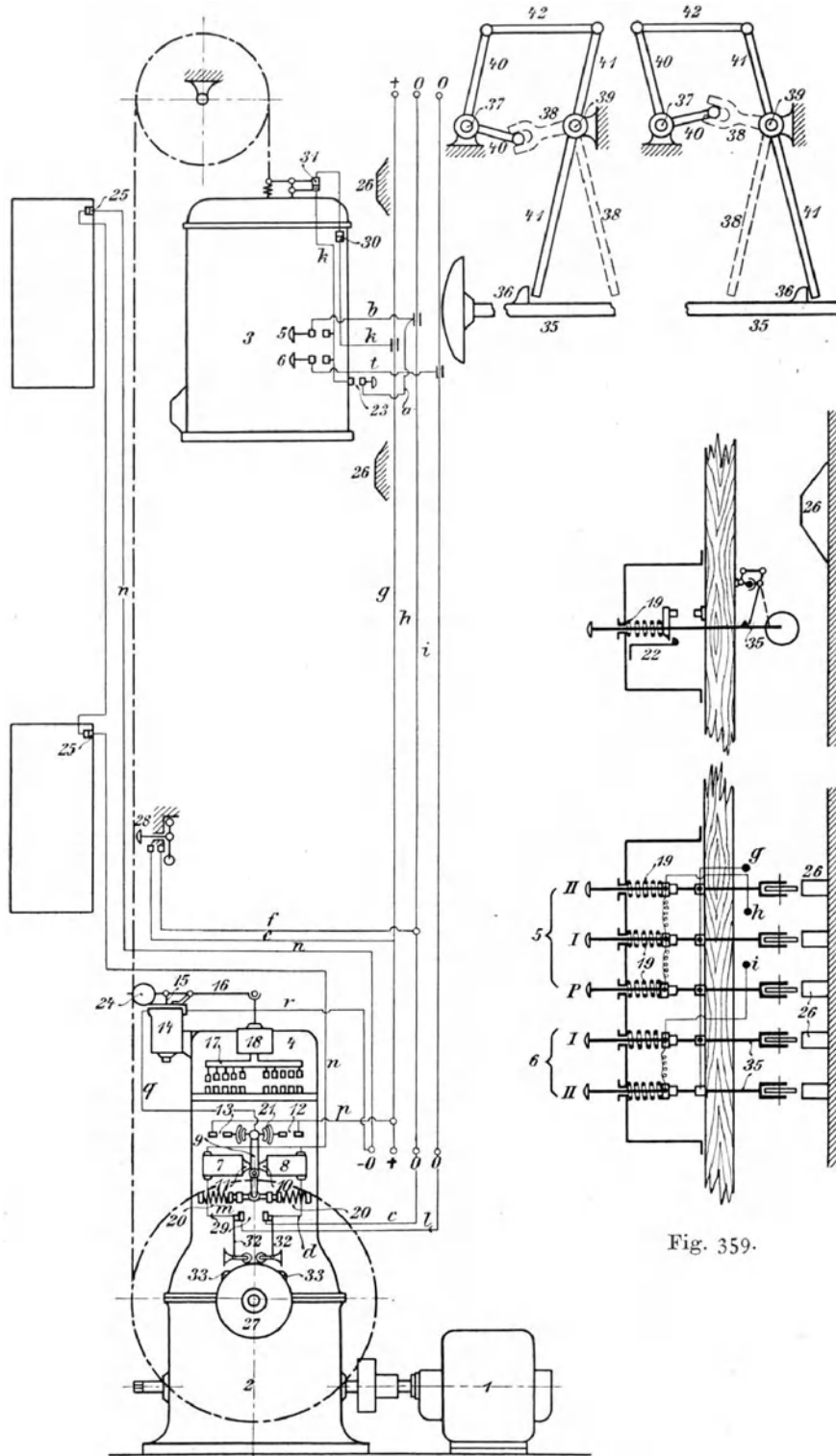


Fig. 359.

kuppelten Winde 2 für die Fahrzelle 3, Fig. 356, und dem auf dem Schneckengehäuse stehenden Anlasswiderstand 4 entspricht dem Stigler'schen

Aufzug, Taf. 20. Auch wesentliche Theile der dort genau dargestellten Hauptanlasssteuerung sind hier wieder mit verwendet, so dass diese Zeichnungen und die zugehörigen Beschreibungen in Bd. I Anhaltspunkte für die konstruktive Ausbildung der hier nur schematisch wiedergegebenen Ausführungsgedanken liefern.

Drei in der ganzen Schachtlänge frei ausgespannte blanke Kupferdrähte *g*, *h* und *i* vermitteln die Fernsteuerung von der Fahrzelle aus und das selbstthätige Abstellen in beliebigen Stockwerken in der Weise, dass *g* die gemeinsame Zuleitung für alle Stromschlussknöpfe bildet und *h* bei der Niederfahrt, *i* bei der Auffahrt den Strom zum Erregen der Steuersolenoiden 7 und 8 weiterleiten, welche die eigentliche Motorsteuerung mit dem Stromwender für den Anker, sowie die Hilfsapparate, die magnetische Bremse u. s. f. in Thätigkeit setzen. Der Stromwender 21 liegt selbständig unmittelbar am Netz, ähnlich wie im Leitungsschema, Fig. 327, S. 366, das auch die übrigen Einzelheiten der Kontaktbrückensteuerung mit dem zugehörigen Funkenzieher, die Einschaltung der magnetischen Bremse u. s. f. eingehender darstellt, als das hier zur Beschreibung der Fernsteuerung und Stockwerkeinstellung benutzte allgemeine Übersichts-schema, Fig. 356.

Von den drei Schachtdrähten *g*, *h* und *i* gehen Stromabnehmer in das Innere der Fahrzelle, wo sich — Fig. 356 u. 359 — zwei getrennte Druckknopfgruppen, 5 für Niederfahrt mit den Stockwerkknöpfen *P*, *I*, *II*... und 6 für Auffahrt mit den Knöpfen *I*, *II*... befinden.

Das Zurückdrücken eines Knopfes setzt den Aufzug in Gang und bestimmt gleichzeitig das Fahrziel, indem die nach aussen vorgestossene Druckknopfstange beim Eintreffen in dem zugehörigen Stockwerk durch eine in ihrer Bahn liegende, an der Schachtwand befestigte schiefe Ebene 26, oder einen anderen zum Stromunterbrechen passend geformten Nocken wieder in die wirkungslose Anfangslage zurückgedrängt wird.

Die Wirkungsweise der ganzen Steuerung ist folgende:

Beim Schliessen eines für die Auffahrt bestimmten Kontaktes 6 findet der Strom seinen Weg von der Leitung *g* durch *k* und *t* in den Draht *i*, tritt von hier durch *l* und *m* in das Solenoid 7 und durchläuft von dort die Anschlussleitung *n*, in welcher sämtliche Schachthürkontakte 25 liegen, nach der Rückleitung — *o*. In der Leitungstrecke *k* liegt der Kontakt 30 der Fahrzellenthür und der weitere 31 der Fahrstuhlauflängung, so dass nur bei unversehrten, straff gespannten Förderseilen, geschlossener Fahrzelle und in allen Stockwerken geschlossenen Schachthüren das Solenoid 7 zum Vorstossen seines Kernes 11 durch den Druckknopf erregt werden kann. Der Solenoidkern bringt den doppelarmigen Hebel 9 zum Ausschlag, welcher einerseits durch irgend einen Mitnehmer den Stromwender auf die beabsichtigte Fahrri-chtung einstellt und gleichzeitig bei passender Form auch, wie auf Taf. 20, Fig. 2, oder Taf. 21, Fig. 1, die mechanische Bremse lüftet, andererseits den Kontakt 12 schliesst, der die Rolle des Nebenschlusskontaktes *N* im Schema, Fig. 327, S. 366, spielt. Durch diesen Nebenschluss findet der Strom jetzt auch von dem unteren Ende des Schachtdrahtes *g* auf dem Wege *p* und *q* Zutritt zum Steuersolenoid 14 der Kontaktbrücke — das dem Solenoid *E* im Schalt-schema Fig. 327 entspricht — und geht durch *r* in die Rückleitung — *o*.

Die Erregung des Solenoids 14 hebt durch den aufsteigenden Kern 15 das linke, mit dem Gewicht 24 belastete Ende des doppelarmigen Hebels an, dessen anderer Arm 16 die bewegliche, obere Kontaktbrücke 17 auf die untere, feste, niedersenkt, während die Geschwindigkeit der Bewegung durch einen Dämpfer 18 in passender Weise geregelt wird.

Mit dem Kopf der Tragstange der oberen Kontaktbrücke wird, wie im

Schema, Fig. 327, oder der zugehörigen Taf. 20, Fig. 2, ein Funkenbrecher F verbunden, — in Fig. 356 nicht mit dargestellt — der beim Sinken der Brücke den Motorstromkreis schliesst, bevor das allmähliche stufenweise Ausschalten der Anlasswiderstände durch die Brückenkontakte beginnt, umgekehrt, beim Abstellen, die letzte Unterbrechungstelle des Motorstromkreises bildet, und sich erst öffnet, nachdem alle Widerstände wieder vorgeschaltet sind.

Mit dem Ausschalten der Anlasswiderstände beginnt der allmähliche Anlauf des Aufzuges und steigt am Schluss der Steuerbewegung auf die volle Betriebsgeschwindigkeit.

Am Fahrziel trifft die vorgestossene Druckknopfstange mit ihrer Rolle, Fig. 359, S. 406, auf die schiefe Ebene des in ihrer Bahn liegenden Abstellnocken 26 und wird, wie schon oben erwähnt, zurückgedrängt. Hierdurch wird zunächst unmittelbar der Stromkreis des Steuersolenoides 7 unterbrochen und der Schalthebel 9 durch das auf seinen unteren Arm von entgegengesetzten Seiten einwirkende Spiralfederwerk 20 in seine Mittellage zurückgebracht. Damit fällt einerseits die von 9 gesteuerte, oben erwähnte, aber in Fig. 356 nicht gezeichnete mechanische Bremse wieder ein, wenn eine solche vorhanden ist, gleichzeitig wird aber auch der Nebenschlusskontakt 12 geöffnet, und das Steuersolenoid 14 der Kontaktbrücke 17 stromlos. Die unter dem Einfluss des Gegengewichtes 24 durch den Hebel 16 rasch nach oben gerissene Brücke schaltet die Anlasswiderstände vor und unterbricht mit dem Funkenzieher den ganzen Motorstromkreis gefahrlos. In diesem Augenblick würde auch eine etwa in den Motorstromkreis eingeschaltete magnetische Stoppbremse — vergl. Schaltschema 327 und Taf. 20, Fig. 1 u. 2 — einfallen.

Durch Schliessen eines der mit 5 bezeichneten Fahrzellenkontakte, Fig. 356, wird die Niederfahrt eingeleitet, indem der Strom vom Schaltaht g durch k und b in die Leitung h und von da durch c und d zum Solenoid 8 gelangt. Der austretende Solenoidkern 10 bringt den Schalthebel 9 in entgegengesetzter Richtung zum Ausschlag, stellt dadurch den Stromwender 21 auf Niederfahrt und schliesst den Kontakt 13, durch welchen das Steuersolenoid 14 auf dem Leitungswege pq wieder erregt wird. Alle übrigen Vorgänge entsprechen denen für Auffahrt. Auch hier ist die Wirkungsfähigkeit des Druckknopfes an die Voraussetzung geknüpft, dass die Thürkontakte 30 und 25, sowie der Aufhängekontakt 31 des Fahrstuhles geschlossen sind.

Eine besondere Sperrkupplung zwischen den Druckkontakten für Auf- und Niederfahrt, Fig. 357 bis 359, verhindert gleichzeitiges Bethätigen der Steuerorgane in der Fahrzelle für entgegengesetzte Betriebsrichtungen. Hierzu dient das schematisch dargestellte Hebelgestänge mit zwei durchlaufenden gemeinschaftlichen Drehachsen 37 und 39.

Die in Form eines Gelenkparallelogrammes ausgeführten, in der Figur voll ausgezogenen Hebelwerke 40, 42 und 41 gehören zu den Auffahrt-druckknöpfen 6 und reichen mit ihren nach unten verlängerten Armen 41 bis in das Bereich der Nasen 36 der zugehörigen Knopfstanzen 35. Sie werden dadurch, dass ihre Winkelhebel 40 sämtlich auf der durchlaufenden Achse 37 fest aufgekeilt sind, während sich die Arme 41 frei auf der Achse 39 drehen, aus der Ruhelage Fig. 357 gleichzeitig in die Lage Fig. 358 übergeführt, sobald einer der Auffahrtknöpfe nach aussen gedrückt wird. An dieser Bewegung nehmen die zu den Niederfahrtknöpfen gehörigen, punktiert gezeichneten, auf der Achse 39 ebenfalls frei drehbar angeordneten Winkelhebel 38 in entgegengesetztem Drehsinn theil durch den Eingriff der Hebel 40 in die zu 38 gehörigen Gabeln. Der entgegengesetzte Ausschlag der langen Arme 38 und 41 hat den beabsichtigten Erfolg, dass beim Eindrücken

eines Auffahrtknopfes sämtliche Druckknöpfe für Niederfahrt zurückgehalten werden, indem die Hebel 38 auf die Nasen der zugehörigen Knopfstangen in diesem Sinne einwirken und einen etwa vorgedrückten Niederfahrtknopf zurückschieben, sowie dass umgekehrt das Bethätigen eines Niederfahrtknopfes sämtliche Auffahrtknöpfe ausser Wirkung setzt.

Die Sperrhakenfeder 22 sichert in Verbindung mit der Druckspiralfeder 19 Fig. 359 stets die vollen Grenzlagen der Druckknöpfe. Beim Drücken auf den Knopf weicht der abgerundete Sperrhakenkopf aus und überlässt die Knopfstange der Spiralfederwirkung, welche sie nach aussen drängt und den Kontakt schliesst. Beim Zurückziehen des Knopfes springt das Federwiderlager hinter den Sperrhaken ein und wird durch den Federdruck bis zur gewaltsamen Auslösung festgehalten.

Beim Umsteuern während der Fahrt an beliebiger Schachtstelle wird von den beiden Solenoiden 7 und 8 das vorher thätige stromlos und dafür das andere erregt, also der Schalthebel 9, Fig. 356, umgesteuert und hierdurch auch die Hauptsteuerung des Motors mit dem Stromwender auf entgegengesetzte Fahrt eingestellt. Aber dieser Vorgang erfolgt vollkommen regelrecht, indem zunächst der Motor durch selbstthätiges Vorschalten aller Anlasswiderstände und Einfallen der Bremsen still gestellt, und dann erst in umgekehrter Richtung unter allmählichem Kurzschliessen der Widerstände frisch angelassen wird, wobei der Dämpfer 18 die Zeitdauer des ganzen Steuerwechsels so weit ausdehnt, dass gefährliches Funken vermieden wird.

Die Schalttrommel 27 mit den Abstellnocken 33, den federnden Kontakthebeln 32 und den Kontakten 29 entspricht vollkommen der Konstruktion, Taf. 20, Fig. 2, mit den Textfiguren 416 bis 420, Bd. I, und dient als Nothauschaltung beim Überfahren der äussersten Fördergrenzen.

Die sonst meist an der Aufzugwinde selbst angebrachte Schutzvorkehrung gegen Auftreten von Hängeseil, beim Fangen des Fahrstuhles, ist hier durch den Kontakt 31 auf der Fahrstuhldecke ersetzt, der sich beim Schlaffwerden der Seile durch Federzug öffnet und durch die Stromunterbrechung der Schachtleitung den Motor ordnungsmässig abstellt, indem auch hier zuerst alle Anlasswiderstände eingeschaltet und die Steuerhebel in ihre Totlage übergeführt werden, bevor der Motorstromkreis durch den Schlussfunkenbrecher geöffnet wird.

Für den Fall, dass der Aufzug von den Fahrgästen ohne Führer benutzt werden soll, ordnet Stigler noch zwei Hilfskontakte 23 und 28, Fig. 356, für den leeren Rücklauf des Fahrstuhles in das unterste Geschoss an.

Der Kontakt 23 ist aussen am Fahrstuhl befestigt und leitet beim Schluss den Strom vom Zuleitungsdraht *g* durch *k* und *a* in den Draht *h* über, schaltet also den Motor genau so, wie der Schluss einer der Kontakte 5 zum Senken ein. Der geschlossene Kontakt wird erst beim Eintreffen des Fahrstuhles im untersten Geschoss durch einen an der Schachtwand angebrachten Nocken wieder geöffnet und hier der Aufzug also zur Ruhe gebracht. Eine geeignete Öffnung in der Schachtwand der Obergeschosse gestattet das Schliessen des Kontaktes von aussen, das ordnungsmässig jederzeit von dem Fahrgast, welcher den Aufzug benutzt hat, nach dem Verlassen des Coupé und dem Schliessen der Thüren erfolgen sollte, um die Fahrzelle für neue Gäste unten zur Verfügung zu halten. Wird dies verabsäumt, so kann man auch durch den Kontakt 28 im Parterre den oben gebliebenen Fahrstuhl heranziehen, da auch dieser Kontakt durch die Leitungszweige *f* und *e* die Schachtdrähte *g* und *h* zum Anlassen des Motors für Niederfahrt verbindet. Hier erfolgt das rechtzeitige Wiederöffnen des Kontaktes 28 zum Anhalten des Aufzuges im Parterre durch einen am Fahrstuhl selbst angebrachten Nocken.

In der schematisch skizzirten Anordnung besteht die Möglichkeit, dass die Kontakte 23 und vor allem 28 in Thätigkeit gesetzt werden, während ein Fahrgast noch nach einem höheren Stockwerk fahren will, ohne dass damit aber irgend welche Betriebsgefahr verbunden ist, denn die Kontakte sind nur wirkungsfähig, wenn Coupé- und Schachthüren bereits geschlossen sind, und die entgegengesetzte Steuerwirkung bringt den Schalthebel 9 durch die entgegengesetzte Wirkung der Solenoide 7 und 8 und die Widerlagfedern 20 in die Mittellage oder hält sie darin fest. Es kann also höchstens ein ordnungsmässiges Abstellen des Motors oder eine an sich unschädliche, vorübergehende Behinderung, ihn in Gang zu setzen, erfolgen, die ausreichend vermieden werden dürfte, wenn man die Kontakte neben dem Zeigerwerk anbringt und durch einen Hinweis darauf aufmerksam macht, dass sie nur bei stillstehendem Zeiger zu benutzen sind. Die unzeitige Wirkung lässt sich aber auch selbstthätig ausschliessen, wenn man durch die Steuerlage des Schalthebels 9 für Auffahrt von den beiden Fahrgrenzkontakten 29 den im Niederfahrstromkreis *hc* liegenden öffnet, wie das bereits in einem anderen Fall von Stigler in seinem D.R.P. 124043 vorgesehen ist.

Die Konstruktion zeichnet sich durch verhältnissmässig leichte Übersichtlichkeit und Beschränkung der im Schacht erforderlichen Leitungen aus und bietet den eingangs betonten Vortheil, dass man ein irrthümlich eingestelltes Fahrziel während des Betriebes in der Fahrzelle ohne weiteres jederzeit berichtigen kann. Die Beschränkung der Aussensteuerung auf die Wirkung, den Fahrstuhl von beliebiger Stelle in das unterste Geschoss zu befördern, unter Verzicht auf die weitergehende Forderung, ihn auch auf diesem Wege in einem beliebigen Zwischenstockwerk halten zu lassen — was sich übrigens künstlich durch Öffnen der Schachthüre bewerkstelligen lässt — und vor allem der Verzicht auf die selbstthätige Auffahrt nach beliebigen Stockwerken durch die Aussensteuerung, ermöglichen die vorliegende wesentliche Vereinfachung der elektrischen Gesamtanordnung.

Elektrische Knopfsteuerung für hydraulische Aufzüge von A. Stigler.

D. R. P. 129530. *)

Stigler verwerthet für die elektrische Steuerung seiner im letzten Abschnitt „Hydraulische Hebmascchinen“ beschriebenen hydraulischen Aufzüge — vergl. Taf. 91 mit zugehöriger Beschreibung — den Gedanken, das selbstthätige Abstellen in ähnlicher Weise, wie bei den mechanischen Stockwerkeinstellungen durch Kuppeln der Steuerstange mit der Kolbenstange der Aufzugmaschine zu vermitteln, um beim Eintreffen an der Haltestelle den Vertheilungsschieber in die Mittellage zurückzuschleppen, gleichzeitig hebt er aber durch den auslaufenden Treibkolben noch ein Gewicht oder spannt eine Feder, deren Auslösung bei Beginn einer neuen Fahrt die bewegende Kraft für die Verschiebung der hydraulischen Steuerung aus der Mittellage im Sinne der erforderlichen Anlassrichtung liefert. Einkuppeln des Mitnehmers zum Abstellen des Aufzuges und zum Auslösen des gehobenen Gewichtes beim Anlassen erfolgen auf elektrischem Wege durch einen Stromkreis mit zwei parallel zueinander eingeschalteten Steuer-solenoiden für Auf- und Niederfahrt, die von der Fahrzelle aus oder vom Schachtzugang durch Druckknöpfe oder durch beliebig anders ausgebildete Stromschliesser getrennt erregt und beim Eintreffen der Fahrzelle am Ziel zum Anhalten durch irgend welche mechanische Stromunterbrechung wieder ausgeschaltet werden können. Die entgegengesetzte Bewegung der hydrau-

*) Die Konstruktion ist eine wesentliche Verbesserung des älteren D. R. P. 125124 von Stigler für denselben Zweck.

lischen Steuerung für Auf- und Niederfahrt wird unter der Einwirkung des ausgelösten sinkenden Gewichtes durch ein konisches Wendegetriebe vermittelt, welches das gehobene Steuergewicht durch eine doppelseitige Sperrkupplung festhält, die, einseitig gelüftet, durch eines der beiden Steuer-solenoide die im Eingriff bleibende andere Hälfte der Wirkung des freigegebenen Gewichtes überlässt und dadurch die hydraulische Steuerstange im Sinne der Auf- und Niederfahrt verschiebt.

Durch Schliessen des Kontaktes 2, Fig. 360, für den Stromkreis 4, oder durch den Kontakt 3 für den Stromkreis 5 wird das Solenoid *a* für Nieder-

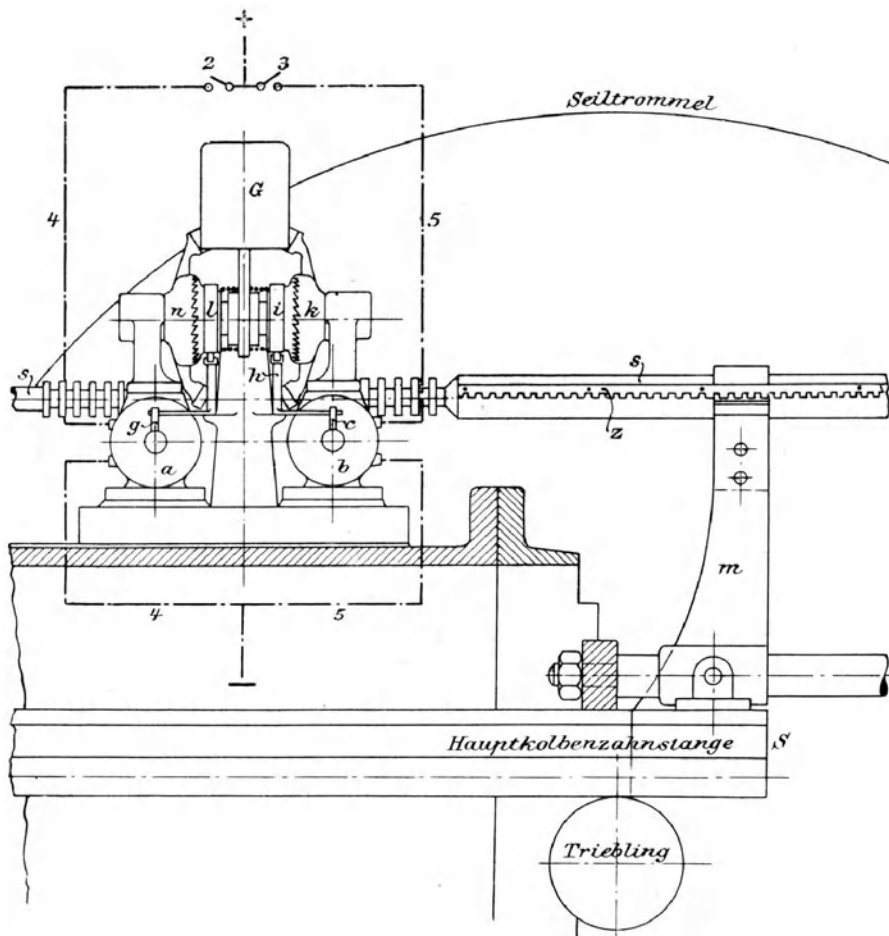


Fig. 360.

fahrt oder *b* für Auffahrt, Fig. 360 bis 362 erregt. In beiden Fällen besteht die Wirkung zunächst darin, dass der zugehörige Solenoidkern angezogen und gegen den mit Feder und Nuth auf die Steuerstange *s* gesetzten Hebel *d* oder *e* vorgeschoben wird, welche für den Eingriff des Wendegetrieberades *r* auf einer längeren Strecke mit Ringverzahnung ausgerüstet ist. Der Vorschub der Solenoidkerne dreht die Stange *s* unter Überwindung der Rückführungsfeder *f*, Fig. 362, und dreht damit auch eine an der Fortsetzung von *s* aussen angeschraubte Zahnstangenleiste *z*, Fig. 360 — im grösseren Massstabe in Fig. 363 dargestellt — aus der Gegenzahnklaue *p* des an der Hauptkolbenstange *S* befestigten Mitnehmers *m* in die Lage Fig. 363, welche freies Verschieben der Steuerstange *s* nach vor- und rückwärts zum Anlassen der hydraulischen Treibmaschine durch das Rad *r* gestattet, indem die

Ringverzahnung ungehindert durch die Feder- und Nuthverbindung der Hebelnaben von *d* und *e* hindurchgleitet.

Gleichzeitig mit dem Anziehen des Solenoidkernes von *b* beim Schliessen des Kontaktes 3 wird aber durch den Mitnehmerstift *c* der Winkelhebel *h* gedreht und rückt die mit einseitiger Sperrverzahnung versehene Klauenmuffe *i* aus dem Eingriff mit dem benachbarten, lose auf der Welle *w* sitzenden Kegelradsegment *k*, während auf der anderen Seite der Eingriff zwischen der Klauenmuffe *l* und dem Kegelradsegment *n* bestehen bleibt und das bis dahin durch den doppelseitigen Eingriff des Wendegetriebes festgehaltene Gewicht *G* niedersinken lässt. Hierbei nehmen die Zahnräder *n*, *o* und *r* die Drehkraft von *G* auf und verschieben die Steuerstange *s* nach links zum Anlassen der hydraulischen Treibmaschine für die Auffahrt. Vergl. Fig. 1, Taf. 91. Das Segment *k* dreht sich frei und wirkungslos mit. Das Erregen des anderen Steuersolenoids *a* durch den Stromschliesser 2 öffnet die Klauenkupplung *l* und setzt das Wendegetriebe durch das sinkende

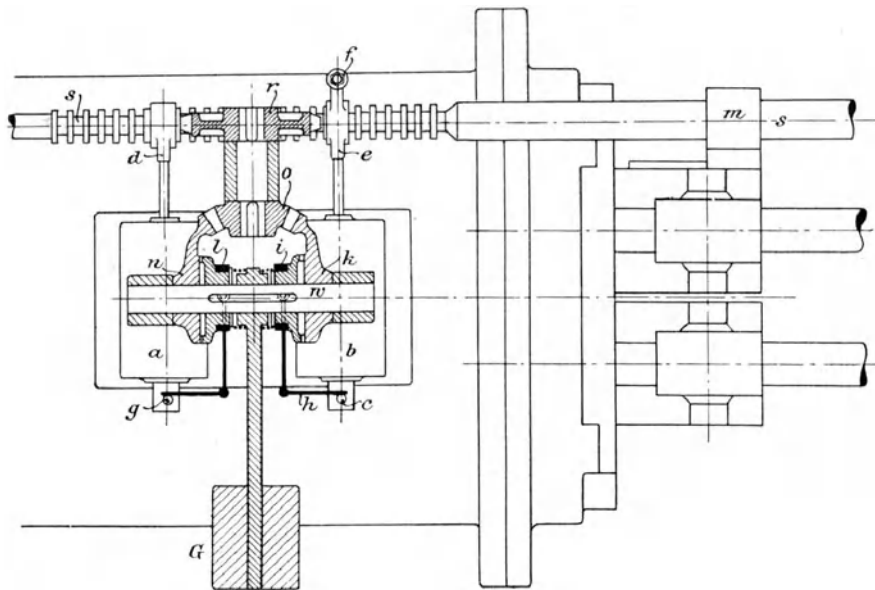


Fig. 361.

Gewicht *G* mittelst der Zahnkegelräder *k* und *o* in Thätigkeit, um die Steuerstange aus der Mittellage für die Abwärtsfahrt nach rechts zu verschieben.

Sobald der Stromkreis des erregten Solenoids unterbrochen wird, führt die Feder *f* den angezogenen Solenoidkern zurück und schliesst dadurch die vorher gelüftete Klauenkupplung des Wendegetriebes unter Mitwirkung der zwischen den Klauenmuffen eingeschalteten Spiralfedern wieder, dreht aber gleichzeitig auch die Steuerstange *s* mit ihrer Zahnleiste *z* in die verzahnte Gegenklaue *p* des Mitnehmers *m* zum Kuppeln der Steuerstange mit dem Haupttreibkolben zum selbstthätigen Abstellen des Aufzuges.

Die Rückkehr der Steuerstange in ihre Mittellage setzt durch das Rad *r* auch das Wendegetriebe wieder durch das Zwischenrad *o* in Thätigkeit, ohne dass die entgegengesetzte Drehung der verzahnten Segmente *k* und *n* durch den Klaueneingriff der Kupplungsmuffen *i* und *l* gehindert wird, weil die einseitige Sperrrichtung des Klaueneingriffs, je nach der Drehrichtung, jederzeit die eine der beiden Klauenmuffen wirkungslos vorbeigleiten lässt und nur das andere Segment durch die Gegenmuffe und den Feder- und

Nuthschluss, den Gewichtshebel zur neuen Dienstbereitschaft wieder nach oben zurückdreht. Umgekehrt sucht das gehobene Gewicht durch den gleichgerichteten Sperreingriff der beiden Muffen beide Segmente *k* und *n* zurückzudrehen und bleibt durch die entgegengesetzte Drehwirkung auf das Zwischenrad *o* selbstthätig in seiner gehobenen Lage gesperrt, bis die eingangs beschriebene einseitige Lösung der einen Klauenkupplung erfolgt.

Die Ausbildung der ganzen Konstruktion als Knopfsteuerung für beliebige Stockwerkzahl erfolgt nach dem D. R. P. 134203, S. 405 u. f., von Stigler mit der dort angegebenen Vorrichtung, den bethätigten Druckknopf für die ganze Fahrt in der Schlusslage festzuhalten und erst am Fahrziel auf mechanischem Wege zum Unterbrechen des Steuerstromkreises wieder auszulösen. Ebenso lassen sich hier, wie dort, besondere Druckknöpfe anbringen, um den Fahr-

Fig. 362.

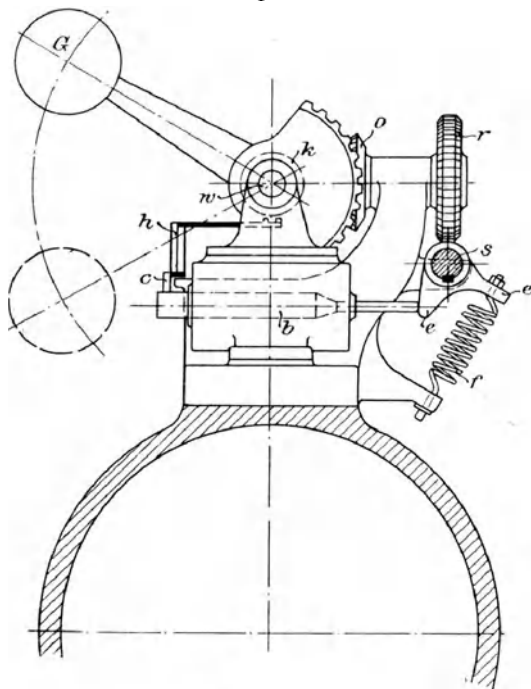


Fig. 363.

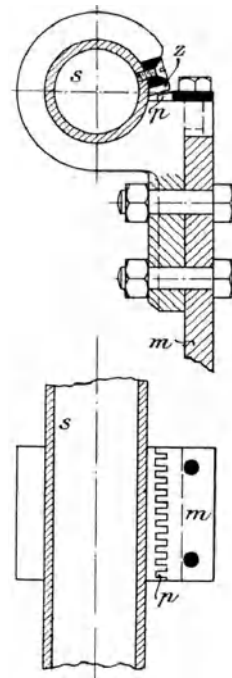


Fig. 364.

stuhl selbstthätig in das tiefste Geschoss zurückzuholen und widerstreitende Benutzung der einzelnen Druckknöpfe zu verhindern, sowie die Schachtzugänge elektrisch zu verriegeln.

Zu beachten bleibt, dass die elektrische Steuerung den hydraulischen Steuerapparat beim Anlassen stets voll öffnet und daher bei geringer Fahrstuhlbelastung störende oder gar unzulässige Fördergeschwindigkeiten hervorrufen kann, die bei Handsteuerung durch den Führer durch einfaches Drosseln des Einlasschiebers leicht vermieden werden. Für Aufzüge mittlerer Grösse und mittlerer Geschwindigkeit für 4 Personen, d. i. 300 kg Nutzlast, die mit 0,5 bis 0,6 m/sec. Geschwindigkeit laufen, lässt sich durch Einstellen der Ein- und Ausströmung ohne weitere Hilfsmittel der Betrieb so festlegen, dass die Fahrgeschwindigkeit bei leerer Auffahrt und vollbelasteter Niederfahrt 0,7 bis 0,75 m nicht überschreitet und bei vollbelasteter Auffahrt und leerer Niederfahrt nicht unter 0,4 m sinkt.

Aufzüge für höhere mittlere Fahrgeschwindigkeit, 1 bis 1,5 m, oder für erheblich wechselnde Belastung erfordern den Einbau eines besonderen

selbstthätigen Geschwindigkeitsreglers, durch den Stigler die Schwankungen auf 10 % der mittleren Fahrgeschwindigkeit herabsetzt.

Bei dem Aufzug im Stigler-Thurm des Mailänder Parkes, der mit 3,5 Atm. Wasserdruck arbeitet und für 40 m Förderhöhe und 10 Personen ausgeführt ist, bewirkt die Einstellung des Regulators sogar bei voller Belastung mit 10 Personen eine langsamere Abwärtsfahrt, als bei leerem Niedergang.

Knopfsteuerungen von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., sowie von C. Flohr, Siemens & Halske, Bingert, Findeisen und R. Stahl.

1. Die Berlin Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft hat zwei Patente auf Druckknopfsteuerungen genommen, 118037 und 122283, von denen beide für Auf- und Niederfahrt getrennte Stockwerkknöpfe vorsehen und das ältere ausserdem noch voraussetzt, dass der benutzte Knopf während der ganzen Fahrdauer niedergehalten wird.

2. C. Flohr in Berlin benutzt in seinem D. R. P. 134716 drei Kontaktstüpsel, von denen zwei die Fahrriechtung bestimmen und der dritte zum Anhalten am Ziel dient. Die Verriegelung der Kontakte erfolgt nach kurzem Druck zur Entlastung der Magnete mechanisch. In einem später angemeldeten, also jüngeren und nur früher ausgegebenen Patent 133744 ist die Zahl der Druckknöpfe für jedes Stockwerk auf einen beschränkt und die Aufgabe in der Hauptsache mit mechanischem Kontakthebelwerk gelöst.

3. Siemens & Halske, D. R. P. 131375, benutzen zum Anlassen des Motors einen gewöhnlichen Schalthebel in der Kabine, der unmittelbar nur als Stromwender wirkt und durch die Leitungsverbindungen einen unten aufgestellten Selbstanlasser in Thätigkeit setzt, also je nach der Fahrriechtung aus der Mittellage entgegengesetzt umzulegen ist und in den Grenzlagen durch eine Sperrklinke festgehalten wird. Die Ausschaltung am Fahrziel wird durch eine Schubschiene in der Kabine mit einem Steckbolzen vermittelt, der für jedes Stockwerk in ein bestimmtes Loch der Schiene eingesetzt beim Einfahren in das Stockwerk in seiner Bahn mit einer Anlaufschiene im Schacht zusammentrifft und zurückgedrängt durch die mitgeschleppte Schiene den Sperrhaken des Anlasshebels auslöst, um ihn durch Federzug selbstthätig in die Mittellage zurückkehren zu lassen.

4. Bingert-Siegwart und Pfefferle in Basel, D. R. P. 123955, wenden getrennte Druckknöpfe für Auf- und Niederfahrt an und kippen durch Erregen der zugehörigen Spule eines Zwillingsmagneten einen zwischen beiden Magnetschenkeln um Schildzapfen pendelnd aufgehängten Cylinder mit innenliegender Druckspiralfeder derart, dass die Druckfeder ein im toten Punkt stehendes Kurbelgetriebe aus der Ruhelage um 90° dreht, um erst hierdurch den Motoranlasser mittelst Treibkettenübersetzung je nach der Kipprichtung des Federzylinders für Vor- oder Rücklauf zu verstellen. Eine zweite endlose Kette hängt vom Daumenrad der Stellkurbel in den Schacht hinab und trägt Mitnehmerscheiben für einen Steckbolzen im Fahrstuhl, um beim Eintreffen am Ziel durch den Fahrstuhl selbst das ganze Steuerwerk in die Mittellage zurückzuziehen und die Druckfeder wieder zu spannen.

5. Findeisen in Chemnitz, D. R. P. 131376, theilt den Steuerstromkreis durch besondere Umschalter für die einzelnen Stockwerke in zwei Theile, um dem Strom bei Anwendung eines einzigen Druckknopfes von vornherein die erforderliche Laufriechtung zu geben. Während der Fahrt werden diese Umschalter für den Hauptstromkreis durch eine von der Winde durch Gliederkettengetriebe und Schraubenspindel linear verschobene Kurvenscheibe derart bewegt, dass sie sich für alle Fahrziele oberhalb der Kabine in der

richtigen Stellung für die Stromführung zur Aufwärtsfahrt befinden und ebenso für alle tiefer liegenden Fahrziele zur Abwärtsfahrt dienstbereit eingestellt werden, während für die Haltstelle die stromlose Mittellage gesichert ist. Der ganze Apparat ersetzt also die Otis'sche Schalttrommel, aber mit wesentlich verwickelteren Mitteln, und leidet an dem Übelstand aller Abstellvorrichtungen, welche den Fahrstuhlweg in wesentlich verjüngtem Massstab wiedergeben, statt die Selbstausrückung an Ort und Stelle im Fahrsecht einzuleiten, weil jede kleine Fehlerquelle im Stellapparat auf das Anhalten der Fahrzelle, im umgekehrten Verhältniss der Verjüngung vergrössert, zur Wirkung kommt.

6. R. Stahl in Stuttgart, D.R.P. 133899, theilt den Steuerstromkreis zum Anlassen des Windenmotors durch Schnappschaltwinkelhebel im Fahrsecht in zwei Theile, so dass sich bei jedem Zusammentreffen des einen Hebelarmes mit dem Fahrstuhl an die Stelle des zur Seite gedrängten sofort der zweite Arm für die entgegengesetzte Fahrriichtung legt und im übrigen die Abstellwirkung dann eintritt, wenn ein stromführender Schalthebel umgesteuert wird. Der Druckknopf am Sechtzugang oder in der Fahrzelle setzt, wie in anderen Fällen mit Trennung des Steuerstromes, den Aufzug mit einem einzigen Knopf für Auf- und Niederfahrt im richtigen Sinne nach dem Fahrziel in Thätigkeit. Stahl schliesst durch den Druckknopf den Stromkreis eines kleinen Hilfsmotors, der gleichzeitig zum Lüften der Haltbremse dient und nach einer bestimmten Drehung durch einen Anschlag festgehalten unter Strom stehen bleibt, also für die Fahrdauer als Bremslüftmagnet wirkt. Ein Vorschaltwiderstand schützt den Hilfsmotoranker vor gefahrdrohender Erwärmung. Beim Eintreffen am Fahrziel wird der vorgeschobene Druckknopf mechanisch zurückgedrängt und der Hilfsmotor stromlos von dem vorher gehobenen, belasteten Bremshebel in die Anfangslage zurückgedreht. Auf diesem Wege vermittelt aber der zurückweichende Druckknopf durch Drehen einer kleinen Schaltwalze einen kurz vorübergehenden Stromstoss für den Hilfsmotor im Sinne der Rückwärtsbewegung, um das mit ihm zwangsläufig verbundene Stellwerk der Anlasswiderstände in erwünschter Weise rasch zur Wirkung zu bringen, also die Umschaltzeit möglichst abzukürzen.

Knopfsteuerung der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Cie. mit Verriegelungsmagneten und magnetisch gesteuertem Anlasswiderstand.

D.R.P. 129498 und 138399.

Lahmeyer ordnet im Stromkreis der Druckknöpfe, Fig. 365, einen Umschalter mit zwei nebeneinanderstehenden wechselweise getrennt erregbaren Magnetspulen U_I und U_{II} an und vermittelt durch den entgegengesetzten Ausschlag einer drehbar darüber gelagerten Ankerwippe den Schluss des Hauptstromkreises für den Motoranlauf in der gewünschten Fahrriichtung in der Weise, dass mit dem Stromschluss für die eine Laufrichtung die Kontakte des Steuerstromes zum Einleiten der umgekehrten Bewegung am Umschalter voneinander getrennt werden, sich also der Umschalter selbst in jeder Steuerlage magnetisch verriegelt, bis der Steuerstrom unterbrochen und damit eine neue Einstellung möglich wird. Unter diesen Umständen genügt die Unterbrechung des Steuerstromkreises der Druckknöpfe durch einen der Stromschlusshebel A_1 bis A_4 im Fahrsecht, welche der eintreffende Aufzug durch eine Anlaufschiene öffnet und damit in der weiter unten beschriebenen Weise den Motor am Fahrziel abstellt, um den Hilfstromkreis für die nächste Anlastersteuerung derart in zwei Theile zu trennen, dass alle Druckknöpfe k_3 , k_4 in den oberhalb der augenblicklichen Haltstelle gelegenen Stockwerken beim Drücken den Steuerstrom nur über die

Magnetspule U_I des Umschalters führen, also die Auffahrt einleiten, und die tiefer gelegenen, wie k_1 , nur die Umschalterspule U_{II} für Abwärtsfahrt bethätigen können.

Die Trennung des Stromkreises durch den Unterbrechungsschalter A im Schacht hört auf, sobald der Fahrstuhl das Stockwerk verlässt und sich der freigegebene Schalter durch Federzug wieder selbstthätig schliesst, aber inzwischen ist nach dem vorstehenden dann der Steuerstrom für die Abwärtsfahrt am Umschalter selbst abgeschnitten, wenn dieser vorher vom Magneten U_I für Auffahrt angezogen war und umgekehrt, so dass eine beliebige nachträgliche Benutzung der Druckknöpfe die Fahrriichtung nicht mehr zu ändern vermag.

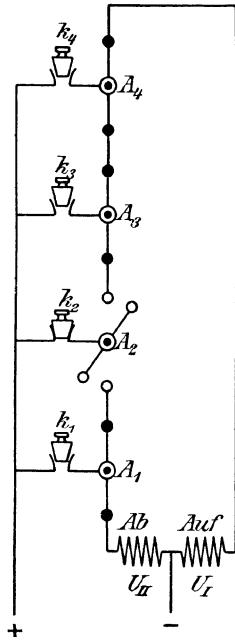


Fig. 365.

Der Knopf des gewünschten Fahrzieles wird nur einen Augenblick niedergedrückt und schnell beim Loslassen durch Federdruck sofort wieder zurück. Der kurze Stromschluss setzt, wie bei anderen ähnlichen Einrichtungen, einen Magnet in Thätigkeit, der unter Umgehung der Druckknopfleitung eine Ersatzverbindung für den Stromlauf herstellt, die erst durch das Eintreffen des Fahrstuhles am Fahrziel vom Schalter A unterbrochen wird. Auch hier findet also eine magnetische Umschaltung und Verriegelung statt, der die Aufgabe zufällt, nach Beginn der Fahrt sämtliche Druckknöpfe unwirksam zu machen, um ausser der bereits gesicherten Fahrriichtung auch nachträgliches Verändern des Fahrzieles durch die Aussensteuerung auszuschliessen.

Da der Fahrstuhl alle Schachtschalter A auf seinem Wege beim Vorüberfahren zum Ausschlag bringt, muss die Anordnung so getroffen werden, dass nur der Schachtschalter des Fahrzieles im Steuerstromkreis liegt, die übrigen aber zur Zeit keinen Strom führen und deshalb auch ihr Ausschlag den Stromlauf in keiner Weise beeinflusst. Lahmeyer genügt dieser Forderung durch die eigenartige Stromführung seiner Verriegelungsmagnete und ihre Einschaltung zwischen dem Abstellschalter A im Schacht und dem zugehörigen Druckknopf am Schachtzugang des Stockwerkes.

In Fig. 366, S. 419, ist das Schaltschema für vier Stockwerke mit den Druckknöpfen k_1 bis k_4 an den Schachtzugängen, zum Heranholen des Fahrstuhles aus beliebiger Stellung zum Stockwerk, und mit den vier schematisch als Kontakthebel skizzirten Druckknöpfen 1 bis 4 in der Fahrzelle gezeichnet, welche vom Führer oder Fahrgast nach dem Betreten des Aufzuges für das gewünschte Fahrziel nach der Nummer des Stockwerkes bethätigt werden. Die senkrecht im Schacht ausgespannten blanken Leiter L bis L_4 stehen durch Schleifkontakte mit den Druckknöpfen der Kabine in Verbindung, können aber auf Wunsch selbstverständlich auch durch ein biegsames, vom Aufzug mitgeschlepptes Kabel ersetzt werden. Die von der Fahrzelle durch ihre Anlaufschiene bethätigten Abstellschalter im Fahr-schacht sind durch die doppelarmigen Hebel A_1 bis A_4 angedeutet und die Verriegelungsmagnete an den einzelnen Schachtzugängen durch ihre Magnetspulen M_1 bis M_4 gekennzeichnet.

Der Hauptumschalter mit seinen beiden Steuermagneten U_I und U_{II} steht neben dem Motor und trägt die Stromschlussstücke für den entgegengesetzten Anlauf des Motors auf den cylindrischen Stirnflächen seiner Ankerwippe, welche eine Art Schaltwalze mit kurzen Segmenten bildet, die je nach der Ausschlagrichtung in zwei verschiedenen Gruppenverbindungen,

in der weiter unten zu beschreibenden Weise mit den gegenüberstehenden Stromfingern B_1 bis B_8 in Berührung treten. In der schematischen Darstellung sind die Stromfinger in einer Reihe gezeichnet und die Schienen der Schaltwalzensegmente in zwei Reihen I und II abgewickelt angedeutet, von denen die Reihe I durch den Wipphebelausschlag unter die Stromfinger tritt, wenn die Umsteuerspule U_I für Auffahrt erregt wird, und die Reihe II , wenn man die Spule U_{II} zum Ausschlag der Umsteuerwippe in Tätigkeit setzt. In den Ausführungen stehen je 4 Stromfinger auf den beiden gegenüberliegenden Cylindersegmenten des doppelarmigen Wippankers mit entsprechender Verteilung der Kontaktschienen und stromloser Mittellage, um den Ausschlagwinkel für die wechselnde Stromverbindung möglichst zu beschränken.

Die Unterbrechung des Steuerstromes hebt die Erregung der Umschaltspulen U_I oder U_{II} auf und überlässt einer vorher durch den Ausschlag auf Zug oder Druck gespannten Spiralfeder das selbstthätige Zurückdrehen der Ankerwippe in ihre stromlose Mittellage.

Die zu einem gesonderten Patent angemeldeten Verriegelungsmagnete M_1 bis M_4 sind in der schematisch skizzierten Form derart gebaut, dass der drehbare einarmige Anker eine treppenförmig abgestufte, in der Skizze durch Schraffirung hervorgehobene Kontaktplatte trägt, auf der im stromlosen Zustande die beiden federnden Stromfinger m und a aufruhend, durch Anziehen des Ankers bei erregter Spule dagegen a abgleitet, also seine Stromleitung unterbricht und dafür c mit m durch die Kontaktbrücke des Ankers verbunden werden. Der Stromumschalter arbeitet ohne Unterbrechung, und daher vollkommen funkenlos, und vermittelt, wie wir gleich sehen werden, die Abtrennung der Druckknopfleitung vom Netz sofort nach dem Niederdrücken des Fahrzielknopfes und schaltet nur den zum Fahrziel gehörigen Abstellschalter A im Fahrschacht bis zum Eintreffen des Aufzuges in den Steuerstromkreis ein, während die übrigen stromlos bleiben.

Befindet sich die Fahrzelle, wie im Schema angenommen, zur Zeit im zweiten Stockwerk und soll leer in das erste herabgeholt werden, so ist der Knopf k_1 am Schachtzugang niederzudrücken: Der Steuerstrom fließt dann vom Pluspol der Hauptzuleitung durch den in bekannter Weise, zum Sichern aller Schachtzugänge, über sämtliche Thürkontakte geleiteten Nebenschluss in den Stromfinger B_8 des Hauptumschalters über die Schienenverbindung der Ankerwippe nach Finger B_6 , von hier durch die Magnetspule U_{II} und den geschlossenen Abstellschalter A_1 im Schacht durch die an den Finger c angeschlossene Magnetspule M_1 des Verriegelungsapparates im untersten Stockwerk über den geschlossenen Druckknopfkontakt k_1 nach d und weiter in sämtlichen Verriegelungsapparaten über die Stromfinger a und m durch die Ankerkontaktplatten dieser Apparate zum Minuspol. Hierdurch wird die Spule M_1 erregt, zieht ihren Anker an und schließt unter Umgehung des Druckknopfes den Stromlauf auf dem kürzeren Wege über die Finger c m , während weiterhin der bisherige Stromlauf über die Finger a und m der übrigen Verriegelungsapparate unverändert bleibt. Die Unterbrechung des Druckknopfstromes durch Abgleiten des Fingers a von der Kontaktbrücke im wirksamen Verriegelungsapparat unterbricht diesen Stromkreis auch für alle übrigen Druckknöpfe und verhindert die nachträgliche Erregung der Verriegelungsmagnete M_2 bis M_4 ; damit also auch die Stromdurchführung durch die zugehörigen Abstellschalter A_2 bis A_4 .

Gleichzeitig hat inzwischen die Erregung der Hauptumschalterspule U_{II} die Ankerwippe dieses Schalters derart zum Ausschlag gebracht, dass die Schaltwalzensegmente der Reihe II unter die Kontaktfinger B_1 bis B_8 getreten sind und hier der Hauptstrom vom Pluspol durch B_3 und die Schienenverbindung über B_2 durch den Motoranker den Weg zum Minuspol findet,

während ausserdem ein Nebenschluss von B_3 über die Schienenverbindung nach B_4 abzweigt, die Felderregung E von links nach rechts durchströmt, weiter über B_5 durch die Schienen der Ankerwippe nach B_1 geht, also ebenfalls zum Minuspol führt.

Der Motor läuft für die Niederfahrt an. Beim Eintreffen des Fahrstuhles im untersten Stockwerk öffnet sich der Schalter A_1 , unterbricht den Steuerstrom, die Erregung von U_{II} und überlässt die Ankerwippe des Hauptumschalters ihrer Rückdrehfeder, wodurch auch der Motor abgestellt wird.

Die Fahrzelle steht zum Betreten bereit. Wünscht der Fahrgast z. B. zum dritten Stock aufwärts zu fahren, so ist nach dem Schliessen der Thüren der Kontakt β im Coupé zu betätigen. Hierdurch wird folgender Stromlauf hergestellt.

Der Steuerstrom geht vom Pluspol durch die Thürkontaktleitung und den Stromfinger B_8 des Hauptumschalters durch die unteren Segmentschienen der Ankerwippe nach B_7 , weil der Leitungszweig über B_6 und U_{II} durch den vom Fahrstuhl geöffneten Abstellschalter A_1 im weiteren Verlauf unterbrochen ist. Von B_7 tritt der Strom in die Magnetspule U_I für die Aufwärtsfahrt ein und gelangt über A_4 und A_3 nach M_3 , dann über e durch die Schleifleitung L_3 und den geschlossenen Druckknopfkontakt β in der Fahrzelle nach dem Schachtdraht L und schliesslich über d und die Stromfinger a und m aller Verriegelungsapparate zum Minuspol. Die Erregung von M_3 zieht den zugehörigen Anker an und schiebt die Kontaktbrücke des Ankers unter die Finger m c , während a davon abgleitet. Der Steuerstrom findet nunmehr von A_3 über M_3 , c , m und schliesslich noch durch die Finger a m des obersten Verriegelungsapparates einen kürzeren Weg nach dem Minuspol, während alle Druckknöpfe durch diesen Kurzschluss unwirksam werden und das Erregen der Spulen M_1 , M_2 und M_4 ausgeschlossen ist. Inzwischen hat die Erregung von U_I den Hauptumschalter so gedreht, dass die Schienenkontaktreihe I unter die Stromfinger B_1 bis B_8 tritt und der Hauptstrom wie früher vom Pluspol durch B_3 über die Schienenverbindung nach B_2 durch den Motoranker nach dem Minuspol gelangt, der Nebenschluss dagegen von B_3 nach B_5 hergestellt wird. Die Felderregung wird dann umgekehrt wie vorher, von rechts nach links, vom Strom durchflossen, der über B_4 durch die Schienenverbindung der Schaltwalzensegmente nach B_1 zum Minuspol gelangt.

Der Motor läuft mit der umgekehrten Feldrichtung zur Auffahrt an, der Aufzug öffnet den stromlosen Schachtschalter A_2 beim Vorbeifahren und hält erst, sobald er den stromführenden Schalter A_3 aus seiner Schlusslage herausdreht. Der Unterbrechung des Steuerstromkreises folgt mit der verschwindenden Erregung der Umschalterspule U_I die selbstthätige Rückkehr des Hauptschalters in seine Mittellage und damit das Abstellen des Motors.

Die Wirkung des Hauptumschalters, dass beim Erregen der Spule U_I die andere U_{II} abgeschaltet wird und umgekehrt, ist dadurch gesichert, dass der Stromfinger B_8 ständig am Pluspol liegt und von den beiden mit den Umschaltmagneten U_I und U_{II} verbundenen Stromfingern B_7 und B_6 , der Finger B_7 keinen Stromschluss auf der Schaltwalze findet, wenn die Finger B_1 bis B_7 auf der Stellung II für Abwärtsfahrt stehen, also U_I nicht in Thätigkeit treten darf, während umgekehrt das Abschalten von U_{II} beim Erregen von U_I durch den jeweils geöffneten Schachtschalter A vermittelt wird.

Die Bauart der Selbstabstellschalter im Schacht veranschaulicht Fig. 367, S. 420. Auf der Achse q des Ausschalthebels H mit der Anlaufrolle R für den Fahrstuhl sitzt ein Gegengewicht und die Schaltwalze w mit den drei durch einen Draht p untereinander verbundenen Stromschlussstücken i ,

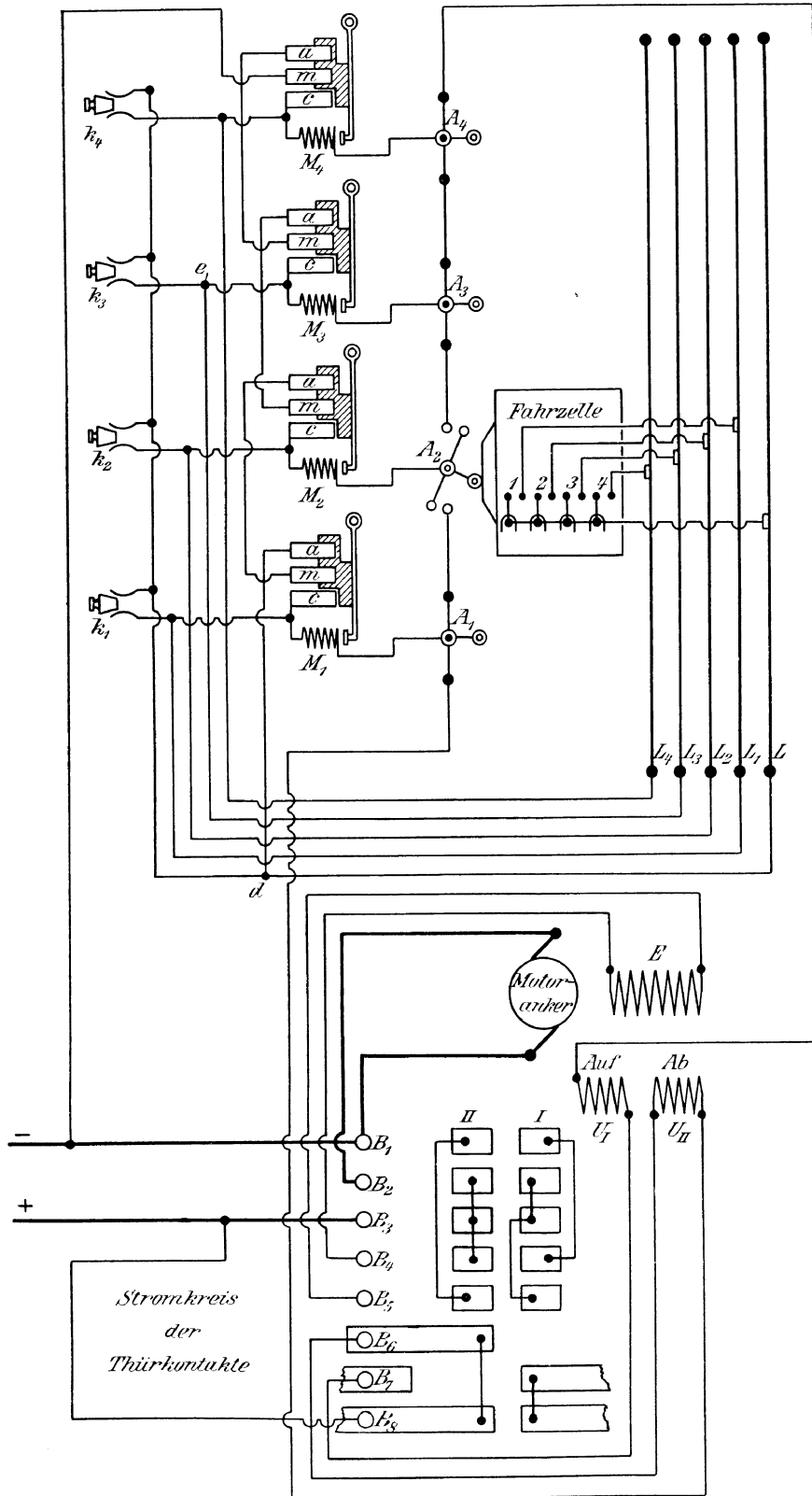


Fig. 366.

auf denen in der gezeichneten Lage die drei mit den Leitungen l , m und n verbundenen Schleifkontakte federnd aufliegen. Die drei Anschlussleitungen entsprechen den drei Anschlüssen an die schematisch gezeichneten Abstellhebel A , Fig. 366. Die Spiralfeder f führt den Schalter nach jedem Hebelausschlag selbstthätig in die Stromschlusslage zurück.

Die vollständig geschützte Anordnung des Apparates in einem gusseisernen Gehäuse — in ähnlicher Weise sind auch die Verriegelungsapparate und der Hauptumschalter vollständig eingekapselt — verhindert zufälliges Beschädigen und Verschmutzen, und die zweipunktige Stromunterbrechung verhindert Brandstellen durch den an sich schwachen Hilfsstrom. Die voll schwarz gezeichneten Querschnitte deuten die ausserdem noch vorhandene tellerförmige Schutzscheibe und den ringförmigen Schutzmantel gegen Überspringen von Funken an.

Ausser der bereits beschriebenen Einschaltung der Thürkontakte in den Steuerstromkreis schaltet Lahmeyer den zur Winde gehörigen Brems-

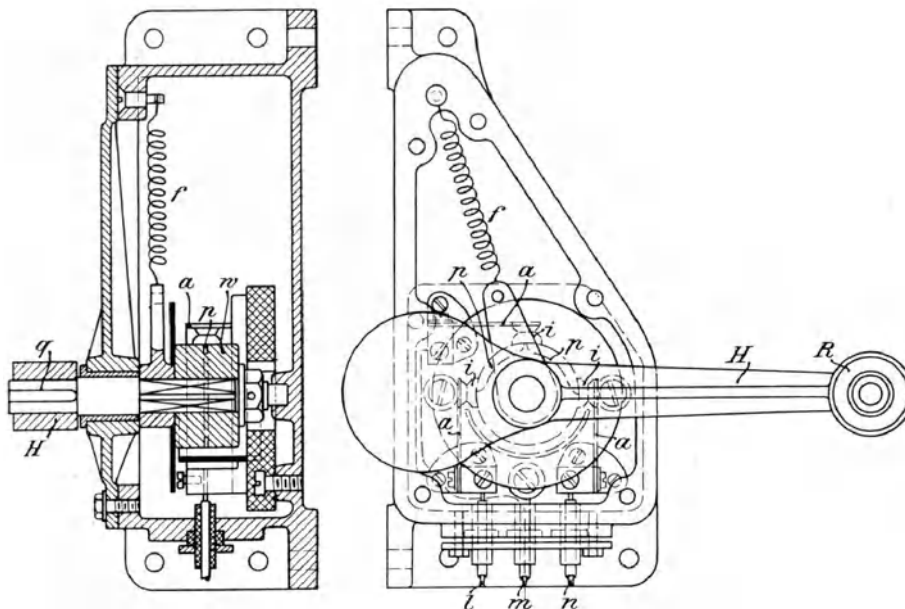


Fig. 367.

magneten in den Ankerstromkreis mit einer parallel dazu liegenden Nebenschlusswicklung und einem hierzu gehörigen Vorschaltwiderstand ein und bringt an den Fahrgrenzen Nothauschalter an, welche beim Überfahren vom Aufzug in ähnlicher Weise, wie die gewöhnlichen Selbstanhalter der einzelnen Stockwerke geöffnet werden, aber unmittelbar den Hauptstrom unterbrechen und nur durch Bläterspulen und einen parallel zur Erregung geschalteten Ausschaltwiderstand den Extrastrom möglichst unschädlich verlaufen lassen.

Beim regelrechten Abstellen durch die Druckknopfsteuerung oder durch Öffnen einer Thür wird stets das Anhalten des Motors durch den Steuerstrom in der weiter oben beschriebenen Weise eingeleitet.

Schliesslich berücksichtigt Lahmeyer auch noch den Fall, dass die Fahrzelle beim Fangen zwischen zwei Stockwerken mit der Druckknopfsteuerung nach unten befördert werden kann, sobald die Fänger wieder gelöst und der in Thätigkeit getretene Schlappseilschalter wieder geschlossen ist. Nach der vorangegangenen Beschreibung werden in diesem Fall beim Drücken eines Knopfes die beiden Umschaltmagnete des Motors gleichzeitig

erregt. Um trotzdem die beabsichtigte Steuerwirkung hervorzubringen, wählt Lahmeyer den Umschaltmagnet U_{II} doppelt so stark wie U_I und giebt die Betriebsvorschrift, den Aufzug zunächst bis ins unterste Geschoss, der regelrechten Haltestelle für Betriebspausen, herabfahren zu lassen, weil nach dem Fangen meist erst wieder die Seile auf der Trommel in Ordnung gebracht und die Holzführung im Schacht nachgesehen werden muss, um Kneifmarken der Fänger zu glätten.

Selbstanlasser zur Knopfsteuerung von Lahmeyer.

D. R. P. 138 399.

Das bisher nicht berücksichtigte Abschalten und Wiedervorschalten der Anlasswiderstände bewirkt Lahmeyer durch seinen selbstthätigen Motoranlasser D. R. P. 138 399, Fig. 368, auf magnetischem Wege, indem er je nach der Zahl der Anlassstufen drei, vier oder mehr Magnete M_1, M_2, \dots mit hintereinander liegenden Wicklungen parallel zu den Klemmen des Motors in die Hauptleitung einbaut, jeden Magneten zum Abschalten einer

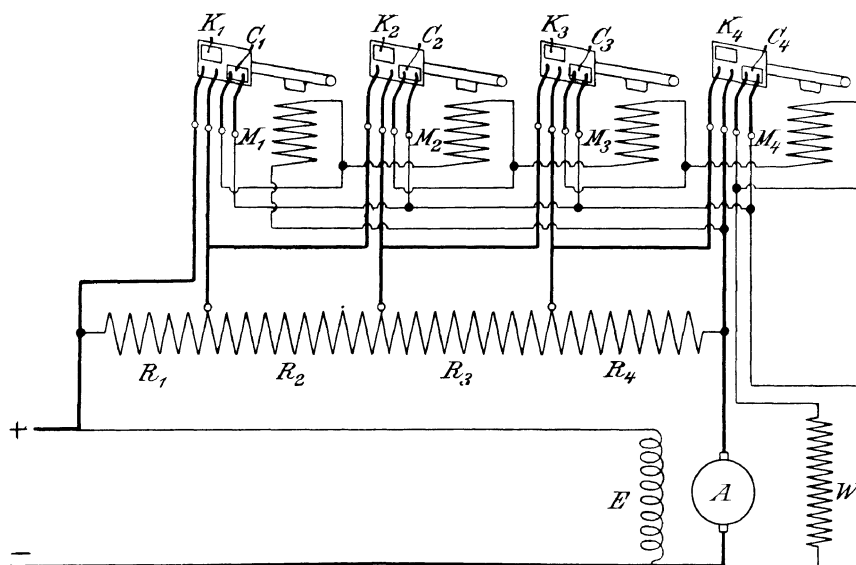


Fig. 368.

Widerstandstufe benutzt und die Anordnung so trifft, dass sie in regelrechter Gesetzmässigkeit der Reihe nach die Schaltung nach Massgabe der wachsenden elektromotorischen Gegenkraft des anlaufenden Motors vermitteln, indem jeder in der Reihenfolge voranstehende Magnet zunächst die Spulen der nachfolgenden kurzschliesst und erst dem nächsten Magneten Strom in einer zur Erregung ausreichenden Stärke zuführt, nachdem er selbst in Thätigkeit getreten und seine Widerstandstufe abgeschaltet hat. Zu dem Zweck tragen die einarmigen Magnetanker, Fig. 368, je zwei Kontaktplatten C und K , von denen C die Schaltung der Magnetspulen und K die der Widerstandspulen für den Motoranker vermitteln und nacheinander in Thätigkeit treten.

Beim Schliessen des Hauptstromkreises zum Anlassen des Motors findet der Strom nur einen Weg durch den Nebenschluss zur Felderregung E und muss sämtliche Vorschaltwiderstände R_1 bis R_4 durchlaufen, um in den Motoranker zu gelangen. Mit dem beginnenden Anlauf entsteht die elektromotorische Gegenkraft und erhöht die Klemmenspannung, so dass jetzt am Endpunkt von R_4 ein Strom durch den oberen Nebenschluss zur Spule M_1 abzweigt und über die Kontakte C_1 in die Rücklaufleitung gelangt, weil

die Spulen der nachfolgenden Magnete sämtlich kurzgeschlossen sind. Durch Anziehen des zu M_1 gehörigen Ankers wird der Stromweg über die Brücke C_1 unterbrochen und der Spulenstrom gezwungen, von M_1 seinen Weg durch M_2 zu nehmen. Gleichzeitig ist durch den Anker ausschlag die Strombrücke K_1 unter ihre Kontaktfinger getreten und hat für den Hauptstrom die erste Widerstandstufe R_1 kurzgeschlossen. Mit dem weiteren Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft des Motors wächst die Erregung von M_2 bis zum Anziehen des zugehörigen Ankers.

Damit tritt die Strombrücke C_2 ausser Thätigkeit, der Magnetspulenstrom durchläuft M_1 , M_2 und M_3 , während der Hauptstrom durch die Strombrücken K_1 und K_2 nur noch die Widerstände R_3 und R_4 in seinem Weg vorfindet. So setzt sich der Vorgang mit wachsender elektromotorischer Gegenkraft bis zum Ende bei Eintritt des Beharrungszustandes fort. Mit der Erregung des letzten Magneten M_4 wird der ganze Anlasswiderstand des Motorankers kurzgeschlossen, gleichzeitig aber auch dem Magnetspulenstrom nicht mehr der bisherige Rücklauf zum Minuspol frei gelassen, sondern sein Weg über den Vorschaltwiderstand W geleitet, um den Stromverbrauch während der Fahrt so weit herabzusetzen, dass er nur noch ausreicht, die angezogenen Magnetanker in ihrer Schluslage festzuhalten, wozu ein wesentlich schwächerer Strom als zum Anziehen genügt.

Umgekehrt tritt beim Abstellen des Motors mit der sinkenden elektromotorischen Gegenkraft eine gleichzeitige Schwächung des Steuermagnetstromes ein, der alle Anker augenblicklich freigibt, und damit den gesamten Anlasswiderstand regelrecht mit grosser Geschwindigkeit wieder vorschaltet.

Der selbstthätige Lahmeyer'sche Anlasser arbeitet durch die pünktliche Erfüllung der theoretischen Bedingungen sehr zufriedenstellend. Er baut sich einfach und zuverlässig, weil alle seine Magnete einander gleich sind und wegen der Reihenschaltung starkdrähtige Bewicklung mit verhältnissmässig wenigen Windungen erhalten. Hierdurch und durch das Selbsteinschalten des Drosselwiderstandes W ist der Schaltapparat einem älteren D. R. P. 120 873, erheblich überlegen, dessen Magnete für verschiedene Spannungen abgestuft und einzeln zum Schonen der feindrähtigen Bewicklung wieder abgeschaltet werden müssen, also in Wirkung und Bau empfindlicher und verwickelter ausfallen.

Die Gesamtanordnung der Lahmeyer'schen Knopfsteuerung gestattet auch mit einem ähnlichen magnetischen Selbstschalter im Erregerstromkreis Widerstände abzuschalten, um die Motorumlaufzahl vor dem Einfahren in das Ziel durch Steigern der Feldstärke herabzusetzen und rasch fahrende Aufzüge mit rechtzeitig verminderter Geschwindigkeit möglichst sanft und genau in Stockwerkhöhe anzuhalten.

Jedes Stockwerk erhält dann ausser dem Abstellschalter A noch einen zweiten, im selben Stromzweig liegenden, kurz vorher bethätigten Geschwindigkeitschalter für Auf- und Niederfahrt, der ebenso wie A nur im Stockwerk des Fahrzieles unter Strom steht und deshalb in allen übrigen Stockwerken vom Fahrstuhl beim Vorüberfahren wirkungslos zurückgedrängt wird. Dasselbe Verfahren gestatten alle ähnlich gebauten Knopfsteuerungen.

Druckknopfsteuerung mit elektromagnetisch gesteuertem Selbstanlasser für Gleichstrom und Drehstrom, von G. Speiser und Fr. Natalis.

Ausgeführt von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co.

Ähnlich wie Lahmeyer verwendet auch Schuckert in der neuesten Ausführung seiner Druckknopfsteuerung, D. R. P. 127 956 für den Motorstromkreis einen Umschalter, dessen Anlasswiderstände durch Steuermagnete beim An-

laufen des Motors selbstthätig, aber nur in mittelbarer Abhängigkeit von dem Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft, stufenweise abgeschaltet und beim Abstellen des Motors alle miteinander sofort wieder vorgeschaltet werden. Die allgemeine Anordnung und Wirkungsweise des von Natalis entworfenen und zum D. R. P. angemeldeten Selbstanlassers mit Hauptstrom- und Hilfswicklung ist folgende.

Schliesst man, Fig. 369, den Hauptschalter S , so erhält man dadurch Strom von $+$ über Leitung 1 , Leitung 4 , die Spannungspulen r_3, r_2, r_1 der Anlassmagnete R_3, R_2, R_1 , und von hier weiter über Leitung 19 , Kontakt 15 bis 16 , Anker M nach dem Minuspol, während gleichzeitig auch sofort die Erregung N von Strom durchflossen wird. Die Steuermagnete R_1 bis R_3 heben ihre Anker an und verbinden 5 mit 6 , 7 mit 8 und 9 mit 10 , so dass nun die Spule F eines Hilfsmagneten von $+$ aus über die genannten Kontakte gleichfalls Strom empfängt. Hierdurch wird auch der Anker von F gleichzeitig angehoben und die Verbindung von 17 nach 18 hergestellt, so dass Stromschluss besteht von $+$ über $17, 18$, Hauptstromwicklung S_3 des Magneten R_3 , Anlasswiderstandstufe w_3 , Wicklung S_2 des Magneten R_2 , Anlasswiderstandstufe w_2 , Wicklung S_1 des Magneten R_1 und Widerstandstufe w_1 durch den Anker des Motors M nach dem Minuspol. Da hierdurch der Stromkreis der Hilfswicklungen r_3, r_2, r_1 bei $17-18$ kurzgeschlossen wurde, werden die Magnetkerne nur noch von den Hauptstromwicklungen

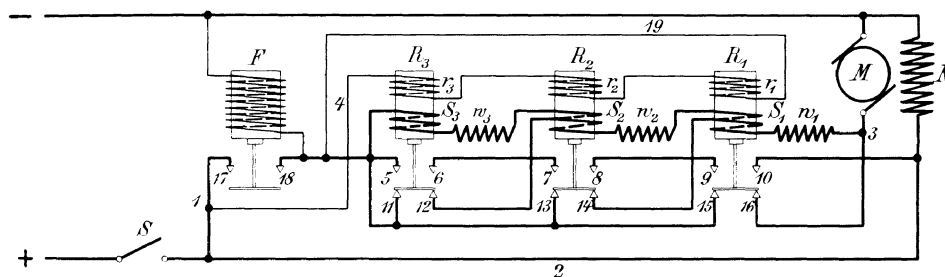


Fig. 369.

S_3, S_2, S_1 hochgehalten. Mit steigender Umlaufzahl des Motors sinkt der beim Einschalten vorübergehend über das Normale gestiegene Ankerstrom durch die auftretende elektromotorische Gegenkraft bis auf eine bestimmte Grösse herab, und der Steuermagnet R_3 , welcher eine geringere Windungszahl auf S_3 besitzt, als die nachfolgenden R_2 und R_1 , lässt deshalb zuerst seinen Anker fallen. Nachdem so die Kontakte 11 und 12 verbunden sind, wird damit auch die Widerstandstufe w_3 , sowie ein Theil der Wicklung der Spule S_2 kurzgeschlossen. Der noch eingeschaltete Rest der Spule S_2 hat weniger Wicklungen als die nachfolgende Spule S_1 .

Der augenblicklich durch das Kurzschliessen der Widerstandstufe w_3 abermals angewachsene Ankerstrom sinkt durch den neuen Beschleunigungsimpuls des Motors und die damit weiter zunehmende elektromotorische Gegenkraft allmählich wieder, bis durch Abfallen des Magnetankers R_2 die Widerstandstufe w_2 und ein Theil der Wicklung S_1 kurzgeschlossen werden. Dasselbe Spiel wiederholt sich mit der dritten und bei grösseren Anlassern mit etwa weiterfolgenden Widerstandstufen, bis der ganze Widerstand kurzgeschlossen ist und der Motor mit voller Geschwindigkeit läuft. Das Abstellen des Motors erfolgt einfach durch Öffnen des Hauptschalters S , wodurch der allein noch erregte Hilfsmagnet F wirkungslos wird und den Stromkreis des Motors bei 17 und 18 unterbricht.

Während parallel zum Motoranker geschaltete Steuermagnete, wie z. B. die Lahmeyer'schen, mit dem Spannungsunterschied zwischen den Ankerklemmen des Motors arbeiten und deshalb bei starkem Spannungsabfall im

Netz der Schaltapparat aussetzen kann, arbeiten die von Natalis mit dem Motoranker in Reihe eingebauten Steuermagnete in ausschliesslicher Ab-

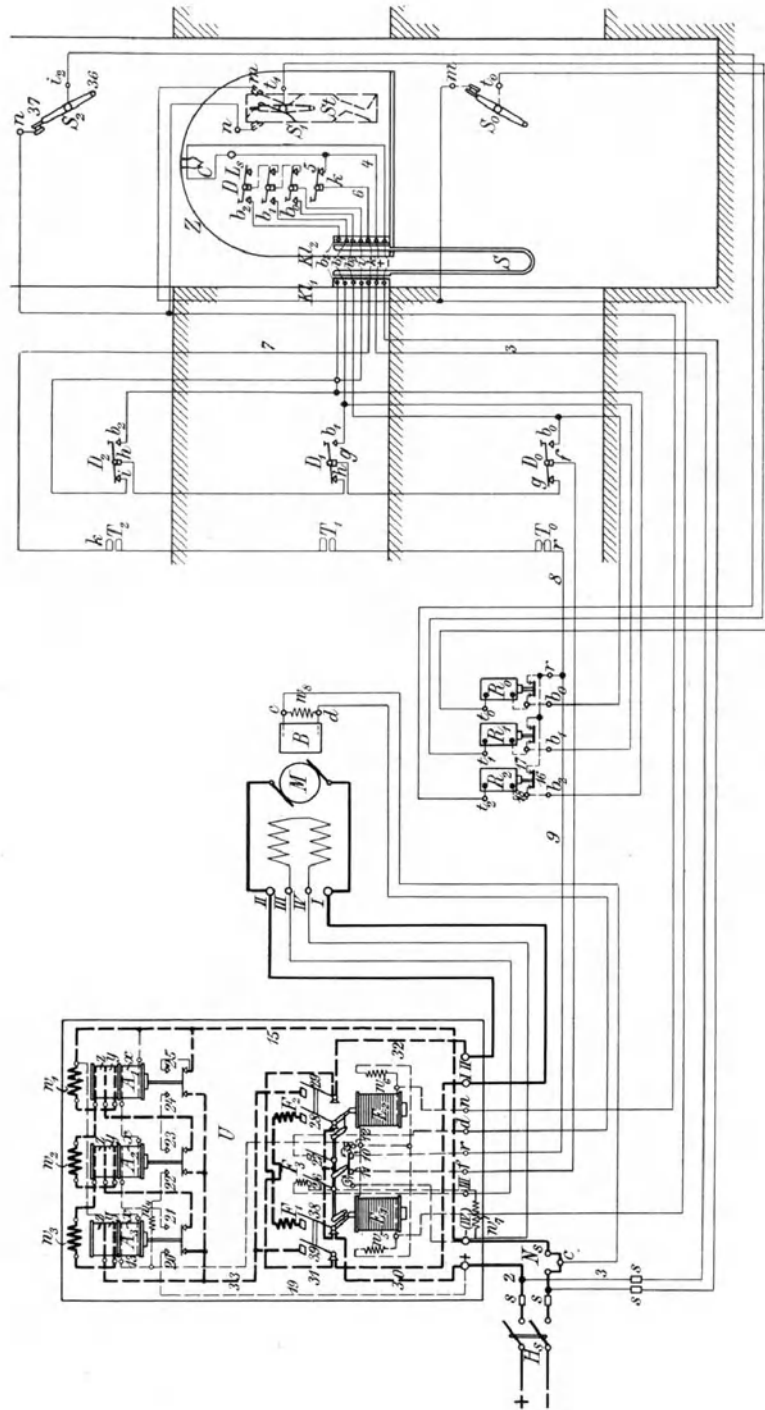


Fig. 370.

hängigkeit von der Stromstärke und schalten, unabhängig von den Netzschwankungen, stets um eine Stufe weiter, sobald der Hauptstrom durch Anwachsen der elektromotorischen Gegenkraft auf J_{\min} sinkt, bis der Beharrungszustand eintritt. Man kann also auch sagen, dass der Lahmeyer'sche

Steuerapparat mit der absoluten Grösse der Spannung zwischen den Ankerklemmen arbeitet, der von Natalis-Schuckert dagegen lediglich mit den Stromgrenzen.

Natalis nimmt sowohl für die Hauptstrom-, wie für die Hilfwicklung, welche nur den ersten Stromstoss aufzunehmen hat, starken Draht und verwendet den Selbstanlasser, wie Lahmeyer, auch gelegentlich mit Stockwerkschaltern zum Herabsetzen der Motorgeschwindigkeit.*)

Druckknopfsteuerung für Gleichstrom. Der Einbau des Selbstanlassers in das Schaltschema der Schuckert'schen Knopfsteuerung und deren Anordnung veranschaulicht Fig. 370 für Gleichstromanlagen.

Der Umkehranlasser U besteht aus dem selbstthätigen elektromagnetischen Umschalter E_1 - E_2 und dem durch Anlassmagnete A_3 , A_2 , A_1 bethätigten Anlasswiderstand w_3 , w_2 , w_1 . Der selbstthätige Umschalter besitzt eine Anzahl von Kontakthebeln, welche theils nur von je einem der beiden Elektromagnete E_1 oder E_2 , theils von jedem derselben eingeschaltet werden. Die Wicklung dieser Magnete steht mit den Stockwerkschaltern S_0 , S_1 , S_2 in Verbindung und zwar in der Weise, dass alle Stockwerkschalter, solange sie sich über der Fahrzelle befinden, mit E_2 , und solange sie unter ihr liegen, mit E_1 verbunden sind, indem die Fahrzelle selbst die einzelnen Schalter in ihrer Bahn öffnet, je nach der Fahrrichtung im einen oder anderen Sinne umsteuert und im Vergleich zur bisherigen Lage in der entgegengesetzten Ausschlagrichtung schliesst. Das andere Ende der Wicklungen führt zu der Spannungspule x des Anlasssteuer magneten A_3 , oder wird durch die Kontaktverbindung 35, 34 an den Minuspol gelegt, sobald der Magnet E_1 oder E_2 die zugehörigen Kontakthebel eingeschaltet hat.

Der Umschalter E_1 - E_2 hat folgende Aufgaben zu erfüllen:

1. bestimmt er die Stromrichtung im Anker des Motors M und damit dessen Drehsinn,
2. schaltet er die Magnetwicklung des Motors und den Bremsmagneten B ein,
3. unterbricht er die Stromzuleitung zu den an den Schachtzugängen und in der Fahrzelle angebrachten Druckknöpfen bei den Kontakten 10, 11, nachdem durch Drücken eines Knopfes die Steuerung für ein bestimmtes Fahrziel eingestellt ist, damit nicht durch nachträgliches Drücken eines zweiten Knopfes die bereits eingeleitete Bewegung des Fahrstuhls gestört werden kann,
4. schliesst er die Spannungspule x des Anlasssteuer magneten A_3 kurz.

Der Anlasser selbst besteht aus den Steuer magneten A_3 , A_2 , A_1 und den Widerstandstufen w_3 , w_2 , w_1 . Die Steuer magneten des Anlassers besitzen 3 Spulenwicklungen und zwar je eine Hilfwicklung x zum Anheben des Magnetankers, eine Hauptstromwicklung y und eine Hauptstromzusatzwicklung z . Die beiden letzteren bilden eine zusammenhängende Wicklung mit 3 Zuführungsklemmen und liegen in Reihe mit den Widerstandstufen w_3 , w_2 , w_1 . Beim Niederdrücken eines der am Aufzug angebrachten Druckknöpfe D_0 , D_1 , D_2 , erhält der Elektromagnet E_1 oder E_2 und die Spannungspule x des Steuer magneten A_3 Strom. Während jedoch der hierbei auftretende Strom zum Erregen des Elektromagnetes E_1 oder E_2 noch nicht ausreicht, zieht der Magnet A_3 seinen zugehörigen Anker an und stellt die Verbindung 20-21 her. Hierdurch werden die beiden Spannungspulen x von

*) Die selbstthätige magnetische Steuerung des Motoranlassers von Lahmeyer und die von Natalis-Schuckert sind als die bedeutendsten Verbesserungen der Selbstanlasser zu betrachten, welche voraussichtlich einen entscheidenden Umschwung in dem bisherigen Bau der Selbstanlasser herbeiführen werden und weit verbreitete Anwendungen, nicht nur für Aufzüge, sondern auch für Krähne, Spille u. s. f. erwarten lassen.

A_2 und A_1 eingeschaltet und durch die Erregung dieser Magnete die Verbindungen der Kontakte 22-23 und 24-25 hergestellt. Damit erhält der zur Spule von A_3 parallel geschaltete Widerstand w_4 Strom und der hierdurch verstärkte Stromkreis des Hauptumschalters erreicht erst jetzt die genügenden Ampèrewindungen, um je nach der Strombahn E_1 oder E_2 in Thätigkeit zu setzen, nachdem sämtliche Magnete des Selbstanlassers ihre zugehörigen Anker angezogen haben, d. h. nachdem der Anlasswiderstand zum Anfahren vorgeschaltet ist. Die Spannungspule des Magneten A_3 wird dadurch über 34, 35 kurzgeschlossen und die so eingeschalteten Stromspulen y, z übernehmen das Festhalten ihrer Anker.

Die Stromspulen y, y sind so bemessen, dass sie ihre Anker nicht mehr halten können, sobald die Einschaltstromstärke, welche ein Vielfaches der normalen Stromstärke beträgt (S. 148 u. f.), bis auf einen bestimmten Grad J_{\min} (Regulirstromstärke) gesunken ist. Der Anker A_3 fällt daher ab, unterbricht den Stromkreis der Hilfsspulen x, x der Magnete A_2 und A_1 und schliesst die erste Widerstandstufe w_3 , sowie die Hauptstromspule y von A_3 und die Zusatzspule z von A_2 kurz. Die Ankerstromstärke des Motors steigt abermals bis zu ihrem Höchstbetrage J_{\max} an und fällt allmählich wieder bis zur Regulirstromstärke, entsprechend der Zunahme der Umlaufzahl und elektromotorischen Gegenkraft des Motors. Durch das Kurzschliessen der Zusatzwicklung z bleibt auf dem Magneten A_2 nur noch die Wicklung y der Hauptstromspule wirksam. Der Anker des Magneten A_2 fällt daher ab und die folgende Widerstandstufe w_2 wird kurzgeschlossen. Das Spiel wiederholt sich von neuem, bis der Anlasswiderstand vollständig abgeschaltet ist.

Der ganze Schaltvorgang spielt sich beim Benutzen des Aufzuges in folgender Weise ab: Befindet sich die Fahrzelle, wie in der Zeichnung dargestellt, im Stockwerk *I* und soll sie z. B. von einer im Stockwerk *II* befindlichen Person nach dorthin geholt werden, so drückt man zu diesem Zweck den am Schachtzugang des Stockwerkes *II* angebrachten Druckknopf D_2 und stellt dadurch Stromschluss vom Pluspol über 2, Leitung 3, biegsames Schleppkabel S der Fahrzelle, Leitung 4, Ausschalter 5, Leitung 6, Kabel S , Leitung 7, durch die Thürkontakte T_2, T_1, T_0 zur Klemme r des selbstthätigen Umkehranlassers U , Kontakt 10-11, Klemme f , über die Abhängigkeitskontakte der Druckknöpfe D_0, D_1 zum niedergedrückten Knopf D_2 , zur Klemme b_2 , nach der Spule des Stockwerkmagneten R_3 , Kontakt t_2 durch den Stockwerkschalter S_2 , Klemme n , zur Spule E_2 des Umschalters und Kontakt 12, Klemme 13, durch die Hilfspule x des Anlassmagneten A_3 , Leitung 15, Nothschalter N_s zum Minuspol. Der Stockwerkmagnet R_2 zieht durch den so vollzogenen Stromschluss seinen zugehörigen Anker an und verbindet durch die Stromschlussplatte 16 die Kontakte 17 und 18. Hierdurch wird ein zweiter Stromzweig hergestellt von Leitung 8, Klemme r der Stockwerkmagnete über Kontakt 17, 16, 18 zum Magneten R_3 . Da dieser Stromkreis parallel zum ersten mit dem Druckknopf D_2 liegt, kann D_2 wieder geöffnet werden, ohne den Steuerstrom des Stockwerkmagneten R_3 zu unterbrechen. Der Magnet A_3 zieht ebenfalls seinen zugehörigen Anker an, und hierdurch erhalten die Hilfsspulen x, x der Magnete A_2, A_1 vom Pluspol über Leitung 19, Kontakt 20-21, Spulen x, x zurück durch Leitung 15 zum Minuspol Strom.

Infolge dieser neuen Verbindung ziehen die Magnete A_2, A_1 ihre zugehörigen Anker an, verbinden die Kontakte 22 mit 23, sowie 24 mit 25, und schalten damit den zum Anlassmagneten A_3 gehörigen Parallelwiderstand w_4 ein. Der Stromkreis des Magneten E_2 wird hierdurch derart verstärkt, dass der Anker von E_2 angezogen und die Schalter 26, 27, 28 und 29 umgelegt und geschlossen werden, wodurch Anker und Magnete

des Motors M und Bremsmagnet B Strom erhalten. Der Strom der Magnetwicklungen des Motors fließt vom Pluspol über Leitung 30 , Hebel 26 , einerseits durch den Parallelwiderstand w_7 nach dem Minuspol, andererseits durch den Funkenbläser F_3 , Klemme III , die Magnetwicklung, Klemme IV ebenfalls zum Minuspol. Der Bremsmagnet B erhält Strom vom Pluspol über Hebel 27 , Klemme d u. s. w. zum Minuspol.

Auch der Bremsmagnet ist mit einem Parallelwiderstand versehen, in welchem der Extrastrom beim Abstellen des Motors verlaufen kann.

Der Ankerstrom des Motors fließt vom Pluspol über Leitung 30 , Hebel 28 , Funkenbläser F_2 , Leitung 31 , Klemme I und über den Anker M zurück zur Klemme II , Leitung 32 , Hebel 29 , Leitung 33 durch den Anlasswiderstand $y-w_3$, $z-y-w_2$, $z-y-w_1$ zurück zum Minuspol. Beim Einschalten des Hebels 26 , 27 , 28 , 29 wurde gleichzeitig die Verbindung $34-35$ hergestellt. Hierdurch wird erstens der Stromzweig zu den Druckknöpfen geöffnet, so dass jetzt, wie schon oben bemerkt, durch Drücken eines zweiten Knopfes eine Störung nicht mehr herbeigeführt werden kann, zweitens wird durch die Verbindung 34 , 35 die Hilfspule x des Anlassmagneten A_3 kurzgeschlossen und ausser Wirksamkeit gesetzt. Gleichzeitig empfangen aber die Stromspulen der Anlassmagnete A_3 , A_2 , A_1 Strom und halten dadurch ihre bereits angezogenen Anker fest. Der ganze Anlasswiderstand wird damit in der oben beschriebenen Weise regelrecht mit zunehmender Anlaufgeschwindigkeit abgeschaltet, der Motor also voll angelassen.

Erreicht die Fahrzelle Z das eingestellte Stockwerk II , so legt der Stellapparat St durch seine Leitschienen an der Kabine den Hebel 36 des Stockwerkschalters S_2 aus seiner linken Endlage in die senkrechte Stellung um, öffnet bei 37 den Stromkreis des Motorumsternmagneten E_2 und des Stockwerkmagneten R_2 . Umschalter E_1 bzw. E_2 , sowie der Stockwerkmagnet R_2 , und mithin auch die Magnete A_3 , A_2 , A_1 des Selbstanlassers fallen in die Ausschaltstellung zurück. Der Bremsmagnet B fällt ein, Motor und Fahrbühne kommen daher alsbald zur Ruhe.

Um die Aufzugmaschine von der Kabine aus jederzeit zum Stillstand bringen zu können, öffnet man den Stromkreis mittelst des Nothschalters δ , dessen Schild statt einer Stockwerksnummer das Wort „Halt“ trägt, und unterbricht hiermit den Stromkreis für die selbstthätigen Hilfsapparate, also auch mittelbar sofort den Hauptstromkreis des Motors.

Hätte man statt des Druckknopfes D_2 des Stockwerkes II den Druckknopf D_0 des Erdgeschosses gedrückt, so würde sich der ganze Schaltungsvorgang in der eben beschriebenen Weise mit dem Unterschiede abgespielt haben, dass an Stelle des Stockwerkschalters S_2 der im Erdgeschoss S_0 , und statt des Magneten E_2 der Magnet E_1 in Thätigkeit getreten wäre, hierdurch die Kontakte 38 , 39 , 26 , 27 des selbstthätigen Umschalters geschlossen worden wären und der Motor M die entgegengesetzte Drehrichtung angenommen hätte. Die Fahrbühne Z würde dann nach unten gefahren sein, bis der Stellapparat St den Stockwerkschalter S_0 des Erdgeschosses in die Ausschaltstellung gebracht hätte.

Soll die Bedienung des Fahrstuhles von der Fahrzelle Z aus erfolgen, so drückt man einen der innerhalb derselben angebrachten Knöpfe D , welche den in den einzelnen Stockwerken an den Schachtzugängen befindlichen Druckknöpfen D_0 , D_1 , D_2 parallel geschaltet sind. Der Schaltungsvorgang ist im übrigen der gleiche wie oben beschrieben.

Die Schaltmagnete des Selbstanlassers werden gemeinsam mit dem Umschalter auf einer senkrechten Marmorplatte montirt und in einem Kasten, auf dessen Rückseite die zugehörigen Widerstände Platz finden, im Maschinenraum aufgestellt. Unten steht der Hauptumschalter, darüber die Anlasser-

magnete, 3 Stück in einer Reihe oder für grössere Motoren 2×3 in zwei Reihen übereinander. — Vergl. die Photographie, Fig. 371.

In der Photographie sind bei den obenstehenden Steuermagneten der Widerstandschalter des Selbstanlassers die im Schaltschema mit z und y bezeichneten Wicklungen frei sichtbar, die tieferliegende Hilfspule x zum Anheben der Anker ist mit Isolationsband umkleidet.

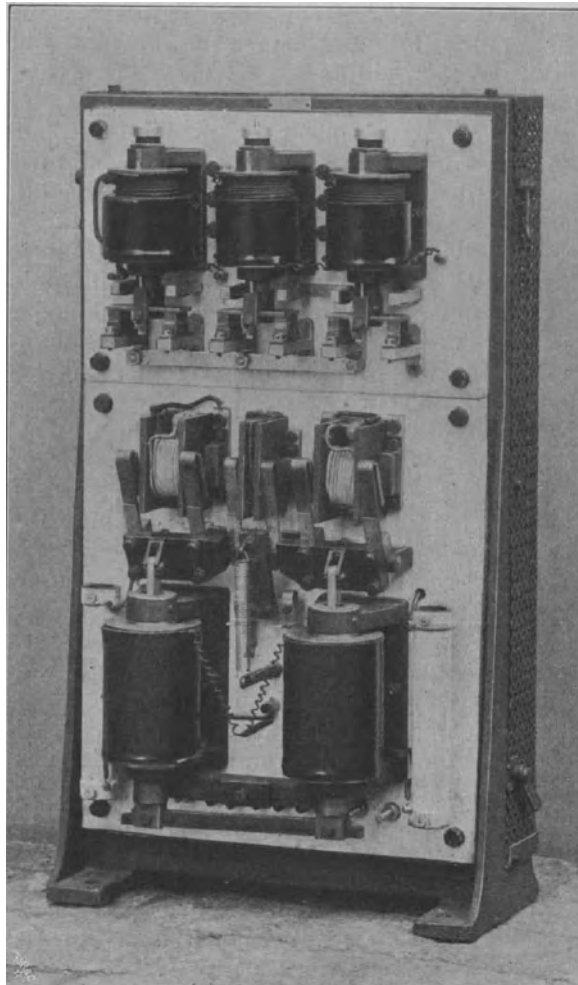


Fig. 371.

Am Hauptumschalter liegen, wie im Schema, Fig. 370, die sechs Stromschliesser 39-38, 26-27, 28-29 in einer Reihe, von denen die beiden äussersten rechts und links an die Leitung 33 angeschlossen sind, je der zweite links und rechts den Strom vom positiven Netzdraht aufnimmt und von den beiden mittleren der linke zum Nebenschluss, der rechte zur Bremse gehört. Die Hebelarme der kleinen Wechselkontakte 34-35 und 10-11 sind auf der Schalterdrehachse nach unten gerichtet befestigt, so dass beim Schliessen der oberen Kontakte von den unteren 34-35 geschlossen und 10-11 geöffnet werden. Neben den grossen Spulen des Hauptumsehalters sind die Emaillercylinder für die Parallelwiderstände der Umschaltspulen sichtbar.

Das ganze Bild gewährt einen klaren Einblick, wie gedrängt und übersichtlich sich der Selbstanlasser mit magnetischer Steuerung selbst im Vergleich

mit den bis dahin üblichen, weit weniger vollkommenen Anlassern mit vorwiegend mechanischen Steuertheilen baut.

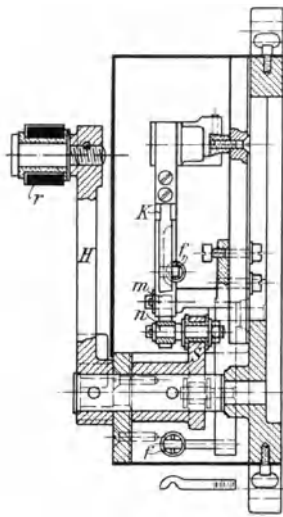


Fig. 372.

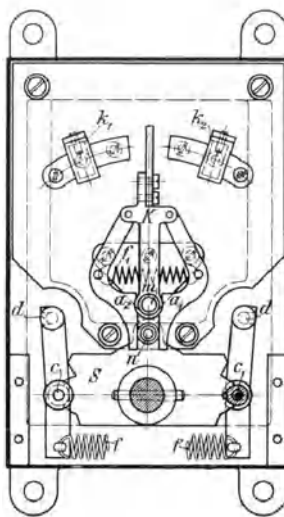


Fig. 373. 1:4

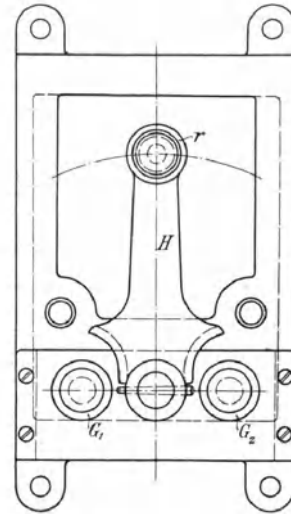


Fig. 374.

Figur 372 bis 374 und 376 veranschaulichen die Ausführung der am Schalt-schema nur als doppelarmige Stromschlusshebel angedeuteten Stockwerkschalter im Schacht. Der nach aussen mit einer Anlaufrolle *r* in die

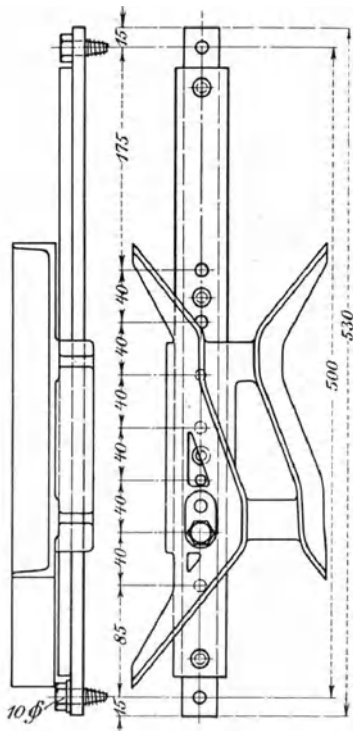


Fig. 375. 1:6.

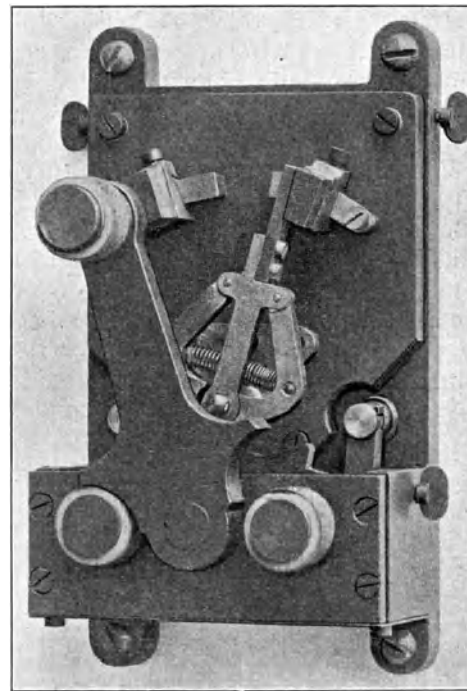


Fig. 376.

Fahrbahn der Kabine hineinragende Hebel *H* wird beim Eintreffen des Aufzuges im Stockwerk von der gusseisernen Leitbahn, Fig. 375, erfasst, aus der jeweiligen Lage zunächst in die Mittelstellung und, falls der Auf-

zug weiterläuft, durch ein zweites, symmetrisch zum ersten angebrachtes Kurvenstück in die entgegengesetzte Lage umgesteuert, wie im Schaltschema angedeutet ist, um die beiden Steuerstromkreise unterhalb und oberhalb der Fahrzelle durch die Stockwerkschalter für die Druckknopfwirkung zu trennen und sinngemäss in sich zu ordnen.

Die Kurvenstücke, Fig. 375, werden zweimal nach demselben Modell abgegossen und an der Aussenwand der Fahrzelle übereinander auf zwei getrennten, seitlich gegeneinander versetzten Flacheisen verstellbar derart festgeklemmt, dass beide Kurvenstücke um 180° gegeneinander gedreht mit ihren langen Anlaufhörnern einerseits nach rechts oben, andererseits nach links unten weisen, und die Mittellinien der einander zugewandten gleichlangen Einlaufhörner zusammenfallen.

Im Stockwerkschalter selbst wirkt eine Druckscheibe S auf der Achse von H mit Zickzackeinschnitten an den gegenüberstehenden Aussenkanten in Verbindung mit den um d drehbaren und durch eine gemeinsame Spiralfeder f zusammengezogenen Rollenhebeln c , Fig. 373, als Schnappstellscheibe, welche sowohl in der gezeichneten Mittellage, wie in den beiden entgegengesetzten Schräglagen durch die Spannfeder festgehalten wird und bei gewaltsamer Drehung selbstthätig in die benachbarte Stellung einspringt, sobald die Grenze der Sperrung überschritten ist.

Die Schnappstellscheibe S überträgt ihre sprungweisen Drehungen durch eine Druckrolle n auf den Stromschlusshebel K , der seinerseits in eigenartiger Weise ebenfalls als Schnappschalter ausgebildet ist und zu dem Zweck zwei seitlich, wie die Arme eines Centrifugalregulators angelenkte und durch eine Spannfeder f_1 zusammengezogene Arme a_1 und a_2 trägt, die in der Ruhelage beiderseits das Drehauge m des Kontakthebels K umklammern und in ihrer weiteren Verlängerung nach unten auch noch die Druckrolle n gabelförmig umschliessen.

Dreht sich die Schnappstellscheibe S beispielsweise dem Uhrzeigersinn entgegen nach links, so drängt die Rolle n zunächst den Kontaktbelarm a_2 nach links, während K und a_1 anfangs noch in ihrer Ruhelage verharren, bis mit zunehmender Spannung der Feder f_1 der Gleichgewichtszustand gestört wird und dann plötzlich der Kontakthebel K nach rechts gegen das Stromschlussstück k_2 herumschnappt, also die Lage im photographischen Bild, Fig. 376, einnimmt. In gleicher Weise erfolgt die Rückkehr in die Mittellage sprungweise mit federnder Sperrung. Die Gegenkontakte k_1 und k_2 können auf ihren Stromleisten verschoben und eingestellt werden. Die mit Gummiringen überzogenen Anschlagbolzen G_1 und G_2 dienen zum Abfangen des Hebels H .

Die Druckknöpfe, Fig. 377 und 378, unterscheiden sich in der Weise, dass Fig. 377 die Bauart der Stockwerkknöpfe wiedergibt, welche den

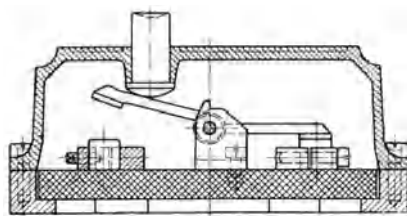


Fig. 377. 1:3.

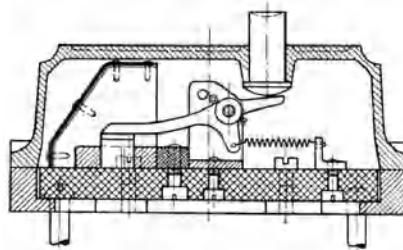


Fig. 378. 1:3.

Schaltwechsel einleiten und deshalb mit zwei Kontaktarmen ausgerüstet sind, von denen der eine unter dem Druckknopf liegt und für gewöhnlich durch eine um seine Drehachse gewundene Drahtfeder geöffnet gehalten wird, der

andere dagegen, Fig. 378, als Nothschalter in der Fahrzelle zum Unterbrechen der Fahrt an beliebiger Stelle dient und deshalb mit einfachem einarmigen Kontakthebel ausgerüstet ist, um beim Niederdrücken des Knopfes den Stromkreis zu öffnen. Wird der Aufzug durch den Nothschalter angehalten, so kann er jederzeit, falls nicht sonstige Betriebshindernisse vorliegen, wie bei der Stigler-Steuerung durch einen der Stockwerkdruckknöpfe wieder in Betrieb gesetzt und nach einem beliebigen Ziel gefahren werden.

Die gusseisernen Gehäuse der Stockwerkdruckknöpfe tragen, wie bereits erwähnt, auf dem Deckel die Stockwerknummern, der Nothschalter die einfache Aufschrift „Halt“

Die Thürkontakte, Fig. 379 bis 382, bestehen aus zwei konachsial gegenüber in einem Porzellanklotz verschiebbar gelagerten und federnd abgestützten Druckknöpfen, deren Stromschluss beim Schliessen der Thür durch

Eindringen eines keilförmig verjüngten Druckbolzens erfolgt, der seinerseits mit Gewinde in eine Porzellanfassung eingesetzt und eingekittet ist, die zu ihrer Befestigung am anderen Ende einen Bleipropfen mit Holzschraube trägt.

Fig. 379.

Fig. 380.

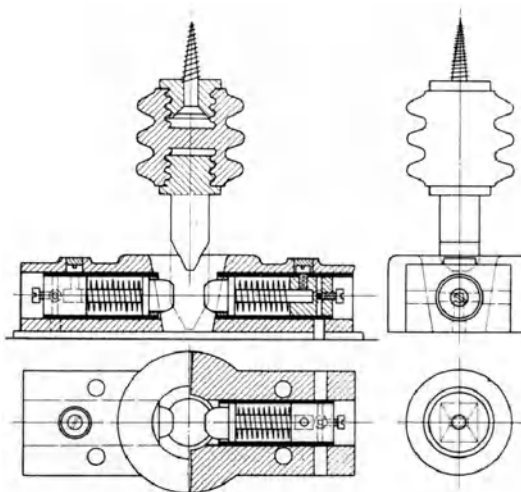


Fig. 381.

1:3

Fig. 382.

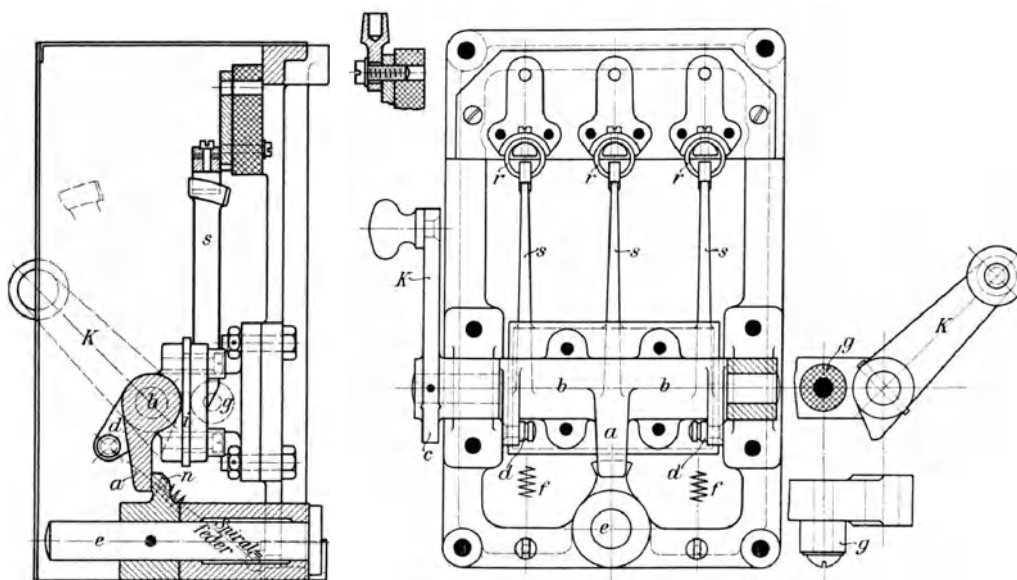


Fig. 383.

Fig. 384. 1:4.

Der Nothschalter, Fig. 383 u. 384, im Schaltschema, Fig. 370 mit *N*, bezeichnet, befindet sich in der Ausführung am Windengestell und wird durch Gelenkkette oder Hebelübersetzung einerseits von einem der bekannten mechanischen Kopierwerke der Aufzugsfahrt, — vergl. Bd. I, Fig. 344 oder Taf. 20, Fig. 2, mit Textfigur 416 bis 420 Bd. I — beim Überschreiten der äussersten zu-

lässigen Fahrgrenzen, sowie andererseits beim Auftreten von Schlappseil sofort nach etwaigem Fangen der Kabine in Thätigkeit gesetzt, um den Motor abzustellen.

Auf die von der Winde in der vorstehend angedeuteten Weise be-
thätigte Drehachse *e*, Fig. 383 u. 384, ist eine Nase *n* aufgestiftet, welche

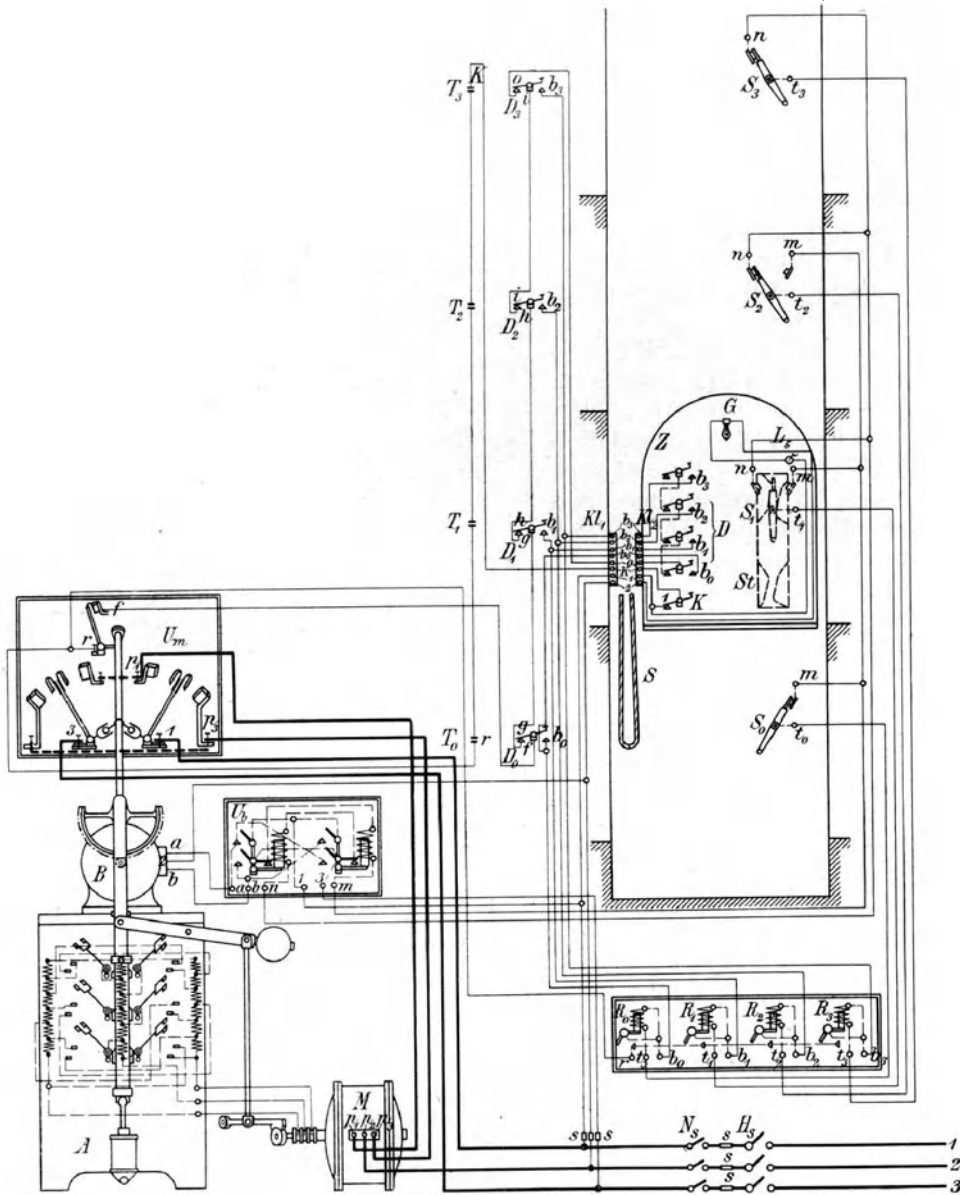


Fig. 385.

nach rechts oder links aus ihrer Mittellage gedreht den Gegenanschlag der dreiarmigen Stromschlusshebel *s* freigiebt, worauf diese sofort unter der Einwirkung der Spiralzugfedern *f* aus den Röhrenfederkontakten *r* herausgerissen werden. Die dreipolige Unterbrechung mit dem Anschluss des mittleren Kontaktes an die Leitung zum Anlasser und des rechten an den Stromkreis des Bremsmagneten ist nothwendig, weil das Abstellen des Motors allein diesen noch kurze Zeit als Generator auf die Wicklung des Brems-

magneten arbeiten lassen und dadurch das Einfallen der Bremse verzögern würde. Aus demselben Grunde muss auch der Hauptumschalter des Motors mit einem besonderen Ausschalter für den Bremsmagneten versehen werden. Zur Erklärung des Schnappschalters selbst ist noch zu bemerken, dass die aus Siliciumbronze bestehenden Schaltarme mit einer gemeinsamen Platte aus einem Stück hergestellt, unter Zwischenlage einer Stabilitätscheibe *i*, mit einem Gegenstück *b* aus Siliciumbronze verschraubt sind, das ausser den Armen *d* für die Spiralfedern und dem Sperranschlag *a* in der Mitte, an den Enden mit angedrehten Zapfen in kleinen gusseisernen Lagerböcken drehbar, auf dem linken Kopf die aufgestiftete Stirnkurbel *K* trägt. Diese Kurbel dient dazu, den Nothschalter wieder in seine betriebsfähige Schlusslage zurückzulegen, sobald der Aufzug mittelst der Winde in die regelrechten Fahrgrenzen zurückgeholt oder nach dem Fangen die Seile wieder ordnungsmässig straff gezogen sind. Ausserdem begrenzt der Kurbelarm auch durch seinen kurzen Schwanz *c* den Ausschnappwinkel, indem der Schwanz beim Herumschnellen gegen den seitlich am Lagerbock angebrachten Anschlag mit Gummiring *g* anprallt.

Druckknopfsteuerung für Drehstrom. Die vorstehend erörterten Grundgedanken verwerthet Schuckert auch für Aufzüge mit Drehstrom im Schaltschema, Fig. 385. Insbesondere sind die Stockwerkschalter, Stockwerksmagnete und Druckknöpfe ebenso gebaut und geschaltet wie für Gleichstrom, weil sie nur mit einphasigem Strom gespeist werden. Dagegen wird der Umkehranlasser mittelst eines Drehstrommotors mit wenigen Umläufen, nach Art der Bremsmotoren, Fig. 167 bis 169, S. 204, bedient, der im übrigen hier auch gleichzeitig zum Lüften der Bremse und, in Verbindung mit einem Glycerinkatarakt, zum Zurückführen des Anlassers in seine Mittellage dient. Da aber diesem Hilfsmotor Dreiphasenstrom zugeführt werden muss, können die Stockwerkschalter ihn nicht unmittelbar einrücken, sondern erregen zunächst nur einen der beiden Einphasenmagnete *n* oder *m* eines kleinen Umschalters *U_b* und schliessen hierdurch den Hilfsmotor entsprechend der jeweils nothwendigen Drehrichtung an das Drehstromnetz an.

Anlassvorrichtung mit Knopfsteuerung für Einphasenmotoren von Aufzügen.

D. R. P. 124481 der Otis Elevator Company Limited in London.

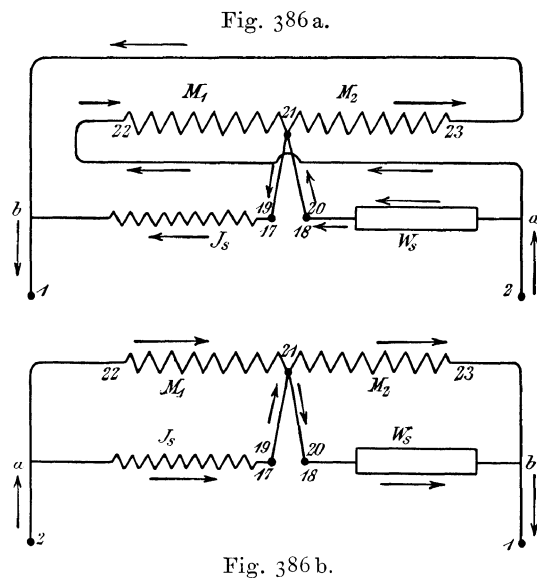
Den Wechsel der Schaltung für einphasige asynchrone Induktionsmotoren mit Wechselstrom, welche zum belasteten Anlaufen durch eine künstliche Verschiebung der Netzphase in einem Theil der Primärwicklung zunächst als Zweiphasenmotoren geschaltet werden müssen und erst im Beharrungszustande unter Last einphasig weiterlaufen, vermittelt Otis durch die mechanische Einwirkung eines Centrifugalregulators — D. R. P. 114 127 — auf die verschiedenen Leitungsverbindungen des Motorstromkreises.

Die vorübergehende zusätzliche Kunstphase wird durch eine Induktionsspule erzeugt, welche beim Anlassen im Nebenschluss zur Primärwicklung des Motors liegt und eine relative Phasenverschiebung der Ströme in den beiden Hälften der Wicklung hervorruft.

Die Primärwicklungen im Ständer des Motors sind derart hintereinander geschaltet, dass die Nebenschlusszweige der Stromzuführung in ihrer Mitte münden, die beiden Enden aber unmittelbar am Netz liegen, so dass der Motor beim Unterbrechen des Nebenschlusses mit seiner ganzen Wicklung einphasig arbeitet. Diese Unterbrechung zum Ausschalten der phasenverschiebenden Induktionsspule bewirkt der Regulator durch seinen Ausschlag bei der Umlaufzahl des beginnenden Beharrungszustandes. Beim Abstellen des Motors sinkt der Regulator mit der abnehmenden Umlaufzahl wieder zusammen und überlässt die Nebenschlusskontakte der Wirkung von Federn.

die sie in die Anfangslage zurückführen, um sie in der erforderlichen Dienstbereitschaft für die nächste Auffahrt zu halten.

Zum Verständniss der elektrischen Vorgänge in der Anlaufperiode dienen die beiden vereinfachten Schaltschemen Fig. 386 a und 386 b für Auf- und Niederfahrt. Hierin bedeuten M_1 und M_2 die beiden hintereinander geschalteten Hälften der vom Netz gespeisten Primärwicklung des Motors mit den beiden Endpolen 22 und 23 und dem mittleren Vertheilungspol 21, J_s eine Induktionspule, W_s einen kräftigen, induktionlosen Widerstand, 1 und 2 die Klemmen der beiden Netzdrähte, zwischen denen der Generatorstrom durch den Motor in der Periodenfolge des Wechselstromes von 2 nach 1 und wieder von 1 nach 2 pulsirt. Die beiden Schaltungen für Auf- und Niederfahrt unterscheiden sich dadurch voneinander, dass in Fig. 386 a W_s und M_1 in der Parallelverzweigung des Netzdrahtes 2, und J_s mit M_2 parallel zu einander im Netzdraht 1 liegen, während in Fig. 386 b



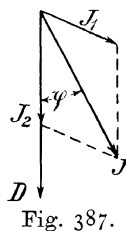
J_s mit M_1 und W_s mit M_2 verbunden sind. Den Wechsel vermittelt ein weiter unten zu beschreibender, vom Schacht aus elektromagnetisch gesteuerter Umschalter.

Für den Vergleich werde angenommen, dass in beiden Fällen die Generatorstromwelle sich im Sinne der Pfeile von 2 nach 1 bewegt. Die umgekehrte Stromwelle erzeugt dieselbe Wirkung.

Der Netzstrom gelangt in Fig. 386 a von 2 über den Motorpol 22 in die Primärwicklung M_1 und gleichzeitig durch die Abzweigung bei a durch den induktionlosen Widerstand W_s über die geschlossenen Kontakte 18-20 nach 21, wo sich beide Zweige

hinter der Wicklung M_1 wieder vereinigen.

Um die Phasenverschiebung zwischen der Primärspule M_2 und der Induktionspule J_s , Fig. 386 a, zu ermitteln, denke man sich in Fig. 387 die zwischen den Punkten 21 und b, Fig. 386 a, herrschende Spannung durch D dargestellt. Vernachlässigt man die geringe Phasenverschiebung zwischen D und dem Strom J_2 der Primärspule M_2 und berücksichtigt nur die erhebliche Phasenverschiebung, welche der Strom J_1 der Induktionspule J_s durch deren Selbstinduktion erleidet, so stellt sich in Fig. 387 der resultirende Netzstrom J unter dem Phasenverschiebungswinkel φ dar. Auf der Strecke von a nach 21 gabelt sich der Netzstrom J in zwei Zweige und geht einerseits durch die Primärspule M_1 , andererseits durch den induktionlosen Widerstand W_s , ohne dass hierbei eine wesentliche Phasenverschiebung zwischen den beiden Stromzweigen auftritt.*) Hier-



nach würde nur die Phasenverschiebung φ zwischen den beiden Primärspulen M_1 und M_2 für den zweiphasigen Anlauf des Motors zur Verfügung stehen. Dasselbe gilt für die andere Schaltung, Fig. 386 b, und der Phasen-

*) Der Zweck dieser Gabelung und der Einschaltung des Widerstandes W_s ist in der Patentschrift nicht angegeben und auch nicht ohne weiteres ersichtlich. Vergleiche dagegen die Anlassvorrichtung von Oerlikon, Fig. 137 u. 138, mit der anders gewählten Anordnung der Widerstände und den hierfür, S. 140, gegebenen Erklärungen.

unterschied hängt nur von dem Widerstand der Primärspulen und dem Widerstand und Selbstinduktionskoeffizienten der Induktionsspule J_s ab.

Diese Werthe sind so zu wählen, dass man möglichst angenähert die günstigste Phasenverschiebung von 90° für einen Zweiphasenmotor erreicht.

Die Ausführung weist noch eine kleine Abweichung von der vorstehenden Beschreibung auf, indem die bisher als getrennt betrachteten Drähte 20-21 und 19-21 durch einen einzigen mit gemeinsamer Kontaktbrücke 19-20, Fig. 388, für die Zweigleitungskontakte 17-18 ersetzt sind. Es wird jedoch hierdurch nichts an den vorstehenden Betrachtungen geändert.

Das Schaltschema, Fig. 386 b, für Niederfahrt ergibt sich in noch etwas übersichtlicherer Form, als Fig. 386 a, und ist daher an Hand des vorstehenden Gedankenganges mit den eingezeichneten Stromlaufpfeilen ohne weitere Erklärung verständlich. Durch die umgekehrte Verbindung von M_1 mit J_s und M_2 mit W_s vertauschen sich hier, im Vergleich zum ersten Fall, auch die Phasenverschiebungen von M_1 und M_2 , oder relativ betrachtet, eilt im einen Fall die Phase der Spule M_1 in der Stromlaufrichtung der von M_2 nach, im anderen Falle vor, womit ähnlich, wie beim Dreiphasenmotor eine Umkehr des Drehfeldsinnes, also auch eine Umsteuerung des Motors selbst verbunden ist. — Vergl. S. 93.

Den Figuren ist im übrigen noch zu entnehmen, dass die Unterbrechung des Nebenschlusses durch Trennung der Stromschlussbrücke 19-20 von den Kontakten 17 und 18 dem Netzstrom nur noch den Weg von der Klemme 2 nach 1 oder umgekehrt durch die ganze Magnetwicklung M_1 und M_2 von einem Endpol zum andern übrig lässt und, wie schon eingangs hervorgehoben, den Motor einphasig mit voller einheitlicher Erregung der Primärwicklung schaltet.

Fig. 388 giebt das Gesamtbild der Schaltung. Die Kontaktgruppen A und B deuten im Schema die Stromschlussstücke des Hauptumschalters an, der, in Form einer horizontal gelagerten Wippe oder eines senkrecht aufgehängten Pendelschalters, wie Fig. 346, S. 393, ausgeführt, durch seinen Ausschlag die eine oder die andere Kontaktgruppe schliesst, je nachdem er durch Erregen des Steuermagnets 40 oder 41 nach der einen oder anderen Seite angezogen wird. In der Mittellage sind sämtliche Leitungsanschlüsse nach dem Motor unterbrochen.

Zur Gruppe A gehören die Stromschlussplatte 3 des unteren Netzdrahtes 1 mit den Gegenstücken 7 und 8, sowie die Platte 4 des oberen Netzdrahtes 2 mit den Gegenstücken 9 und 10. Der Schluss dieser Gruppe durch den Steuermagneten 40 vermittelt die Auffahrt, indem der Strom aus dem oberen Netzdraht 2 im Sinne des nach rechts gerichteten Pfeiles, übereinstimmend mit dem vorangestellten vereinfachten Schaltschema, Fig. 386 a, über 4-10 zum Motorpol 22, dann durch M_1 bis zum Vertheilungspol 21 läuft und sich hier mit seinem anderen über 4-9, den

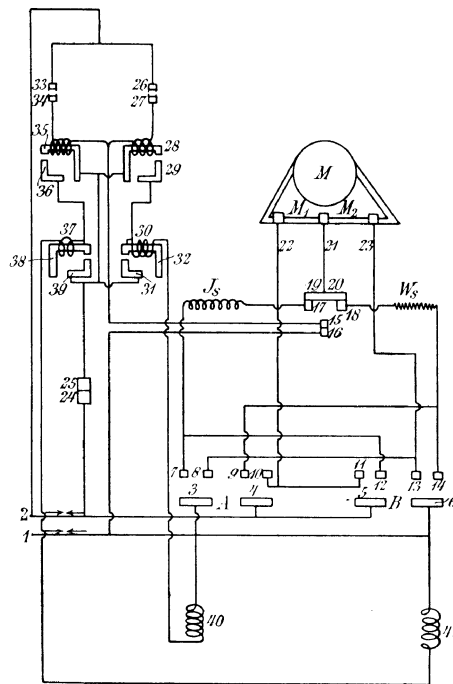


Fig. 388.

Widerstand W_s durch die geschlossene Kontaktbrücke 17, 18, 19, 20 geführten Zweige wieder vereinigt. Vom Motorpol 21 fließt der Strom abermals in zwei Zweigen weiter, theils über dieselbe Kontaktbrücke durch die Induktionspule J_s und 7-3 nach dem Netzdraht 1, theils durch die zweite Hälfte M_2 der Primärwicklung nach dem Endpol 23 und über 8-3 unmittelbar nach 1.

Wird der Steuermagnet 41 erregt und damit die Kontaktgruppe B für die Niederfahrt geschlossen, so nimmt der Strom, übereinstimmend mit dem Schaltschema, Fig. 388, aus dem Netzdraht 2 in zwei Zweigen durch 5 seinen Weg nach dem mittleren Motorpol 21, theils über 11 direkt nach dem Pol 22 und weiter durch die Primärwicklung M_1 zwischen 22 und 21, theils über 12 und die Induktionspule J_s durch die Kontaktbrücke 17, 18, 19, 20. Nach seiner Wiedervereinigung gabelt er sich aufs neue, indem ein Zweig von 21 durch die Kontaktbrücke über W_s und 14-6, der andere von 21 durch die zweite Wicklungshälfte M_2 nach dem Pol 23 und von dort über 13-6 in den Netzdraht 1 gelangt.

Die vom Netz zum Erregen der Magnete des Hauptumschalters abgezweigte Steuerleitung enthält zwei Druckknöpfe mit den Stromschlusstückchen 26-27 für Auffahrt und 33-34 für Niederfahrt, einen vom Centrifugalapparat des Motors bethätigten Hilfsausschalter 15-16, den Hauptausschalter 24-25, sowie eine Reihe magnetischer Hilfskontakte, die, mittelst des Druckknopfes erregt, den Stromschluss der Steuerleitung für die Betriebsdauer selbstthätig vermitteln und aufrecht erhalten, um den Druckknopf gleich wieder freigeben zu können.

Beim Schliessen der Druckknopfkontakte 26-27 läuft der Strom vom oberen Netzdraht 2 durch die kleine Magnetspule 28 und den vom Centrifugalregulator bethätigten, im Beginn des Anlassens noch geschlossenen Kontakt 15-16 zur unteren Leitung 1. Der Magnet 28 zieht seinen Anker 29 an und stellt damit von der Netzleitung 2 einen neuen Stromweg über 24-25 und einen zu 28-29 gehörigen, nunmehr geschlossenen Kontakt nach der Spule 30 her, der in 1 mündet, nachdem er die Steuermagnetspule 40 durchflossen und dadurch den Motorumschalter für Auffahrt eingestellt hat. In der Steuerleitung selbst ruft aber die Erregung der Spule 30 auf magnetischem Wege auch noch zwischen 31 und 32 Kontaktschluss hervor und lässt den Steuerstrom aus dem Netz vom oberen Draht 2 durch 24-25 über 31-32 unmittelbar vor der Spule 30 eintreten, von wo er, wie zuletzt, durch die Umschalerspule 40 nach dem unteren Draht 1 gelangt und den Kontakt 31-32 selbstthätig geschlossen hält.

Nach Herstellung dieses selbstthätigen Dauerkontaktes kann der Druckknopf freigegeben werden, weil der von ihm durch die Spule 28 beherrschte erste Kontakt zwischen 28 und 29 entbehrlich geworden ist. Ausserdem wird aber auch der Stromschluss 15-16 überflüssig und kann schon im Beginn des Motoranlaufes vom Centrifugalregulator geöffnet werden, um schliesslich beim Übergang in den Beharrungszustand mit der vollen Umlaufzahl durch den Regulator auch noch die Kontaktbrücke 17, 18, 19, 20 zu öffnen und den Motor einphasig zu schalten.

Die Benutzung des Druckknopfes 33-34 leitet in der gleichen Reihenfolge durch die symmetrisch angeordneten Organe des anderen Zweiges der Steuerleitung den Motoranlauf für Niederfahrt mit der Erregung des Umschaltermagnets 41 und der einzelnen Zwischenmagnete ein.*)

In beiden Fällen wird der Motor durch Öffnen des Schalters 24-25

*) Die Steuermagnete 40 u. 41 können gleichzeitig als Lüftmagnete einer Stoppbremse benutzt werden, weil derartige Bremsen genau solange gelüftet gehalten werden müssen, wie der Motor unter Strom steht, und mit dem Abstellen des Motors in Wirkung treten. Vergl. für eine derartige Ausführung das D. R. P. 114 127 von Otis, S. 439.

abgestellt, der sämtliche Magnetspulen der Steuerleitung stromlos macht, also auch den Hauptumschalter in seine Mittellage zurückschnellen lässt und mittelbar den Motorstrom unterbricht.

Der Schalter 24-25 kann von Hand geöffnet werden, ist dann aber für jede neue Fahrt auch wieder von Hand zu schliessen. Wendet man statt dessen einen selbstthätigen Schalter an, wie den in Fig. 342 des D. R. P. 105486 von Otis S. 390 für Stockwerkeinstellung, so lässt sich auch das Zweiknopfsystem für Auf- und Niederfahrt durch einen einzelnen Druckknopf für jedes Stockwerk ersetzen und auf beliebig viele Stockwerke anwenden. Dabei ist zu beachten, dass die selbstthätige Schalttrommel beim Einfahren in das Ziel nur den Steuerstrom für das betreffende Stockwerk unterbricht, aber für alle übrigen Stockwerke leitungsfähig ist.

Der Hilfskontakt 15-16 sichert dadurch, dass er im offenen Zustande die Knopfleitung unterbricht die Aufzugsteuerung gegen widerstreitende Einflüsse der Druckknöpfe, die sonst vorkommen könnten, wenn während des Betriebes ein anderer Knopf in einem beliebigen Stockwerk gedrückt wird. Während es aber bei der Knopfsteuerung für Gleichstrommotoren D. R. P. 105486, S. 390, genügt, die Knopfleitung auf elektrischem Wege mit Beginn des Motoranlaufes zu unterbrechen und umgekehrt beim Abstellen des Motors durch das Abfallen aller Magnetanker die ursprüngliche Verbindung in der Steuerstromleitung wieder herzustellen, ist dies Hilfsmittel für Einphasenmotoren nicht ausreichend. Eine solche Anordnung ermöglicht, unter Umständen den Motor sofort nach dem Abstellen seines Stromes, während er noch nicht zur Ruhe gelangt ist, auf den verschiedenen Leitungswegen der selbstthätigen Schalttrommel durch einen der inzwischen bereits wieder wirkungsfähig gewordenen Druckknöpfe nach einem neuen Fahrziel zu steuern. Für Gleichstrommotoren hat dies nur die Störung zur Folge, dass der Fahrstuhl nicht in dem zunächst beabsichtigten Stockwerk hält, sondern dem neuen Steuerkommando gehorcht und entweder weiter fährt oder umkehrt. Bei Einphasenmotoren bleibt aber der Umschalter wirkungslos. Der Motor würde bei einer so zufällig, gerade im Beginn der Auslaufperiode eintretenden Umsteuerung, im Widerspruch mit dem neuen Steuerkommando, in der bisherigen Fahrriehtung weiterlaufen, falls das Kommando nach dem Konstruktionsplan der umgekehrten Richtung entspricht. Der Motor wird erst wieder in der Zweiphasenperiode umsteuerbar.

Um eine derartige betriebsgefährliche Verwirrung zu vermeiden, betätigt Otis den Hilfskontakt 15-16 nicht elektrisch, sondern durch den Regulator derart, dass er sich erst im letzten Stadium der Auslaufperiode des Motors wieder schliesst, nachdem sich die Zweiphasenkontakte 17, 18, 19, 20 bereits vorher geschlossen haben, und verriegelt diese Kontakte sogar noch durch den zuletzt einschnappenden Hilfskontakt. Hierdurch wird auch für die Anlaufperiode die richtige Reihenfolge gesichert, dass sich zuerst der Hilfskontakt des Anlassapparates wieder öffnet und ihm die Zweiphasenkontakte mit zunehmender Motorgeschwindigkeit nachfolgen.

Die im Innern der Motorbremsscheibe *S* drehbar gelagerten Pendelklötze *K* des Centrifugalregulators, Fig. 389 bis 391, S. 438 drängen durch ihre Winkelarme die Schubstifte *C* beim Anlaufen des Motors nach aussen gegen eine längsverschieblich auf der Welle angeordnete Schleifringscheibe *E*, deren Schleifring mit zwei Schildzapfenschrauben im Steuerhebel *P* hängt. Der Steuerhebel schwingt um seinen Tragzapfen *D* und überwindet, ebenfalls nach links ausweichend, den Gegendruck der Widerlagfeder *F* einer an seinem Kopf angeschlossenen Zugstange *Z*, die ihrerseits auf den Winkelhebel *H* für die Zweiphasenkontakte 17, 18, 19, 20 und mittelbar durch ihn auf den übergreifenden Hakenhebel *N* für den Hilfsanlasskontakt 15-16 einwirkt.

Die Konsolplatte für die Hebellager ist am Gehäuse des zum Motor gehörigen Schneckengetriebes der Aufzugwinde befestigt.

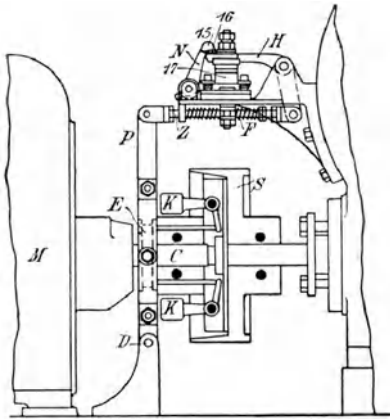


Fig. 389.

Beginnt der Centrifugalregulator zu wirken, so drängt der Hebel *H* zuerst den Hakenhebel *N* zur Seite und öffnet den Hilfskontakt 15-16, während die Zweiphasenkontakte 17, 18, 19, 20 durch ihre Unterlagfedern noch kurze Zeit geschlossen bleiben, bis die wachsende Centrifugalkraft die Feder *F* mehr und mehr zusammenpresst und auch diese Kontakte sich zur Zeit des beginnenden Beharrungszustandes trennen.

Fig. 390.

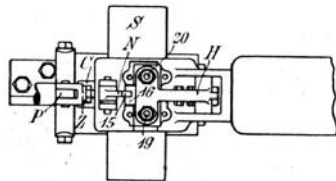
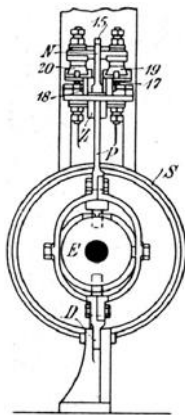


Fig. 391.

Anlaufstrom liegt. Der Anlaufstrom steigt hierbei nur etwa auf das Doppelte des regelrechten Betriebstromes, aber diese Wechselstromreihenmotoren haben andererseits für Aufzugbetrieb den Nachtheil starker Tourenschwankungen bei wechselnder Belastung — in Grenzen von etwa 700 bis 2000 minutlich — und erfordern nach dieser Richtung besondere Schutzmassregeln.

Stigler baut, um die Umlaufschwankungen auf die Grenzen 950 bis 1000 zu beschränken, einen Geschwindigkeitsregulator ein, der auf einen besonderen,

Die Stromschlussstücke 15-16 der Knopfsteuerung sind an der Unterfläche der Haken-nase von *N* und auf dem Rücken der Spitze des wagerechten Hebelarmes von *H* isolirt derart angebracht, dass eine Spiralfeder auf der Achse von *N* die Kontakte in der gezeichneten Lage fest zusammenpresst. Der wagerechte Arm von *H* trägt auf einer von unten gegengeschraubten Platte die Stromschlussstücke 19 und 20 der Zweiphasenkontakte und presst sie unter Einwirkung der Feder *F* gegen die darunter liegenden, auf der Konsolplatte federnd abgestützten Kontaktklötze 17 und 18.

Umgekehrt drängt die Feder *F* in der Abstellperiode, mit sinkender Regulatorkraft, die Stromschlussplatte 19-20 auf ihren Sitz zurück, lässt aber den Hakenhebel *N* zum Schliessen des Hilfskontaktes 15-16 erst am Ende der Auslauferperiode des Motors über den Hebel *H* einschnappen.

Hiermit sind alle Bedingungen des Schalt-schemas erfüllt, aber die Lösung der Aufgabe zeigt, dass auch eine so erfahrene Firma, wie Otis, zu verwickelten Anordnungen greifen muss, um einphasige Induktionsmotoren mit Wechselstrom, die nur mit einer Kunstphase anlaufen, für den Aufzugbetrieb überhaupt brauchbar zu machen.

Dazu kommt der störend grosse Strom-verbrauch solcher Motoren für die Anlaufperiode.

Stigler zieht bei einphasigem Wechselstrom die ohne Kunstphase anlaufenden, sogenannten Kollektormotoren mit Reihenschaltung zwischen Feldmagnet- und Ankerwicklung vor, wie sie Ganz, Helios, Creusot u. a. bauen, und deren Hauptvorzug in dem kräftigen Anzugmoment bei erheblich geringerem

vom Anlasswiderstand unabhängigen Regulirwiderstand einwirkt, und verwendet im übrigen für die Steuerung sein D. R. P. 124043, oder die ursprünglich für Gleichstrommotoren entworfene Konstruktion, S. 405, mit einphasig gewickelten Brems- und Steuersolenoiden.

Ein anderer beachtenswerther Ausweg besteht darin, dass man da, wo nur Einphasenstrom zur Verfügung steht, wenigstens grössere Aufzuganlagen nicht direkt mit dem Wechselstrom betreibt, sondern das gemischte elektrisch-hydraulische System anwendet, d. h. die Aufzüge hydraulisch baut und nur die Presspumpen für die Druckwasserbehälter durch Elektromotoren in Bewegung setzt. Verwendet man hierfür Einphasenmotoren mit Reihenschaltung, so ist die Zunahme der Geschwindigkeit bei raschem, durch gesteigerten Aufzugbetrieb eintretenden Druckabfall sogar erwünscht. Die Motoren fallen kleiner aus, als bei direktem Antrieb, und laufen dafür mit seltenerer Unterbrechung. Die Anlassvorrichtungen vereinfachen sich und vermindern durch seltenere Inanspruchnahme den zusätzlichen Gesamtstromverbrauch für die Anlaufperioden. Dazu kommen die Vorzüge der hydraulischen Aufzüge hinsichtlich der wesentlich einfacheren und sanfteren Steuerung, die ihnen selbst bei Gleichstrom auch heute noch eine ausgedehnte Anwendung sichern, trotzdem sich der gemischte Betrieb theurer stellt als der rein elektrische.*)

Der Gefahr des Durchgehens der Motoren beim etwaigen Abfallen oder Reißen des Riemens, lässt sich, wenn darauf Gewicht gelegt wird, durch einen einfachen Centrifugalregulator begegnen, der den Hauptausschalter im Gefahrfall herausreisst.

Gemeinsame Steuersolenoiden für Umschalter und Stoppbremse mit Knopfsteuerung bei Aufzugmotoren mit Wechselstrombetrieb.

D. R. P. 114127 von Otis.

Die Bedingung, dass im Aufzugbetrieb gleichzeitig mit dem Anlassen des Motors die Stoppbremse gelüftet werden muss, und umgekehrt beim Abstellen des Motors wieder einfällt, kann durch ein gemeinsames Solenoidpaar für den Umschalter und die Bremse des Motors erfüllt werden, um den meist gesondert eingebauten Elektromagneten für den Bremshebel zu ersparen. Fig. 392 bis 396, S. 440 u. 441, veranschaulichen eine derartige Ausführung von Otis für Einphasenmotoren, die nach dem D. R. P. 124481, S. 433, als Zweiphasenmotoren angelassen werden und erst im Beharrungszustande mit Einphasenstrom arbeiten. Der Umschalter erfordert nach der Beschreibung S. 435 u. f. für den Zweiphasenstrom vier Stromschlussstücke, deren Leitungen für Vor- und Rücklauf miteinander vertauscht werden.

Im übrigen ist vorausgesetzt, dass die Solenoiden durch einen Stockwerkschalter mit Einknopfsystem erregt werden — vergl. D. R. P. 105486, S. 390, — dessen Anordnung je nach der Fahrstuhlstellung mit einem einzigen Knopf für jedes Stockwerk selbstthätig das Steuersolenoid des Umschalters für die Auffahrt einschaltet, wenn der Aufzug unterhalb des Stockwerkes steht, oder den für die Abwärtsfahrt, wenn sich das Coupé zur Zeit in irgend einem höheren Stockwerk befindet.

Über den beiden Steuersolenoiden S_1 und S_2 für Auf- und Abfahrt liegen wagerecht gelagert die zugehörigen Stromschaltwippen a und b , die vorn je zwei federnd nachgiebige Kontakte 1-2 und 3-4 zum Erregen

*) Die Weltfirma von Stigler in Mailand lieferte im Jahre 1901 noch ungefähr ebenso viel gemischte Anlagen, wie rein elektrische.

der Solenoide und am hinteren Wipparm die vier Stromschlusstücke 5, 6, 7, 8, bzw. 9, 10, 11, 12 der Zweiphasenschaltung des Motors tragen.

Im Ruhezustande sind die Kontakte der Bremssolenoide durch das Gewicht der nach abwärts auf die Schaltwippen einwirkenden Bremsgestänge *c d*

Fig. 392.

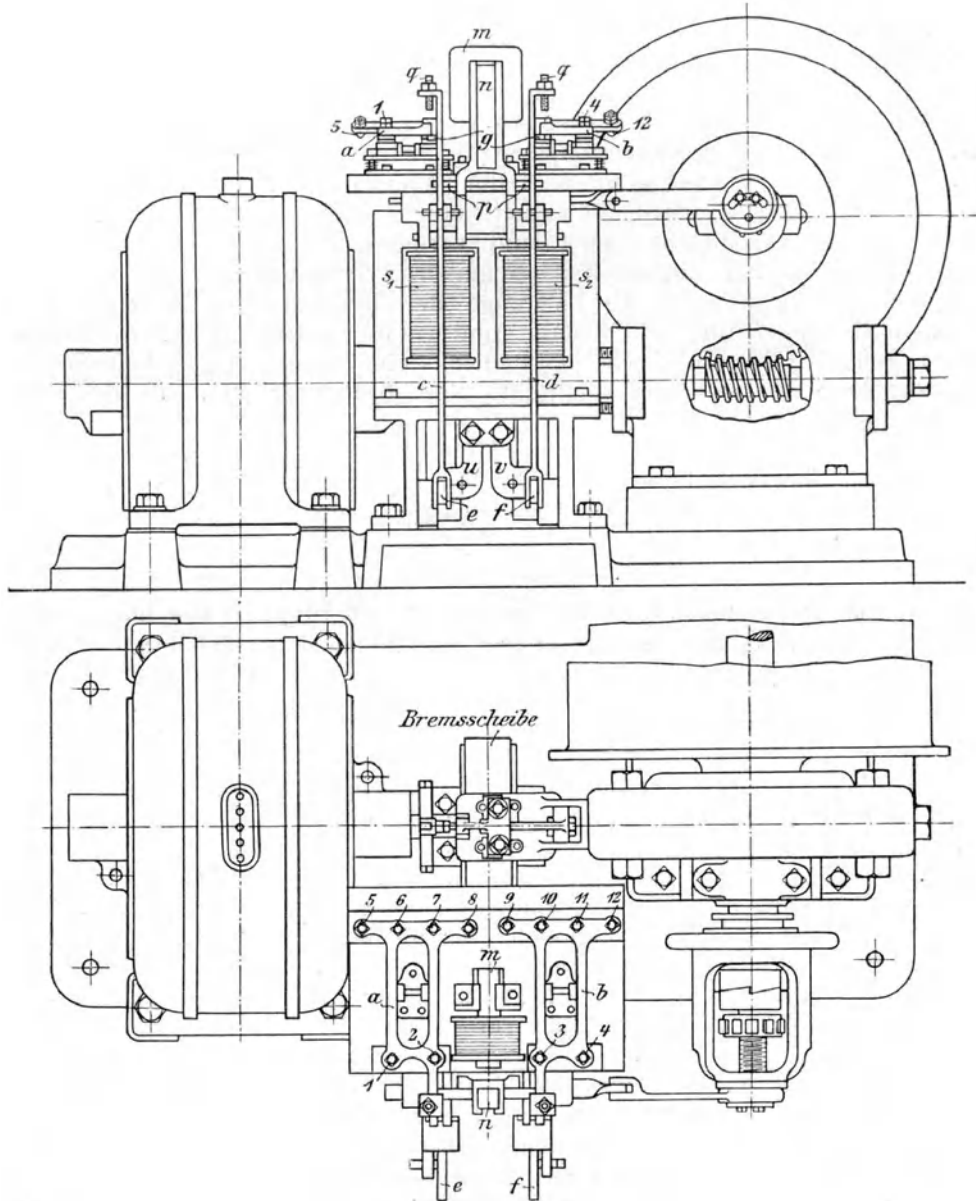


Fig. 393.

geschlossen und die Stromschlusstücke für den Motor geöffnet. Die Bremse selbst ist gespannt. Sobald durch die Druckknopfleitung im Fahrchacht dem Solenoid S_1 oder S_2 Strom zugeführt wird, zieht es seinen Kern nach oben und lüftet den zugehörigen Bremshebel *e* oder *f*, der auch die angeschlossene Stange *c*, bzw. *d* in die Höhe schiebt und durch den Stangenstift *g* die zugehörige Schaltwippe vorn anhebt, ihren hinteren Arm dagegen

niederdrückt. Diese Bewegung unterbricht den Steuerstrom im Solenoid und schliesst dafür den Motorstromkreis, indem gleichzeitig eine unter Federdruck stehende Klinke *h*, Fig. 396, unter die Schulter *i* des Stangenausschnittes einspringt und die Schaltlage mit gelüfteter Bremse für die Fahrdauer sichert.

Die Anordnung ge-

währt ausser der verminderten Solenoidzahl den beachtenswerthen Vortheil, dass der Steuer magnet für die Doppelwirkung, statt während der ganzen Fahrt nur einen Augenblick, während der Dauer des Knopfdruckes, erregt wird, und abgesehen von der Stromersparniss auch das lästige brummende Geräusch, welches Elektromagnete mit Wechselstrom im allgemeinen hervorrufen, durch die kurze Dauer so gut wie ganz beseitigt wird.

Beim Abstellen des Motors wird die Sperrklinke *h* durch Erregung eines geeignet in den Stromkreis eingeschalteten kleinen Magneten *m* ausgelöst, dessen Anker *n*, auf dem Klinkenzapfen *o* drehbar, durch einen Mitnehmerstift *p* die Klinke *h* zurückzieht.

Der Bremshebel durchfällt die erste Strecke frei, bis die Stellschraube *q* im Kopf der Stange *c* auf den vorderen Wipparm des Umschalters niederfällt, dadurch die Motorkontakte plötzlich öffnet und die Stromschlussstücke des Steuersolenoids zur Bereitschaft für eine neue Fahrt wieder schliesst.

Die wechselweise Thätigkeit der beiden Steuer solenoiden S_1 und S_2 erfordert eine besondere Anordnung der Bremshebel,

um beide unabhängig voneinander unter dem Steuereinfluss des zugehörigen Hubsolenoids in gleicher Weise auf das Lüften der Bremse einwirken zu lassen, während der andere ruht, und zu verhindern, dass sich die Hebel unabhängig vom Solenoid durch die Umfangsreibung der Brems scheibe selbstthätig lüften können.

Das Bremsband ist am einen Ende mit einer Spannvorrichtung *t* an den geradlinigen Hebel *e* angeschlossen; das andere Ende ist mit dem Winkel-

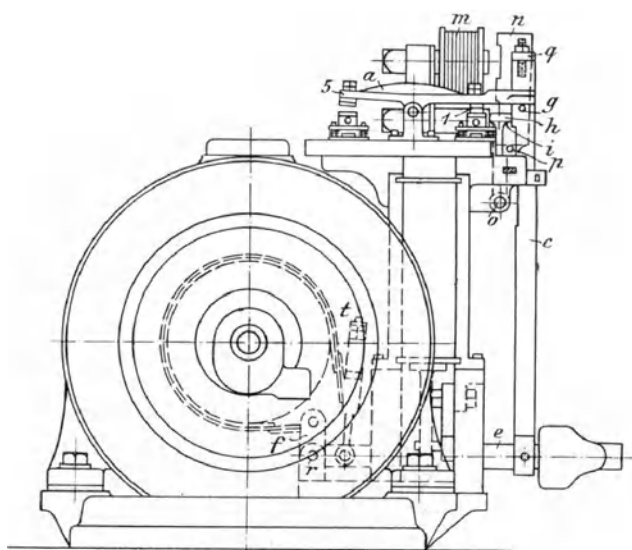


Fig. 394.

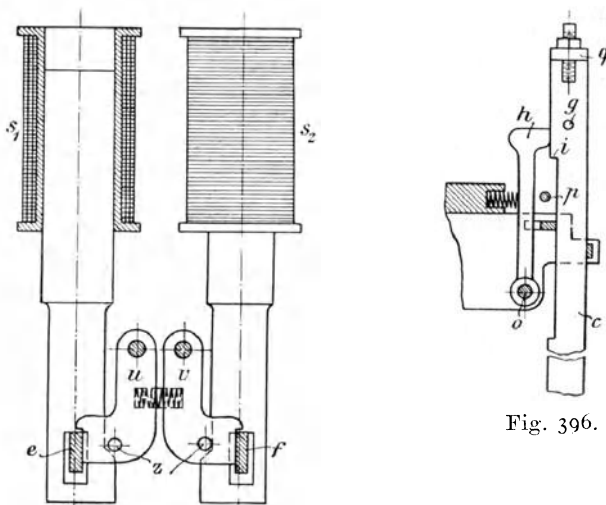


Fig. 395.

Fig. 396.

arm des Hebels f , Fig. 396, verbunden. Beide Hebel sitzen nebeneinander lose auf dem gemeinsamen Drehzapfen r , so dass sich das Band beim Anheben des einen oder anderen belasteten Spannhebels um den gleichen Betrag lüftet, wenn die Hebel durch die Spannvorrichtung in der Ruhelage auf gleiche Höhe eingestellt sind. Der tote Hebelgang im Schlitz der Solenoidanker, Fig. 395, belastet die Anker erst, nachdem sie auf einem kurzen freien Hubweg den Widerstand ihrer eigenen Beschleunigung überwunden haben.

Zum Schutz gegen die willkürliche Selbstbeweglichkeit der Hebel unter dem Einfluss der Umfangsreibung des Bandes in der Bremsperiode, die je nach der wechselnden Laufrichtung den einen oder den anderen Hebel zu lüften sucht, und damit die Bremswirkung in Frage stellen würde, dienen die Zwillingssperrklinken u und v , Fig. 395, die, in der Ruhelage durch eine zwischengespannte Spiralfeder auseinandergedrängt, mit den Nasen ihrer Winkelarme über beide Hebel fortgreifen und nur wechselweise durch das jeweilig thätige Solenoid ausgelöst werden können, indem der aufsteigende Solenoidkern mit einer Leitbahn den Anschlagstift z der benachbarten Klinke zur Seite drängt und dadurch die Verriegelung des anderen Hebels noch fester schliesst. Jede selbstthätige Hubbewegung der Hebel erhöht die Sperrwirkung der Fallen.

L. Drahtstützen und Stromabnehmer.

Für alle Lauf- und fahrbaren Drehkrane wird der Strom aus dem Netz durch Schleif- oder Rollenkontakte den Motoren der ortsveränderlichen Maschinen zugeführt, nur bei den fahrbaren, sogenannten Kanonenwinden und bisweilen auch bei Portal- und einigen anderen Hafenkranen, die ihren Standort nur auf kurze Entfernungen wechseln, begnügt man sich mit Steckkontakten, deren Anschlusskasten in der Erde oder am Mauerwerk benachbarter Gebäude untergebracht werden und die Verbindung mit den Hebemaschinen durch schlauchartige Kabel herstellen.

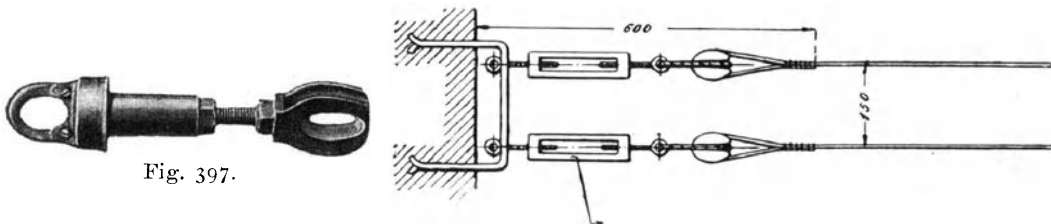


Fig. 397.

Fig. 398.

Die Hauptleitungen von der Centrale pflegt man im Freien in der Regel oberirdisch und in Gebäuden in der Höhe der Kranbahn oder darüber zu legen. Freigespannte Drähte verlangen für Stützweiten über 15 m Zwischenstützen, die dann meist in Abständen von 5 bis 10 m eingebaut werden. Zum Spannen und Regeln der Durchhängung verwendet man Spannschlösser, Fig. 397 bis 399.

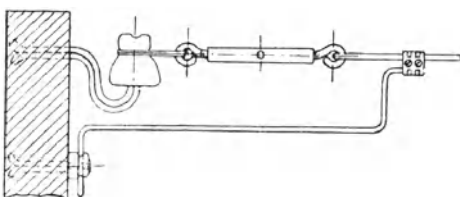


Fig. 399.

Das Spannschloss der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin, Fig. 397, ist zum Einhängen in einen festen Wandhaken bestimmt und durch seinen Stabilitkopf isolirt. In der Bauart, Fig. 398, bewirken eiförmige

Porzellankugeln, in deren Rillen sich die Drahtschleifen einlegen, die Isolirung. Ihre Anwendung ist auf überdachte Räume beschränkt, weil Regenniederläge auf der Porzellanoberfläche eine leitende Verbindung mit der Befestigungsschlinge herstellen können. Fig. 399 entspricht einer Ausführung von Siemens & Halske, welche die Porzellanglocke auch durch einige Kettenlieder mit voller Isolationsumwicklung ersetzen, die sie zwischen Spannschloss und Leitungsdraht einschalten.

Fig. 400 bis 403 veranschaulichen die verschiedenen üblichen Formen der Leitungstützen nach dem Katalog der A. E. G., von denen die beiden ersten für nebeneinanderliegende, die beiden letzten für übereinanderliegende Leitungen bestimmt sind und, wie ersichtlich, der Halter, Fig. 400, den Draht in der bei Strassenbahnen üblichen Weise von oben fasst. Die Stütze, Fig. 403, in Form einer halben Porzellanrolle, gestattet die gedrängteste Anordnung übereinanderliegender Drähte und ist deshalb vor allem für Bühnendrähte beachtenswerth, welche den Strom an die Laufkatze abgeben.

Von oben gehaltene Leitungen erfordern federnd von unten angepresste Stromabnehmer, um den Kontakt auch in den Befestigungspunkten zu vermitteln, wo der Draht sich nicht durch sein Eigengewicht auf den darunter durchlaufenden Stromabnehmer niedersenken kann. Will man auch hier ungefederte Kontakte verwenden, so sind zwei in genügendem Abstand hintereinander anzuordnen, so dass mindestens einer sich auf der Durchgangsstrecke des Drahtes befindet.

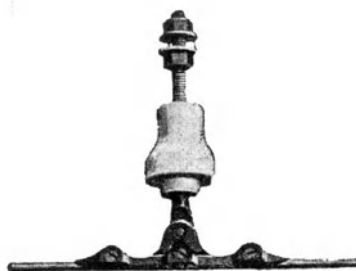


Fig. 400.



Fig. 401.



Fig. 402.



Fig. 403.

Für alle von unten gestützten Arbeitsdrähte verwendet man feste Stromabnehmer, die auf ihrem ganzen Wege von dem darüber gespannten Draht belastet werden und über die etwas tiefer angebrachten Zwischenstützen frei fortwandern, indem sie den Draht vorübergehend ausheben und in einiger Entfernung wieder zurücksinken lassen.

Die Stromabnehmer für Laufkrahne werden entweder mit Rollen- oder mit Schleifkontakten, und meist für 150 bis 200 Ampère gebaut. Erstere nützen den Arbeitsdraht weniger ab, letztere halten den Draht durch Abstreifen von Staub und Verunreinigungen während des Betriebes selbstthätig rein und liefern daher auf die Dauer eine etwas bessere Überleitung. Der grössere Verschleiss der Schleifkontakte wird durch die auch für die Rollachsen verwendete Schmiere aus Vaseline und Graphit erheblich vermindert. Der Verbrauch dieser Schmiere ist so gering, dass die Füllung einer passenden Aussparung im Gleitschuh für lange Betriebszeiten ausreicht und nur selten der Erneuerung bedarf.

Der Abstand der einzelnen Arbeitsdrähte von einander in senkrechter oder wagerechter Richtung hängt vom Platzbedarf der Stützen und Stromabnehmer, sowie von der Spannung ab. Er schwankt im allgemeinen zwischen 120 und 200 mm und kann bei Leitungen ohne Zwischenstützen unter Umständen bis auf 60 mm beschränkt werden.

Für Arbeits- und Kontaktdrähte werden gewöhnlich Broncedrähte von

98% Leitfähigkeit des reinen Kupfers und 46 kg/qmm Bruchfestigkeit in Stärken von 6 bis 10 mm gewählt.

Fig. 404 veranschaulicht einen Stromabnehmer von Lahmeyer für Hauptleitungen mit schräg gerichteter federnd angespresster Rollenstange, nach Art der Stromabnehmer von Strassenbahnen, und Fig. 405 einen senkrecht durchfedernden Abnehmer mit horizontaler Drehachse auf den Isolationsglocken von der A. E. G., der sich auch etwas schräg einstellen kann.

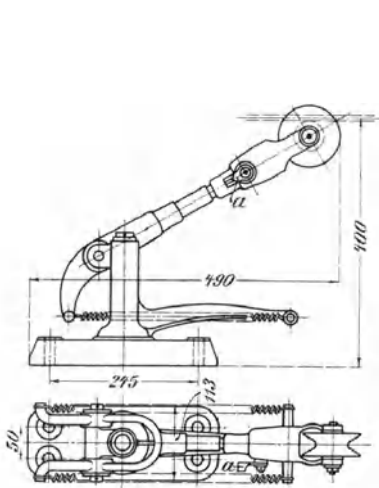


Fig. 404.

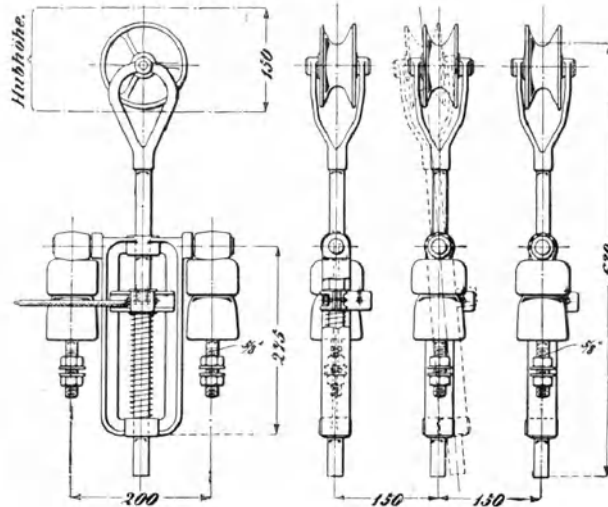


Fig. 405.

Fig. 406 entspricht einer Ausführung der Union E. G. mit wagerecht angeordneten, ebenfalls federnd angespressten Kontaktrollen für Leitungen, die auf der Innenseite der Fahrbahnträger verlegt sind.

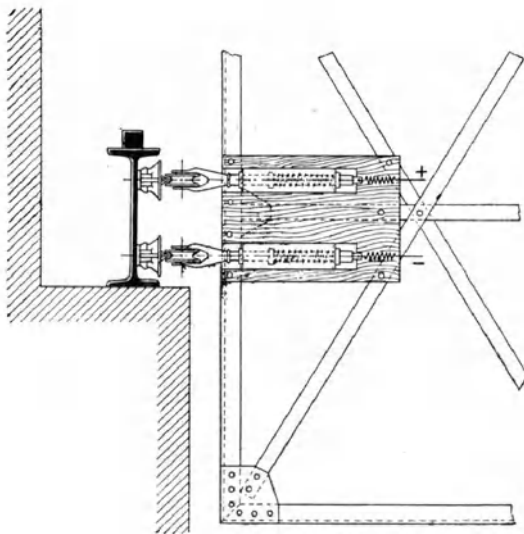


Fig. 406.

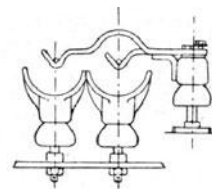


Fig. 407.

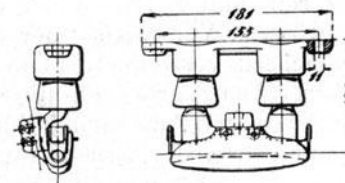


Fig. 408.

Bilder einfacher Schleifkontakte für nebeneinanderliegende Drähte geben Fig. 407 von Siemens & Halske und Fig. 408 von der A. E. G.

Fig. 409 ist ein Schleifkontakt für übereinanderliegende Drähte und die Bauart, Fig. 410, der A. E. G. stellt einen Rollenkontakt dar, der durch

die Aufhängung des Rollengehäuses an einem Charnirbolzen des Isolationsbockes sowohl für neben- wie für übereinanderliegende Drähte eingestellt werden kann.

In Fig. 411 bis 414 sind verschiedene Gesamtanordnungen von Stützen und Stromabnehmern mit Massangaben nach den Modellen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin skizzirt. Fig. 411 bezieht sich auf Leitungen ohne Zwischenstützen.

Alle blanken Leiter sind möglichst geschützt gegen zufällige Berührung zu verlegen, also möglichst an den Innenflächen der Stege von Laufbahn-

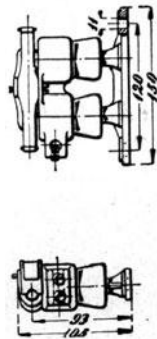


Fig. 409.

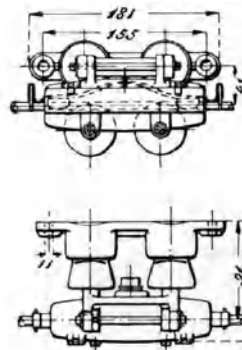


Fig. 410.

trägern, vor allem für die Katzen. Ausserhalb der Kontaktstrecken ist vollkommener Schutz durch Umhüllung mit Bergmannrohren dringend anzurathen.

Die Stromabnehmer für Drehkranne werden vorwiegend nach Fig. 415, S. 446, mit übereinander isolirt auf der Krahnssäule angeordneten Schleifringen und radial von aussen angepressten Stromfingern ausgeführt, indem man die Bürstenhalter am drehbaren Obergestell anbringt und im

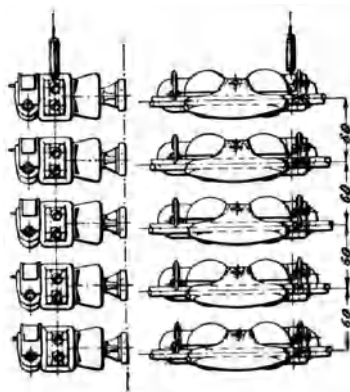


Fig. 411.

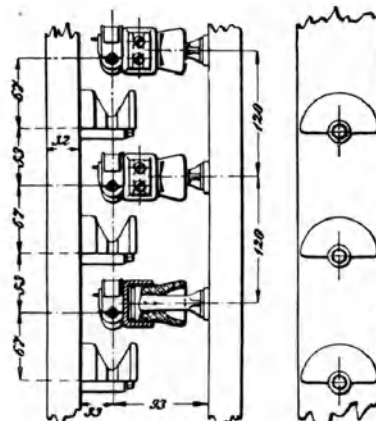


Fig. 412.

übrigen die Stromfinger selbst durch Federn anpresst, die in der Skizze nicht angedeutet sind.

Der Ort der Anbringung der Schleifringe und Bürsten wechselt nach der Bauart der Kranne und ist vor allem so zu wählen, dass alle Theile leicht gereinigt und nachgesehen werden können. In der Skizze, Fig. 415, muss also der Krahnkopf zwischen den Halslagerträgern von vorn oder hinten zugänglich sein.

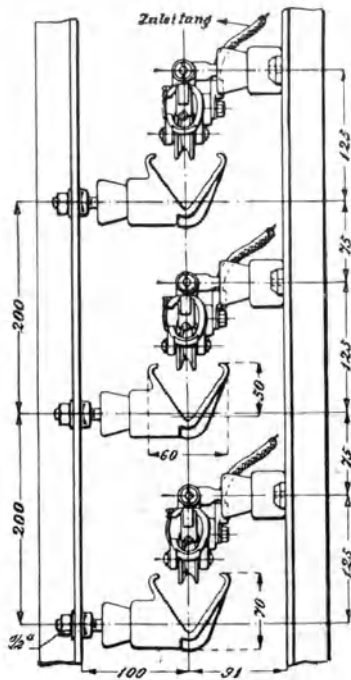


Fig. 413.

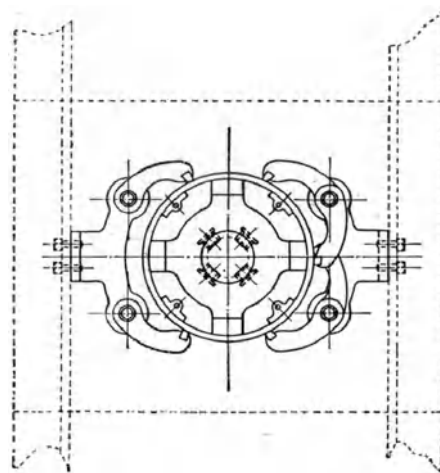
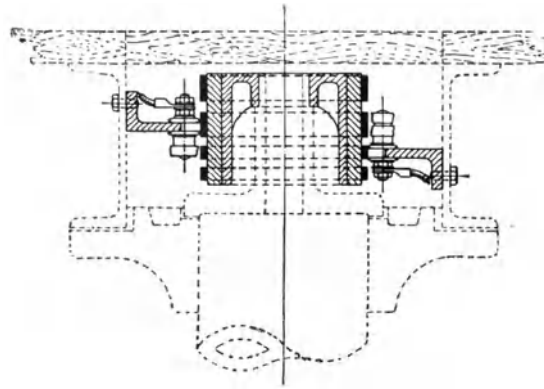


Fig. 415.

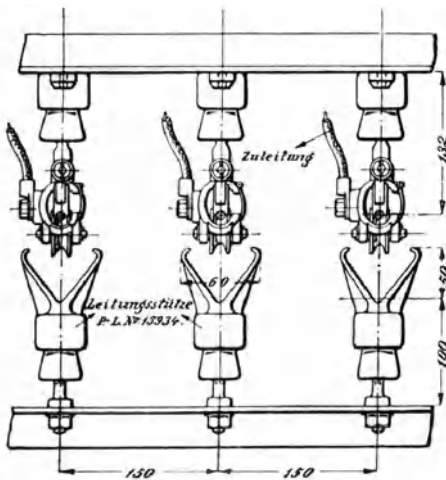


Fig. 414.

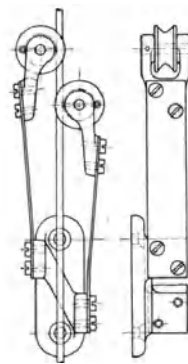


Fig. 416.

Die Textfiguren zum Velocipedkrahnen der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetman, Taf. 48, mit zugehöriger Beschreibung in Bd. I, liefern ein Beispiel für concentrisch in einer Ebene liegende Schleifringe, das zeigt, wie auch unter solchen Verhältnissen die freie Zugänglichkeit vollständig gewahrt werden kann.

Erdanschlusskasten für fahrbare Dreh- und Portalkrahnen bestehen im wesentlichen aus einem gusseisernen Gehäuse mit angegossenen Muffen im unteren Theil, in welche die Erdkabel wasserdicht eingegossen werden,

und einem angeketteten Deckel, an dessen Stelle für den Betrieb ein passender Kontaktstößel eingesetzt wird.

Wandanschlusskasten für denselben Zweck werden so ausgebildet, dass man die Vorderwand als Verschlussklappe benutzt und das Erdkabel von unten einführt. In beiden Fällen empfehlen sich Schutzvorkehrungen, welche die Stromunterbrechung vor dem Herausnehmen des Kontaktstößels an eine andere Stelle verlegen und zufälliges Herausreißen des Krahnkabels während des Betriebes verhindern.

Stromabnehmer für Aufzüge. Fig. 416 stellt die Form der Stromabnehmer dar, welche Lahmeyer für die senkrecht gespannten Drähte in Aufzugschächten wählt, um durch die doppelseitige Berührung der Kontaktarme, welche entweder, wie gezeichnet, mit Rollen oder auch nur mit kleinen Schleifschuhen ausgerüstet werden, den Stromschluss zu sichern, falls die Drähte nicht vollkommen geradlinig gespannt sind. Die Kontaktarme bestehen aus schwachen Stahlblattfedern.

Sechster Abschnitt.

Hebemaschinen mit Treibkolben.

Die einfache, geradlinige Bewegung eines Druckkolbens kann entweder unmittelbar oder auch mittelbar, unter Verwendung von Ketten und Seilen, in der Weise zum Lastheben benutzt werden, dass der ganze Lastweg während eines einfachen Kolbenhubes zurückgelegt wird. Übersetzungen zwischen dem Kolbenhub und der Förderhöhe lassen sich einschalten, wenn die Last an Ketten oder Seilen hängt. Zum Unterschied von den gewöhnlichen Kolben mit mehrfachem oder stetigem Hubspiel und angeschlossenem Kurbelmechanismus, bezeichnet man die Kolben, welche Lasten ohne Unterbrechung der eigenen Laufrichtung aufwärts ziehen oder treiben, als „Treibkolben“. Als bewegende Kräfte kommen hierfür Wasserdruck, Luftdruck und Dampfdruck in Betracht.

A. Hebezeuge mit Druckwasserbetrieb.

1. Allgemeines über Hebezeuge mit Druckwasserbetrieb.

Von allen Hebezeugen mit Treibkolben sind die mit Druckwasserbetrieb am vielseitigsten ausgebildet und am weitesten verbreitet. Sie lassen sich sowohl in der gedrängten Form tragbarer Wagenwinden, wie auch als Krane und Aufzüge ausführen, und gestatten grosse einheitliche Betriebsanlagen für den Last- und Güterverkehr auf Bahnhöfen, an Häfen, in Speichern, Kaufhäusern und Fabriken.

Da im Hinblick auf die nothwendige Druckhöhe nur ausnahmsweise das erforderliche Druckwasser natürlichen Gefällen oder Sammelbehältern entnommen werden kann, gehört zum Betriebe hydraulischer Hebezeuge fast immer ein Druckpumpwerk.

Die gewöhnliche Druckpumpe, in Verbindung mit einem Übersetzungskolben, d. h. die bekannte, schon 1796 von Bramah erfundene hydraulische Presse, bildet die einfachste Form der Druckwasserhebezeuge und wird als sogenannter hydraulischer Hebebock oder als Daumenkraft nicht selten an Stelle der früher besprochenen Wagenwinden verwendet. Die starke Übersetzung, welche die hydraulische Presse bei entsprechend grossen Querschnittsunterschieden zwischen dem Pumpen- und dem Arbeitskolben in gedrängten Gesamtabmessungen liefert, gestattet, solche Hebezeuge für grosse Lasten mit geringem Eigengewicht herzustellen, die sich leicht an den Gebrauchsort schaffen und jederzeit von Hand mit dem Pumpenhebel in Betrieb setzen lassen. Das selbstthätige Druckventil bildet gleichzeitig die selbstthätige Sperrvorrichtung für die gehobene Last; zum Senken bedarf es nur eines von Hand zu bedienenden Ausflussventiles, um die Füllung

des Lastcylinders mit beliebig regelbarer Geschwindigkeit entweichen zu lassen. Die günstigen Übersetzungsverhältnisse der hydraulischen Presse sind ausser für tragbare Hebezeuge auch in einzelnen Fällen noch für schwere Krähne mit kleiner und mittlerer Hubhöhe, theilweise in Verbindung mit Dampf- oder elektrischem Betrieb für die Pumpen ausgenutzt, wenn die Anforderungen an die Geschwindigkeit der Lasthebung dazu führen. Wesentlich wichtiger und zahlreicher, als die vorstehend angedeuteten Konstruktionen, sind aber die Ausführungen, bei denen die Druckpumpe nicht unmittelbar mit dem Lastcylinder verbunden ist, sondern zwischen beiden ein Behälter zum Aufspeichern des Druckwassers eingeschaltet wird, damit sich die Hebe Maschinen, unabhängig von dem jeweiligen Pumpenbetrieb, benutzen lassen. Dadurch, dass Wasser in einem Hochdruckbehälter, die zum Hinaufpumpen verbrauchte Nutzarbeit in Gestalt einer jederzeit wieder verfügbaren Druckwassersäule für den Betrieb von hydraulischen Arbeitsmaschinen aufspeichert, gewinnt man den Vortheil, die Leistungsfähigkeit der Betriebspumpe von dem zeitweiligen Arbeitsverbrauch der hydraulischen Hebewerke unabhängig zu machen und nur der mittleren Druckwasserentnahme anzupassen. Dieser Vortheil tritt gerade bei Hebe Maschinen in den Vordergrund, weil sie im allgemeinen nur zum Lastheben Wasser verbrauchen und ganz abgesehen von der Zeit zum Senken, zum Heran- und Fortschaffen der Lasten, meist auch nur vorübergehend in vollem Betrieb stehen. Erwägt man ferner, dass sich eine grössere Anzahl verschiedener Maschinen an eine gemeinsame Leitung ohne wesentliche Kraftverluste anschliessen lässt, dass es nur des Öffnens eines Hahnes, eines Ventiles oder eines Einlasschiebers bedarf, um die einzelnen Hebewerke in Gang zu setzen, dass einfache Steuerapparate genügen, um nach Belieben das Wasser in den Treibcylinder ein- oder austreten zu lassen oder abzusperrern, so besitzt man in dem Steuerapparat gleichzeitig das erforderliche Sperr- und Bremswerk, und kann jede Maschine, unabhängig von der anderen, durch eine gemeinsame Kraftquelle betreiben.

In diesen verschiedenen Verhältnissen wurzelt die Überlegenheit des hydraulischen Systems für grössere Anlagen, gegenüber gewöhnlichen Winden mit Wellen oder Seiltransmission, und nur der elektrische Betrieb ist auch hier erfolgreich in den Wettbewerb eingetreten. Selbst für die Anlage einzelner Aufzüge kann der hydraulische Betrieb noch mit Vortheil ausgeführt werden, wenn ein gesonderter Motor aufzustellen ist, weil die Betriebsmaschine in Verbindung mit einem Druckwasserbehälter kleiner ausfällt, als wenn sie auf irgend eine andere Weise den Aufzug unmittelbar in Thätigkeit zu setzen hat. Aber auch diese Anlagen treten mehr und mehr in den Hintergrund, seitdem zahllose elektrische Centralen den Anschluss einzelner Aufzüge an ein vorhandenes Kabelnetz ermöglichen.

Die Verhältnisse treten am klarsten aus einem vergleichenden Zahlenbeispiel zu Tage.

Nehmen wir an, dass es sich bei einer Speicheranlage mit zwei Aufzügen für je 1000 kg Nutzlast und 20,5 m Förderhöhe und mit einem Krahn für 1500 kg und 11 m Hubhöhe um die Entscheidung handelt, ob Schneckenwinden, Stirnräderwinden oder hydraulischer Betrieb angewendet werden sollen, so würde sich für die Forderung, dass mindestens ein Aufzug gleichzeitig mit dem Krahn vollbelastet benutzt werden kann, und dass man sich bei den Schnecken- und Räderwinden für die Aufzüge mit 0,3 m, für die Krähne mit 0,2 m Fördergeschwindigkeit begnügt, die Rechnung wie folgt gestalten:

a. Für selbsthemmende Schneckentriebwerke darf im Hinblick auf den vorhandenen Rücktriebiemen das Fahrstuhlengewicht, einschliesslich der

halben Nutzlast, ausgeglichen werden. Der Wirkungsgrad der Maschinen ist zu etwa 0,4 anzunehmen und somit der Arbeitsaufwand des Aufzuges

$$\frac{500 \cdot 0,3}{75 \cdot 0,4} = 5 \text{ PS,}$$

der des Krahnens $\frac{1500 \cdot 0,2}{75 \cdot 0,4} = 10 \text{ PS.}$, zusammen 15 PS.

b. Für Räderwindtriebwerk muss der Aufzug etwa 150 kg unausgeglichenes Übergewicht der leeren Förderschale behalten, der Krahn 50 kg tote Hakenbelastung, um flotten Rücklauf zu sichern. Mit 0,75 Wirkungsgrad verbraucht der Aufzug $\frac{1150 \cdot 0,3}{75 \cdot 0,75} = 6,13 \text{ PS,}$

$$\text{der Krahn } \frac{1550 \cdot 0,2}{75 \cdot 0,75} = 5,5 \text{ PS.}$$

Die zugehörige Betriebsmaschine würde also mit $\sim 12 \text{ PS}$ ausreichend stark bemessen sein.

c. Entscheidet man sich bei dem hydraulischen Entwurf für 50 Atmosphären Betriebsdruck = 500 m Druckwassersäule, und schätzt den Wirkungsgrad der Maschinen auf 0,7, eine Annahme, die selbst bei einer Übersetzung mit 10 fachem Faktorenrollenzug und 2 Leitrollen noch erfüllt wird, so erhalten wir mit denselben Übergewichten für den selbstthätigen Rücklauf, wie bei den Räderwinden, den Wasserverbrauch des Aufzuges für jeden Hub

$$\frac{1150 \cdot 20,5}{0,7 \cdot 500} \sim 67 \text{ ltr.,}$$

und den des Krahnens für jeden Hub $\frac{1550 \cdot 11}{0,7 \cdot 500} \sim 49 \text{ ltr.}$

zusammen rund 116 ltr., wofür zum Ersatz etwaiger Wasserverluste und wegen des erforderlichen Überschusses, den die anfängliche Lastbeschleunigung verbraucht, 125 ltr. in Rechnung gestellt werden mögen.

Steigert man die Fördergeschwindigkeit für den Aufzug auf 0,5 m in der Sekunde, um den Vorzug der hydraulischen Anlage voll auszunutzen, so erfordert jeder Hub ~ 40 Sekunden, und im günstigsten Falle würde bei reichlich 2 Minuten zum Auf- und Absetzen der Last, alle drei Minuten der Aufzug wieder benutzt werden können. Dieselbe Zeitdauer ist für den Krahn anzunehmen, dessen Hubgeschwindigkeit, mit Rücksicht auf die geringere Hubhöhe, vorsichtshalber gemässigt werden muss. Ferner beansprucht hierbei auch das Schwenken Zeit.

Somit hat die Betriebspumpe in 3 Minuten einen Wasserbedarf von 125 ltr. mit 500 m Druckhöhe zu decken und verbraucht hierzu, bei 0,85 Gütegrad,

$$\frac{125}{3} \frac{500}{0,85 \cdot 75 \cdot 60} \sim 5,5 \text{ PS.}$$

Die wesentliche Beschränkung, welche hiernach die hydraulische Anlage, trotz der Annahme erheblich höherer Fördergeschwindigkeit, für die Betriebsmaschine gestattet, liegt nach den Vergleichszahlen 15, 12 und 5,5 PS auf der Hand, und die Verhältnisse gestalten sich noch weiter wesentlich günstiger für den hydraulischen Betrieb, weil die nicht berücksichtigten Krafttransmissionsverluste in den Rohrleitungen verschwindend klein sind, dagegen für Wellen- oder Seiltransmissionen der Räder- und Schneckenwinden ganz erhebliche Werthe annehmen. Die hydraulische Kraftleitung bedarf ferner keiner Wartung und verursacht keine nennenswerthen Unterhaltungskosten.

Die Gefahr des Einfrierens im Winter, welche häufig gegen hydraulische Anlagen ins Feld geführt wird, kann durch sorgfältiges Verlegen

der Rohrleitungen in frostfreie Tiefe und durch entsprechende Schutzvorkehrungen für die Strecken, welche im Freien oder in kalten Gebäuden liegen, vollkommen ausgeschlossen werden, wenn auch zugegeben werden muss, dass elektrische Leitungen mit diesen Übelständen überhaupt nicht zu kämpfen haben. Für kleine tragbare Hebezeuge pflegt man im Winter Glycerinfüllungen anzuwenden, da hier andere Schutzmittel nicht gut benutzbar sind. Für grosse Anlagen mit langen Rohrstrecken verursachen Glycerinfüllungen zu grosse Kosten, und man nimmt daher in solchen Fällen meist zur künstlichen Wärmezuführung und rechtzeitigen Entleerung der Rohre und Maschinen vor längeren Betriebspausen seine Zuflucht. Bei mässiger Kälte bieten schwacher Wasserdurchfluss in der Leitung durch kleine Cirkulationsventile und Wärmeschutzhüllen für freiliegende Rohrstrecken ausreichende Sicherheit.*)

Die hydraulischen Anlagen besitzen vor allen anderen maschinellen Betriebsweisen, gleichgiltig, ob es sich um einzelne Hebemaschinen oder um Gruppenanlagen handelt, den unbestreitbaren Vorzug einer vollkommen zwangsläufigen Abhängigkeit des Lastweges und der Lastgeschwindigkeit von der Handhabung ihrer einfachen Steuerung. So lange noch ein Tropfen Druckwasser durch die Steuerung geht, ist die volle Arbeitsfähigkeit der Maschine vorhanden, und nur die Geschwindigkeit nimmt in demselben Masse ab, wie der Durchfluss gedrosselt wird. Unter diesen Verhältnissen bleibt der Lauf der Maschine bis zum letzten Augenblick ganz in der Gewalt des Wärters, und es bietet keine Schwierigkeit, von grossen Geschwindigkeiten auf kleine überzugehen, um die Last stossfrei in genau bestimmter Höhe anzuhalten. Im Gegensatz hierzu bleibt beim Umsteuern von Riemen oder beim Abstellen von Elektromotoren die in Bewegung begriffene Last, wie wir sahen, zunächst noch sich selbst überlassen, und ihr Stillstand erfolgt mit mehr oder minder zweifelhafter Genauigkeit durch die Einwirkung eines besonderen Bremswerkes, das erst nach oder mit dem Abstellen der Betriebskraft in Thätigkeit gesetzt werden darf.

2. Konstruktionselemente der Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb.

a. Kolben- und Cylinderformen.

α. Unmittelbar wirkende Tauchkolben mit ihren Cylindern.

Von den beiden verschiedenen Kolbenarten, Tauchkolben und Scheibenkolben, werden die ersteren für hydraulische Hebezeuge gewöhnlicher Bauart mit Recht bevorzugt, weil sie der einfachen Wirkungsweise dieser Maschinen vollkommen entsprechen, und weil der kräftige Kolbenkörper, der gleichzeitig als Kolbenstange dient, sehr widerstandsfähige Konstruktionen gegen auftretende Knickkräfte liefert, eine Eigenschaft, die vor allem für schwer belastete Hebezeuge mit grossem Hub wichtig ist. Hierzu kommt, dass der Kolben frei in den Cylinder eintaucht, und dass nur der Cylinderkopf auf eine verhältnissmässig kurze Strecke ausgebohrt zu werden braucht,

*) Vor der hie und da versuchten Anwendung von Chlormagnesiumlösung, als frostsicherer Betriebsflüssigkeit, ist nach den in Magdeburg gemachten Erfahrungen dringend zu warnen, weil die Bronzetheile der Maschinen in Berührung mit ihren Eisenkörpern bei Anwesenheit von Salzlösungen galvanische Elemente bilden, die chemische Zersetzungen hervorrufen. Selbst die schwach salzhaltigen Verunreinigungen des Elbwassers haben in dieser Weise noch auf grosse Anlagen in wenigen Betriebsjahren zerstörend eingewirkt. Der Verschleiss tritt am stärksten in den Steuerorganen auf, wo die chemisch abgelösten Theile, unter den grossen Durchflussgeschwindigkeiten, auch noch mechanisch wie ein Sandstrahlgebläse tiefe Furchen ausarbeiten.

um den Kolben zu führen und die erforderliche Dichtung unterzubringen. Die Beschränkung des wasserdichten Abschlusses auf die Stopfbüchse im Cylinderkopf bietet gleichzeitig den sehr werthvollen Vortheil, dass Verschleiss und Fehler in der Dichtung sich durch Hervorquellen von Wasser aussen bemerkbar machen und sich bei geeigneter Konstruktion der Stopfbüchsen leicht beseitigen lassen. Im Vergleich hierzu sind Scheibenkolben mit dem Nachtheil behaftet, dass der Cylinder in der ganzen Länge sauber ausgebohrt werden muss, dass sie in der gewöhnlichen Bauart zwei Dichtungen, eine für den Kolbenkörper, eine zweite für die Kolbenstange verlangen, dass ferner das Schadhafwerden der Kolbendichtung im Cylinder von aussen meist nicht unmittelbar wahrgenommen wird, und Ersatzarbeiten unbequem und zeitraubend ausfallen.

Man verwendet daher Scheibenkolben vorwiegend nur für Maschinen, die doppeltwirkende Kolben verlangen, wenn sich keine andere günstigere Lösung für die Aufgabe darbietet. Diese Konstruktionsrücksichten gelten auch für die zugehörigen Druckpumpen, die in der Regel doppeltwirkend gebaut werden. Hier pflegt man nicht selten den Scheibenkolben durch zwei gekuppelte Tauchkolben mit wechselweise sich ablösender Saug- und Druckwirkung zu ersetzen.

Der schädliche Einfluss von Rost auf die Kolbendichtungen, wie auf die Lebensdauer und zuverlässige Arbeitsfähigkeit der Steuerungstheile, Ventile und Schieber, die nicht dicht abschliessen oder Risse bekommen, wenn losgelöste Rosttheile zwischen ihre Sitzflächen gelangen, wird ferngehalten, sobald man Messing, Rothguss oder Bronze für die Kolben verwendet. Der hohe Preis dieses Materials beschränkt seine Verwendbarkeit in der Hauptsache auf die kleinen, massiven Kolben der Druckpumpen. Hin und wieder findet man auch für Aufzüge dünnwandige, gezogene Messingkolben. Am verbreitetsten sind hohlgegossene, gusseiserne Kolben, die verhältnissmässig wenig Rost absetzen. Weniger günstig verhält sich Stahl, am ungünstigsten Schmiedeeisen.

Die zugehörigen Cylinder werden fast ausnahmslos aus Gusseisen hergestellt und wie die Kolben aus gleichem Material stehend gegossen, um fehlerfreien, dichten Guss zu erzielen. Stahl wird nur in Ausnahmefällen gewählt. Man begnügt sich im allgemeinen damit, die Gleit- und Führungsflächen der Kolben im Cylinder mit Rothguss auszubüchsen, um Rostschäden vorzubeugen, kleidet aber bisweilen auch den ganzen Cylinder mit einem glatt gezogenen Messingrohr zur Schonung von Scheibenkolben mit Lederleitung aus oder verkupfert Tauchkolben galvanisch. Die Futter werden mit Ringspielraum frei in den gusseisernen Cylinder eingesetzt und gedichtet, indem man den freien Ringraum, wie auf Taf. 90 in Fig. 1 angegeben, mit Cement ausgiesst. Für kleine Aufzüge mit niedrigem Druck und Scheibenkolben finden auch freistehende, gezogene Messingrohre mit aufgelötheten, schmiedeeisernen Flanschen Verwendung. Vergl. Fig. 427, S. 459.

Die nachfolgenden Beispiele erläutern verschiedene Ausführungsarten.

Fig. 4 bis 6, Taf. 76, stellen einen Aufzugkolben von Heurtebise dar, der bei 18 m Länge und 150 mm äusserem Durchmesser für 1000 kg Gesamtbelastung aus einem Messingrohr von nur 5 mm Wandstärke hergestellt ist. Der dünnwandige Treibkolben wird gegen die auftretende Knickbeanspruchung durch gusseiserne Scheiben mittelst eines schmiedeeisernen Kernrohres von 60 mm äusserem Durchmesser und 5 mm Wanddicke verstärkt, welches die Einsatzscheiben in der Entfernung der einzelnen Rohrschüsse trägt, aus denen das Messingrohr zusammengesetzt ist. Die Schüsse sind auf den Scheibenmitten stumpf zusammengestossen und die Fugen nachträglich verlöthet. Die Enden des Kernrohres werden durch eingesetzte volle Zapfen mit dem Kopf und dem Boden des Kolbenrohres

verschraubt. Die unten gegen das Kolbenrohr angelöthete Abschlusshaube soll einerseits das Eindringen von Wasser durch die Kernverschraubung verhindern, andererseits durch ihre seitlichen Löcher verhüten, dass der Kolben im Betrieb ganz aus dem Cylinder heraustreten kann, da das Druckwasser ins Freie abströmt, sobald die Öffnungen in der Schutzhaube über die Lederstulpe emporsteigen. Zur Aufnahme der Lastbühnenenträger ist auf den Kolbenkopf eine oben übergreifende, gusseiserne Muffe aufgesetzt, deren prismatische Aussenform zur Befestigung der Bühnenenträger dient.

Fig. 7 und 8, Taf. 76, entsprechen einer ähnlichen Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Die gusseisernen Einsatzscheiben zum Verbinden und Versteifen der einzelnen Schüsse des messingenen Kolbenrohres sind hier durch eingelöthete und miteinander verschraubte Rothgussmuffen ersetzt, über denen die Stossfugen der Kolbenschüsse schliesslich wieder durch Verlöthen geschlossen werden. Die gleichfalls aus einzelnen Strecken mit Verschraubungen hergestellte Spannstange in der Kolbenachse dient zur festen Verbindung der auf dem Kolbenkopf ruhenden Fahrzelle mit dem Kolbenkörper und zum Versteifen seines Bodens. Beide Zwecke lassen sich ohne durchgehende Spannstange in einfacherer Weise erreichen. Die Konstruktion ist einer übertriebenen Vorsicht entsprungen, nachdem die Fahrzelle eines französischen Personenaufzuges, infolge aussergewöhnlich mangelhafter Verbindung, durch ihre Gegengewichtsketten, von dem Kolben abgerissen war und einen schweren Unfall herbeigeführt hatte.

Fig. 10 und 11, Taf. 76, veranschaulichen eine wenig abweichende Konstruktion derselben Fabrik für schmiedeeiserne Rohrkolben, bei der die einzelnen, aufeinander folgenden Rohrschüsse je auf eine gemeinsame Rothgussmuffe mit kegelförmig verjüngten Gewindezapfen aufgeschraubt sind, auf die Spannstange in der Mitte aber verzichtet ist.

Die Cylinder bestehen in allen drei Fällen aus einzelnen, gusseisernen Rohrschüssen mit äusserer Flanschenverschraubung. Sie stehen mit ihrem Fuss auf einem Betonfundament; ausserdem wird aber auch der Kopf noch durch Unterzüge oder durch das umschliessende Schachtmauerwerk abgestützt. In Fig. 7, Taf. 76, ist die Auflagerplatte des Cylinderkopfes noch mit besonderen Angüssen versehen, um Puffer zum Abfangen des Fahrstuhles in der tiefsten Stellung anzubringen.

Gusseiserne Kolben werden in der Regel an beiden Enden offen in Rohrform gegossen und nachträglich durch ein eingesetztes Bodenstück geschlossen.

Figur 1 bis 3, Taf. 76, stellen den gusseisernen Kolben und Cylinder eines Güterwagenaufzuges für den Anhalter Bahnhof in Berlin dar. Der Kolbenbodenverschluss ist, wie allgemein üblich, durch einen Kegelstumpf gebildet, der von unten in eine entsprechend kegelförmig versenkte Vertiefung des Kolbenschaftes eingreift. Die schwalbenschwanzförmige Ringnuth zwischen Verschlussstück und Kolbenschaft wird durch Rostkitt oder durch getheerte Hanfeinlagen mit verstemmtem Blei- oder Kupfering wasserdicht abgeschlossen und damit das Verschlussstück gleichzeitig festgekeilt. Der Kolbenkopf ist im vorliegenden Fall mit einer oben kugelkalottenförmig abgedrehten Platte abgedeckt, die einer entsprechend kugelförmig abgedrehten Stützplatte der Lastbühne als Auflager dient, um die grosse Bühne getrennt zusammenbauen und nachträglich bequem und sicher genau wgerecht auf den Kolben aufsetzen zu können. Die Auflagerplatten werden schliesslich mittelst einer durchgreifenden Schraube und einer schmiedeeisernen Brücke, die im Kolbenkopf ihr Widerlager findet, fest mit dem Kolben verbunden. Die in der Ausführung gewählte Vereinigung des Cylinders mit dem zugehörigen Schieberkasten zu einem gemeinsamen Guss-

stück, ist nicht nachahmenswerth, weil der Steuerapparat ohne Nachtheil in beliebiger Entfernung vom Arbeitscylinder aufgestellt werden kann und, im Hinblick auf die unausbleiblichen Berichtigungsarbeiten an den Steuertheilen, möglichst leicht auswechselbar eingebaut werden sollte.

Der Cylinder ist frei in den zugehörigen Brunnenschacht eingehängt.

Bei grossen Kolbenlängen, die in der Giesserei nicht aus einem Stück hergestellt werden können, setzt man den Kolbenschaft aus einzelnen Schüssen zusammen, welche meist nur mit einem cylindrischen, kräftigen Zapfen in den passend ausgedrehten Kopf des folgenden Schusses eingreifen und mit Schrauben verbunden werden, die radial von aussen den Mantel und den Zapfen durchdringen. Statt dessen kann man die Theile auch durch Gewinde am Zapfen und in der Kopfbohrung des nächsten Schusses verschrauben. Die radial eingesetzten Schrauben werden mit Vierkantköpfen eingedreht, die man nachträglich abschneidet, und deren Schnittfläche mit der Kolbenmantelfläche sorgfältig abzugleichen ist. Wenn die Hohlungsweite des Kolbens das Einsteigen von Arbeitern gestattet, verschraubt man die Kolbenschüsse mit innenliegenden Flanschen. Die Schussfugen pflegt man bei den verschiedenen Verbindungsarten durch Kupferringe zu dichten. Zu beachten ist, dass die Schusskupplung im allgemeinen nur durch das Eigengewicht der anhängenden Kolbentheile beansprucht wird, weil der Wasserdruck gegen die untere Kolbenfläche während des Betriebes der Kolbenbelastung das Gleichgewicht hält, und die entgegengesetzten Kräfte auf den dichten Schluss der stumpfen Stossfuge hinwirken. Hat der Kolben Biegemomente auszuhalten, so treffen diese natürlich auch die Verbindungsstelle.

Fig. 12, Taf. 76, stellt den Kolben- und Cylinderfuss eines schweren Giessereikrahnes für Bessemerwerke mit Gummipuffer dar. Der Puffer hängt im Cylinder unter dem Kolben an drei Winkeln mit Führungsschlitz für die Platte, welche die Gummischeiben trägt.

β. Tauchkolben mit Übersetzungsrollen und Zubehör.

Ein gusseiserner Treibkolben mit Flaschenzugübersetzung und sonstigem Zubehör nach Ausführungen von R. Dinglinger in Cöthen, ist in Fig. 417 bis 425, S. 455 und 456, dargestellt.*) Der Kolbenkopf trägt das Gehäuse für die losen Rollen, während die festen Gegenrollen unter der Cylinderbodenplatte sitzen. Die Rollenköpfe sind mit geschränkten Achsen so gegeneinander gekreuzt, dass die aufeinanderfolgenden Ab- und Anlaufstellen sich im Grundriss, Fig. 419 und 420, möglichst genau decken, weil sonst das Flaschenzugseil von einer Rolle zur anderen schräg abgelenkt wird und sich an den Rändern der Rollennuthen durchscheuert. Die Rollachsen sind in der druckfreien Mittelebene an beiden Seiten mit aussen eingefrästen, durchlaufenden Schmiernuthen versehen, die nur an den Enden durch vorgeschraubte Stirnscheiben abgeschlossen werden. Man speist die Nuthen von den beiden Achsenköpfen durch Schmierbüchsen mit starrem Fett, das in den geraden Rillen sich von beiden Seiten genügend weit bis in die benachbarten Rollennaben vorpressen lässt. Die Konstruktion gewährt den Vortheil, dass die seitlich eingefrästen Nuthen, nach Entfernung der Stirnverschlusscheiben, bequem von aussen nachgesehen und gereinigt werden können, ohne dass man die Rollen abnimmt. Im übrigen müssen die Stirnflächen der Rollennaben dicht aneinander laufen, um zu frühzeitiges Austreten des Schmierfettes zwischen den Naben zu verhüten. Noch zuverlässiger wirken centrale Schmierkanäle im Zapfen mit radialer Abzweigung,

*) Vergl. auch Fig. 5, Taf. 1.

aber nur, wenn die Fettzufuhr für jede einzelne Rolle getrennt von den übrigen, wie in Fig. 426, S. 457, durch eine eigene Schmierdose vermittelt wird da sich das Fett bei mehrfacher Verzweigung der feinen Kanäle nur

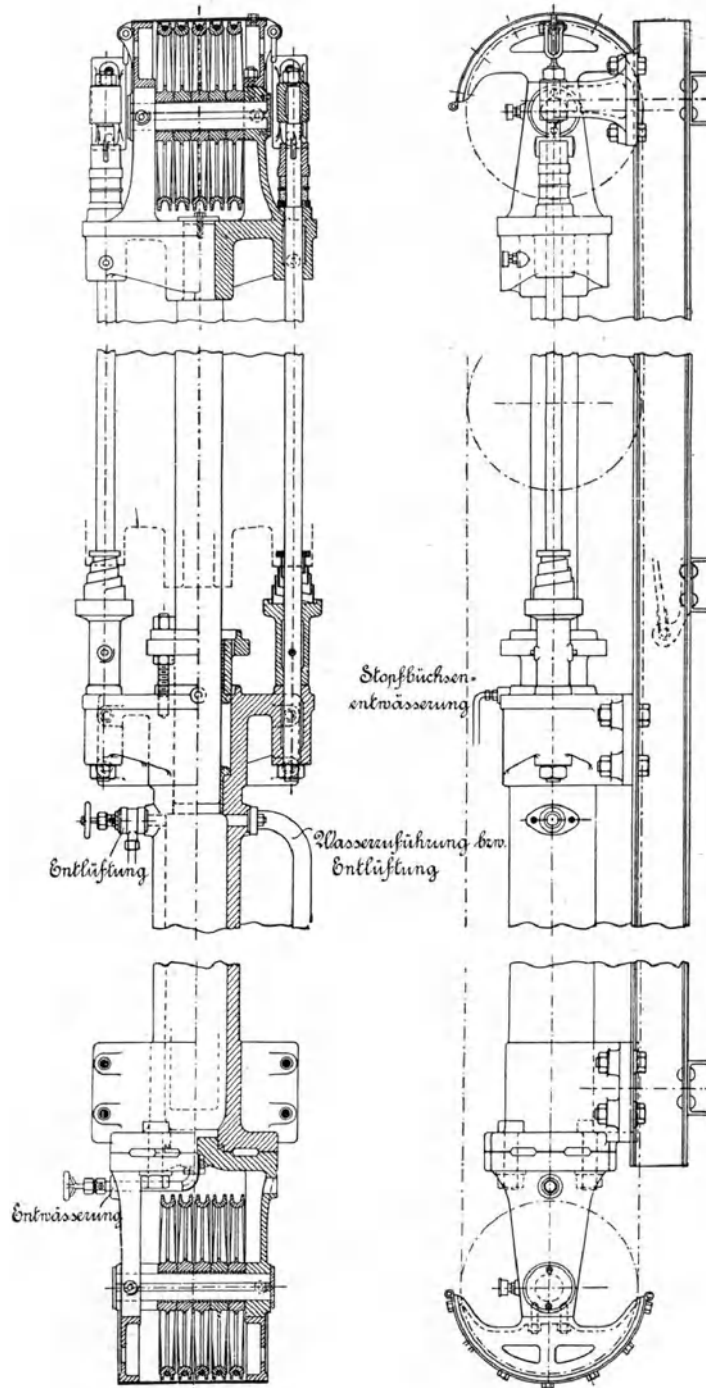


Fig. 417.

Fig. 418.

auf dem nächstliegenden Ausweg herauspresst, ohne in die entfernteren Kanalzweige vorzudringen.*)"

*) Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Kraftcentralen. Z. d. V. d. Ing. 1894.

Die freie Zugänglichkeit seitlicher Schmiernuthen bleibt trotz der Führungstangen für den Kolbenkopf gewahrt, wenn man beim Schränken der beiden Rollenachsen gegeneinander, wie in Fig. 419, die obere Achse schief zur Mittelebene legt. Soll auch die Rollenachse aus ihren Lagerböcken herausgezogen werden können, ohne die Führungstangen abzunehmen, so ist die Stangenebene entweder ausserhalb der Mittelebene des Cylinders zu wählen oder um die Cylinderachse, entgegengesetzt zur Schränkung der

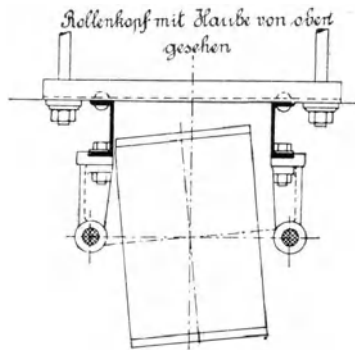


Fig. 419.

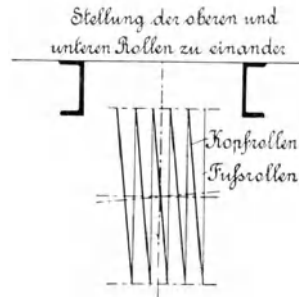


Fig. 420.

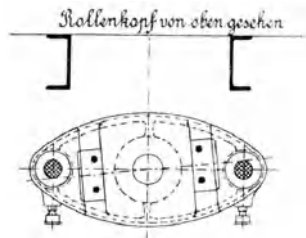


Fig. 421.

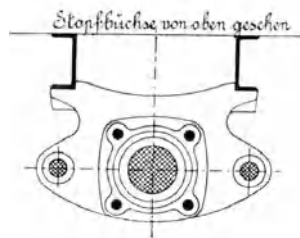


Fig. 422.

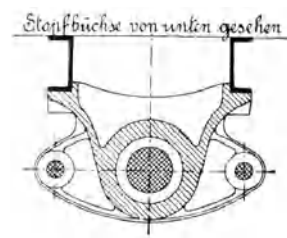


Fig. 423.



Fig. 424.

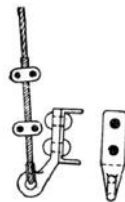


Fig. 425.

Rollenachse, so weit zu drehen, bis im Grundriss die Rollenachse frei zwischen den Stangen durchgeht.

Die Abschlusscheiben der Schmiernuthen greifen in Fig. 417 mit Falz und Nuth in die Stirnflächen der Achsen ein und sichern dadurch ihre Lage in den Rollenböcken. In Fig. 418 sind die Achsen durch Klemmschrauben festgestellt.

Der beschränkte Raum und die Rücksicht auf möglichst fehlerfreie Zuführung des Seillaufes von Rolle zu Rolle, bedingen

kurze Naben und dementsprechend hohe, spezifische Pressungen, die gut-geschmierte Rothgussbuchsen verlangen.

70 bis 80 kg/qcm Flächendruck in den Naben sollten nicht überschritten werden, und soweit man diesen Grenzwert nicht durch ausreichende Nabelnänge innehalten kann, ist nöthigenfalls die Achse entsprechend stärker zu wählen, als die nächstliegende Forderung ausreichender Biegefestigkeit verlangt.

Der Cylinder ist mit den Stützfüßen für die Führungstangenköpfe auf einem]-Eisenrahmen befestigt, so dass die ganze Maschine, in sich geschlossen zusammengebaut, erst durch den Rahmen mit dem Mauerwerk verbunden wird. In der tiefsten Stellung legt sich der Kolbenkopf auf Spiralfederpuffer, welche die Führungstangen umschliessen. Für die obere

Grenzstellung sind in ähnlicher Weise Gummipuffer angebracht, die in Wirksamkeit treten, falls der selbstthätige Abschluss der hydraulischen Steuerung für die obere Hubgrenze versagen sollte. Die oberen Puffer leisten gleichzeitig gute Dienste, wenn Kolben nach längeren Betriebspausen durch Verhärten und Verschmutzen des Fettes nicht selbstthätig zurücklaufen, während die Steuerung auf Ablauf steht. Man kann dann den Kolben kräftig gegen die oberen Federn treiben, um den Rücktrieb durch die Pufferkraft zu bewirken.

Stahlfedern sind für Puffer Gummi vorzuziehen, weil sie kräftiger wirken, weil ferner Gummi durch das an den Stangen herablaufende Schmierfett ziemlich schnell zerstört wird und auch ohnedies im Laufe der Zeit seine Federkraft einbüsst.

Die einzelnen Cylinderstutzen für Wasserzuführung, Entlüftung und Entwässerung finden sich in der Zeichnung angegeben.

Beide Rollenköpfe sind in möglichst geringem Abstand von den Rollenrändern — etwa 2 mm — mit Blechschutzkappen versehen, um die Seile beim Schlaffwerden in den Rollenumfangsnuthen zurückzuhalten. Diese Schutzkappen sind unentbehrlich, weil bei leerem Lasthaken oder unbelastetem Fahrstuhl und unvorsichtig weit geöffnetem Auslass, der Kolben verhältnismässig schneller niedersinken kann, als der Seillauf der Bewegung folgt. Es empfiehlt sich ferner, etwaiges Verschlingern der parallelen Seil-

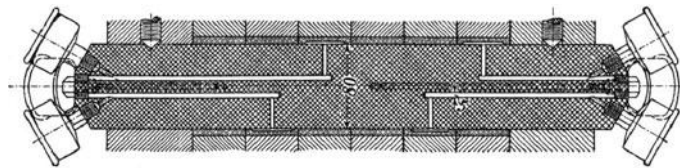


Fig. 426.

stränge beim Schlaffwerden durch besondere Seilführungen zwischen Cylinderkopf und Fuss zu verhindern, die entweder auf der ganzen Strecke durchzuführen oder wenigstens in mittlerer Höhe anzubringen sind, damit die einzelnen Stränge voneinander getrennt bleiben.

Das ruhende Seilende wird gewöhnlich, wie in Fig. 425, S. 456, mit Kausche und Seilklemmen unmittelbar am Maschinenrahmen befestigt, aber für Fahrstühle besser in den Kopf einer Stellspindel eingeschlungen, weil man dann Dehnungen, die besonders anfänglich während längerer Zeit eintreten und für Fahrstuhlbetrieb sehr störend werden, bequem durch Nachziehen der Spindel ausgleichen kann, ohne die Seilklemmen zu lösen, deren wiederholtes Anlegen das Seil schädigt. Die Stellspindel wird in diesem Fall durch einen am Maschinenrahmen befestigten Kloben geführt und durch beiderseits gegen den Kloben vorgeschraubte Muttern festgehalten. Bei der Cylinderlänge bietet es keine Schwierigkeiten, Stellspindeln von 1 m Gewindelänge unterzubringen, die entsprechend weitgehende Längenausgleichungen zulassen, ohne das Seil zu lösen. Für hydraulische Winden und Krähne schaltet man zum Schonen des Seiles in seine Befestigung am Maschinenrahmen mit Vortheil Evolutenfedern als Widerlager ein. Bei Fahrstuhlanlagen mit Schacht- und Steuerverriegelung muss hierauf verzichtet werden, damit sich die Schwankungen der Seillängen, unter wechselnder Belastung für das genaue Einstellen der Förderschalen in den einzelnen Stockwerken nicht noch mehr vergrößern, als dies ohnehin wegen der Nachgiebigkeit des Seils und der Fahrstuhlfeder der Fall ist.

γ. Teleskopkolben.

Die Wahl unmittelbar wirkender Druckkolben bietet für Aufzüge mit grosser Förderhöhe durch die Versenkung der langen Cylinder bei felsigem oder sonst ungeeignetem Untergrund erhebliche Schwierigkeiten; sie ist stets kostspielig und unter Umständen sogar unausführbar. Dies hat dazu geführt, den Kolben in zwei oder mehrere Schüsse zu zerlegen, die sich wie die Theile eines Teleskopes in- und auseinanderschieben lassen und bei n einzelnen Schüssen die Cylinderlänge annähernd auf $1:n$ der ganzen Förderhöhe beschränken.

Fig. 9, Taf. 76, giebt die Konstruktion eines solchen Teleskopkolbens von G. Kuhn in Berg bei Stuttgart, für das König-Karlsbad in Wildbad wieder. Der gusseiserne Kernkolben trägt die Personenzelle für eine Nutzlast von 300 kg. Der äussere, schmiedeeiserne Kolben enthält in seinem gusseisernen Kopf die Lederstulpenliderung sammt Führungsbüchse für den Kernkolben und wird seinerseits im Cylinderkopf geführt und durch eine Stopfbüchse mit Baumwollpackung abgedichtet. Das Zu- und Abflussrohr, welches den Cylinder mit dem Steuerapparat verbindet, mündet im unteren Theil des Treibcylinders. Der freie Wasserdurchtritt zwischen den äusseren und inneren Cylinderräumen findet in der tiefsten Kolbenstellung und während der Fahrt durch die Löcher in den Kolbenrohren statt. Gleichzeitig ist die Unterfläche des äusseren Ringkolbens schwach gewölbt, um auch diese Fläche von vornherein dem Wasserdruck zugänglich zu machen und das Abheben des Kolbens von seiner Stützplatte zu sichern. Bei der Auffahrt steigen beide Kolben zunächst gemeinsam auf, bis der äussere mit seinem aufgeschraubten Wulstring in die allmähliche Verengung des oberen Cylinderraumes gelangt, und die Durchgangslöcher seines Mantels gleichzeitig in die bronzene Führungshülse unterhalb der Stopfbüchse eintreten. Die hierdurch vermittelte, hydraulische Bremsung verzögert den Ringkolben, bevor er mit seinem Wulst an dem unteren Rande der Führung hängen bleibt, während der Kernkolben zur oberen Hubgrenze allein frei weiter aufsteigt, bis auch er sich in ähnlicher Weise selbstthätig bremst. Bei der Niederfahrt ist die gegenseitige Kolbenbewegung unbestimmter und von den Gewichts- und Druckverhältnissen, wie von den Stopfbüchsenreibungen abhängig, so dass beide Kolben den Rücklauf sowohl gemeinsam, wie nacheinander antreten können, wenn der Kernkolben voreilt. Mit Rücksicht auf die zu erwartenden Stösse beim Zusammentreffen sind auf dem Kopf des äusseren Ringkolbens starke Kautschukringe als Puffer eingeschaltet. Der Cylinderstutzen a dient zum Anschluss eines Sicherheitsventiles.

Die Teleskopkolben verdanken ihre Einführung dem besonderen Vertrauen, das den unmittelbar wirkenden Druckkolben für Aufzugesanlagen entgegengebracht wird; sie sind aber mit dem Nachtheil behaftet, dass sie den Wasserverbrauch erheblich steigern, weil ihre Tragfähigkeit für die volle Förderhöhe nur dem Druckquerschnitt des Kernkolbens entspricht, während der äussere Kolben auf dem halben Wege mitläuft und eine entsprechend grössere Füllung des Cylinders verlangt. Hierdurch wird gleichzeitig die Gefahr des Durchgehens gesteigert, da der anfängliche Druckquerschnitt wesentlich grösser ist, als selbst der Grenzbelastung entspricht. Man hat deshalb die Steuerkanäle sehr eng zu wählen, damit gefährliches Anwachsen der Hubgeschwindigkeit durch die auftretenden Druckhöhenverluste in der Steuerung möglichst verhindert wird, beschränkt durch diese Vorsicht aber dann auch gleichzeitig die erreichbare, regelrechte Fördergeschwindigkeit, die im vorliegenden Fall deshalb nur zu 250 mm in der Sekunde angenommen ist.

Wenn der Konstrukteur freie Hand hat, ist die Wahl eines mittelbar

wirkenden Druckkolbens mit Übersetzung und Drahtseil jedenfalls den Teleskopaufzügen vorzuziehen und bietet auch für Personenaufzüge hinsichtlich der Betriebsicherheit volle Gewähr, falls genügend kräftige Förderseile und zuverlässige Fangvorrichtungen benutzt werden. Für Warenaufzüge können Teleskopkolben in Betracht kommen, wenn es sich um Speicheraufzüge handelt, die in den unteren Stockwerken schwere, in den oberen leichte Lasten abzusetzen haben, denen sich die verschiedenen Kolbenquerschnitte anpassen lassen.

Im vorliegenden Fall war der Wille des Bauherrn entscheidend, der für den Krankentransport in dem Teleskopkolben eine grössere Sicherheit, als im Gebrauch von Förderseilen erblickte.

δ. Scheibenkolben für Otis-Aufzüge.

Für Scheibenkolben liefert Fig. 427 ein Beispiel. Der Kolben gehört zu einem leichten Otis-Aufzug, der als Aktenaufzug für das Patentamt in Berlin von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft, aus einem Messingrohrcylinder von nur 4 mm Wandstärke ausgeführt ist. Er arbeitet gleichzeitig mit einer Druck- und Saugwassersäule und dient, wie später in dem Kapitel über Otis-Aufzüge eingehender beschrieben ist, auch noch als Gegengewicht für den Fahrstuhl. Zu dem Zweck ist sein Gewicht in der auffälligen Weise gesteigert. Die Liderung besteht aus einer einfachen Lederstulpe. In Fig. 11 bis 14, Taf. 91, ist ein Scheibenkolben von Stigler mit Baumwollpackung gezeichnet. Einige weitere besondere Konstruktionen von Kolben und Cylindern sind in dem Kapitel über Hebezeuge mit abgestuftem Kraftwasserverbrauch für verschiedene Lastgrößen mitgeteilt.

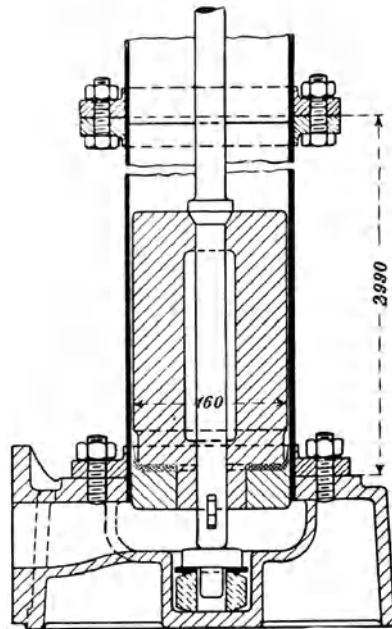


Fig. 427.

b. Berechnung der Cylinder- und Kolbenwandstärken.

Die Wandstärken der Cylinder sind nach den Beziehungen für Röhren mit innerem Überdruck zu berechnen.

Streng genommen hat man die beiden nachstehenden, verschiedenen Fälle zu unterscheiden.

1. Der Wasserdruck beansprucht nur den Cylindermantel, während Deckel- und Bodendruck unmittelbar durch einen gleich grossen Gegendruck vernichtet werden, oder an Stelle fester Endverschlüsse bewegliche, d. h. austretende Plunger- oder Stopfbüchsenanschlüsse vorhanden sind, die mit dem Cylindermantel in keiner festen Verbindung stehen.
2. Der Wasserdruck beansprucht den Cylindermantel unmittelbar durch die radial nach allen Seiten gerichtete Pressung, ruft aber gleichzeitig auch noch Längsspannungen hervor durch die feste Verbindung von Deckel und Boden mit dem Cylindermantel, die beide nach aussen gepresst werden.

Bezeichnet r_a den äusseren Cylinderhalbmesser in cm,
 r_i den inneren Cylinderhalbmesser in cm,
 p_i den inneren Überdruck in kg/qcm,
 k_z die zulässige Zuganstrengung des Materials in kg/qcm,
 so gilt für den ersten Fall die Grashof'sche Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 247.$$

für den zweiten der von Bach und Winkler entwickelte Werth

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad 248.$$

nach welcher die Wandstärke etwas geringer ausfällt.*)

Bei Scheibenkolben mit geschlossenem Cylinder liegt der zweite Fall vor. Auch bei Tauchkolben wird der Druck gegen den Cylinderboden nicht immer unmittelbar durch eine Grundplatte mit entsprechendem Gegen­druck aufgehoben, so dass dann Längsspannungen im Cylindermantel auf­treten, die durch die zweite Gleichung berücksichtigt sind.

Je nach der voraussichtlichen Genauigkeit der ausgeführten Wandstärke ist in beiden Fällen der Rechnungswerth um 3 bis 6 mm zu erhöhen.

$$\begin{array}{l} \text{Für Gusseisen darf gesetzt werden } k_z \leq 300 \text{ kg/qcm } \} \\ \text{„ Stahlguss „ „ „ „ } k_z \leq 1000 \text{ bis } 1900 \} \cdot \quad 249. \end{array}$$

dessen Zugfestigkeit zwischen 4000 und 9000 kg/qcm schwankt. Falls Stösse zu erwarten sind, thut man gut, für k_z höchstens $\frac{2}{3}$ der vorstehenden Grenz­werthe zuzulassen.

Diese Vorsicht ist bei allen Cylindern mit mittlerem und grossem Kolben­hub geboten, da hier grosse Senkgeschwindigkeiten eintreten können, die durch schnellen Abschluss des Ausflusses heftige Stösse erzeugen, wenn nicht zuverlässige Sicherheitsventile vorhanden sind.

Auch Rohrangüsse schwächen die Festigkeit des Haupteylinders ausser­ordentlich, bis zu 30% und mehr, und verlangen daher verstärkte Cylinder­wandungen durch entsprechend niedrige Annahmen für den zulässigen Werth von k_z . Vergl. C. Bach, Z. d. V. d. I. 1894, S. 868 u. f. und 1903 S. 25.

Bei freistehenden Cylindern, die durch erhebliche Kippmomente ihres Kolbens beansprucht werden, sind gleichzeitig die auftretenden Biegungs­anstrengungen mit in Betracht zu ziehen. Da aber die grösste, von der Wasser­pressung erzeugte Zuganstrengung senkrecht zur Cylinderachse an der inneren Mantelfläche, die grösste Biegungszugspannung dagegen im äusseren Mantel nach der Achsenrichtung auftritt, ergibt sich keine erhebliche Zu­nahme der resultirenden Anstrengung, und es genügt, wenn die Einzelwerthe nur einigermassen reichlich unter der zulässigen Materialanstrengung bleiben. Schliesslich ist aber in solchen Fällen vor allem auch die Durchbiegung des Cylinders zu ermitteln und nöthigenfalls durch Verstärken der früher berechneten Cylinderwanddicken so weit zu beschränken, dass die Kolben­führungsachse im Cylinder möglichst wenig von der Geraden abweicht, um unzulässig grosse Führungswiderstände zu vermeiden.

Tauchkolben werden durch die Wasser­pressung unmittelbar auf Druck und meist gleichzeitig, infolge ihrer Länge, auf Knickung beansprucht. Die Inanspruchnahme durch den äusseren Überdruck ist in der Regel vernach­lässigbar, weil für hohe Betriebs­spannungen nur massiv geschmiedete oder dickwandige, gegossene Kolben verwendet werden.

*) Vergl. C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl. S. 535 u. f.

Bezeichnet P die Kolbenbelastung, l die Kolbenlänge in Centimetern, Θ das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnitts, α den Dehnungskoeffizienten des Materials, so muss die Bedingung erfüllt sein.

$$\Theta \geq \frac{\xi \cdot P \alpha l^2}{\pi^2} \dots \dots \dots 250.$$

wobei der sogenannte Sicherheitskoeffizient ξ meist ≥ 10 gewählt wird, je nachdem mehr oder minder excentrische Belastungen zu befürchten sind oder geringere Sorgfalt auf die Führung des Kolbenkopfes verwendet ist.

Falls die Rechnung für gegossene Kolben Wanddicken liefert, die verstärkt werden müssen, um zuverlässigen, gesunden Guss zu erzielen, bleiben die Forderungen der Giesserei massgebend.

Wenn der Kolbenkopf excentrisch belastet frei aufsteigt, bestimmt die Biegungsanstrengung des Materials den erforderlichen Querschnitt. Die gefährliche Anstrengung liegt dann für Gusseisenkolben in der äussersten, gezogenen Faser, deren Spannung, vermindert um den gleichmässig vertheilten Druck des Wassers gegen den Kolbenboden, 300 bis 400 kg/qcm nicht überschreiten darf. Hierbei ist der verhältnissmässige Werth der Biegungsfestigkeit gusseiserner Ringquerschnitte berücksichtigt.

c. Entwässerung und Entlüftung der Cylinder.

Hydraulische Cylinder verlangen Entwässerungsvorkehrungen, um sie zum Schutz gegen Frostgefahr vor längeren Betriebspausen zu entleeren und gleichzeitig bei etwaigen Reparaturen, welche das Losnehmen des Cylinders erfordern, die Umgebung vor Wasserschäden zu schützen. Man pflegt hierauf nur bei unzugänglichen, tief in die Erde versenkten Aufzugcylindern und andererseits bei kleinen Hebezeugen mit Handbetrieb zu verzichten, weil im ersten Fall die Erdwärme einen zuverlässigen Schutz gegen Ausfrieren bietet, und Reparaturen in der Tiefe nicht zu erwarten sind, und weil andererseits kleine, tragbare Hebezeuge leicht ganz auseinander genommen werden können, sowie für den Winterbetrieb mit schwer gefrierenden Flüssigkeiten gefüllt zu werden pflegen. Da Wasser aus einem geschlossenen Gefäss nur schnell und vollkommen abfließt, wenn gleichzeitig Luft ungehindert eintritt, ist ausser dem Ablaufrohr an der tiefsten Cylinderstelle auch noch ein Luftrohr im höchsten Punkte anzubringen. Die Öffnungen sind selbstverständlich während des Betriebes beide durch Ventile zu schliessen. Das Luftventil wird als Entlüftungsventil bezeichnet, weil es vor der Wiederaufnahme des Betriebes oder bei späteren Luftansammlungen auch zum Ablassen der Luft dient. Die Ventile bestehen, wie aus Fig. 15 bis 20, Taf. 77, ersichtlich, aus einfachen Spindeln, die mit dem Mantel ihrer kegelförmigen Spitze auf scharfkantigen Sitzflächen abdichten. Die Durchgangswellen sollen nicht unter 12 mm gewählt werden.

Bei den einfachen Kolbenmaschinen bietet die zuverlässige Entwässerung und Entlüftung keine Schwierigkeiten, weil man leicht den höchsten und tiefsten Punkt von aussen mit einem Ventil versehen kann. Für Doppelkolbenmaschinen ist die Aufgabe schwieriger zu lösen, und wir werden später Konstruktionen kennen lernen, die sich wegen mangelhafter Entwässerung als unbrauchbar erwiesen haben oder so schwierig zu entwässern sind, dass sie wenigstens nicht empfehlenswerth erscheinen. An dieser Stelle ist nur hervorzuheben, dass vor endgültiger Entscheidung über einen Entwurf die Frage der bequemen und zuverlässigen Entwässerung befriedigend beantwortet sein muss und nicht etwa als nebensächlich ausser Acht gelassen werden darf. Alle Entwässerungsventile sind unmittelbar, wie gezeichnet, an der Cylinder- oder Rohrwandung anzubringen, weil kleine Rohrarme mit toter Wasserfüllung sofort zufrieren, wenn die Temperatur

unter 0° sinkt, und dann die Entwässerung der Maschine oder der Rohrleitung verhindern.

Da das Entlüftungsventil beim Anlassen der Maschine bis zum Austreten von Wasser geöffnet bleiben muss, damit man sicher erkennt, dass der Cylinder vollkommen entlüftet ist, versieht man es ebenso, wie das Entwässerungsventil, mit einem Ablaufrohr und leitet in gleicher Weise, vergl. Fig. 21, Taf. 77, auch etwa aus der Stopfbüchse hervorquellendes Sickerwasser ab. Die Ablaufrohre lässt man an einer zugänglichen Stelle frei über einem Trichter oder einem kleinen Becken münden, aus dem das Wasser weiter fortgeleitet wird, um durch die Unterbrechung der Rohrleitungen den Ablauf unmittelbar mit dem Auge überwachen und etwaige Undichtheiten der Ventile oder Stopfbüchsen, die sich kundgeben, beseitigen zu können.

Selbstthätiges Entlüftungsventil für Cylinder.

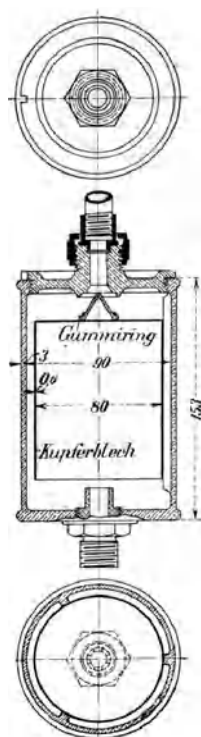


Fig. 428. 1 : 5.

Fig. 428 stellt ein selbstthätiges Entlüftungsventil dar, das die Nordhäuser Maschinenfabrik von Schmidt, Kranz & Co. für die Druckcylinder ihrer hydraulischen Aufzüge verwendet. Dasselbe besteht aus einer unten offenen kleinen kupfernen Schwimmglocke, die zwischen drei Längsrippen eines unmittelbar auf den Treibcylinder aufgeschraubten Gehäuses durch den Auftrieb des frei eintretenden Wassers nach oben gedrängt wird und durch einen aufgelötheten Rothgusskegel mit dünnem Gummiring die Ausflussöffnung im Gehäusedeckel selbstthätig abschliesst, dagegen bei etwaigen Luftansammlungen niederfällt und die Luft entweichen lässt, bis das nachströmende Wasser durch seinen Auftrieb das Ventil wieder schliesst. Das Schwimmgewicht beträgt bei 0,6 mm Kupferblechdicke mit dem Ventilkörper 0,34 kg, der Auftrieb 0,5 kg, der Überschuss des Auftriebs also nur 0,16 kg, so dass das Entlüftungsventil sehr empfindlich arbeitet, wenn es sich mit freiem Spiel bewegt. Bei unreinem Wasser ist es häufiger zu reinigen. Zu dem Zweck lässt sich der aufgeschraubte Gehäusedeckel mit einem Hakenschlüssel, der in die Umfangsnuthe eingelegt wird, leicht öffnen. Die gezeichnete Ausführung ist bei einem Aufzug in Betrieb, der mit 4 Atm. Wasserleitungsdruck arbeitet. Höhere Pressungen verlangen stärkere Gummiabdichtungsringe und kräftigere Gehäuse.

Für grosse Rohrleitungen hat Eilert anders gebaute selbstthätige Entlüftungsventile konstruirt, deren Form weiter unten in Fig. 465 u. 467, S. 486 u. 487, mitgetheilt ist.

d. Stopfbüchsen.

Zum Abdichten hydraulischer Kolben und Stopfbüchsen werden vielfach selbstthätige Lederliderungen benutzt.

Fig. 429 entspricht den üblichen Stopfbüchsen für kleine Druckpumpenkolben mit zwei entgegengesetzt gelagerten Lederstulpen, von denen die obere während der Saugperiode durch den Luftdruck, die untere während der Druckperiode durch den Überdruck im Cylinder abdichtet. Beide Stulpen werden durch den eingeschraubten Brillenkopf an Ort und Stelle gehalten. Ein lose eingelegter Druckring schützt die obere Stulpe gegen Verzerren

beim Festdrehen des Brillenkopfes, und eine Rothgusszwischenplatte mit Wulsträndern unterstützt die rund umgebogenen Stulpkanten, die sich sonst infolge ihrer Nachgiebigkeit mit dem Kolben auf und niederbewegen und durchreiben. Die Abschlussränder der Stulpen werden zum selbstthätigen Anpressen durch den äusseren Überdruck abgeschragt. Der Brillenkopf ist sechskantig. Das Gewinde kann auch auf der äusseren Mantelfläche der Stopfbüchse angebracht werden, wenn man den Verschluss durch eine Überwurfmutter mit Innengewinde herstellt. Für lebhaften Betrieb legt man nicht selten zwei Druckstulpen hintereinander in die Stopfbüchse, die sich erfahrungsgemäss nacheinander abnutzen und somit die Zeitdauer der Betriebsfähigkeit bis zum Auswechseln entsprechend verlängern. In Fig. 430 ist die Vorrichtung zum Anfertigen der Stulpen gezeichnet, die zunächst aus einer vollen, in warmem Wasser erweichten Lederscheibe in die skizzierte Topfform gepresst werden, aus der nach dem Trocknen nur der Boden herauszuschneiden ist. Statt des Leders wird auch Paragummi benutzt, der gleich in der erforderlichen Form zu beziehen ist.

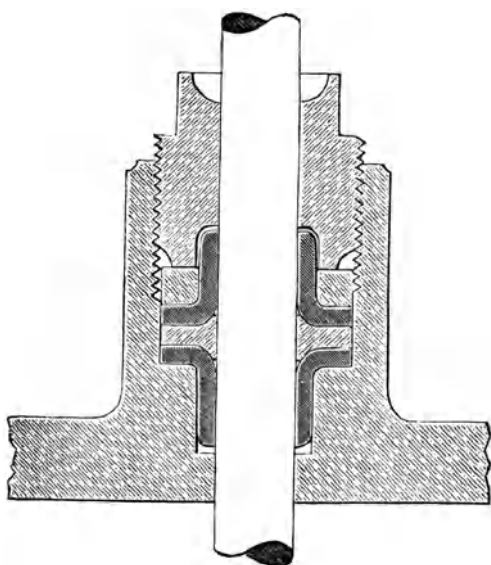


Fig. 429.

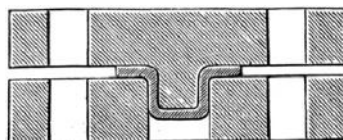


Fig. 430. 1:4.

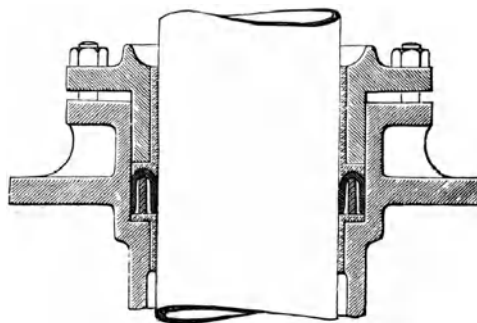


Fig. 431.

Für stärkere Treibkolben sind lederne Manschettenringe mit U-förmigem Querschnitt, Fig. 431, in Gebrauch, die sich durch ihre grössere Beweglichkeit leichter anschmiegen. Die zugehörige Pressform ist in Fig. 432 skizziert. Auch hier empfiehlt sich der Schutz der runden Kanten durch ein entsprechend gewölbt ausgedrehtes Widerlager — das sich in dem unteren Brillenrande leicht herstellen lässt — weil sich sonst bei vollkommen rechteckigem Kammerquerschnitt die obere Manschettenkante am Kolben im Betriebe bald scharfkantig presst und durchreibt. Die Manschetten erhalten, je nach dem Kolbendurchmesser, 12 bis 40 mm Höhe und sind durch einen eingelegten Metallring zu stützen, wenn sie höher als 20 mm gewählt werden. Einen guten und billigeren Ersatz für die aus vollen Lederscheiben gepressten Manschetten liefern aus Riemen zusammengenähte. Man vereinigt zu dem Zweck drei Riemen mit versetzten Stossfugen zu einem Ring von umstehend skizzirtem Querschnitt, Fig. 433. Die Riemen werden, wie Stiefelsohlen, mit Pechdraht zusammengenäht und sind nach flachen Kreisbogen zuzuschneiden, so dass sie beim Zusammennähen einen schwach ver-

jüngten Kegelstumpf bilden, der das Einsenken des Kolbens von oben ohne Hinderniss gestattet und gleichzeitig das feste Anliegen der unteren Dichtungskante sichert.

Das früher mehrfach angewandte Verfahren, die Manschetten, wie bei den gewöhnlichen, hydraulischen Pressen in eine Ringkammer des Cylinderkopfes einzulegen, die nur eine eingedrehte Nuth ohne Brillenverschluss bildet, ist für grössere, hydraulische Hebezeuge unbedingt zu verwerfen, weil sich hierbei die Manschetten nicht erneuern lassen, ohne die ganze Maschine so weit auseinander zu nehmen, dass der Kolben aus dem Cylinder herausgezogen werden kann, um die Manschettenkammer zugänglich zu machen. Auch die Manschetten mit Brillenverschluss, Fig. 431, sind nur anwendbar, falls im Entwurf von vornherein darauf Rücksicht genommen ist, dass sich die Lastbühne oder der vorspringende Kolbenkopf vom Kolbenschaft ablösen lässt. Wenn der Kolbenkopf und die Lastbühne grosses Gewicht haben, werden ferner besondere bauliche Unterstützungen nothwendig, um diese Theile nach der Trennung schwebend festhalten zu können. Man treibt dann den Kolben bis zu den Abstützvorkehrungen für seinen Kopf in die Höhe, fängt diesen ab, löst die Verbindung mit

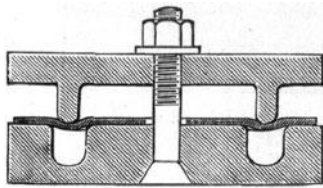


Fig. 432. 1 : 10.



Fig. 433. 1 : 4.

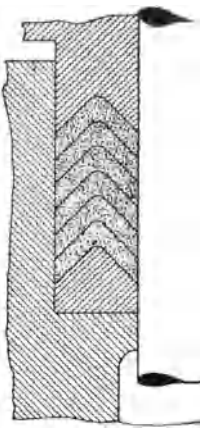


Fig. 434.

dem Schaft, lässt den Schaft in den Cylinder zurücksinken und zieht die alte Manschette aus der Stopfbüchse heraus, um von oben eine neue über den Kolben zu schieben und in die Stopfbüchse einzusetzen. Die Umständlichkeit und Kostspieligkeit dieses Verfahrens mit allen unentbehrlichen Hilfsvorkehrungen liegt auf der Hand, und zudem entsteht die Gefahr, dass bei unerwartet plötzlich auftretenden, starken Schäden an der Dichtung der Wasserdruck im Cylinder nicht mehr ausreicht, den Kolben bis in

die Demontirungstellung in die Höhe zu pressen. Dies ist besonders für Akkumulatorkolben sehr bedenklich, die nur durch Ausräumen der Gewichtstrommel entlastet werden können.

Gruson in Magdeburg giebt den Lederdichtungen die in Fig. 434 skizirte Form mit dachförmigen Ringen, D. R. P. 40 899, deren abwärts gerichtete Kanten, ähnlich wie die zugeschärften Manschettenränder, sich selbstthätig durch den Flüssigkeitsdruck anpressen und ausserdem durch scharfes Nachziehen der Stopfbüchsenbrille kräftig angedrückt werden können. Die erhöhte Sicherheit des Abschlusses, im Vergleich zu den gewöhnlichen Manschetten hat auch grösseren Reibungswiderstand im Gefolge, aber die sechsfache Ringzahl gestattet die einzelnen Ringe, wenn nöthig, durch scharfe Schnittfugen zum freien Einlegen in die Stopfbüchse herzurichten, wobei die Stossfugen selbstverständlich gegeneinander zu versetzen sind. Statt des Leders sollen auch dünne, gestanzte Metalllamellen mit Vortheil verwendbar sein.

Gute Erfahrungen liegen ferner mit Gummiringen von rechteckigem Querschnitt vor, die ebenfalls mit versetzten Stossfugen bequem von oben in den Stopfbüchsentopf eingelegt werden können, ohne dass man mehr als die Stopfbüchsenbrille fortzunehmen braucht; es ist aber nur bester Paragummi tauglich, und die Ringe müssen genau für den Kolben und den

Stopfbüchsentopf passend gekrümmt geliefert werden. Auch bei den höchsten Pressungen dichten Gummiringe noch gut ab. *)

In neueren Anlagen werden die altbekannten Stopfbüchsen mit eingefetteter Pflanzenfaserpackung auch für Druckwasserkolben unter hoher Pressung am meisten benutzt. Fig. 22 und 23, Taf. 77, liefern hierfür Beispiele, nach Ausführungen von R. Dinglinger in Cöthen. Für die Kolben der Hebemaschinen sind bronzene Grundfutter, Fig. 23, als Führungshülsen unterhalb der Stopfbüchse unentbehrlich, um Einrosten während längerer Betriebspausen zu verhüten. Bei Akkumulatorkolben, die ständig in Bewegung sind, begnügt man sich mit einem niedrigen Grundring in der Stopfbüchse, Fig. 22, und mit Rothgussfutter in der Brille, wählt aber die Liderungshöhe für die dauernde Inanspruchnahme verhältnissmässig grösser.

Von den verschiedenen Pflanzenfasern hat sich Hanf als Dichtungsmaterial wenig bewährt, weil die Hanffaser zu rauh, zu unelastisch und zu wenig aufnahmefähig für Fett ist; ausserordentlich befriedigend arbeiten dagegen Baumwollpackungen, die zuerst in Hamburg in grosser Zahl versucht sind und sich von dort schnell verbreitet haben. Sie werden zur Zeit am meisten benutzt. Die Baumwolle wird zu diesem Zweck in lose geflochtenen, fertig käuflichen Schnüren von quadratischem Querschnitt und 25 bis 40 mm Dicke verwendet und in einzelnen Ringen mit stumpf zusammengestossenen Enden und versetzten Schnittfugen in den Stopfbüchsentopf eingelegt, nachdem die Schnur durch Kochen in zähem Talg vollständig mit Fett durchtränkt ist. Das Fettbad muss mehrere Stunden flüssig erhalten werden, damit die Luft mit Sicherheit aus allen Poren entweicht und dafür Fett eindringt. Jeder Ring wird gesondert in den Stopfbüchsentopf eingelegt, niedergestampft und mit flüssigem Unschlitt übergossen, bevor der folgende Ring aufgelegt wird. Im ganzen pflegt man fünf oder sechs solcher Ringe zu verwenden. Diese Packungen halten sich für Akkumulatorkolben von 600 mm Durchmesser, bei dauerndem Betrieb mit 50 Atm. Pressung über Jahr und Tag ohne Erneuerung. Sie erweisen sich als sehr elastisch und gestatten starkes Nachziehen und Wiederlösen der Stopfbüchsenbrille, ohne undicht zu werden. Wesentlich ist die oben erörterte erste Behandlung und die Verwendung von zähem Fett, das augenscheinlich hierbei den Kolben nicht nur schmiert, sondern in der Hauptsache auch abdichtet, und nur der Baumwolle als Träger bedarf, um zwischen den Fasern haften zu bleiben und die Eigenschaften eines elastischen Polsters zu erhalten. Nach längerer Betriebsunterbrechung und Entwässerung der Cylinder ist auf sorgfältiges Entlüften der Maschine bei Wiederaufnahme des Betriebes zu achten, da sich sonst die gepresste Luft einen Ausweg durch die Stopfbüchse sucht und hier in dem Fettmantel am Kolben kleine Kanäle ausbläst, die schnell durch nachdringendes Wasser erweitert werden und sich, wegen des Gegendruckes des Wassers, nur schwer und jedenfalls nur durch sehr kräftiges Nachziehen der Stopfbüchsenbrille beseitigen lassen. Von diesem bisweilen auftretenden, kleinen Missstande sind Ledermanschetten frei, die dafür aber nach längeren Betriebspausen austrocknen und durch Zusammenschrumpfen in viel erheblicherem Masse undicht werden.

Stopfbüchsenpackungen mit Metallliderung nach Howald haben sich für hydraulische Hebezeuge mit hohen Pressungen, soweit mir Versuche bekannt geworden sind, im allgemeinen nicht bewährt.

Alle Ringpackungen mit Stossfugen gewähren, den älteren Ledermanschetten gegenüber, den ausserordentlich beachtenswerthen Vortheil,

*) Die Frantz'schen Patentgummidichtungen, aus gummirtem Gewebe hergestellt, von H. Landgräber & Co. in Düsseldorf, werden für Pressungen bis 50 Atm. vielfach verwendet. Vergl. Fig. 4 u. 5, Taf. 94.

dass sie für den Entwurf der Maschine nur die Zugänglichkeit der Stopfbüchse verlangen.

Die Cylinderabmessungen sind stets so zu wählen, dass der zugehörige Kolben in seiner höchsten Stellung noch mit der Unterkante in den Führungshals unterhalb der Stopfbüchse eintritt, damit das Ansetzen einer Kruste am unteren Kolbenende, bei dauernder Schonung, verhütet wird, die sonst bei späteren, zufälligen, kleinen Änderungen des Hubes die Führung zerstören oder den Kolben darin festkeilen kann, unter Umständen auch das Herausnehmen des Kolbens nach langer Betriebszeit für etwaige Reparaturen unmöglich macht.

Die Zahl und Stärke der Stopfbüchschenschrauben ist abhängig von dem Betriebsdruck und der Ringfläche der Brille, die dem Druck ausgesetzt ist. Bei allen elastischen Packungen wird die Dichtung von vorn herein mit einem Druck angezogen, der die Betriebspressung übersteigt und im Mittelschätzungsweise etwa zu $\frac{5}{4}$ des Betriebsdrucks angenommen werden kann. Die Schrauben werden hierbei gleichzeitig auf Zug und Drehung beansprucht, da aber nur die Zugbelastung dauernd wirksam bleibt, geht man mit der resultirenden Anstrengung sehr hoch.

Bezeichnet z die Schraubenzahl,
 d den äusseren Bolzendurchmesser in cm,
 p den Betriebsdruck in kg/qcm,
 D_a den äusseren Durchmesser der Brille,
 D den inneren, d. h. den Kolbendurchmesser,
 k'_z den Koeffizienten, welcher die zulässige Anstrengung des Materials im Schraubekern in Bezug auf d^2 zum Ausdruck bringt,

so ist mit der obigen Annahme für die erhöhte Belastung der Schrauben beim Anziehen,

$$\frac{5}{4} p (D_a^2 - D^2) \frac{\pi}{4} = z k'_z d^2 \quad \quad \mathbf{251.}$$

In bewährten Ausführungen findet man für gedrehte Schrauben aus bestem Material $k'_z \leq 270$ kg/qcm, oder $k'_z = 1800$ kg für den Quadratzoll englisch, wenn man den äusseren Bolzendurchmesser nach englischem Mass angiebt. *)

Für weniger sorgfältig hergestellte Schrauben von mittlerer Materialgüte sinken diese Werthe auf 216 kg/qcm und auf 1440 kg für den englischen Quadratzoll.

Zum Feststellen der Brille sind Gegenmuttern erforderlich, weil sich die Packung durch den eintretenden Verschleiss allmählich lockert. Zweckentsprechend werden die Gegenmuttern zu beiden Seiten der Brillenflanschen angeordnet, wie in Fig. 22 und 23, Taf. 77, damit die unteren Muttern gleichzeitig zum Lüften der Brille benutzt werden können. Bei drei Schrauben erhalten alle drei Gegenmuttern. Für grössere Schraubenzahl versieht man drei oder vier damit, im letzteren Falle zwei paarweise gegenüberliegend.

Der Stopfbüchsenwiderstand ist bei allen Packungen ein sehr veränderlicher und in erster Linie von dem Fettgehalt des Dichtungsmaterials und der Beschaffenheit der Kolbenoberfläche abhängig. So lange die Gleitflächen ausschliesslich mit Fett in Berührung stehen, handelt es sich im wesentlichen um die Erscheinung der Flüssigkeitsreibung, die an sich niedrige Werthe liefert und mit zunehmendem Druck sogar abnimmt; sobald

*) Genauere Berechnungen der Schraubenanstrengung finden sich in C. Bach, Maschinenelemente. Auflage 9, S. 655 u. f.

aber einzelne Theile der Dichtung den Kolben trocken berühren, wächst der Reibungswiderstand mit dem Druck, und der Reibungskoeffizient ist gerade bei den in Betracht kommenden Stoffen, Leder, Gummi, Pflanzenfasern sehr hoch. Hieraus erklärt sich die Wahrnehmung, dass mit Öl oder mit gewöhnlichem Schmierfett gespeiste Dichtungen, nach kurzem Betrieb, weit höhere Widerstände liefern, als solche mit zähem Fett, weil leichtflüssige Öle alsbald durch den Wasserdruck fortgepresst werden; es erklärt sich ferner hieraus die lange und befriedigende Betriebsfähigkeit von Baumwollpackungen durch ihre besondere Aufnahmefähigkeit für zähes Fett, und die Thatsache, dass sie bei sachgemässer Bedienung geringere Reibungswiderstände liefern, als selbstthätige Ledermanschettdichtungen, die nur wenig aufzunehmen vermögen und nach längerer Zeit nur noch durch das aufgesaugte und anhaftende Wasser eine gewisse Schlüpfrigkeit besitzen. *) Andererseits besteht natürlich bei elastischen Packungen, die erst durch Anziehen der Stopfbüchse zum dichten Abschluss gebracht werden, die Gefahr, dass die Packung bis zu störender Bremswirkung festgezogen werden kann.

Bezeichnet R den Reibungswiderstand einer selbstthätigen Lederdichtung,

D den Durchmesser der Liderung in cm,

b die Höhe, in welcher die Stulpe zum Anliegen kommt, in cm,

μ den Reibungskoeffizienten,

p den Betriebsdruck für das Quadratcentimeter,

so würde nach den Gesetzen der Reibung starrer Körper, die im ungünstigsten Fall, d. h. bei mangelhafter Fettschicht an der Gleitfläche zur Geltung kommen

$$R = \pi D b \mu p \dots \dots \dots 252.$$

zu setzen sein. Um für den Entwurf den Widerstand nicht zu niedrig zu schätzen, ist $\mu \geq 0,1$ bis etwa $\mu = 0,2$ anzunehmen. Der Reibungskoeffizient nimmt freilich vorübergehend noch höhere Werthe an, wenn sich der Kolben nach längeren Betriebspausen mit Rost oder anderen Niederschlägen überzogen hat, die aber im Betriebe, allerdings auf Kosten der Haltbarkeit der Dichtung, bald wieder verschwinden. Der Werth von b ist nicht genau bestimmbar, weil sich die wirkliche Anlagehöhe der Ledermanschetten, im Verhältniss zu ihrer ganzen Höhe nicht messen lässt; man pflegt deshalb, der grösseren Sicherheit halber, die volle Stulphöhe in Rechnung zu stellen. Es würde also ein Kolben von 190 mm Durchmesser, bei 20 mm Manschettenhöhe und 50 Atm. Betriebsdruck, ~ 600 kg Reibungswiderstand erzeugen, der sich unter mittleren Betriebsverhältnissen, nach sonst vorliegenden Angaben, mit $\mu = 0,07$, auf etwa 420 kg ermässigt. Messungen in Hamburg an einem Kolben mit Baumwollschnüren in der Stopfbüchse ergaben für die sonst gleichen Verhältnisse $R = 140$ kg. Hiernach verdienen die Packungen mit stark eingefetteten Pflanzenfasern, sowohl in Betreff der leichteren Ersatzfähigkeit, wie auch der geringeren Widerstände den Vorzug. Nur bei niedrigem Druck oder schwachen Kolbendurchmessern verbrauchen die selbstthätigen Dichtungen wenig Kraft. Die Grösse der Stopfbüchsenreibung lässt sich für Baumwolle bei verschiedenen Drucken und Durchmessern nur schätzen. Von dem oben angegebenen Werth ausgehend, den der Verfasser für ganz ähnliche Verhältnisse bestätigt fand, wird man, so lange nicht weitere Versuche vorliegen, annehmen dürfen, dass der Widerstand, bei reichlichem Fettvorrath, in der Hauptsache proportional dem

*) Vergl. C. Bach, Maschinenelemente. Auflage 9, S. 631 u. f.

Kolbendurchmesser ist und in weit geringerem Masse mit der Betriebsspannung, der gegenüber die Packung abdichtet, zu- und abnimmt. Für einen Betriebsdruck von nur 3 bis 4 Atm. wird auch die Baumwollenerdichtung kaum geringere Widerstände liefern, als selbstthätige Leder-manschetten.

Für die Stulphöhe b genügt bei grossen Kolben 20 mm, für dünne Kolben entsprechend weniger, bis 5 mm für Kolben von 10 mm Durchmesser. Auch die Lederdicke wählt man mit abnehmendem Kolbendurchmesser schwächer von 5 mm bis 1 mm. Gummistulpe pflegt man 10 mm stark anzuwenden.

Die Packungen mit Pflanzenfasern wirken um so besser, je höher und elastischer sie sind. In der Regel legt man 5 bis 6 quadratisch geflochtene Baumwollschnüre übereinander.

e. Kolbenführungen.

Die Kolben der hydraulischen Hebemaschinen werden, wie alle Tauchkolben, durch ihren Schaft oder als Scheibenkolben durch ihre Stange in der enganschliessenden Halsbohrung des Cylinderkopfes unterhalb der Stopfbüchse geführt, während gleichzeitig meist noch eine zweite Führung ausser-

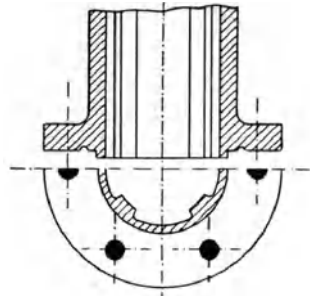


Fig. 435.

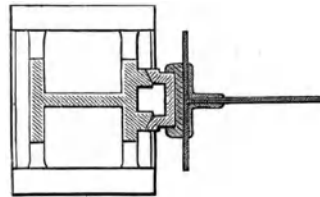


Fig. 436. 1 : 15.

halb des Cylinders den austretenden Kolben- oder Stangenkopf geradlinig leitet. Auf die aussenliegende Führung verzichtet man nur bei kurzem Kolbenhub, oder wenn die Gesamtanordnung der Maschine äussere Leitbahnen nicht gut unterbringen lässt, wie z. B. bei den gewöhnlichen Konstruktionen freistehender Giesskrane für Bessemerwerke. Für diesen Fall muss die Kolbenführung im Cylinderschaft unbedingt eine entsprechend grosse Länge erhalten, um dem Kippmoment des belasteten Kolbens entgegenzuwirken, ohne den Druck in der Gleitbüchse nachtheilig weit zu steigern oder gar Klemmungen eintreten zu lassen. Meist verlängert man aus diesem Grunde den Cylinderschaft unter der Stopfbüchse durch angegossene radiale Rippen, dem Querschnitt Fig. 435 entsprechend, die parallel zur Cylinderschaftachse laufen. Der gleiche Zweck wird einfacher erreicht, wenn man unterhalb des Grundringes der Stopfbüchse in entsprechendem Abstande, d. h. in der Höhe des Treibkolbenfusses bei seiner höchsten Stellung eine zweite Führungsbüchse in den Cylinderschaft einsetzt oder diesen im Modell durch einen inneren Wulst verstärkt, der nachträglich ausgebohrt, auch ohne Bronze-futter eine bessere Leitbahn liefert, als einzelne Längsrippen. Der Führungsdruck äussert sich am stärksten in den am weitesten auseinanderliegenden Stützpunkten der Kraftebene, und es ist daher von besonderem Werth, die Cylinderschaftfläche gerade hier in möglichst grosser Ausdehnung als Widerlager auszunutzen. Wählt man die zweite Bauart, so ist nur dafür zu sorgen, dass die Entwässerung und Entlüftung des Cylinders vollkommen gesichert

bleibt, entweder durch doppelte Ventile für die beiden getrennten Cylinderkammern oder durch eine Nuthe im unteren Führungsring, die beide Räume frei miteinander verbindet.

Treibkolben mit Flaschenzugrollen erhalten genügend kräftige, äussere Gleitbahnen durch Rundstangen — vergl. Fig. 417, S. 455 — da ihr Hub meist 2 m nicht übersteigt, und die einseitige Belastung durch die Ungleichförmigkeit der Seilspannungen eine Resultante liefert, die wenig von der Mittelachse absteht. Man darf aber in diesem Fall nie ganz auf äussere Führungen verzichten, weil sonst der Kolben zum Festklemmen neigt. Hängt der Kolben mit seinem Rollenkopf, wie bei den gewöhnlichen Otis-Aufzügen, nur mit einer Rolle in einer senkrechten Seilschlinge, so bedarf er überhaupt keiner starren Leitschienen ausserhalb des Cylinders, die aber auch hier wieder nothwendig werden, wenn ausnahmsweise mehrere nebeneinander laufende und verschieden belastete Rollen im Kolbenkopf untergebracht sind.

Bei liegenden Maschinen lassen sich statt der Führungstangen für den Kolbenkopf bequem ebene Schlittenbahnen auf der Grundplatte, nach Art der Kreuzkopfbahnen für Dampfmaschinen, anbringen.

Die Treibkolben der direkt wirkenden Aufzüge, deren Lastbühne auf dem Kolbenkopf ruht, verlangen neben der Grundbüchse im Cylinderkopf allgemein noch besondere Leitschienen für die Lastbühne, weil hier durch ungleichmässige Fahrstuhlbelastung starke Kräfte in erheblichem Abstand von der Kolbenachse biegend wirken. Je schwächer der Kolbenquerschnitt im Verhältniss zur Last und zur Förderhöhe ist, um so sorgfältiger sind die Fahrstuhlführungen zu entwerfen, und um so geringer muss ihr Spielraum bemessen werden, damit nicht gefährliche Knickkräfte im Kolben auftreten können. Für schwache Kolben mit grosser Förderhöhe werden Leitschienen mit bearbeiteten Gleitflächen angewendet, während man sich sonst im allgemeinen mit gewalzten Schienen oder Profileisen begnügt, die sorgfältig gerade gerichtet sind. Je nach den örtlichen Verhältnissen befestigt man sie entweder an den umgebenden Schachtwandungen oder baut sie, wenn sich hierzu keine günstige Gelegenheit bietet, freistehend ein. Um das Kippmoment der Lastbühne möglichst unmittelbar abzufangen und Klemmdrucke zu verhüten, ordnet man in der Führungsebene auf jeder Seite der Förderschale, zwei Gleitbacken in möglichst grossem Höhenabstand voneinander an. Bei Personenaufzügen pflegt man die Gleitbacken durch Federwiderlager in horizontalen Schlitten senkrecht dicht gegen die Führungssäulen anzupressen und so den vorhandenen Spielraum nachgiebig auszufüllen.

Figur 436 veranschaulicht die Führung eines Postkarrenaufzuges mit gusseisernen Gleitschuhen an freistehenden, gusseisernen Ständern.

In Fig. 12 bis 14, Taf. 77, sind die freistehenden Leitsäulen eines Personenaufzuges gezeichnet, der nach einem Entwurf von R. Cramer von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in einem Treppenhause aufgestellt ist. Der Säulenmantel besteht aus zwei gewalzten \square -Eisen mit seitlich nach aussen gekehrten Flanschen, die auf der Rückseite gegen eine gemeinsame Verbindungsplatte genietet sind. Von vorn werden in diesen offenen Säulenschaft die gusseisernen Führungsrinnen für die Fahrstuhlgleitschuhe mit sprungweise vertheilten Arbeitsleisten eingepasst und mit Schrauben befestigt, die den Rücken der Gussstücke und die Seitenflanschen der \square -Eisen durchdringen. Die Konstruktion bietet neben grosser Widerstandsfähigkeit den Vortheil, dass die Führungsrinnen beim Montiren verhältnissmässig bequem genau ausgerichtet werden können.

Figur 10 und 11, Taf. 77, stellen die Leitbahn des Güterwagenaufzuges für den Anhalter Bahnhof in Berlin dar. Hier wurden Eisenbahn-

schiene verwendet, die mit ihrem Fuss auf einer durchlaufenden Blechplatte vernietet und in Abständen von 2 m mit den gusseisernen Auflagerplatten verschraubt sind, welche durch Anker mit dem umgebenden Mauerwerk in fester Verbindung stehen. Die gusseisernen Führungsschuhe umklammern die Leitschiene mit ungefähr 5 mm Spielraum. Statt der Eisenbahnschiene benutzt man in ähnlichen Fällen, wie z. B. für Akkumulator-trommeln, auch häufig kräftige \perp -Eisen, die sich bequemer mit ihrem Steg zusammenlaschen und unmittelbar mit den Auflagerplatten am Mauerwerk verschrauben lassen.

Versuche, Rollen an Stelle der einfachen Gleitschuhe einzubauen, um die Führungsreibung zu vermindern, haben den Erwartungen nicht entsprochen. Die Konstruktionen fallen theurer aus, verlangen mehr Wartung und erfüllen den Zweck, die Reibung zu vermindern, nur, wenn Rollen

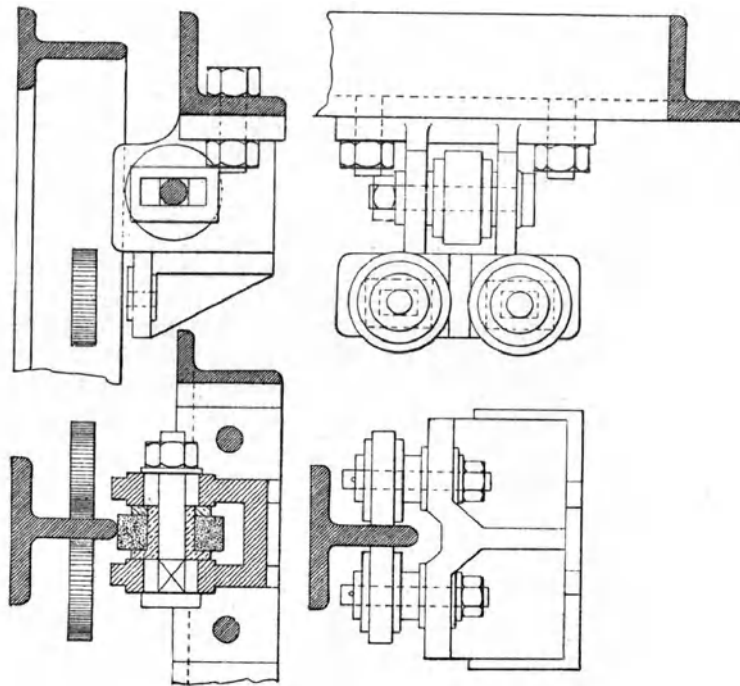


Fig. 437. 1 : 5.

von mindestens 150 bis 200 mm Durchmesser mit guter Zapfenschmierung verwendet werden. Unter dieser Voraussetzung nimmt der Führungsapparat aber störend viel Platz fort und wird unverhältnissmässig schwer. Die Konstruktion, Fig. 437, welche unter anderem für die Aufzüge des Eisenbahnhotels in Berlin mit kleinen Hartgummirollen ausgeführt ist, lässt erkennen, wie schwerfällig die Anordnung mit zweckentsprechend grossen Rollen ausfällt, die allein bei guter Wartung Sicherheit bieten, dass sie sich dauernd drehen und nicht auf den Zapfen festsetzen. Als Ersatz für die Gleitschuhe sind je drei Rollen vorhanden, die den Führungsteg von beiden Seiten und von vorn umgeben. Die Rollennachsen sind in einem gemeinsamen Gussrahmen gelagert und zum leichteren Montieren in Längsschlitten verstellbar. Die Wahl von Hartgummi soll den Gang möglichst geräuschlos machen.

f. Rohre und Rohrleitungen.

a. Rohre.

Die Druckrohrleitungen für hydraulische Hebezeuge werden entweder aus Schmiedeeisen, aus Stahl oder aus Gusseisen hergestellt. Für Hochdruckleitungen im Innern von Gebäuden und zum Anschluss einzelner Maschinen nimmt man meist schmiedeeiserne, patentgeschweisste Rohre, die sich bei den zu verwendenden Lichtweiten, 25 bis 70 mm, leicht an Ort und Stelle nach Länge und Krümmung den gegebenen Verhältnissen beim Montiren der ganzen Anlage anpassen lassen, ohne kostspielige Gussmodelle und zeitraubende Einzelzeichnungen auf Grund sorgfältiger, örtlicher Aufnahmen oder genau geprüfter Baupläne zu erfordern. Für grössere Rohrweiten, vor allem für die Hauptrohrstränge, welche Gruppen von Hebe-
maschinen bei weitverzweigten Anlagen miteinander verbinden, werden fast ausnahmslos stehend gegossene, gusseiserne Rohre benutzt.

Die patentgeschweissten, schmiedeeisernen Rohre für Hochdruck wählt man für 10 bis 70 mm Lichtweite mit annähernd gleicher Wandstärke von etwa 6 mm, so dass das Material erst bei 70 mm lichtem Rohrdurchmesser und 70 kg/qcm Probedruck auf ungefähr 600 kg/qcm angestrengt wird. Die gewöhnlichen Längen betragen 3 bis 4,5 m.

Mannesmann-Stahlröhren sind für 50 kg/qcm Betriebspressung auf 100 kg/qcm inneren Überdruck geprüft, in Lichtweiten von 6 bis 300 mm bei 3 bis 6,5 m Länge zu beziehen. Diese Rohre haben bis zu 125 mm Lichtweite nur 3,5 mm Wandstärke, deren Dicke dann steigend zunimmt bis auf 7,5 mm für 300 mm lichten Durchmesser. Die verhältnissmässig geringen Wandstärken werden durch den Fortfall der Schweissfuge und durch die Beschaffenheit des Materials ermöglicht, bieten aber für die praktische Verwendung ganz erhebliche Schwierigkeiten, weil sie beim Biegen leicht einknicken und durch Anschneiden von Gewinde empfindlich geschwächt werden. Ausserdem sollen die Mannesmannrohre ganz besonders stark rosten. Um sie hiergegen zu schützen, werden sie mit einem ein-
gebrannten Überzuge von Theer-Emaillé versehen.

Gewöhnliche gezogene, schmiedeeiserne Rohre, sogenannte Gasrohre mit stumpfer Schweissfuge widerstehen bei sachgemässer Herstellung einem Probedruck von 12 Atm. und sind daher für Leitungen mit geringem Betriebsdruck gut verwendbar. Auch hier pflegt man, wie bei Hochdruckleitungen, die Wahl zwischen Schmiedeeisen und Gusseisen lediglich von den Kosten abhängig zu machen, wobei wieder in Betracht zu ziehen ist, dass die mannigfachen Form- und Verbindungsstücke für Gasrohre das Montiren ausserordentlich erleichtern. Die Rohre lassen sich bis zu 102 mm lichter Weite herstellen und sind mit den kleineren Durchmessern, bis etwa 76 mm, am gangbarsten.

Die schmiedeeisernen Rohre werden meist zum Schutz gegen Rost verzinkt, die gusseisernen in angewärmtem Zustande mit einer dünnen Schicht Asphalt oder Theer überzogen.

Die Wandstärken gusseiserner Rohre für Betriebsdruck bis 10 kg/qcm sind wegen der Herstellung und des Transportes grösser zu wählen, als die Rechnungswerte, die sich aus der ausschliesslichen Berücksichtigung des inneren Betriebsüberdruckes ergeben.

Die hierüber aus den zahlreichen, öffentlichen Gas- und Wasserleitungen vorliegenden Erfahrungen sind in den deutschen Rohrnormalien für Muffen- und Flanschenröhren zum Ausdruck gebracht, welche der Verein deutscher Ingenieure und der deutsche Verein von Gas- und Wasserfachmännern gemeinschaftlich aufgestellt hat.)*

*) Die Tabellen finden sich in der „Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch, Fehland's und Stühlen's Ingenieur-Kalender, Bach, Maschinenelemente“ u. s. f.

Die normalen Wandstärken gelten für Röhren, die einem Betriebsdruck von 10 Atm. und einem Probedruck von höchstens 20 Atm. ausgesetzt werden sollen. Wenn der Druck 7 Atm. im Betrieb nicht überschreitet, ist eine Verminderung der Wandstärke statthaft, die aber in engen Grenzen bleiben muss.

Die Wandstärke für Hochdruckrohre ermittelt sich aus den Beziehungen zwischen dem inneren Überdruck und der Materialanstrengung durch die Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C \quad 253.$$

in welcher r_a und r_i den äusseren und den inneren Rohrdurchmesser in cm, p_i den inneren Betriebsüberdruck in kg/qcm, k_z die zulässige Materialanstrengung in kg/qcm — für Gusseisen 200 kg/qcm — und C eine Konstante bezeichnet, die für schwache Rohre von 3 cm lichtigem Durchmesser aus Gusseisen etwa = 0,9 cm, für Rohre von 200 mm Lichtweite = 0,3 im Mittel also = 0,6 cm zu setzen ist und kleinere Ausführungsfehler, sowie unvorhergesehene Spannungszunahmen berücksichtigt, die bei schwachen Wandstärken natürlich mehr Einfluss gewinnen, als bei starken. Durch den niedrig bemessenen Werth von $k_z = 200$ kg/qcm wird auch noch für die üblichen hohen Probedrucke, die um 50% grösser als der Betriebsdruck gewählt zu werden pflegen, genügende Widerstandsfähigkeit gesichert.

Für Rohre aus Schmiedeeisen und Stahl sind die schon eingangs gemachten Angaben über die üblichen Wandstärken massgebend, auf welche neben der Anstrengung durch den Betriebsdruck, die Schwächung durch Schweissen und durch Verbindungsgewinde der einzelnen Rohrschüsse, sowie der erforderliche Zuschlag für Abrosten Einfluss haben.

Die Prüfung aller Rohre erfolgt mit dem vorgeschriebenen Probedruck am besten unter gleichzeitigem Hämmern, weil sich hierbei gefährliche Gussspannungen, fehlerhafte Schweissung u. s. f. durch Zerplatzen der Rohre kundgeben, die bei ruhender Druckbelastung häufig noch nicht zu Tage treten.

Rohrverbindungen.

Gusseiserne Rohre werden bis zu 10 Atm. Betriebsdruck, entweder nach Fig. 438 durch Muffen oder durch Flanschen nach Fig. 439 miteinander verbunden. Die Muffenfugen dichtet man durch Einlegen lose gedrehter und getheerter Hanfseile ab. Vor die fest eingestemmt Hanfeinlage wird ein Bleiring eingegossen und dieser Abschluss ebenfalls sorgfältig verstemmt. Das Ineinandergreifen der Rohre macht besondere Ersatzstücke nothwendig, um schadhaft gewordene ergänzen zu können. Man ersetzt das auszuwechselnde Rohr durch zwei besonders geformte, von denen nur das eine einen Muffenkopf hat, das andere ganz cylindrisch ist, und schiebt über die Stossfuge ein kurzes, doppelseitiges Muffenstück, Fig. 440, als Schlussverbindung.

Die Flanschrohre werden miteinander verschraubt und die Fuge zwischen den Stirnflächen durch Ringscheiben aus Pappe mit Leinölfirniss oder Mennige, durch Asbestpappe oder durch flache Gummiringscheiben abgedichtet. Die Dichtungsscheiben sind möglichst dünn zu wählen, da vorzüglich bei grösseren Druckkräften in der Leitung, mit der Dicke die Gefahr wächst, dass die Ringe aus der Fuge herausgedrängt werden.

Über die Abmessungen der Muffenköpfe und der Flanschen, sowie über die Zahl und Stärke der Flanschenschrauben geben die deutschen Rohrnormalien Aufschluss.

Zu den geradlinigen Rohren ist eine Reihe sogenannter Formstücke für Abzweigungen, Krümmungen der Leitung und für verjüngte Anschlüsse

vereinbart, die den Grundsatz befolgen, dass plötzliche Querschnitts- und Richtungsänderung möglichst nur dann gewählt werden, wenn sie sich nicht gut vermeiden lassen.*)"

Die Gefahr, dass Dichtungscheiben aus der ebenen Flanschfuge durch den Wasserdruck herausgedrängt werden, lässt sich nur durch vollkommenes Einbetten der Dichtung fernhalten, wenn sich der Wasserdruck 10 Atm. nähert oder diese Grenze überschreitet. In solchen Fällen stellt man die Verbindung mit eingedrehter Ringnutz zur Aufnahme des Dichtungsringes und mit eingreifendem Vorsprung an der Gegenflansche nach Fig. 441 her.

Die Anordnung vertheuert die Ausführung und erschwert das Auswechseln einzelner Rohre.

Noch vollkommener, als diese Flachgummiringe schliessen die später für Hochdruckleitungen ganz allgemein in Aufnahme gekommenen englischen Rundgummieinlagen ab. Die eingedrehte Flanschnuthe erhält auch hierfür rechteckigen Querschnitt, der eingreifende Gegenrand wird aber kegelförmig ausgedreht, Fig. 442, so dass der eingelegte Rundgummi keilförmig bis auf trapezförmigen, nahezu dreieckigen Querschnitt, mit auswärts gerichteter Spitze, zusammengepresst wird und etwa noch in die Fuge eintretendes Wasser den Dichtungsabschluss selbstthätig verstärkt. Der vom Gummi auszufüllende Kammerquerschnitt ist nur ganz unbedeutend grösser zu wählen, als der Kreisquerschnitt des verwendeten Gummi. Für Rohre bis 70 mm Lichtweite genügt Gummi von 6 mm, für grössere Weiten solcher von 10 mm Dicke. Die Dichtung bietet, abgesehen von ihrer vorzüglichen Wirkungsweise, den Vortheil, dass ihr Material ohne Abfall verbraucht wird. Während Flachgummiringe aus vollen Scheiben zugeschnitten werden müssen,

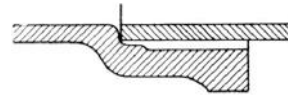


Fig. 438.

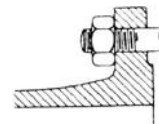


Fig. 439.

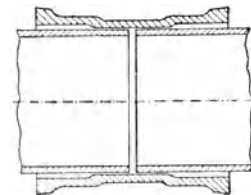


Fig. 440.

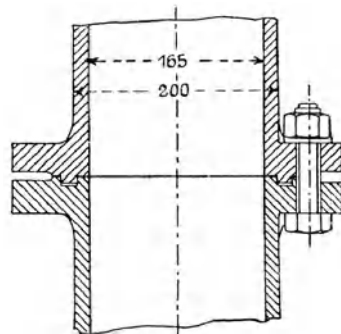


Fig 441.

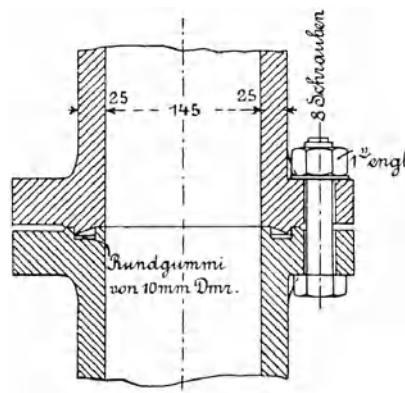


Fig. 442.

schneidet man von dem Rundgummi nur Längen, gleich dem mittleren Umfang der auszufüllenden Ringnuthe ab und legt das Stück mit stumpfer Stossfuge in die Flanschnuthe. Durch den Druck der Flanschenschrauben schliesst sich die scharfgeschnittene Stossfuge vollkommen dicht und klebt bei frischen Schnittflächen zusammen, so dass man nach meinen Versuchen

*) Über die Einzelheiten dieser Ergänzungsnormalien vergl. den Abdruck in Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 783. Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch u. a.

den Dichtungsring ohne Schaden sogar aus mehreren, einzelnen Strecken zusammensetzen kann.

Um die Schwierigkeiten beim Auswechseln schadhafter Rohre zu vermindern, welche durch das Ineinandergreifen der Flanschen entstehen, begnügen sich Haniel & Lueg mit einer dreieckigen Ringnuth in der einen Flansche für die Aufnahme des Rundgummi und lassen die Gegenflansche vollkommen eben, Fig. 443. Die so in Venedig am Hafen verlegte Leitung hat sich bewährt, aber die Dichtung verliert durch die Vereinfachung unzweifelhaft an Sicherheit, und es fragt sich, wie weit der Abschluss dauernd für Fälle genügt, in denen die Leitung durch Erddruck starken Biegungskräften ausgesetzt wird, und die Flanschen hierdurch zum Klaffen neigen.

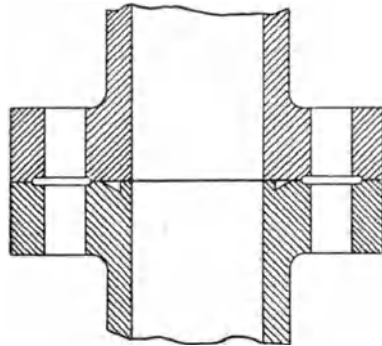


Fig. 443.

Das Einsetzen neuer Rohre geht auch hiermit nicht leicht von statten, weil der Gummistrang anfänglich vorsteht und schwer an Ort und Stelle zu halten ist, bis die Verbindung in richtiger Lage geschlossen wird. Ausserdem muss das Ersatzrohr mathematisch genau die gleiche Länge haben, wie das ausgewechselte, wenn die Leitung in den Erdboden eingebettet ist, weil sich sonst die Verschraubung schwer ebenso dicht, wie früher, schliessen lässt.

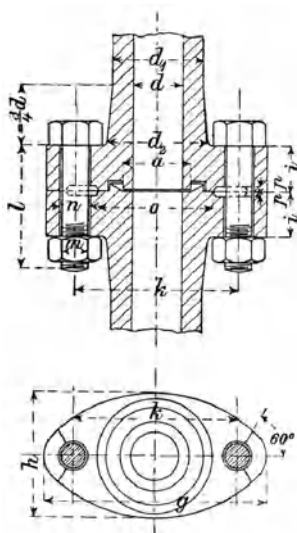


Fig. 444.

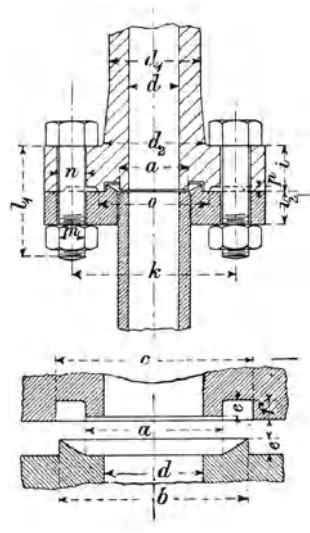


Fig. 445.

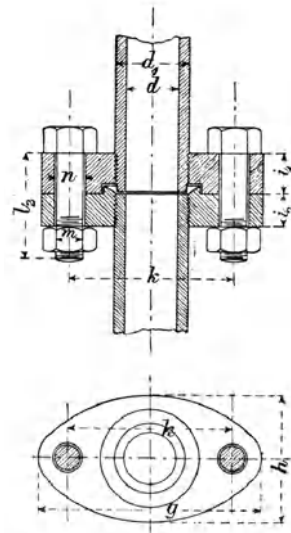


Fig. 446.

Da mit der Zahl der Flanschschrauben die Schwierigkeit wächst, die einzelnen gleichmässig anzuziehen, und sich andererseits bei wenigen und dementsprechend dicken Schrauben die Gefahr vermindert, dass sie beim Montiren abgewürgt werden, weil die Widerstandsfähigkeit gegen Drehspannungen mit der dritten Potenz des Durchmessers zunimmt, wendet man bei Hochdruckleitungen möglichst weitgehend ovale Flanschen mit nur zwei Schrauben an. Dies ist zulässig für Rohre bis etwa 125 mm Lichtweite und 50 Atm. Betriebsdruck. Für weitere Rohre kehrt man zu den sonst üblichen, kreisrunden Flanschen mit 4, 6, 8 oder mehr Schrauben zurück, theils um störend dicke Schrauben und Flanschen zu vermeiden, theils, weil

auch bei sehr kräftigen Abmessungen die Dichtung unzuverlässig wird, wenn der Schraubenabstand zu gross ausfällt. Als ungefähre obere Grenze für den Schraubenabstand der Flanschen pflegt man 160 mm anzunehmen und hier- nach ihre Zahl und Stärke zu ermitteln.

Die nachstehende Tabelle mit den zugehörigen Fig. 444 bis 446, S. 474, enthält die Flanschen und Schrauben für schmiede- und gusseiserne Hochdruckrohre von 10 bis 70 mm Lichtweite mit 50 Atm. Arbeits- und 70 Atm. Probedruck nach den von R. Dinglinger in Cöthen für seine Anlagen entworfenen Normalien. *S* bedeutet Schmiedeeisen, *G* Gusseisen.

Tabelle für Flanschverbindungen von R. Dinglinger.

Arbeitsdruck 50 Atm. Flanschen hart verlöthet. Gewinde 11 Gang auf 1" engl.
Probedruck 70 Atm. Dichtungsgummi 6 bis 7 mm Dm.

Durchmesser		Wulst	Verschnitt				Flansch		Flanschen- stärke			Schrauben				Loch	Aus- sparung			
d/d_1	d/d_1	d_2	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>i</i> ₁	<i>i</i> ₂	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>
<i>S</i>	<i>G</i>	<i>G</i>	<i>G</i>							<i>G</i>	<i>S</i>	<i>S</i>		<i>GG</i>	<i>GS</i>	<i>SS</i>			<i>G</i>	<i>G</i>
10/22	10/35	40	20	39	40	5	6	105	50	22	18	15	70	60	55	50	13	14	—	—
20/32	20/45	51	30	49	50	5	6	115	60	25	20	15	80	70	60	55	13	14	—	—
25/37	25/50	56	37	55	56	5	6	130	70	28	20	18	90	75	65	60	16	17	—	—
32/44	30/56	62	42	58	60	5	6	135	75	28	25	20	100	75	70	65	16	18	70	3
38/50	40/70	76	54	72	74	5	6	165	90	33	30	25	120	90	85	80	20	22	85	3
44/56	45/75	81	60	78	80	5	6	175	95	33	30	25	130	90	85	80	20	22	92	3
51/63	50/82	88	64	82	84	5	6	190	105	33	30	25	140	95	85	85	23	25	100	3
62/76	60/95	101	75	100	102	5	6	220	120	35	30	25	166	100	90	85	26	28	115	3
70/83	70/110	120	85	108	110	5	6	260	130	40	35	30	190	120	110	105	33	35	125	3

Die schmiedeeisernen Flanschen, welche mit scharfkantigem Gewinde — 11 Gänge für den Zoll engl. — auf Rohre aus gleichem Material aufgeschraubt und dann hart verlöthet werden, sind an beiden Seiten abzdrehen und bis zum dichten Schluss der Fuge zusammen zu ziehen, wobei der Arbeiter sowohl das gleichmässige Anziehen der Schrauben überwachen kann, als auch eine bestimmte, genau nach den Dichtungsverhältnissen bemessene Grenze für das Nachspannen der Schrauben findet. Demselben Zweck dienen die kleinen, abgedrehten Flächen an den Enden der gusseisernen Flanschen. Der Übergang der Rohrwände in die stärkeren Flanschen ist möglichst allmählich durch kegelförmige Wulste vermittelt, um Guss- spannungen und undichten Guss zu vermeiden.

Luther in Braunschweig verwendet auch für schmiedeeiserne Rohre gusseiserne Flanschen und dichtet die scharfgängige Verschraubung durch Weichloth. Das Rohrende wird mit knapp aufgesetzter Flansche in den Schmelztiegel eingetaucht, der das flüssige Weichloth enthält. Hierbei erwärmen sich Flansche und Rohrende auf die Lothtemperatur und überziehen sich mit einer dünnen Lothhaut, die alle Gewindefugen dicht ausfüllt, wenn die Flansche noch warm rasch aufgeschraubt wird.

Die Schrauben werden beim Anziehen auf Drehung und Zug beansprucht. Die Kraft, welche die Verbindung zu trennen sucht, entspricht dem Betriebsdruck auf den Rohrquerschnitt bis in die Dichtungszone, bei deren nicht genau bestimmbarer Grenze sicherheitshalber der mittlere Durchmesser der Dichtung für den Druckquerschnitt in Rechnung zu stellen ist. Da vorzüglich bei Flanschen mit grösserer Schraubenzahl einzelne Schrauben leicht mehr, als nöthig angezogen werden, empfiehlt es sich, die rechnungsmässige Zuganstrengung auf etwa 600 kg/qcm, die Drehanstrengung auf ungefähr 360 kg/qcm zu beschränken und ausserdem noch auf eine

Zunahme des Flanschdruckes beim Montiren und bei der Druckprobe Rücksicht zu nehmen.

Dem entsprechend findet man für ovale Flanschen bis 70 mm Rohrweite mit zwei Schrauben und für Kreisflanschen mit 4 bis 8 oder mehr Schrauben aus gutem Material und abgedreht, bei

- i Schrauben,
- p_i kg/qcm Betriebsdruck,
- d_m mittlerem Durchmesser der Dichtung in cm,

den Schraubenbolzendurchmesser δ in Zoll engl.

$$\delta \geq \sqrt{\frac{\pi d_m^2 p_i}{4 i 1200}} \text{ bis } \delta = \sqrt{\frac{\pi d_m^2 p_i}{4 i 900}} \dots \dots \dots \mathbf{254.}$$

Bei Ovalflanschen für Rohre über 70 mm Lichtweite sucht man dem unbequem starken Anwachsen der Schraubenbolzen durch Wahl vorzüglichsten Materials zu begegnen, das höhere Anstrengungen verträgt, und geht bis auf

$$\delta \geq \sqrt{\frac{\pi d_m^2 p_i}{4 i 1500}} \dots \dots \dots \mathbf{255.}$$

herab. So finden sich z. B. für die 125 mm weiten Hauptrohre der Bremer Druckleitung im Freihafen bei 50 Atm. Betriebsdruck und möglichst dicht am inneren Rohrmantel eingebetteter Dichtung nur 40mm starke Flanschschrauben verwendet, vergleiche Fig. 447, freilich unter besonders sorgsamem Massregeln für den Schutz der ganzen Leitung gegen zusätzliche Spannungen.

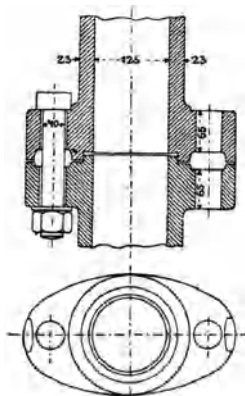


Fig. 447.

Vorversuche über die Festigkeit der Rohrverbindung führten bei den gewählten Abmessungen anfangs zur Zerstörung der Flanschschrauben bei etwa 300 Atm. innerem Überdruck, später zum Flanschenbruch unter annähernd gleichen Verhältnissen, nachdem ausgesuchtes Material für die Schrauben gewählt war, so dass die Massverhältnisse gut zusammenpassen.

Die Flanschen werden durch die Schrauben auf Biegung beansprucht. Bei Ovalflanschen ist der gerade Querschnitt senkrecht zur Mittellinie der beiden Schrauben, hart am Rohrwulst, als gefährlicher Querschnitt in die Biegungsgleichung einzusetzen. Für Kreisflanschen wird der Ansatzquerschnitt am Rohr der gefährliche und daher sein Widerstandsmoment, gegenüber dem Biegemoment der Schrauben, massgebend. Mit hinreichender Genauigkeit darf man hierbei die Rechnung so aufstellen, dass man sich das Rohr in einer Mantellinie durchschnitten und auseinandergerollt denkt, also die Flansche wie einen gewöhnlichen Balken mit ebenem Einspannungsquerschnitt behandelt, der im Abstand der Schrauben von dem äusseren Rohrmantel belastet ist. Für Gusseisen muss die hieraus sich ergebende Biegungsanstrengung $k_b \leq 300$ kg/qcm bleiben.

Stopfbüchsenrohre.

Rohrleitungen mit ineinander greifenden Flanschen gestatten das Auswechseln einzelner Rohre nur durch gewaltsames Auseinanderbiegen der anschliessenden Strecken, die hierzu mindestens frei liegen müssen. Die Rohrverbindung mit glatten Flanschen und zwischengeschraubtem Passstück von C. Hoppe, D. R. P. 52877, Fig. 448, ermöglicht durch die Liderungstulpen bequemes Einbauen von Ersatzrohren, als die Haniel'schen Rohre

ohne Flanscheinriff mit Rundgummidichtung, Fig. 443, aber auch hier lässt sich die Verbindung nur wieder ganz dicht schliessen, wenn der alte Rohrstrang eine gewisse Beweglichkeit besitzt, die für kleine Längenunterschiede der Ersatzstücke hinreichenden Ausgleich gewährt. Besser und leichter ist der Ersatz mit Stopfbüchsenrohren vorzunehmen, die sich verkürzen und verlängern lassen. Die in Fig. 449 nicht gezeichneten äusseren Enden der beiden Ersatzrohre sind mit Flanschen, wie die übrige Leitung, ausgerüstet. Zu beachten bleibt, dass der Leitungsdruck im vollen Rohrquerschnitt die Stopfbüchsenverbindung auseinander zu schieben sucht, und dass bei grossen Rohrweiten und hohem Druck dieser Schub aufgefangen

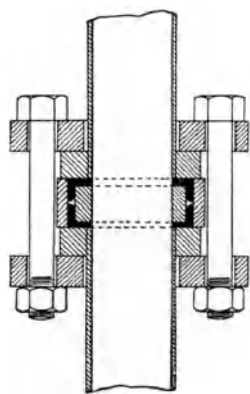


Fig. 448.

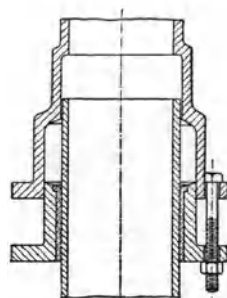


Fig. 449.

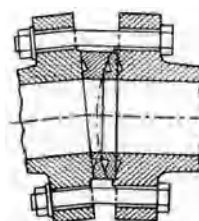


Fig. 450.

werden muss, weil sonst Biegung in rechtwinklig anschliessenden Rohrsträngen auftritt. Die patentirten entlasteten Stopfbüchsenrohre von Eilert, Fig. 459, S. 481, und von Frahm, Fig. 460, S. 482, lösen die Aufgabe am vollkommensten, ohne Zusatzkräfte in der Leitung.

Ersatz für Krümmer von Haniel und von Hoppe.

Um besondere Krümmermodelle zu ersparen, verwenden Haniel & Lueg für Rohrkurven zweitheilige Ringkeile, D.R.P. 59266, Fig. 450, die sich mit Kugelflächen berühren und hier, wie gegen die anschliessenden Flanschen, durch einseitig eingebettete Rundgummieinlagen abgedichtet werden. Besser sind die Konstruktionen von C. Hoppe für den gleichen Zweck, D.R.P. 36798, 37889 und 42126, Fig. 451 bis 453, S. 478, in denen keine Biegung der schon stets sehr hoch angestregten Flanschenschrauben auftritt, und eine gewisse dauernde Beweglichkeit der Verbindung gesichert bleibt.

Rechtwinklige Rohranschlüsse vermitteln Haniel & Lueg durch flanschlose \perp -Stücke, Fig. 454, S. 478, die in den Stirnflächen nur mit Nuthen für Rundgummidichtung versehen sind und mit langen Schrauben zwischen die Flansche des letzten Rohrschusses und einer abschliessenden Blindflansche oder, falls die Zuleitung auch in gerader Richtung weiter läuft, zwischen die Endflanschen der benachbarten Rohre eingeklemmt werden. Das \perp -Stück lässt sich hierbei innerhalb der Grenzlagen drehen, welche für den Seitenstutzen durch die Flanschenschrauben festgelegt sind, und bietet bei bequemer Montirung einen sehr brauchbaren Ersatz für kostspielige Einzelmodelle.

Bewegliche Rohranschlüsse an die festliegende Druckleitung werden vor allem für fahrbare, hydraulische Winden und Krahne einer Centralanlage nothwendig. Bei geraden Fahrbahnen genügen sogenannte Teleskoprohre, die sich gegenseitig mit Stopfbüchsen abdichten und schussweise ineinander oder auseinander schieben lassen. Allgemein verwendbar sind die

im Bremer Freihafengebiet benutzten Kniegelenkrohre, Fig. 455. Das Rohrknie trägt einen laternenförmig durchbrochenen Kopf, der als Drehzapfen für den Kopf des angeschlossenen Rohres dient und das Wasser in den umschliessenden Hohlraum nach dem oberen Rohr durchtreten lässt. Das Gelenk wird durch einen Schraubenzapfen an der Deckplatte der Laterne mittelst Mutter und deckelartiger Unterlegscheibe zusammengehalten und

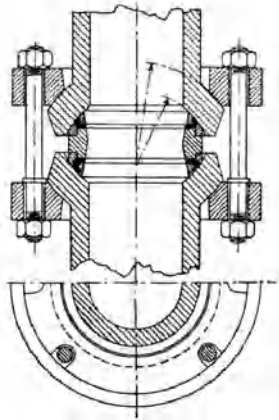


Fig. 451.

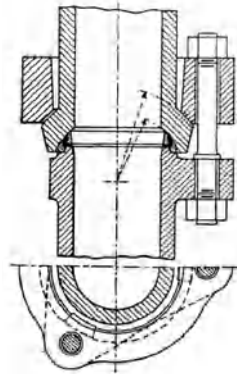


Fig. 452.

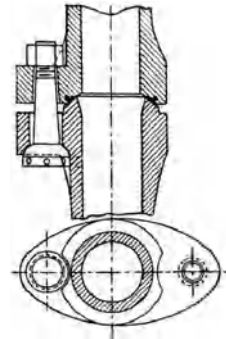


Fig. 453.

durch zwei Ledermanschetten gedichtet, die ein Stützring aus Rothguss mit Laternenschlitzen an Ort und Stelle sichert. Der Eingriffstift des Gehäusedeckels schützt die Mutter gegen Lockern, weil ihre Unterlegscheibe hierdurch festgehalten wird. Die Rohrköpfe sind aus Rothguss hergestellt, die anschließenden schmiedeeisernen Rohre eingeschraubt, an den Enden durch Lederringe gedichtet und durch vorgeschraubte Muttern festgezogen. Je

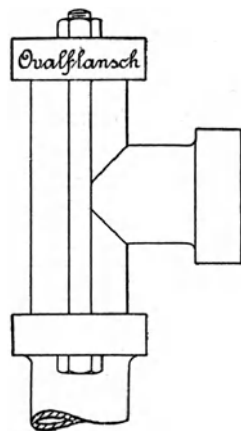


Fig. 454.

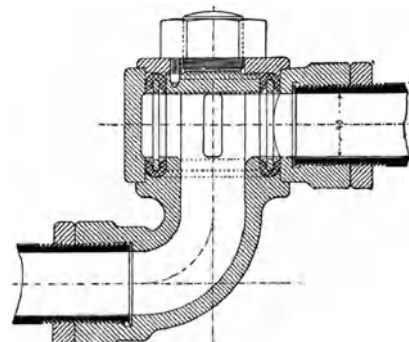


Fig. 455.

nach der Entfernung werden zwei oder mehr Rohre in dieser Weise miteinander verbunden. Den Teleskoprohren gegenüber bieten die Gelenkrohre den Vortheil, dass sie die ganze Kreisfläche bestreichen, deren Halbmesser ihrer Gesamtlänge entspricht, und dass sie, wegen ihrer wesentlich leichteren Beweglichkeit, bequemer zu benutzen sind. Statt dessen gebraucht man auch Gummischläuche, die durch äussere Drahtgewebe bei hinreichender Biegsamkeit Drucke bis 500 Atm. aushalten. Sie sind von W. H. Schmidt, Fabrik für Metallschläuche in Magdeburg, und von F. Clouth in Köln-Nippes zu beziehen.

β. Allgemeines über Rohrleitungen.

Rohrleitungen sind so zu entwerfen und zu verlegen, dass sie vollkommen entwässert werden können, keine Wassersäcke entstehen, und der erforderliche Schutz gegen Einfrieren gewährt ist. Die beiden ersten Bedingungen decken sich zum Theil und lassen sich am einfachsten durch ununterbrochenen Fall der Leitung mit einem Entlüftungsventil im höchsten Punkt und einem Ablaufventil im tiefsten erfüllen. Bedingen die örtlichen Verhältnisse wechselndes Fallen und Steigen, so sind die hierdurch voneinander getrennten, höchsten und tiefsten Leitungspunkte der einzelnen Rohrstrecken je mit Entlüftungs- und Ablaufventil zu versehen. Ausserdem legt man in den tiefsten Punkten der Leitung Schlammsäcke mit Ablassventilen an, um gröbere Verunreinigungen von Zeit zu Zeit entfernen zu können, und schaltet in die Zweigleitungen, die nach den Maschinen führen, bisweilen noch Kupfersiebe von 0,5 mm Lochweite ein, damit die empfindlichen Steuerorgane möglichst geschützt bleiben. Da der Gesamtdurchflussquerschnitt hierdurch nicht beschränkt werden darf, sind die Schutzsiebe in kastenförmigen Erweiterungen der Rohrleitung unterzubringen, wie Fig. 456 veranschaulicht. — Vergl. Guter-muth, Z. d. V. d. Ing. 1893. — Die Entlüftungsventile dienen gleichzeitig als Luftenlassventile beim Entwässern der Leitung.

Zum Schutz gegen Einfrieren verlegt man die Hauptleitungen ausserhalb der Gebäude in frostfreie Tiefe, entweder unmittelbar in den Erdboden, in mindestens 1 bis 1,5 m Tiefe, oder in gemauerte Stollen. Leitungen im Freien sind möglichst zu vermeiden, und, soweit dies bei Anschlüssen fahrbarer Maschinen nicht angeht, wenigstens ganz kurz zu halten. Künstliche Zuführung von Wärme, sowie Wärmeschutzhüllen für die Rohre sind hier, wie in Gebäuden nothwendig, deren Lufttemperatur während der Arbeitszeit unter 0° sinkt. Im allgemeinen reicht für solche Fälle das Speisen der Leitung mit angewärmtem Betriebswasser aus, seltener schreitet man zur unmittelbaren Erwärmung der Rohre durch Gasflammen oder durch besondere Heizanlagen für die Leitungstrecken. Mit Rücksicht hierauf wählt man mit Vorliebe Oberflächen-Kondensatoren für die Betriebsdampfmaschinen, um das verbrauchte Kühlwasser für den hydraulischen Betrieb zu verwerthen. In gleicher Weise lässt sich bei kleineren Anlagen mit Gasmotoren das sonst nutzlos ablaufende Kühlwasser verwenden. Soweit die Leitungen nicht durch die natürliche Bodenwärme oder durch die Temperatur der Gebäude im Winter auch während der langen Nachtpausen gegen Einfrieren geschützt sind, muss man die ganze Anlage oder wenigstens ihre gefährdeten Strecken vor langen Arbeitspausen entwässern. Hierbei ist nicht zu übersehen, dass mit dem Entleeren der Leitung die in ihrer Füllung aufgespeicherte Wärme und Arbeitsmenge jedesmal verloren geht. Von diesem Nachtheil sind, abgesehen von den elektrischen, auch Luftleitungen frei, weil sie wegen Frostgefahr überhaupt nicht entleert zu werden brauchen. Da erwärmtes Wasser leichter ist, als kaltes, hat man die Rohrleitungen von der Wärmequelle aus steigend anzulegen, um sicher zu sein, dass vorzüglich bei schwachem Betrieb die entfernteren Rohrstrecken durch selbstthätigen Ausgleich an der künstlichen Wärmezuführung theilnehmen. Für grosse Anlagen wählt

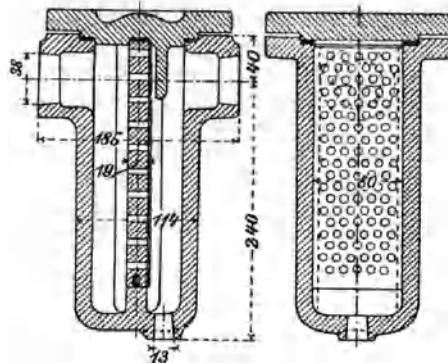


Fig. 456.

man sogenannte Ringleitungen, d. h. legt von der Centralstelle aus zwei Rohrstränge mit einer genügenden Zahl von Querleitungen, die sich schliesslich wieder vereinigen, und schaltet die einzelnen Maschinen in diesen Ringschluss so ein, dass jede Hebemaschine von zwei Seiten aus mit der Hauptleitung verbunden ist. Im Falle eines Rohrbruches bleiben Betriebsunterbrechungen dann auf die zerstörte Strecke beschränkt, nachdem die zunächst liegenden Absperrventile geschlossen sind, die für diesen Zweck in grosser Zahl mit genügend kleinen Abständen eingeschaltet werden.

Besondere Rücklaufleitungen, die das verbrauchte Kraftwasser den Druckpumpen zu erneuter Verwendung wieder zuführen, sind nur anzulegen, wenn hierdurch geringere Kosten entstehen, als durch den Verzicht auf den Kreislauf. Dies ist unter anderem der Fall bei kleinen Anlagen, die blos zur ersten Füllung und zum zeitweisen Ergänzen das Wasser den öffentlichen Leitungen zu entnehmen pflegen, um besondere Brunnenanlagen zu sparen, und im übrigen bei den hohen Wasserpreisen mit einem eigenen Pumpwerk billiger arbeiten, als mit dauernder Entnahme des Wassers aus der öffentlichen Leitung, unter Ausnutzung des vorhandenen Druckes. Bei grossen Anlagen kann die Schwierigkeit, genügend reines Betriebswasser an Ort und Stelle zu beschaffen, den Anschluss an die Stadtwasserleitung nothwendig machen, wie z. B. in Hamburg und Amsterdam. Rücklaufleitungen sind ferner in allen Fällen anzulegen, wenn man mit frostsicheren Flüssigkeiten arbeitet. Zu gunsten des doppelten Rohrnetzes wird auch geltend gemacht, dass bei künstlicher Erwärmung des Betriebswassers im Winter die Wärmezufuhr wesentlich beschränkt bleibt, weil das Wasser sich auf seinem Laufe nur um wenige Grade abzukühlen pflegt, und dass man aus der Temperatur des Rücklaufwassers gleichzeitig ein Urtheil über die betreffenden Verhältnisse in der ganzen Leitung hat, also die Wärmezufuhr sicherer regeln kann.

Die Rücklaufbehälter sind zweckentsprechend im Maschinenhause in solcher Höhe anzulegen, dass sich Arbeitsmaschinen, die Nachsaugwasser brauchen, wie alle Doppelkolbenmaschinen für abgestuften Druckwasserverbrauch, selbstthätig, ohne besondere Hilfsbehälter, aus der Ablaufleitung füllen können. Zum vollständigen Entleeren der Leitung ist dann andererseits eine Centrifugalpumpe aufzustellen, die das Rücklaufwasser in die Behälter schafft. Dafür vollzieht sich aber das Wiederfüllen der Leitung aus den Behältern zum grössten Theil selbstthätig, bevor die Druckpumpen anlaufen.

Gemauerte Stollen für Hauptrohrleitungen sind wegen ihrer hohen Herstellungskosten nur in Aussicht zu nehmen, wenn die übrige Anlage ihre Ausführung wesentlich erleichtert und durch ihre eigenen Erfordernisse gleichzeitig einen Theil des Mauerwerks zur Mitbenutzung für die Rohrstollen liefert. Dies ist vor allem bei Quaimauern der Fall. An sich gewähren Rohrstollen den Vortheil, dass die ganze Leitung zugänglich bleibt, zusätzliche Belastungen durch Erddruck nicht auftreten, und dass man ohne Schwierigkeit auf die wechselnden Längen der Leitung Rücksicht nehmen kann, welche vorzüglich bei angewärmtem Betriebswasser durch schwankende Temperatur eintreten.

So ist beispielsweise die Druckleitung in den Quaimauerkanälen des Bremer Freihafens durchgehend auf Rollen gelagert, und hin und wieder durch Krümmer, Fig. 457, von dreifach U-förmiger Gestalt die freie Beweglichkeit und Nachgiebigkeit so weit gesteigert, dass Längenunterschiede von 70 mm eintraten, ohne dass sich Undichtheiten bemerkbar machten. Auf gleiche Weise sind die Anschlüsse, welche aus dem gemauerten Kanal in den lockeren Sandboden übergehen, durch Krümmer mit mehrfach wechselnder Richtung, Fig. 458, gegen Bruchgefahr beim Sacken des Bo-

dens geschützt, indem durch die gewundenen Krümmer gleichzeitig die Biegungs- und Drehfederung für die Nachgiebigkeit des Rohrstranges ausgenutzt ist.

Die nachgiebigen Krümmer erleichtern ausserdem in dem ganzen Kanal und für die unmittelbar in der Erde liegenden Rohre, wenigstens an den am meisten gefährdeten Stellen, das Auswechseln schadhafter Stücke.

Entlastetes Stopfbüchsenrohr von Eilert. Unmittelbar in der Erde gelagerte Rohrstränge werden biegend belastet, sobald sie nicht vollkommen gleichmässig aufliegen oder die Bettung im Laufe der Zeit nachgiebt. Diesen Verhältnissen gegenüber kann man die Rohre gegen Bruch nur durch reichliche Wandstärken schützen und muss sich darauf beschränken, besonders gefährdete Stellen sachgemäss zu sichern. Dazu gehört, dass man für Rohre in nicht tragfähigem Boden, in etwa 3 m Entfernung, untermauerte Auflager einschaltet.

Wiederholte Rohrbrüche im Hamburger Freihafengebiet, an den Übergängen der Leitung aus dem sehr unzuverlässigen Uferboden auf die festen Brückenbahnen, über die sie nach der anderen Fleetseite geführt sind, machten hier ganz frei nachgiebige Stopfbüchsenrohre notwendig, deren ältere Form Maschineninspektor Eilert durch vollkommene Entlastung gegen einseitigen inneren Überdruck, Fig. 459, D.R.P. 57 756, wesentlich vervollkommenet hat. Die voll ausgezogenen Linien gelten für geradlinige Rohrstrecken, die punktierten für rechtwinkligen Richtungswechsel, nach Massgabe der Hamburger Ausführungen. Die Entlastung gegen einseitigen, inneren Überdruck ist dadurch erreicht, dass das Wasser aus einem Rohr in das andere nicht, wie gewöhnlich, durch den senkrechten Rohrquerschnitt, sondern durch Laternenschlitze *c* des Rohrmantels übertritt. Für geradlinige Rohre gabelt sich das Anschlussrohr *A* und mündet mit zwei Zweigrohren in die Laternenkammer, zwischen denen die Stopfbüchse *a* frei zugänglich bleibt.

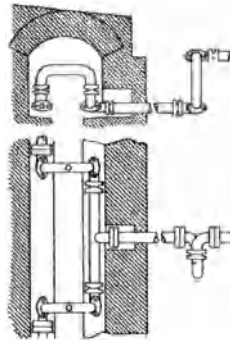


Fig. 457.

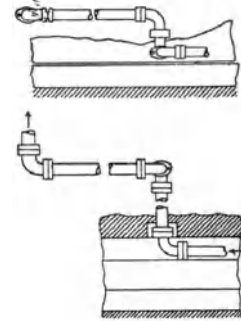


Fig. 458.

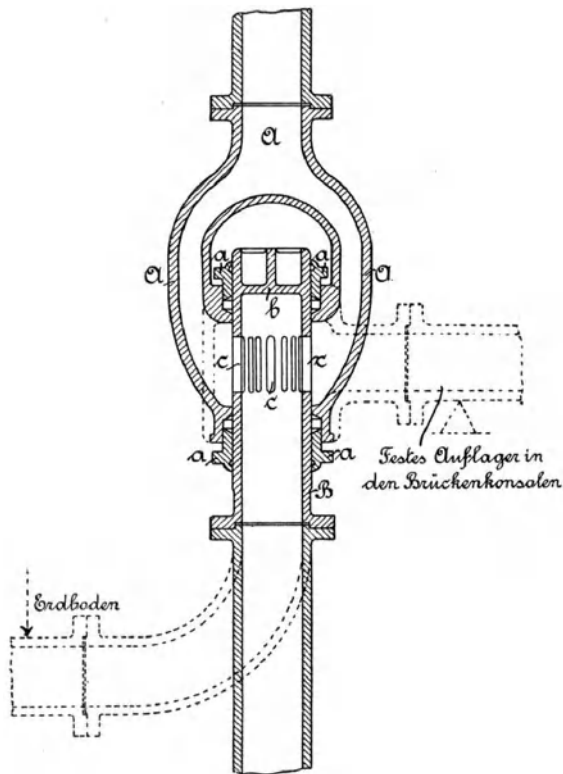


Fig. 459.

Die Entlastung gegen einseitigen, inneren Überdruck ist dadurch erreicht, dass das Wasser aus einem Rohr in das andere nicht, wie gewöhnlich, durch den senkrechten Rohrquerschnitt, sondern durch Laternenschlitze *c* des Rohrmantels übertritt. Für geradlinige Rohre gabelt sich das Anschlussrohr *A* und mündet mit zwei Zweigrohren in die Laternenkammer, zwischen denen die Stopfbüchse *a* frei zugänglich bleibt.

Entlastete Dehnungstopfbüchse von Frahm in Köln, D. R. P. 94'534, Fig. 460, veranschaulicht eine andere Ausführung für denselben Zweck, welche die Aufgabe ohne Drosseln des Durchflussquerschnittes löst.

Die Muffe *m* dichtet durch ihre Stopfbüchsen die eingreifenden Rohrstücke *a* und *b* ab und ist mit dem Rohr *a* entweder unmittelbar oder, wie in der Zeichnung angedeutet, durch die Schraube *s* verbunden. Andererseits ist auch das Gegenrohr *b* durch eine Schraube *g* an die Brille der linken Muffenstopfbüchse angeschlossen, um zu verhindern, dass *b* durch den Leitungsdruck aus der Verbindung herausgepresst wird. In der Ausführung sind zur symmetrischen Kraftvertheilung sowohl drei Schrauben *s*, wie eben so viele *g* anzuwenden.

Das Zwischenstück *c* bildet den Grundring der linken Stopfbüchse und stützt sich auf der Stirnfläche des Rohres *b* ab, das dicht hinter dem übergreifenden Zwischenstück mehrfach radial durchbohrt ist, um dem Druckwasser freien Durchtritt in die Ringkammer der Muffe zu gestatten. Bei gleichem äusseren Durchmesser D_2 der Rohre *a* und *b* wirkt der Wasser-

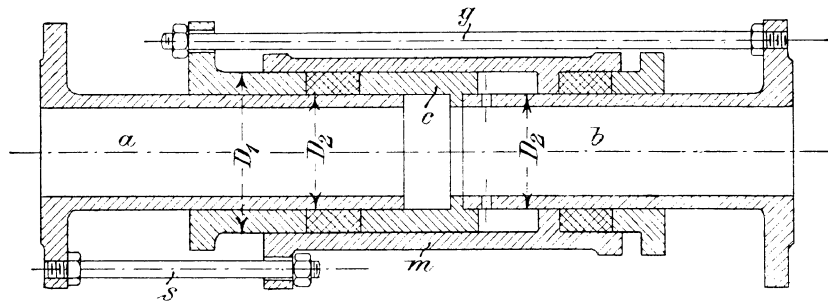


Fig. 460.

druck in der Ringkammer nach rechts und nach links auf den Ringquerschnitt von der Grösse $(D_1^2 - D_2^2) \frac{\pi}{4}$ und ebenso auf die beiden eingreifenden Rohre *a* und *b* mit der Druckfläche $D_2^2 \frac{\pi}{4}$. Die ganze Verbindung ist vollkommen entlastet, sobald man

$$D_1^2 - D_2^2 = D_2^2 \text{ d. h. } D_1 = 1,4 D_2 \quad . \quad . \quad . \quad 256.$$

wählt, weil sich alsdann die Drucke, welche die Muffe *m* nach rechts und das Rohr *a* nach links zu schieben suchen, durch die Schraube *s* gegenseitig aufheben, und ebenso der Druck gegen den Rohrquerschnitt von *b* nach rechts durch die Schraube *g* mit der Kraft ins Gleichgewicht tritt, welche die linke Stopfbüchsenbrille nach links zu verschieben sucht.

Es empfiehlt sich, an den Verbindungsstellen den einen Rohrstrang zu verankern und nur den anderen frei beweglich zu lassen, damit die Dehnungen von bestimmten Festpunkten ausgehen.

Die Ausführungen beider Patente hat Dehne in Halle a./S. übernommen.

Besondere Ausgleichstücke für wechselnde Wärmedehnung sind für Rohrstränge, die ganz im Erdboden liegen, nicht erforderlich und würden, bei den allseitigen Widerständen, auch wirkungslos bleiben.

Rohrdurchflussweiten. Der lichte Rohrquerschnitt richtet sich nach der sekundlichen Durchflussmenge und ist mit Rücksicht auf den Druckhöhenverlust *h*, der durch die Wassergeschwindigkeit *v* in der Leitung, nach der Beziehung $h = \frac{v^2}{2g}$ entsteht, so zu wählen, dass *v* möglichst beschränkt wird. Je kleiner die an sich verfügbare Druckwassersäule ist, um

so mehr muss man auf verhältnissmässig grosse Rohrquerschnitte Bedacht nehmen. Man findet $v = 0,5$ bis 3 m/sec.

Für die unmittelbaren Anschlussrohre der einzelnen Hebemaschinen sind der Rohrquerschnitt und die Zuflussgeschwindigkeit durch den sekundlichen Wasserverbrauch der Maschine bestimmbar, welcher von dem Querschnitt und der Geschwindigkeit des Kolbens abhängt, die sich ihrerseits aus der Last- und Fördergeschwindigkeit ergeben.

Für die Hauptleitungen grösserer Anlagen schwankt die Durchflussgeschwindigkeit je nach der Zahl der zufällig gleichzeitig arbeitenden Maschinen, die von der Leitung gespeist werden, erheblich, und man kann daher dem Entwurf nur schätzungsweise Annahmen über den höchsten Wasserverbrauch in der Sekunde zu Grunde legen, so dass genauere Berechnungen der Leitungswiderstände, bei der Unbestimmtheit der zahlreichen, hierfür in Betracht zu ziehenden Wechselfälle, wenig praktischen Werth haben. Hierbei ist darauf hinzuweisen, dass Aufzüge für mehrstöckige Speicher im Mittel nur auf halbe Höhe fördern, dass, je grösser die Anzahl der angeschlossenen Maschinen ist, um so grösser die Zahl der zeitweilig unbenutzten zu sein pflegt, wobei im übrigen auch gleichzeitig die Wahrscheinlichkeit wächst, dass sich der Gesamtwasserverbrauch der in Thätigkeit befindlichen Hebe-
maschinen gleichmässiger vertheilt, weil einzelne Maschinen heben, während andere senken oder beladen und entladen werden.

Da für grosse Anlagen nur Hochdruckbetrieb, meist mit etwa 50 Atm., angewendet wird, ist es, hinsichtlich der Druckhöhenverluste, ziemlich bedeutungslos, wenn die Wassergeschwindigkeit in Zweigleitungen zeitweilig 3 m erreicht oder überschreitet, weil ohnehin die meisten Hebewerke mit mehr oder minder gedrosselter Steuerung arbeiten, um bei nicht voller Belastung den überschüssigen Beschleunigungsdruck zu vernichten; aber für die Hauptrohre ist wegen der grossen Wassermassen und der Gefahr von Rohrbrüchen durch Stösse bei plötzlich vermindertem oder ganz unterbrochenem Durchfluss $v < 1$ m zu wählen. Ausserdem pflegt man, zum Schutz gegen Stösse beim plötzlichen Absperrn, in die Hauptleitungen, in etwa 100 m Entfernung und auf den höchsten Punkten abzweigender Steigrohre Stospuffer, Fig. 461, einzuschalten, die aus einem Bronzekolben mit starker Federbelastung bestehen, der unter dem Rückstau der Wassersäule vorübergehend ausweicht.*)

γ. Absperrventile und Schieber.

Die Rohrleitungen sind mit einer ausreichenden Zahl von Absperrvorrichtungen zu versehen, um jede angeschlossene Hebemaschine für Ausbesserungen einzeln auszuschalten und bei Rohrbrüchen die beschädigte

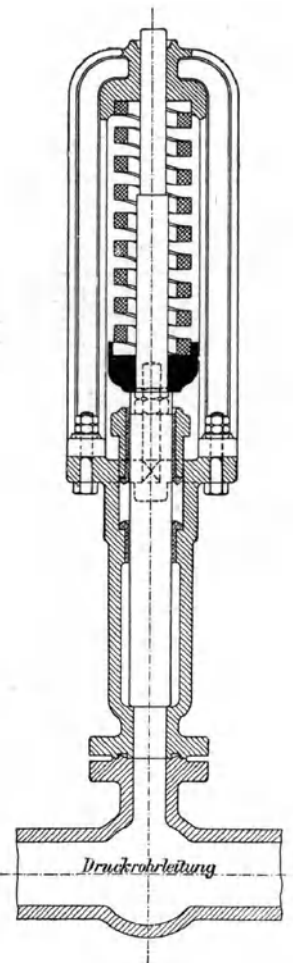


Fig. 461.

*) Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Kraftcentralen. Z. d. V. d. I. 1894.

Rohrstrecke abzusperrern, damit der Betrieb in den übrigen Theilen des Rohrnetzes fortgeführt werden kann. Hierzu kommen die Rücksichten auf den Schutz im Winter besonders gefährdeter Rohrstrecken, die am besten ausgeschaltet und entwässert werden, wenn sie längere Zeit unbenutzt bleiben. Deshalb sind an jeder Zweigstelle im Rohrnetz und unmittelbar vor den einzelnen angeschlossenen Maschinen Absperrventile oder Schieber nothwendig.

Für Rohre bis 50 oder höchstens 60 mm Lichtweite wählt man meist Absperrventile von der Bauart Fig. 462. Das Druckwasser strömt von unten durch den Ventilsitz, so dass zum Absperrern einer Flüssigkeitsäule von 50 Atm. bei 60 mm Durchflussweite die Ventilspindel einen Gegendruck von über 1400 kg zu überwinden hat, und damit etwa die Grenze für die Bedienungsmöglichkeit erreicht wird.

Bei umgekehrter Durchflussrichtung entlastet zwar die starke Spindel das Ventil vollkommen, wenn auf der Unterseite kein Gegendruck herrscht,

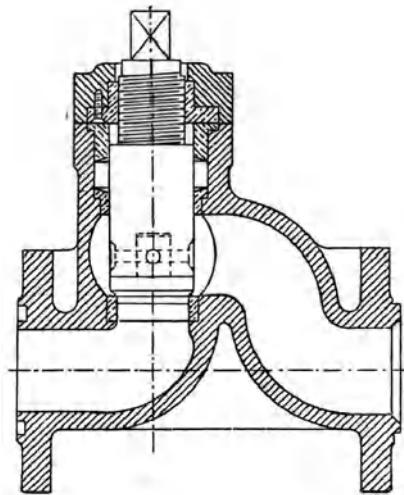


Fig. 462.

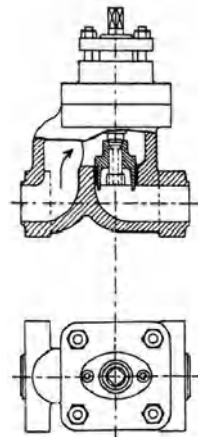


Fig. 463.

also das Wasser aus dem Gehäuse frei abströmt; diese Voraussetzung trifft aber für die gewöhnlichen Betriebsfälle nicht zu, in denen das Ventil in eine Leitung eingeschaltet wird, die einerseits unter dem Druck des Hochdruckbehälters steht, andererseits nach den einzelnen Arbeitsmaschinen abzweigt, die während der Betriebspausen durch ihre Steuerungen einen starren Abschluss der Rohrleitung bilden. Die Stopfbüchse des Ventilgehäuses wird entweder, wie in der Zeichnung angenommen, mit Baumwollpackung oder sonst durch eine Lederstulpe abgedichtet. Das Spindelgewinde wählt man meist, um an Höhe zu sparen, scharfkantig, obwohl flachgängiges wegen seiner geringeren Reibungswiderstände empfehlenswerther ist. Die Trennung des eigentlichen Ventils von der Spindel ist wünschenswerth, weil eine gewisse Beweglichkeit zwischen beiden Theilen dem Ventilteller ermöglicht, sich ganz seinem Sitz anzupassen, selbst wenn die Führungssache der Spindel nicht genau mit der Schleifachse des Sitzes zusammenfällt.

Statt der gezeichneten, von Breuer gewählten Verbindung zwischen Ventilteller und Spindel sind besser zwei Streifstifte anzuwenden, die von aussen lose durch eine Ringnuthe des oberen Zapfens hindurchgreifen und das Ventil an der Spindel aufhängen, ohne die Drehbarkeit beider Theile gegeneinander zu verhindern. Der in der vorliegenden Ausführung gewählte Ersatz der Streifstifte durch einen Mittelstift kann zum Abwürgen

desselben führen, wenn sich die Spindel beim Niederschrauben noch etwas weiter dreht, als das aufsitzende Ventil.

Der Gedanke, schwer belastete Ventile durch ein kleines Voröffnungsventil zu entlasten und leicht beweglich zu machen, ist in der Konstruktion Fig. 463 verwerthet. Die schwache Ventilspindel schliesst mit einem kegel-förmigen Bund den in der Mitte durchbohrten Teller des Hauptventiles ab und hebt erst beim weiteren Aufsteigen mit dem unteren vorgeschraubten Spindelkopf den Ventilteller an, nachdem sich der Druckausgleich durch das kleine Voröffnungsventil vollzogen hat. *) Beide Konstruktionen bilden durch die innere Gehäuseform in wage-rechten Rohrleitungen einen Überlaufstau, der die vollkommene Entleerung des anschliessenden Rohrstranges beim Entwässern hindert, wenn man die Gehäuse mit aufrecht stehender Spindel montirt. Dieser Übel-stand, der das leichte Zufrieren der Absperr-ventile im Winter erklärt, lässt sich in den meisten Fällen dadurch vermeiden, dass man sie um 90° dreht, d. h. mit wagerecht liegender Spindel in den Rohrstrang einbaut. Wo das nicht möglich ist, sind besondere Ab-lassventile für die abgestaute Wasserfüllung nothwendig.

Für grosse Rohrweiten schliessen Keil-schieber erfahrungsgemäss besser, als Ventile ab. Auch hier lässt sich, wie aus Fig. 464 ersichtlich, der Keilschieber durch die Spindel leicht mit einem Voröffnungsventil entlasten. Für gewöhnliche, unentlastete Schieber fällt nur der Ventilkopf an der Spindel und der Voröffnungskanal im Schieber fort.

Auf den Ersatz der Absperrventile durch Hähne ist zu verzichten, weil sie schwer dicht zu halten sind und für grosse Rohrweiten über-haupt nicht in Betracht kommen können.

δ. Selbstthätige Entlüftung der Rohrleitungen.

Die gewöhnlichen Entlüftungsventile für Rohrleitungen unterscheiden sich in keiner Weise wesentlich von denen für Cylinder, und sind S. 461 als unentbehrliches Zubehör der Treibcylinder besprochen. Bei sehr langen und weit verzweigten Anlagen liegt aber ein besonderes Bedürfniss nach selbstthätigen Entlüftungsventilen vor, da sonst im Winter die ganze Leitung regelmässig vor dem Entwässern abends und vor Wiederaufnahme des Be-triebes morgens zum Öffnen und Schliessen aller einzelnen Luftventile be-gangen werden muss. Wird die Hochdruckleitung, wie z. B. in Hamburg, auch noch gleichzeitig für Feuerlöschzwecke ausgenutzt, so muss ein aus-reichendes Bedienungspersonal für die Luftventile im Winter auch jederzeit nachts bereit gehalten werden, um die wegen Frostgefahr entleerte Druck-leitung sofort wieder mit einer der hierzu unter Dampf gehaltenen Betriebs-pumpen füllen zu können. Zur Beseitigung dieser lästigen Verhältnisse ist die nachstehende Konstruktion ausgeführt.

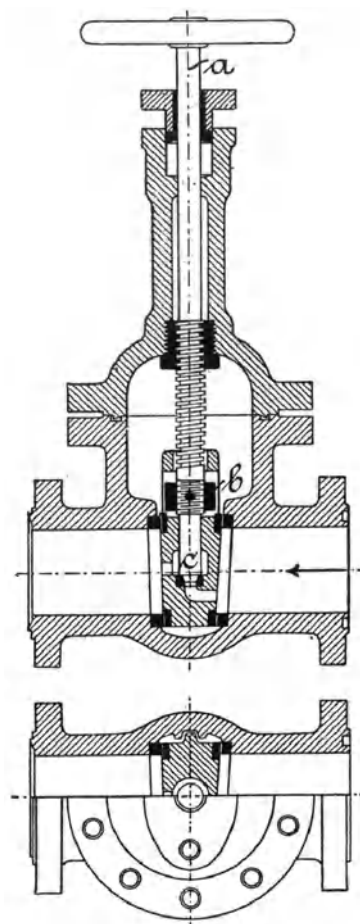


Fig. 464.

*) Gerdau, Lösch- und Ladevorrichtungen. Z. d. V. d. I. 1892.

Selbstthätiges Entlüftungsventil von Eilert in Hamburg.

Das Ventil *D* von 10 mm Durchlassweite und 10 mm Hub, Fig. 465, stützt sich mit einer schwachen Stange aus 4 mm starkem Stahldraht auf der Schale *G* einer Federwage ab, die als Scheibenkolben, mit ganz geringem Seitenspielraum, ohne Reibung und ohne nachtheiligen Einfluss auf die richtige Ventilführung, mit der Stützfeder in dem topfartigen Gehäuse auf- und nieder spielen kann. In der gezeichneten Stellung ist das Ventil bei mangelndem Druck in der Hauptleitung durch die untere Stützfeder vollständig geöffnet. Wird die Leitung gefüllt, so entweicht die verdrängte Luft aus den Rohren durch *a* unterhalb des Ventiles *D* in den oberen Gehäuseraum nach dem Abführungsstutzen *b* und gelangt durch das Steigrohr *K*, vergl. Fig. 466, ins Freie. Das Druckwasser folgt der verdrängten Luft nach, fällt in den Topf und fließt durch die Öffnung *o* des Zwischenbodens *S* auf die Kolbenschale *G*. Sobald die zunehmende Wasserbelastung die Tragfähigkeit der 1 mm starken Stützfeder überschreitet, sinkt die Schale und schließt das Ventil. Dasselbe bleibt durch den Rohrleitungsdruck geschlossen, während sich die niedergesunkene

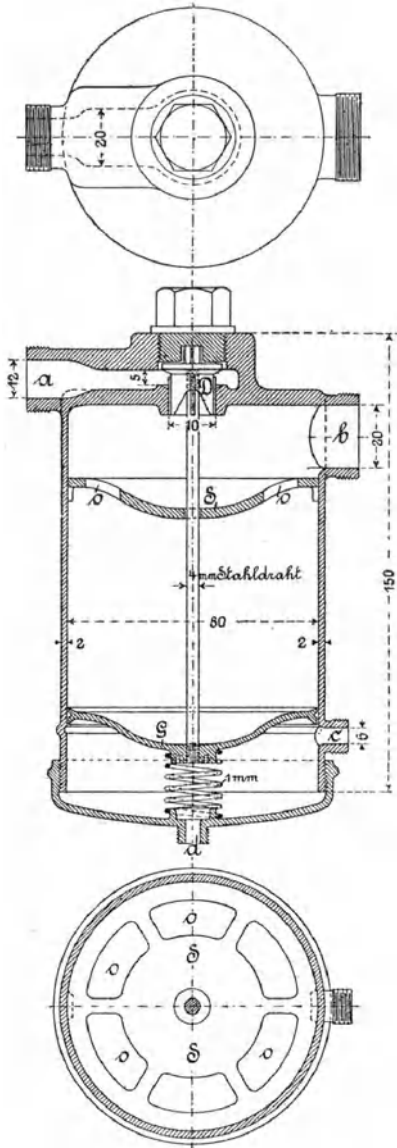


Fig. 465.

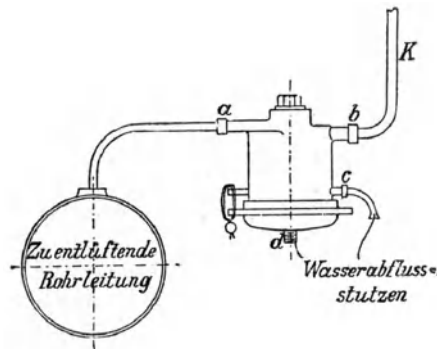


Fig. 466.

Schale in der tiefsten Stellung durch den Ablaufstutzen *c* entleert. Infolge der Schalenentlastung öffnet sich das Ventil auch sofort wieder selbstthätig, wenn der Druck in der Leitung bei beginnender Entwässerung aufhört, und lässt Luft eintreten. Durch den Zwischenboden *S* wird der scharfe Spritzstrahl des einströmenden Wassers von der Federwage *G* ferngehalten, damit das Entlüftungsventil nicht zu frühzeitig zuschlagen kann. Das Spiel der Federwage lässt sich durch Nachspannen der Feder mittelst des vorgeschraubten Gehäusebodens, sowie durch Verändern der Länge des Steigrohres *K* regeln, welche die Höhe der belastenden Wassersäule für die Wagschale bestimmt. Wenn man vor dem Eintrittsstutzen *a* ein Absperrventil einschaltet, kann

das Entlüftungsventil auch jederzeit während des Betriebes nachgeschliffen werden.

Selbstthätiges Lufteinlass- und Auslassventil von Eilert.

D. R. P. 99476.

Fig. 467 veranschaulicht ein später von Eilert eingeführtes Entlüftungsventil mit oben offenem Blechschwimmer *G*, der mit einem Quersteg an der Kopfgabel des Winkelhebels *W* frei beweglich aufgehängt ist und durch sein Gewicht das Entlüftungsventil *V* öffnet, sobald sich der Auftrieb des Schwimmers durch Luftansammlungen in dem Ringquerschnitt zwischen *G* und dem cylindrischen Gehäuse *C* ausreichend vermindert. Die von aussen durch die Stellschraube *S* regulirbare Bodenfeder *F* gleicht das Eigengewicht des voll in Wasser eingetauchten Gefässes *G* aus und unterstützt mit einem geringen Kraftüberschuss den Ventilschluss. Die Schraubenspindel *s* ermöglicht das zwangweise Öffnen des Ventils zur Prüfung des Apparates während des Betriebes. Um gefährliche Wasserschläge durch Stösse in der Leitung oder plötzlich zuströmende grosse Luftmengen mit nachfolgendem Wassererguss zu verhüten, mündet der Einflusstutzen *L* nicht unmittelbar in den Cylinder *C*, sondern in ein siebförmig durchlöcherntes kupfernes Ringrohr, das für solche Fälle ausreichend drosselnd wirkt.

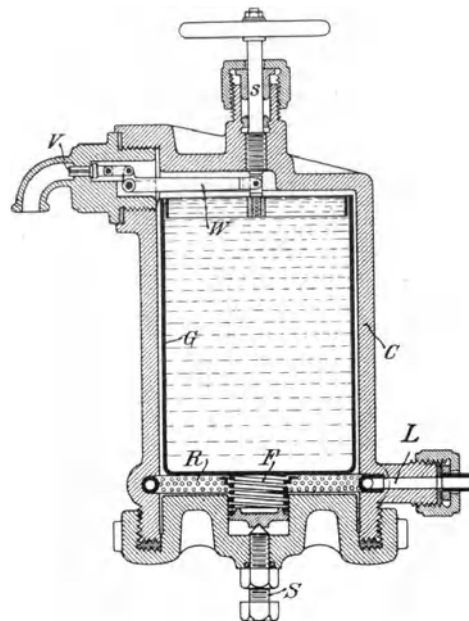


Fig. 467.

Zum anfänglichen Füllen der Leitung wird das Ventil durch Niederschrauben der Druckspindel *s* geöffnet und so lange offen gehalten, bis Wasser durch *V* austritt, also das Gefäss *G* und der Cylinder *C* im höchsten Punkte der Leitung und damit die Leitung selbst zunächst vollständig mit Wasser gefüllt sind. Hierauf giebt man das Ventil durch Zurückschrauben der Spindel frei und regelt die Federspannung durch die Schraube *S* soweit wie nöthig, um den selbstthätigen Ventilschluss bei voller Wasserfüllung und andererseits genügend leichtes Spiel schon bei mässigen Luftansammlungen zu sichern. Beim Entleeren der Leitung öffnet sich das Ventil ebenso wie bei Luftansammlungen während des Betriebes selbstthätig, weil alsbald das Wasser aus dem Ringraum zwischen *C* und *G* abfliesst, damit der Auftrieb aufhört und das mit Wasser gefüllte Gefäss *G* unter Überwindung des geringen Gegendruckes der Feder *F* den Winkelhebel *W* niederzieht.

3. Hydraulische Hebemaschinen mit unmittelbar wirkender Druckpumpe.

Hebebock von Gruson.

Die gewöhnliche Form der hydraulischen Hebeböcke oder Hebeknechte ist auf Taf. 77 in Fig. 1 bis 6 nach einer Ausführung des Grusonwerkes gezeichnet. Der feststehende Kolben bildet den Windenfuss, der über ihn

gestülpte Cylinder den Lastträger, der durch die Druckpumpe in dem gleichzeitig als Wasserbehälter benutzten Cylinderkopf mittelst eines aussen auf die Pumpenwelle aufgesetzten Handhebels in die Höhe gepresst werden kann.

Die Druckpumpe ist einfach wirkend und wird von der Hebelwelle durch einen Daumen in Bewegung gesetzt, der in einen passenden Schlitz des unten im Pumpentiefel, oben im Gehäusedeckel geführten Kolbens eingreift. Sie saugt das Wasser aus dem sie umgebenden Behälter durch das wagerecht eingebaute Ventil und drückt es durch das hängende Ventil in den Hohlraum zwischen Kolbenkopf und Cylinder, der durch eine Lederstulpe am Kolben abgedichtet ist. Beide Ventile werden in der Ruhe durch Spiralfedern auf ihren Sitz gepresst, weil sie bei ihrer Lage unzuverlässig selbstthätig abschliessen. Zum Senken der Last wird das seitlich am Cylinderkopf angebrachte Rücklaufventil, Fig. 2, welches aus einer Schraubenspindel mit abdichtender Kegelspitze besteht, geöffnet, damit die Flüssigkeit aus dem Druckcylinder in den Gehäusekopf zurücktreten kann.

Cylinder und Kolben sind aus Stahlguss hergestellt. Der Gehäusekopf, aus gleichem Material, ist warm auf den Cylinder aufgezogen, der unten noch mit einer Fussklaue versehen ist, um Lasten dicht über dem Boden fassen zu können. Das geradlinige Aufsteigen des Cylinders wird durch den Eingriff der unten in die Kolbennuthe eingesetzten Nase, Fig. 2, gesichert. Hebel und Hebelwelle bestehen ebenfalls aus Stahl, die Pumpe mit allem Zubehör aus Rothguss. Zum Abdichten des Kolbens ist eine einfache vierkantige Lederschnur in die Ringnuthe des Kolbens eingewickelt und glatt überdreht. Sie dichtet lediglich durch Aufquellen. Oben am Gehäuse ist eine kleine Füllöffnung mit Verschlusschraube vorgesehen, die am äusseren Umfang in der Längsrichtung auf einer Stelle schwach angefeilt ist, um Luft beim Pumpen eintreten zu lassen und doch zufällige Wasserverluste zu verhindern. Die Ausführung ist für 10000 kg Nutzlast bestimmt.

- Bezeichnet P den Arbeitsdruck am Hebel,
- l die Hebellänge,
- a den Hebelarm des Druckdaumens,
- d den Durchmesser des Pumpenkolbens,
- D den Durchmesser des Lastkolbens,
- η den Wirkungsgrad der ganzen Maschine,
- Q die Nutzlast,

so ist

$$P = \frac{a}{l} \frac{d^2}{D^2} \frac{Q}{\eta} \dots \dots \dots 257.$$

und mit den Werthen der Ausführung, $a = 26$, $l = 550$, $d = 19$, $D = 56$ mm, $Q = 10000$ kg,

$$P \sim \frac{54,5}{\eta} \text{ kg.}$$

Bezieht man den Gütegrad auf die wirkliche Arbeitsleistung der Maschine, so fällt η selten höher als 0,70 bis 0,75 aus, da durch unpünktlichen Ventilschluss leicht Wasserverluste eintreten, und der Lastkolben daher langsamer aufsteigt, als an sich dem Übersetzungsverhältniss entspricht. Berücksichtigt man dagegen nur die Reibungsverluste der Hebelwelle, des Druckdaumens und der Kolben, sowie die geringfügigen Ventilwiderstände, welche allein Einfluss auf die Grösse von P haben, so erscheint η mit 0,8 reichlich niedrig geschätzt. Damit würde P auf 68 kg anwachsen.

Die Angaben der Fabriken über die Tragfähigkeit werden bei den hydraulischen Hebeböcken, ähnlich wie bei den Wagenwinden, sehr hoch

gegriffen, in der Voraussetzung, dass im Gebrauch die Grenzlast selten oder nie gehoben wird. So finden sich auch die Handhebel für die berechneten Verhältnisse mit sehr schwachen Querschnitten, 10 mm Dicke und 35 mm Höhe am Vierkantauge, ausgeführt, so dass bei 68 kg Druck am Griff zum Heben der Grenzlast im gefährlichen Querschnitt 1830 kg/qcm Biegungsspannung auftreten würde. In diesen Konstruktionsverhältnissen liegt ein gewisser Schutz gegen Überlastungen.

Die Pressung p_i steigt im Druckzylinder bei voller Belastung auf

$$p_i = \frac{10000}{\frac{3,6^2 \pi}{4}} \sim 400 \text{ Atm.}$$

Zum Ermitteln der grössten Anstrengung k_z des Druckzylinders, die am inneren Umfang senkrecht zur Achse auftritt, ist darauf hinzuweisen, dass der Flüssigkeitsdruck gegen den Zylinderkopf durch die darauf ruhende Last vernichtet, und dass der Bodenabschluss durch den abgedichteten Kolben gebildet wird. Der Zylindermantel ist demnach nur durch den in allen Punkten radial gerichteten Flüssigkeitsdruck beansprucht. Hierfür gilt, wie S. 460 angegeben, die Grashof'sche Beziehung 247

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}}$$

oder

$$k_z = p_i \frac{(0,7 r_i^2 + 1,3 r_a^2)}{r_a^2 - r_i^2}$$

Für den inneren Überdruck $p_i = 400 \text{ kg/qcm}$, den äusseren Zylinderhalbmesser $r_a = 3,6 \text{ cm}$ und den inneren Zylinderhalbmesser $r_i = 2,8 \text{ cm}$ folgt im vorliegenden Fall

$$k_z = 1760 \text{ kg/qcm,}$$

eine Anstrengung, die vollkommen zulässig ist, da die Zerreihsfestigkeit von Stahlguss 3500 kg bis 7000 kg/qcm und mehr beträgt.

Die Angaben des Grusonwerkes über hydraulische Hebeknechte für verschiedene Lastgrössen sind nachstehend zusammengestellt:

Tragfähigkeit kg	Hub mm	Gewicht etwa kg
3 000	315	27
4 000	315	30
6 000	315	35
8 000	315	40
10 000	315	43
12 000	315	47
15 000	315	50
20 000	315	55
30 000	315	78
40 000	250	95
60 000	250	145

*) Vergl. Grashof, Festigkeitslehre 1878, S. 312, und C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., S. 535 Fussanmerkung.

Hydraulische Schlittenwinde.

Die hydraulischen Hebeböcke werden zum Theil, ähnlich wie die Schraubenwinden, auch als Schlittenwinden gebaut, um die gehobene Last gleichzeitig seitwärts bewegen zu können. Fig. 468 liefert eine Skizze hierzu, die ohne weitere Erklärung verständlich ist.

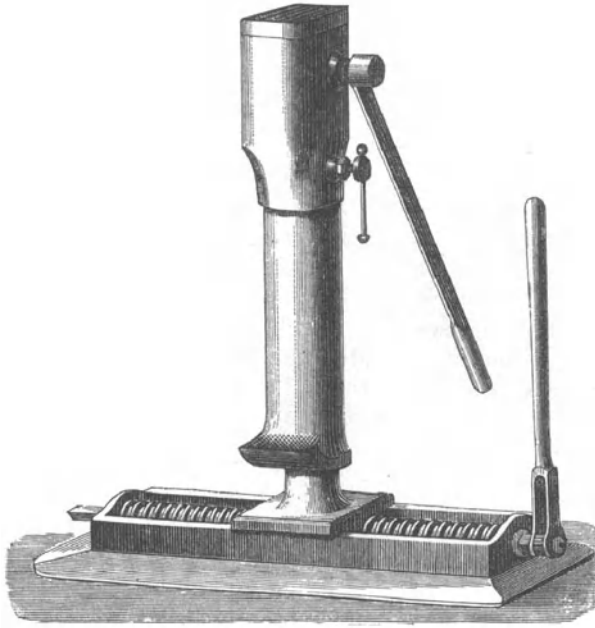


Fig. 468.

Daumenkraft von Gruson.

Zum Heben von Lasten, die 20000 bis 200000 kg wiegen, verwendet man meist, an Stelle der vorstehend beschriebenen Hebeböcke, sogenannte Daumenkräfte, Fig. 7 bis 9, Taf. 77, die sich in ihrer Bauart nur dadurch von den Hebeböcken unterscheiden, dass sie niedriger und deshalb standfester ausgeführt werden, dass sie bei fehlender Fussklaue die Last nur mit dem Kolbenkopf aufnehmen können, und dass der Pumpenbehälter seitlich an-

geschraubt ist, wodurch sowohl an Höhe für die ganze Konstruktion gespart wird, als auch der Standort des Arbeiters in grösseren Abstand von der Last rückt. Die Zeichnung giebt eine Ausführung des Grusonwerkes für 70000 kg Tragkraft wieder.

Die Übersetzung der hydraulischen Presse ist nach den Kolbendurchmessern, 16 und 150 mm, auf $16^2 : 150^2 = \sim 1 : 88$ gesteigert. Der Wasserdruck im Cylinder beträgt, wie bei dem Hebebock, 400 Atm. Dem entspricht eine Zuganstrengung des Cylindermaterials durch die innere Pressung von ~ 1900 kg/qcm.

Über die Eigengewichte der Daumenkräfte für verschiedene Tragkraft und über die üblichen Hubhöhen giebt die nachstehende Tabelle des Gruson-Werkes Aufschluss:

Tragfähigkeit kg	Hub mm	Gewicht etwa kg
20 000	180	36
35 000	180	54
50 000	180	80
70 000	180	95
70 000	315	125
100 000	180	130
100 000	315	170
150 000	180	190
200 000	180	270

Hydraulische Zugwinde von A. Schimmel in Leipzig.

In Fig. 469 ist die Konstruktion einer hydraulischen Zugwinde von A. Schimmel skizzirt, die entweder an der Decke im Arbeitsraum aufgehängt wird, um Lasten zu heben, oder auch in geneigter oder wagerechter Lage zum Schleppen von Lasten gebraucht werden kann. Die hohle Kolbenstange *S* mit dem Kolben *O* bildet den ruhenden Theil der Winde, über den sich das Gehäuse als Treibcylinder fortschiebt, wenn die Druckpumpe mittelst des Handhebels *H* in Thätigkeit gesetzt oder das Rücklaufventil *A* zum Senken geöffnet wird. Die Pumpe saugt das Wasser aus dem unten an den messingenen Treibcylinder angeschraubten Behälter durch das Ventil *V*₂ an, welches den hohlen Kolben *K* oben abschliesst, und drückt es durch *V*₁ und das Kupferrohr *R* in die hohle Kolbenstange *S*, von wo es durch Bohrungen *O* in den Kopf des Treibcylinders gelangt, dessen Ringfläche die nutzbare Druckfläche bildet. Da die Winde auch in geneigter Lage gebraucht werden soll, ist der Schluss der Ventile durch Spiralfedern gesichert.

Die Fabrik baut derartige Zugwinden für 4000 bis 10000 kg Tragkraft und 0,6 bis 1 m Hub.

Schlussbetrachtungen über hydraulische Hebeböcke.

Die hydraulischen Hebeböcke sind in Deutschland weniger verbreitet, als die für gleiche Zwecke benutzten Zahnstangenwinden, weil durch Undichtwerden der Ventile gelegentlich Betriebsstörungen auftreten, die nur durch Auseinandernehmen des Hebebocks beseitigt werden können und ausserdem zur Abhilfe einen mit der Sache vertrauten Arbeiter voraussetzen, während mit den gewöhnlichen Wagenwinden jeder Tagelöhner umzugehen weiss. Auch die Lederdichtungen versagen bisweilen ihren Dienst, vorzüglich wenn der Hebebock lange Zeit unbenutzt gestanden hat, und das Leder durch Eintrocknen zusammengeschrumpft ist. Diese Nachtheile treten in den Hintergrund, sobald eine sachgemässe Überwachung vorhanden ist. Zum Heben aussergewöhnlich grosser Lasten bei Bauten werden hydraulische Pressen seit ihrer Verwendung für die Montirung der Britannia-Brücke 1849/50 mit Vorliebe gebraucht.*) Besonders beachtenswerth ist unter

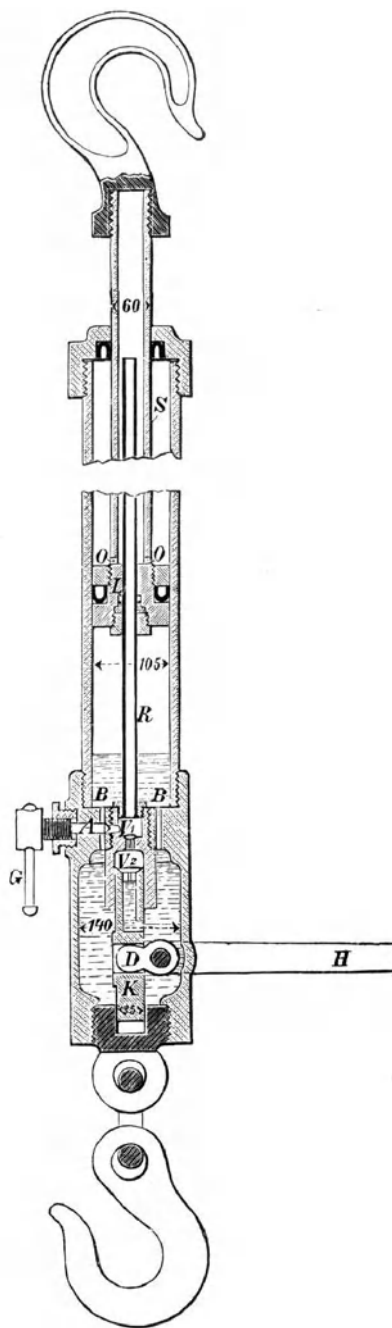


Fig. 469. 1 : 10.

*) Clark, The Britannia and Conway Tubular Bridges, und ferner Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Band IV, sowie Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinen-

anderem die hydraulische Hebung und Drehung des Kriegerdenkmals auf dem Kreuzberg bei Berlin*) und das Heben grosser, eiserner Gasometerdächer für städtische Gasanstalten mit schrittweise fortschreitender Untermauerung, wobei das ganze Bauwerk mit dem Dach aus dem Fundament ohne schwere Gerüste in die Höhe geführt wird.***) In den beiden letzten Fällen werden eigenartige Vorkehrungen nothwendig, um die in einer grösseren Zahl von Stützpunkten gefasste Last vollkommen wagerecht zu heben und hierfür gleichmässiges Wirken der einzelnen hydraulischen Pressen zu sichern. Die hierzu benutzten Hoppe'schen Konstruktionen sind später zu erörtern.

Fahrbarer hydraulischer Krahn mit Laufkatze von Gruson.

Fig. 1 bis 12, Taf. 78.***)

Der Gruson'sche Krahn, der zuerst für die Bedürfnisse der eigenen Panzerplattengiesserei entworfen ist und später weitere Verbreitung gefunden hat, ist mit Dampftrieb für 40000—60000 kg Tragfähigkeit und 8 bis 14 m Spannweite ausgeführt. Die Hubhöhen sind meist zu 3,8 m angenommen. Der Dampftrieb wird sowohl für die Druckpumpen, wie zur eigenen Fortbewegung des ganzen Krahnes ausgenutzt, um die Lasten mit befriedigender Geschwindigkeit bewegen zu können. Der Krahn besteht aus zwei auf getrennten Wagen stehenden, hydraulischen Pressen, deren senkrecht aufsteigende Kolben durch einen gemeinsamen Querbalken verbunden sind, auf dem sich zwei Laufkatzen zum Anhängen und seitlichen Versetzen der Last befinden. Die Stützsäulen des Krahngerüsts bilden also gleichzeitig die Treibkolben der hydraulischen Hebemaschine, und die Lastbühne, d. h. der Laufkatzenträger, steigt oder sinkt mit der angehängten Last. Für die Laufkatzenbewegung ist nur Handbetrieb mit Haspelrad vorgesehen, weil es sich meist nur um geringe Verschiebungen und vorzugsweise um das Einstellen der leeren Laufkatzen für das Anhängen der Last handelt.

Da die beiden hydraulischen Pressen nicht zwangläufig zusammenarbeiten, und auch das Fahrtriebwerk der beiden Krahnwagen voneinander unabhängig ist, bleibt das gleichmässige Aufsteigen der Lastkolben, wie die Übereinstimmung der Fahrgeschwindigkeit, in der Hauptsache von der aufmerksamen Bedienung der Dampfmaschinen durch die beiden Krahnführer abhängig, die den Gang vergleichend zu regeln haben. Die hierbei unvermeidlichen, kleinen Geschwindigkeitsunterschiede sind dadurch unschädlich gemacht, dass der Laufkatzenträger mit kurzen Pendelschienen an den Lastkolbenköpfen aufgehängt ist, und bei verschiedener Hubgeschwindigkeit der Kolben daher nur seine vollkommen wagerechte Lage verliert, ohne nachtheilige Spannungen im Krahngerüst hervorzurufen. Eilt beim Fahren der eine Krahnwagen dem andern etwas vor, so drehen sich einerseits die Kolben um einen entsprechenden Winkelbetrag in ihren Cylindern, während andererseits gleichzeitig die Hängeschienen des Querbalkens der Vergrösserung der Spannweite durch Schiefstellen nachgeben. Um den nachtheiligen Einfluss geringer Ungenauigkeiten in der Lage der Wagenfahrbahn und der daraus folgenden Abweichungen der Kolben aus dem Loth hinsichtlich der Lastwirkung fernzuhalten, sind die beiderseitigen Hängeschienen des Querbalkens nicht unmittelbar am Kolbenknopf be-

mechanik. III. Theil. Abth. 2. Siehe ferner Z. d. österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins, 1893, S. 479 u. 652, über Störungen bei der Benutzung hydraulischer Pressen zum Heben der Eisenbahnbrücke über den Rhein bei Buchs und beim Auswechseln der Pfeiler des Iglawa-Viaduktes bei Kanitz.

*) Zeitschr. f. Bauwesen 1879 u. P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen. Berlin 1891, S. 10.

**) P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen, S. 41.

***) Sammlung von Zeichnungen für die Hütte 1874, Taf. 1a bis 1c.

festigt, sondern — wie aus Fig. 3, Taf. 78 ersichtlich — an einen kurzen, doppelarmigen Hebel angeschlossen, dessen Drehachse über der Kolbenmitte liegt. Die gleichmässige Belastung der Wagenachsen ist ebenfalls mittelst eines Balanciers gesichert, indem in jedem Wagengestell die Lagerbüchsen der einen Achse durch einen zweiarmigen Hebel gekuppelt sind — Fig. 6 — dessen Drehzapfen, in Verbindung mit den beiden Lagerbüchsen der anderen Wagenachse, die ganze aufruhende Last in drei Stützpunkten aufnimmt.

Die allgemeine Anordnung des Triebwerkes sieht man im Grundriss, Fig. 5, Taf. 78.

Von der eincylindrigen Dampfmaschine wird eine gemeinschaftliche Vorgelegewelle für das Fahrtriebwerk und für die Druckpumpen durch Riemen bethätigt. Das Fahrräderwerk kann durch ein Kegelräderwendegetriebe mit Klauenkupplung rechts- oder linksläufig angetrieben werden. Für das Pumpwerk, welches aus drei einfach wirkenden Druckpumpen besteht, deren Kurbeln um 120° gegeneinander versetzt sind, ist durch Wechselläder mit Klauenkupplung eine Geschwindigkeitabstufung im Verhältniss von 1:2 vorgesehen, um leichtere Lasten entsprechend schneller heben zu können.

Die Pumpen saugen aus einem Behälter, der den Treibcylinder umschliesst, und dessen äusserer Mantel die Stützsäule für diesen Cylinder bildet. Zum Senken genügt das Öffnen eines Rücklaufventils, welches das Druckwasser in den Behälter zurückströmen lässt. Von einer der drei Pumpen ist ein Zweigrohr, Fig. 5, 9 und 11, oberhalb des Druckventils nach dem gemeinsamen Saugrohr geleitet, das während des Lasthebens durch ein Spindelventil mit Handrad geschlossen wird. Damit die Pumpenventile bei etwaigen Störungen nachgesehen und in Ordnung gebracht werden können, sind sowohl in die Druck- wie in die Saugleitung Absperrhähne, Fig. 5, eingeschaltet, deren Schluss die Pumpen gegen die Druckwassersäulen des Treibcylinders und des Saugbehälters abschliesst.

Der Gruson'sche Krahn bietet durch die unmittelbare Aufhängung der Last am Krahnbalken ohne laufendes Kettenwerk die denkbar grösste Sicherheit, allerdings auf Kosten erheblich vermehrter Last durch das Eigengewicht der mit zu hebenden Krahngerüsttheile. Ein ganz besonderer Vortheil der Konstruktion liegt aber, vorzüglich für lange Krahnlaufstrecken, in der Tieflage der Fahrbahn, welche die kostspieligen Tragmauern für die sonst üblichen Deckenlaufkrahne beseitigt. Hierzu kommt die aussergewöhnliche Beweglichkeit der sinnreichen Anordnung, die gestattet, den Krahn beliebig innerhalb und ausserhalb der Werkstatt zu benutzen. Legt man an zwei gegenüberliegenden Stellen der parallellaufenden Krahngeleise Drehscheiben an, so ist es möglich, die Krahnwagen auf diesen um die Stützkolben des Laufkatzensträgers zu drehen und mit der ganzen Maschine auf ein gewöhnliches Eisenbahngeleise hinauszufahren. Die Wagen laufen dann nicht, wie in der Werkstatt, auf getrennten Schienenbahnen parallel nebeneinander, sondern hintereinander auf einem einzigen Geleise und bewirken den Transport der Last aus der Werkstatt in den Hofraum, durch verhältnissmässig schmale Thore, und weiter bis zu anschliessenden, öffentlichen Eisenbahnen.

Das Grusonwerk hat die Grundform der Konstruktion auch für feststehende Krahne mit Handbetrieb gewählt und solche Krahne für 30000 bis 40000 kg mit 4 bis 8 m Spannweite ausgeführt.

Fahrbarer Drehkrahn mit Winkelhebelausleger von Gruson.

Der in einer Gesamtansicht, Fig. 470, S. 494, dargestellte Krahn dient dazu, grosse Lasten auf mässige Höhen zu heben, zu schwenken und fort-

zubewegen. Der schmiedeeiserne Wagen ist mit doppelten Räderpaaren ausgestattet, von denen die inneren auf Normalspur laufen und zum Transport des unbelasteten Krahn bestimmt sind, während die äusseren mit 2,5 m Spurweite ein besonderes Schienengeleise an der Gebrauchsstelle voraussetzen, um für den belasteten Krahn die erforderliche Standsicherheit zu gewinnen und auch das Fahren mit querstehendem Ausleger zu gestatten. Die Krahnplattform ruht im Wagengestell mit vier Rollen auf einer Ringbahn, aus deren Mitte sich die Krahnsäule als kräftige Drehachse erhebt. Auch hier ist zum Lastheben laufendes Kettenwerk vermieden, und die Last unmittelbar an den Kopf des als Winkelhebel gestalteten Auslegers gehängt, dessen kürzerer Hebelarm sich an die Kolbenstange eines schwingenden hydraulischen Cylinders anschliesst. Die Wahl des Winkelhebels als Lastträger gewährt den Vortheil der Tieflage der Hebelachse mit möglichst günstigen Stabilitätsverhältnissen, und die verschiedene Länge der

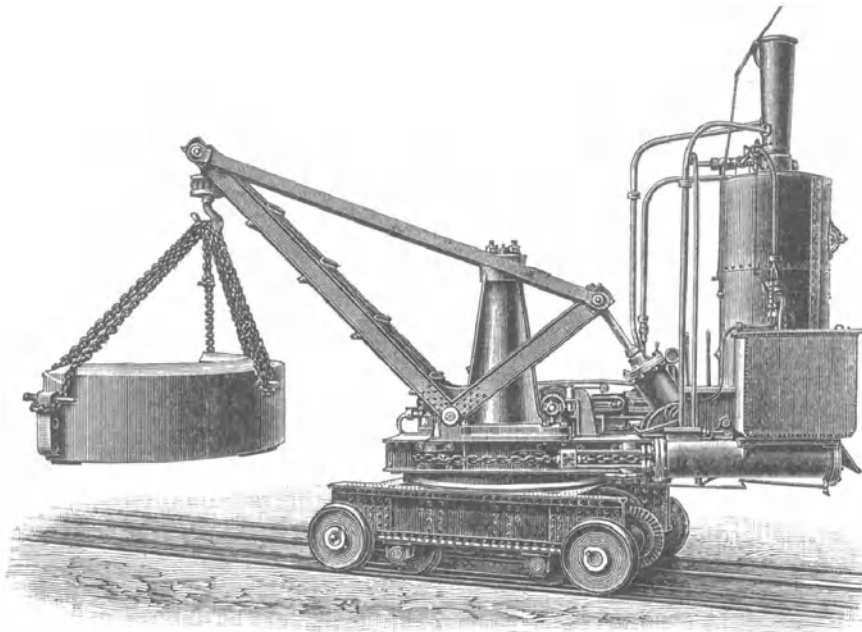


Fig. 470.

Hebelarme liefert eine Übersetzung zwischen Last- und Kolbenhub zu Gunsten der Beschränkung des letzteren. Das Pumpwerk wird durch eine liegende, zweicylindrige Dampfmaschine betrieben, die, ähnlich wie bei den kurz zuvor besprochenen Krahn, auch die Zahnrädervorgelege der Krahnlaufachsen für die Fahrbewegung antreiben kann. Zum Krahnswenken sind zwei besondere Dampfeylinder vorhanden, deren Kolbenstangen die Schwenketten erfassen, welche in entgegengesetzten Richtungen über Leitrollen um eine im Krahnwagen festliegende Mittelscheibe geschlungen, wechselweise wirken, und die drehbare Plattform um die feste Krahnachse herumziehen. Der Krahn ist für 12000 kg Tragfähigkeit, 4,2 m grösste Ausladung und 4 m Lasthub entworfen. Das Eigengewicht beträgt ungefähr 28000 kg.

Die Konstruktion stellt in bezug auf das eigentliche Lasthebewerk, das auch ohne wesentliche Änderung mit Handdruckpumpen ausgerüstet werden könnte, eine entschiedene Verbesserung des Krahn von Petin, Gaudet & Cie, Textfigur 81, Bd. I, dar, bei dem statt des Winkelhebels ein auf dem Kopf der Krahnsäule gelagerter, zweiarmiger, gerader Hebel zum Lastheben be-

nutzt ist, und dieser Ausleger durch einen in der Krahnssäule untergebrachten Druckkolben an der mittleren Schwingungsachse erfasst und zum Ausschlag gebracht wird, während eine Kette das hintere Hebelende am Wagen festhält. Der Gruson'sche Krahn theilt mit dem Petin'schen die unter Umständen werthvolle Eigenschaft, dass er mit gesenktem Ausleger Lasten auch bei beschränkten Durchfahrtshöhen fortschaffen kann.

Der fahrbare Verladekrahn von W. Ritter in Altona, der für die älteren Hamburg-Altonaer Hafenanlagen in beschränkter Zahl ausgeführt ist, verdient die Anerkennung, welche ihm hier und da in der Litteratur zu Theil geworden ist, nicht, und muss trotz sinnreicher Einzelheiten als eine im Grundgedanken verfehlte Konstruktion bezeichnet werden.*) Der Gedanke, durch Handdruckpumpen Wasser von hoher Pressung für einen Treibkolben zu erzeugen und durch einen umgekehrten Flaschenzug die kleine Kolbengeschwindigkeit in eine grössere Lastgeschwindigkeit mit entsprechend grösserer Förderhöhe zu verwandeln, liefert ein Triebwerk mit zwei aufeinanderfolgenden, entgegengesetzten Übersetzungen. Da die Last schliesslich an dem laufenden Kettenwerk des Flaschenzuges hängt, vergrössert in diesem Fall die theilweise Benutzung der Hydraulik nur die Unkosten und Arbeitsverluste der Maschine, und leistet weniger, als eine gewöhnliche Räderwinde mit guten Bremswerken.

Alle hydraulischen Hebezeuge mit unmittelbar angeschlossener Druckpumpe bieten gegenüber den in den nachfolgenden Kapiteln besprochenen Konstruktionen mit Druckwasserbehältern den Vortheil, dass sich der Energieverbrauch, wie beim elektrischen Betrieb, vollkommen selbstthätig der jeweiligen Leistung anpasst, und nicht für Leerlauf und für volle Last gleich gross ist. Die Bauart eignet sich aber im allgemeinen nur für Maschinen mit kleinen Hubhöhen, d. h. für Verhältnisse, die etwa den Betriebsbedingungen hydraulischer Pressen entsprechen. Deshalb verdienen aber auch Neuerungen auf dem Gebiet der Pressen für die ihnen nahestehenden hydraulischen Hebemaschinen Beachtung.

In dieser Beziehung ist auf die geschickte Durchbildung der Konstruktionen von Otto Philipp in New-York, früher in Cöthen, aufmerksam zu machen, der den Antrieb seiner Pressen durch Schraubenspindeln vermittelt, deren glatte Schaftverlängerung als Druckkolben in den Hohlraum des eigentlichen Presskolbens eindringt und das hier verdrängte Wasser zur weiteren Kraftübersetzung auf dessen Ringquerschnitt einwirken lässt. Das verbrauchte Druckwasser läuft ähnlich wie bei den hydraulischen Hebeböcken durch ein Ventil, hier aber auf dem Wege durch die hohle Pressspindel, immer wieder in einen Sammelraum für das tote Betriebswasser zurück.**)

4. Hydraulische Hebemaschinen mit Druckwasserbehälter.

In den allgemeinen Betrachtungen über hydraulische Hebezeuge ist bereits darauf hingewiesen, dass mit Ausnahme der Hebeböcke und einzelner Krahne die Mehrzahl aller Hebemaschinen für Druckwasserbetrieb nicht unmittelbar mit ihrer Presspumpe in Verbindung steht, sondern das Wasser einem Vorrathsbehälter entnimmt, der von der Pumpe gespeist wird, weil sich hieraus der Vortheil ergibt, dass die Betriebsmaschine nicht der zeit-

*) Ausführliche Zeichnungen finden sich in der ersten Auflage des vorliegenden Werkes Taf. 36 und 37 mit Text, S. 517.

**) Näheres siehe Z. d. V. d. I. 1903, S. 508, Fig. 1 bis 4.

weilig grössten Arbeitsleistung der Anlage, sondern nur der mittleren angepasst zu werden braucht. Andererseits ist damit der Nachtheil verbunden, dass in jeder Hebemaschine der volle Druck der Behälterpressung verbraucht wird, gleichgültig, ob der Treibkolben leer oder vollbelastet aufsteigt.*)

a. Druckwasserbehälter — Akkumulatoren.

Druckwasserbehälter können entweder offen oder geschlossen hergestellt werden.

a. Offene Druckwasserbehälter.

Offene Behälter liefern für Arbeitsmaschinen nur eine dem Höhenunterschiede ihrer Lage entsprechende Druckwassersäule und kommen fast nur für Anlagen mit niedrigem Druck in Betracht. Mit Ausnahme der Fälle, in denen örtliche Verhältnisse im Gebirge die Möglichkeit bieten, hochliegende Sammelweiher mit kurzer Rohrleitung in unmittelbarer Nähe der Verbrauchsstelle ohne grosse Kosten anzulegen, ist man für die Aufstellung eines eigenen Druckwasserbehälters meist auf die Höhe des Bauwerkes beschränkt, das mit hydraulischen Hebemaschinen ausgerüstet werden soll, weil besondere Wasserthürme von grosser Höhe unverhältnissmässige Kosten verursachen. Offene Wasserkasten liefern daher meist nur 2 bis höchstens 3 Atmosphären Betriebsdruck und sind blos für Hebemaschinen mit kleiner Förderhöhe oder mässiger Belastung verwendbar, weil für grosse Lasten Kolben-, Cylinder- und Rohrweiten störend grosse Querschnitte erhalten. Die Ausführungen beschränken sich in der Hauptsache auf Personenaufzüge in Wohnhäusern und Hôtels und auf leichte Warenaufzüge in städtischen Geschäftshäusern.

Die grossen offenen Druckbehälter städtischer Leitungen für Trink- und Nutzwasser, die alle Häuser bis unter Dach mit Wasser zu versorgen haben, und hierzu mindestens 3 Atmosphären Leitungsdruck brauchen, werden unter Ausnutzung der Terrainverhältnisse an möglichst hochliegenden Punkten des Stadtgebietes angelegt. In hügeligen Gegenden stehen bisweilen in den tiefsten Stadttheilen auch bis zu 7 Atm. und darüber zur Verfügung. Unter sonst gleichen Verhältnissen ist der unmittelbare Anschluss an eine städtische Wasserleitung um so unvortheilhafter, je niedriger der Leitungsdruck ist. Man hat bei derartigen Anlagen ferner mit den Druckschwankungen zu rechnen, die zu Zeiten starker Wasserentnahme bis zu 1 Atm. und darüber betragen, wenn die Leitung in der Nähe des Anschlusses zum Sprengen der Strassen u. s. w. angezapft wird. Falls der höchste Leitungsdruck nur 3 Atm. beträgt, ist es rathsam, im Dachgeschoss für den Betrieb von Hebezeugen einen Zwischenbehälter aufzustellen oder besser, grosse Windkessel mit Rückschlagventil im Keller einzuschalten und diese aus der Leitung zu füllen, statt die Hebemaschine unmittelbar an die Leitung anzuschliessen, um sich wenigstens für alle Fälle einen genügenden Wasservorrath von ausreichender Druckhöhe zu sichern und vorübergehende Betriebsstörungen zu vermeiden.**)

*) Mit Rücksicht hierauf ist in Amerika der Versuch gemacht, auch für hydraulische Aufzüge unmittelbaren Betrieb durch Pumpen anzuwenden, der seit der allgemeinen Einführung von Elektromotoren mehrfach Nachahmung gefunden hat. Siehe M. F. Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge. Z. d. V. d. I. 1893. Vergl. auch S. 257 u. f. und A. Oppenheim, Z. f. E. Wien, Bd. XV, Heft 8, als Beispiel für die elektrische An- und Abstellvorrichtung von Pumpen.

***) Auch für hohe Leitungsdrucke werden von städtischen Baubehörden Windkessel als Schutzpuffer gefordert, welche gefährliche Rückstösse abfangen sollen, die sonst in der öffentlichen Leitung beim plötzlichen Absperrern der ungewöhnlich starken Wasserentnahme für Hebemaschinen auftreten können.

gleichzeitig auf die Ausnutzung des unter regelrechten Verhältnissen etwas höheren Leitungsdrukkes und vertheuert die Anlage durch das Reservoir und die zugehörigen Steig- und Fallrohre.

Die Betriebsunkosten stellen sich in Berliner Geschäftshäusern für eine Anlage zum Betriebe von 3 hydraulischen Aufzügen mit Gasmotor und eigener Druckpumpe für die Wasserförderung in den Druckbehälter nach dem Dachgeschoss, bei 15,2 Pf. für das Kubikmeter Gas, ungefähr halb so hoch, wie bei unmittelbarer Entnahme des Druckwassers aus der städtischen Leitung, das mit 15 Pf. für das Kubikmeter berechnet wird. Im Hinblick hierauf ist unter ähnlichen Verhältnissen, bei niedrigem Leitungsdruck von dem Betrieb durch die städtische Wasserversorgung Abstand zu nehmen, wenn es sich nicht um wenig benutzte Aufzüge in Privathäusern handelt oder das Hauptgewicht auf möglichst einfache Maschinenanlage ohne besondere Motoren gelegt wird. Nur bei hohem Leitungsdruck, billigem Wasser und theuren Gas- oder Kohlenpreisen kann die unmittelbare Ausnutzung des öffentlichen Leitungswassers wirtschaftliche Vortheile bieten.

Je grösser die Wasserbehälter im Verhältniss zur einmaligen, vollen Füllung der angeschlossenen Hebezeuge gewählt werden, um so mehr lässt sich die Grösse der Betriebspumpe dem mittleren Wasserverbrauch während einer grösseren Arbeitsdauer anpassen, wobei dem Entwurf die Schätzung der Lebhaftigkeit des Betriebes während der Hauptverkehrsstunden zu Grunde gelegt werden muss. Mindestens ist dafür zu sorgen, dass zwei bis drei volle Hübe des Hebewerkes, unter Berücksichtigung der für Senken, Ein- und Aussteigen oder Be- und Entladen beanspruchten Zeit, hintereinander ausgeführt werden können, und dass also hierfür der Inhalt des Behälters und die während der Betriebszeit nachgeführte Liefermenge der Pumpe ausreicht. Für längere Zeitabschnitte wird man immer auf einige Verkehrspausen rechnen können. Ebenso gleicht sich mit wachsender Zahl der angeschlossenen Hebezeuge der Wasserverbrauch mehr aus, als bei wenigen. Die Betriebsmaschine arbeitet um so wirtschaftlicher, je weniger Betriebspausen eintreten. Dies gilt vor allem auch für Gasmotoren, die man wegen des schwierigen Anlaufens unbelastet weiter arbeiten lässt, wenn die Pumpe ausgerückt werden muss, weil der Wasserbedarf vorübergehend gedeckt ist. Wesentlich günstiger ist elektrischer Pumpenantrieb.

Die offenen Behälter werden meist aus zusammengenieteten Blechen in Kastenform hergestellt und mit Überlaufrohr und Schwimmer versehen. Derselbe schliesst nach Füllung des Behälters entweder selbst den Zufluss ab oder setzt ein elektrisches Signal in Thätigkeit, um den Maschinenwärter zum Abstellen der Pumpe zu rufen, oder rückt die Pumpe selbstthätig aus. Im ersten und im letzten Fall öffnet der sinkende Schwimmer bei eintretender Wasserentnahme den Zufluss wieder selbstthätig oder rückt die Pumpe wieder ein. Vorkehrungen ähnlicher Art sind später bei den Gewichtsakkumulatoren beschrieben. Für elektrischen Betrieb vergl. S. 257.

β. Geschlossene Druckwasserbehälter.

Die geschlossenen Druckwasserbehälter werden entweder mit allseitig fester Begrenzung, in Form von Windkesseln, oder als Cylinder mit abschliessendem Tauchkolben ausgeführt. Im ersteren Falle wird die erforderliche Spannung des aufgespeicherten Betriebswassers durch theilweise Füllung des Kessels mit gepresster Luft erzielt, im zweiten Falle bestimmt die Belastung des Tauchkolbens den Arbeitsdruck des Wassers im Sammelcylinder. Die beiden verschiedenen Behälterarten lassen sich kurz als „Druckwasserkessel“ und als „Druckwassercylinder“ bezeichnen. Für letztere hat

sich aus der Zeit, wo sie allein im Gebrauch waren, die ursprüngliche Benennung „Akkumulator“ noch jetzt vorherrschend erhalten.

Die geschlossenen Druckwasserbehälter gewähren den offenen gegenüber den Vortheil, dass man ihren Arbeitsdruck, ganz unabhängig von ihrer Höhenlage, beliebig steigern kann, und dass sie für hohen Betriebsdruck verhältnissmässig billige Anlagen bieten. Dieser Vortheil ist um so beachtenswerther, als die Arbeitsleistung der Pumpe, die das Betriebswasser für eine hydraulische Anlage zu liefern hat, in Pferdestärken gemessen, dieselbe bleibt, ob die Hebemaschinen für gleiche Förderleistungen mit niedrigem oder mit hohem Druck arbeiten.

Die Arbeitsfähigkeit des Wassers bestimmt sich aus der sekundlich verbrauchten Wassermenge Q in kg und ihrer Druckhöhe h in m, durch das Produkt Qh . Je grösser der Arbeitsdruck für die Flächeneinheit ist, um so kleiner wird umgekehrt, unter sonst gleichen Verhältnissen, die verbrauchte Wassermenge, um so kleiner fallen die Kolben- und Cylinderquerschnitte der einzelnen Arbeitsmaschinen und die Rohrweiten der Leitung aus. Die Leitungswiderstände und Druckhöhenverluste bleiben aber ganz unabhängig von der Höhe der Pressung und hängen in der Hauptsache von der Durchflussgeschwindigkeit, in zweiter Linie von dem Durchmesser und der Länge der Leitung ab.

Der Druckhöhenverlust durch die Reibung des Wassers in einer Rohrleitung von l m Länge und d m Durchmesser, bestimmt sich in m gemessen, bei v m/sec Durchflussgeschwindigkeit, durch

$$h_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots \mathbf{258.}$$

Hier ist für Rohrwände, die im Laufe der Zeit stets durch Niederschläge oder Rost mehr oder minder rauh werden

$$\lambda = 0,02 + \frac{1}{800d} \dots \dots \dots \mathbf{259.}$$

zu setzen.

Der Verlust ist in kurzen Rohrleitungen und bei kleinen Werthen von v sehr gering und macht sich wesentlich erst bei grossen Werthen von l und v fühlbar.

Folgende Vergleichswerthe zwischen den Wassermengen, die bei verschiedenen specifischen Pressungen der Arbeitsgrösse von 10 PS entsprechen, mit den zugehörigen Leitungsquerschnitten für 1 m Durchflussgeschwindigkeit, sowie den Druckhöhenverlusten, welche sich aus dem Leitungswiderstand bei einer Rohrlänge von 1000 m ergeben, lassen die Vortheile des Hochdruckbetriebes klar erkennen. Dazu kommt, dass bei Wahl gleicher Geschwindigkeiten auch die Wassermassen in der Leitung für höheren Druck wesentlich kleiner ausfallen, und somit die Bruchgefahr der Leitung durch Wasserstösse bei plötzlichem Geschwindigkeitswechsel erheblich herabgemindert wird.

Gefällhöhe in m	30	50	100	200	300	600	1000
Rohrdurchmesser in m . . .	0,179	0,138	0,098	0,069	0,056	0,040	0,031
Zufuss in der Sekunde in l	25	15	7,5	3,75	2,5	1,25	0,75
Gefällverlust in m	7,65	10,71	17,03	28,15	38,5	65,38	98,94
Verlust in Procenten . . .	25,5	21,4	17,0	14,1	12,8	10,9	9,9
Wasserinhalt d. Leitung in kg	25000	15000	7500	3750	2500	1250	750

Hiernach kann für weitverzweigte, hydraulische Betriebsanlagen wirtschaftlich vortheilhaft nur Hochdruck gewählt werden. Für kleine Anlagen

mit einer oder zwei Hebemaschinen treten die Vortheile hoher Spannungen mehr in den Hintergrund, da bei geringer Maschinenzahl und kurzer Rohrleitung die Preisunterschiede zwischen weiten und engen Rohren und grossen und kleinen Cylindern für die Gesamtanlage weniger ins Gewicht fallen, und der Hochdruckbetrieb andererseits, im Vergleich zu Niederdruckanlagen, durch die geschlossenen Behälter u. a. auch gewisse Mehrkosten verursacht.

Soweit der Leitungswiderstand allein in Betracht kommt, ersieht man aus der vorstehenden Tabelle, dass die durch hohen Druck erreichbaren Vortheile bei Drucken über 60 Atmosphären sich nur noch wenig steigern. Andererseits wächst mit der Höhe der Spannung die Schwierigkeit, Verbindungen, Steuerungen u. s. f. genügend dicht zu halten. Man pflegt daher für hydraulische Hebezeuge im allgemeinen 50 Atmosphären Betriebsdruck nicht zu überschreiten und nur ausnahmsweise bis 75 Atmosphären zu wählen.

Bei direkt wirkenden Aufzügen kann die Forderung für die Knickfestigkeit des Plungers und die hierdurch bedingte, untere Grenze für die Grösse des Kolbenquerschnittes bestimmend auf die Beschränkung des Betriebsdruckes einwirken, weil das Produkt aus Kolbenquerschnitt und spezifischem Wasserdruck mit der Nutzbelastung des Kolbens im Einklang stehen muss, und überreichliche Werthe zu nutzloser Wasservergeudung, sowie, bei starkem Beschleunigungsüberdruck, zu gefährlichen Kolbengeschwindigkeiten führen.

Druckwasserkessel.

Die Druckwasserwindkessel zeichnen sich durch ihre einfache Bauart aus, da für den Behälter ein gewöhnlicher, vollkommen luftdicht genieteter Walzenkessel genügt, der stehend oder liegend angeordnet werden kann; aber der Kessel muss im Hinblick auf den Unterschied zwischen dem grössten Wasserverbrauch der angeschlossenen Hebemaschinen und der Liefermenge der Druckpumpe verhältnissmässig gross ausgeführt werden, weil sich der Luftsack mit der Wasserentnahme ausdehnt, und die Luftspannung im umgekehrten Verhältniss zum jeweiligen Luftraum steht. Die Schwankungen im Betriebsdruck fallen hiernach um so grösser aus, je kleiner der Luftraum im Verhältniss zum Wasserraum des Behälters ist. Da ferner im allgemeinen der Betriebsdruck auch bei der zeitweilig grössten Wasserentnahme noch für die volle Leistung der Hebemaschinen ausreichen soll, entspricht jede Ergänzung der verbrauchten Wassermenge einer Zunahme des Betriebsdruckes über die an sich zum Heben der grössten Förderlast gebotene Grenze. Die hierbei auf Zusammenpressen des Luftsackes verwendete Arbeit geht für die eigentliche Förderarbeit verloren und stellt also einen regelmässig wiederkehrenden Verlust dar.

Weitere Verluste treten, abgesehen von etwaigen Undichtheiten, durch die Neigung des Druckwassers ein, Luft aufzunehmen, die dann ebenfalls wieder ergänzt werden muss. *) Die Betriebsunkosten können hiernach für Anlagen mit Druckwasserkesseln höher ausfallen, als bei offenen, hochliegenden Behältern, und der Vortheil der Bauart liegt hauptsächlich in

*) Einen wirksamen Schutz gegen das Einpressen von Luft in das Druckwasser bietet eine etwa 10 cm hohe Schicht von dickflüssigem Öl, die sich leicht in die Druckwasserkessel einbringen lässt. Der vollständige Ersatz der Wasserfüllung durch Öl, bei Anlagen mit Rücklaufleitung, wofür wegen der hohen Kosten nur die billigeren Mineralöle in Betracht kommen können, führt hin und wieder zu unerwarteten Misständen. In einem dem Verfasser bekannten Fall musste diese Betriebsweise aufgegeben werden, weil das chemisch vollständig säurefrei befundene Öl das Leinöl der Asbestdichtungen und den Unschlitt der Kolbenpackungen auslaugte, die Rohrverschraubungen undicht wurden und die Packungen zerfaserten.

der Möglichkeit, die Abmessungen der Hebemaschinen für grosse Lasten durch Wahl eines entsprechend hohen Betriebsdruckes in wünschenswerthen Grenzen zu halten. Dazu kommt, dass das Dachgeschoss nicht durch schwere Wasserbehälter belastet zu werden braucht, weil man die Druckwasserkessel im Keller aufstellen kann, und dass hiermit gleichzeitig die sonst erforderlichen Steig- und Fallrohre und besondere Stützmauern vermieden werden. Die Bauart bietet schliesslich auch noch den Vortheil, dass der Betriebsdruck durch Verändern der mittleren Luftspannung im Druckwasserkessel nach Bedürfniss, innerhalb ziemlich weiter Grenzen, geregelt werden kann, wenn die Anlage mit einem selbständigen Pumpwerk ausgerüstet ist, und dass bei unmittelbarem Anschluss an eine öffentliche Druckleitung, wie schon oben hervorgehoben, der vorhandene Leitungsdruck sich wenigstens voll ausnutzen lässt.

Die ersten Anlagen dieser Art entstammten meistens amerikanischen Fabriken, die für den Betrieb Worthington Compounddampfpumpen wählten. A. Stigler hat die Bauart mit elektrisch betriebenen Pumpen aufgenommen. Bei kleinen Anlagen werden die Wasserdruckpumpen vorübergehend nach Bedarf auch als Luftpumpen benutzt, um dem Druckwasserkessel die erste Luftfüllung und spätere Ergänzungen zu liefern, indem man einfach das Wasserausrohr absperrt und dafür Luft ansaugen lässt. Für höheren Druck ist eine besondere Luftpumpe nicht wohl zu entbehren.

Die Druckwasserpumpen werden durch ein entlastetes Absperrventil selbstthätig abgestellt, sobald die regelrechte Füllung im Druckwasserkessel erreicht ist, und umgekehrt selbstthätig angelassen, sobald Wasser dem Kessel entnommen wird. Dazu setzt man das Absperrventil mit einem Steuerkolben in Verbindung, der sich unten auf eine Feder stützt und von oben durch die Druckwassersäule des Kessels belastet wird, so dass der Kolben, als Federwage wirkend, je nach dem Wechsel der Betriebsspannung im Druckwasserkessel auf- und niederspielt und das Absperrventil der Pumpen nach Bedürfniss öffnet oder schliesst. Bei elektrischem Betrieb ist die Druckwage zum Anlassen und Abstellen der Elektromotoren des Pumpwerkes zu benutzen. — Siehe auch S. 513 u. f.

Bezeichnet V den Gesammtinhalt eines Druckwasserkessels in cbdm,
 V_l den kleinsten Luftraum bei regelrechter grösster Wasserfüllung in cbdm,
 V_l^1 den grössten Luftraum nach stärkstem Wasserverbrauch in cbdm,
 q die Wasserentnahme in cbdm, während V_l sich auf V_l^1 ausdehnt,
 p_1 die grösste Druckspannung in kg/qcm bei kleinstem Luftraum,
 p_2 die kleinste Druckspannung in kg/qcm bei grösstem Luftraum,

so ist nach dem Mariotte'schen Gesetz

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_l^1}{V_l} = \frac{V_l + q}{V_l} = 1 + \frac{q}{V_l}$$

$$V_l = \frac{q}{\frac{p_1}{p_2} - 1} \dots \dots \dots 260.$$

und der mittlere Druck $\frac{p_1 + p_2}{2}$ kg/qcm = 10 $\frac{p_1 + p_2}{2}$ Meter Wassersäule 261.

Dem entspricht, abgesehen von Rohrwiderständen u. a., eine mittlere Abflussgeschwindigkeit von

$$c = \sqrt{2g \cdot 10 \frac{p_1 + p_2}{2}} \text{ m/sec.} \dots \dots \dots \mathbf{262.}$$

Werden q Liter in t Sekunden von der Aufzugesanlage entnommen, so beträgt der sekundliche Wasserverbrauch $\frac{q}{t}$ Liter, und der Rohrstrang erfordert für diese Durchflussmenge einen Durchmesser d in dem, der sich aus der Gleichung bestimmt:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 10 c = \frac{q}{t}$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{q}{10 \pi c t}} \dots \dots \dots \mathbf{263.}$$

Die Druckpumpen sind so zu bemessen, dass sie den Wasserverbrauch aus den Kesseln rechtzeitig ergänzen.

Eine Anlage der Crane Elevator Company in Berlin für ein Geschäftshaus mit vier Personen- und zwei Lastaufzügen für je 1300 kg Nutzlast und ungefähr 1 cbm Wasserverbrauch für jeden Aufzug, bei 21,33 m Förderhöhe, besitzt hierfür und für einige Bier- und Schaufensterjalousieaufzüge, die wegen ihres geringen Wasserbedarfes kaum in Betracht kommen, einen Druckwasserkessel von etwa 1,8 m Durchmesser und 5,75 m Länge, hat also 14,5 cbm Inhalt. Der mittlere Wasserstand wird bei 4 bis $4\frac{1}{2}$ Atmosphären Luftspannung 1,3 m hoch gehalten, so dass der Wasservorrath etwa 3,3 cbm, der Luftraum etwas über 11 cbm einnimmt. Wenn man voraussetzt, dass im ungünstigsten Fall zwei Aufzüge zu gleicher Zeit in Thätigkeit treten und die Dampfmaschine bis zur Beendigung des Hubes nur 1 cbm Wasser in den Druckkessel nachfördert, während 2 cbm verbraucht werden, würde die Druckspannung um ungefähr eine halbe Atmosphäre sinken.

Dieselbe Bauart ist von der American Elevator Company (Otis Brothers & Co.) für den zur Zeit wohl grössten Aufzug der Welt benutzt, der die Reisenden der North Hudson County Railway in New-York von dem Ufer des Hudson in Hoboken bis zu der über 44 m höher auf einem Felsvorsprung liegenden Station befördert. Der Aufzugthurm enthält drei Fahrstühle, von denen jeder 130 Personen auf einmal fassen kann, die eine Nutzlast von über 9000 kg darstellen. Jeder Aufzug verbraucht bei ungefähr 12,6 Atmosphären Betriebsspannung des Druckwassers für die Fahrt rund 5 cbm Wasser, das einem gemeinschaftlichen Druckwasserkessel von 45 cbm Rauminhalt entnommen wird. Der Kessel liegt auf der oberen Plattform der Aufzugesanlage und liefert demnach für die unten stehenden Arbeitscylinder eine natürliche Druckwassersäule von 4 bis $4\frac{1}{2}$ Atmosphären, so dass die Luftpumpe zum Steigern des Betriebsdruckes auf 12,6 Atmosphären noch über 8 Atmosphären erzeugen muss. Nehmen wir an, dass hier 10 cbm als regelrechte Wasserfüllung im Druckwasserkessel gehalten werden, für zwei gleichzeitige Füllungen der Fördercylinder ausreichend, und dass vorübergehend der Vorrath auf 5 cbm zurücksinkt, so würde dem, infolge der Luftausdehnung, eine Abnahme des Betriebsdruckes um etwa 1 Atmosphäre entsprechen.*)

*) Zeichnungen hierzu siehe: Engineering 22. Mai 1891 und Z. d. V. d. Ing. 1893, S. 1090, M. F. Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge. Eine ziemlich bedeutende Anlage mit zwei Druckwasserkesseln von 1,25 m Durchm. und ungefähr 3 m Höhe zum Betrieb von drei Personenaufzügen, mehreren Wirtschaftsaufzügen und einem grossen Fassaufzug im Hôtel Marquardt zu Stuttgart ist von A. Stigler in Mailand ausgeführt und arbeitet mit so geringen Luftverlusten, dass die Luftpumpen höchstens alle vier Wochen in Betrieb kommen. Der Betriebsdruck beträgt im Mittel 9 Atm. und schwankt nur um $\frac{1}{2}$ bis höchstens $\frac{3}{4}$ Atm. während der stärksten, ausserordentlich lebhaften Benutzung der Aufzüge. Die Elektromotoren für den Pumpenbetrieb werden durch die Verbindung eines Druckmessers mit dem Anlassapparat, Fig. 216, S. 261, selbstthätig in Gang gesetzt und abgestellt. — Siehe auch D. R. P. 68 555 der A. E. G.

Druckwindkessel von C. Hoppe mit selbstthätiger Begrenzung der kleinsten Luftfüllung durch Schwimmerventil.

D.R.P. 51907.

Für den unmittelbaren Anschluss hydraulischer Aufzüge an städtische Wasserleitungen wendet Hoppe den in Fig. 471 schematisch skizzirten Windkessel mit Schwimmerventil an, um einerseits den vollen Leitungsdruck für die Hebemaschine ausnutzen zu können und andererseits Rückstöße in der Leitung beim plötzlichen Anfahren und Anhalten des Fahrstuhls zu vermeiden. Er macht hierbei den Betrieb von dem Vorhandensein einer noch als zulässig erachteten, kleinsten Luftfüllung des Windkessels abhängig, während in gewöhnlichen Druckkesseln die Luft allmählich ganz verschwinden kann, ohne dass der Betrieb zwangsweise unterbrochen wird, solange noch der Leitungsdruck ausreicht. Die Mündung des Leitungsrohres kann im Luftraum, wie im Wasserraum des Behälters liegen, die Schwimmerkugel befindet sich dagegen während des regelrechten Betriebes stets im Luftraum und ist daher umgekehrt, wie gezeichnet, am oberen Ende einer aufrechtstehenden und senkrechtgeführten Stange anzubringen, wenn das Schwimmerventil unter Wasser angeordnet wird. Solange der

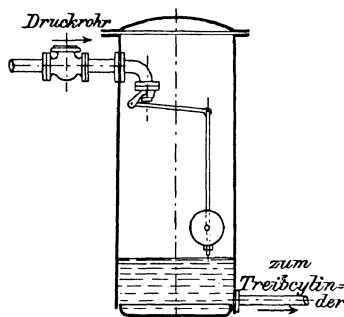


Fig. 471.

Wasserspiegel, dessen Höhe bei ruhendem Fahrstuhlbetrieb nur infolge von Luftverlusten allmählich steigt, noch nicht bis zur Schwimmerkugel reicht, ist die Einlaufmündung frei, und das Leitungswasser strömt in den Kessel ein, bis die Spannung der Luft dem Leitungsdruck entspricht. Bei jeder Wasserentnahme ergänzt sich die Füllung hiernach sofort wieder und zwar um so schneller, je stärker der zeitweilige Spannungsabfall im Windkessel ist. Dem allmählichen Wiederaanwachsen des regelrechten Druckes im Kessel entspricht eine ebenso all-

mähliche Abnahme der Einströmgeschwindigkeit, so dass in der That, sowohl beim plötzlichen Abstellen des Aufzuges, wie auch umgekehrt, beim Anfahren Wasserstöße vollkommen vermieden werden. Je mehr der Wasserspiegel im Druckwindkessel durch Luftverluste steigt, um so abhängiger wird die Fördergeschwindigkeit von der Einlaufgeschwindigkeit des aus der Leitung nachströmenden Wassers, und wenn schliesslich der Wasserantrieb das Einströmventil durch die Schwimmerkugel schliesst, bleibt der Fahrstuhl stehen, sobald die Spannung des Luftrestes beim Anfahren auf die untere Grenze des erforderlichen Betriebsdruckes sinkt, während sich die Schwimmerkugel noch im Wasser befindet. Von der Höhenlage des Schwimmers hängt also, wie oben angedeutet, die kleinste Luftfüllung ab, mit der die Anlage noch betriebsfähig bleibt, und je grösser der Luftsack gewählt wird, um so geringer sind die Leistungsschwankungen der Hebemaschine. Grössere Luftverluste, infolge plötzlicher Druckabnahme in der Leitung, lassen sich durch ein Rückschlagventil oder durch Tieflage des Einlaufs unter dem Wasserspiegel des Behälters vermeiden. Im übrigen bedarf der Druckwindkessel, wie alle derartigen Apparate, zum Ersatz der Luftverluste einer kleinen Luftpumpe oder eines geschlossenen Hilfsbehälters, der durch doppelte Rohrleitungen mit dem Wasserraum und mit dem Luftraum des Windkessels verbunden wird und ausserdem noch einen Ablaufstutzen und Absperrventile in allen drei Rohranschlüssen erhält. Durch Schluss des Ablaufs und Öffnen der Absperrventile in den Verbindungsrohren mit dem Windkessel fliesst Wasser aus dem Kessel in den Hilfsbehälter,

und seine Luftfüllung tritt gleichzeitig durch das zweite Rohr in den Druckwindkessel über. Hierauf sperrt man die Verbindung ab und entleert den Hilfsbehälter, um das Füllspiel zu wiederholen, bis der Wasserstandzeiger am Druckwasserkessel die regelrechte Luftfüllung anzeigt.

Die Hoppe'sche Konstruktion lässt sich auch sonst verwenden, um plötzliche Druckschwankungen bei wechselnder Wasserentnahme zu vermeiden. Die Zuverlässigkeit der Konstruktion hängt vom dichten Abschluss des Schwimmerventils ab. Nach dem Zusatzpatent 82961 verwendet Hoppe einen zweiten Schutzschwimmer, der beim Überschreiten der höchsten zulässigen Wasserfüllung des Kessels ein Ablaufventil aufzieht.

Druckwassercylinder — Akkumulatoren.

Die Druckwassercylinder mit belastetem Tauchkolben, die Akkumulatoren im engeren Sinne, werden mit Kolben ausgeführt, deren Pressdruck gewöhnlich durch Belastung mit starren Gewichten, seltener durch Dampf- oder durch Luftdruck erzeugt wird.

Bezeichnet G den Gesamtdruck, der auf den Akkumulatorkolben wirkt, mit Einschluss des Eigengewichts, F den Kolbenquerschnitt, R die Stopfbüchsenreibung, A den Kolbenauftrieb und p den Flüssigkeitsdruck unterhalb des Kolbens, bezogen auf die Flächeneinheit, so ist

$$p = \frac{G - R - A}{F} \dots \dots \dots 264.$$

Gewichtsakkumulatoren.

Der Gewichtsakkumulator ist von W. G. Armstrong Mitte des vorigen Jahrhunderts erfunden und bildet die wesentlichste Grundlage für die Entwicklung des hydraulischen Hochdruckbetriebes.

Cylinder und Kolben werden aus Gusseisen hergestellt; nur bei kleinen Akkumulatoren verwendet man hie und da massive Gussstahlkolben. Die Belastungsgewichte pflegt man in einer Trommel unterzubringen, die entweder, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. 79, auf dem Kolbenkopfe ruht, oder an ihm hängt und den in der Mitte stehenden Druckwassercylinder, Fig. 4 und 5, mantelförmig umgiebt. Diese Anordnung gewährt den Vortheil, dass sie erheblich weniger Aufstellhöhe verlangt.

Zur Füllung der aus Kesselblech zusammengenieteten Trommel verwendet man möglichst billiges und schweres Material, Schotter oder Abfälle von behauenen Pflastersteinen, für besonders schwer belastete Akkumulatoren Roheisenmasseln, die durch ihr grösseres Gewicht die erforderliche Trommelgrösse verhältnissmässig beschränken. Die Hohlräume der Packung werden mit Sand ausgefüllt. Für Schotter und Pflastersteine ist je nach dem Steinmaterial und der Sorgfalt der Schichtung und des Einstampfens das spezifische Gewicht = 1,5 bis 1,8, für Eisenmasseln = 4 bis 4,5 anzunehmen. Der Fassungsraum der Trommel wird stets reichlich gross gewählt, um nach Bedürfniss die Belastung auch etwas über die im Entwurf vorausgesetzte Grenze steigern zu können.

Statt der Trommeln mit besonderer Füllung findet man nicht selten auch einen ausreichenden Satz schwerer gusseiserner Ringe am Kolbenkopf des Akkumulators als Belastung mit Schraubenankern aufgehängt.

Die Akkumulatorkolben sind, wie die Treibcylinderkolben, unten geschlossen oder für kleine und mittlere Anlagen ganz massiv. Der mehrfach aufgetauchte Gedanke, hohl gegossene Kolben unten offen zu lassen und hierdurch einen einfachen Druckwindkessel für die Betriebspumpen zu gewinnen, scheitert an der unzuverlässigen Dichtheit grosser Gussstücke. Die feinen Luftkanäle im Guss werden im Laufe der Zeit bisweilen auch für

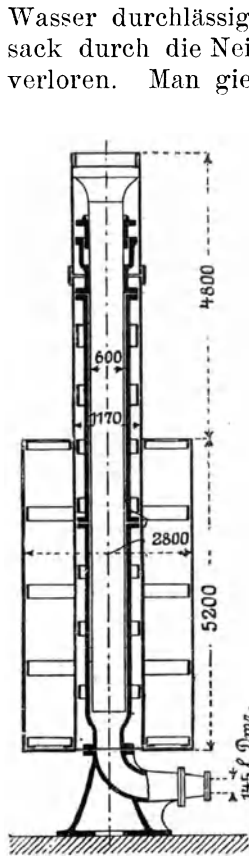


Fig. 472.

Wasser durchlässig, und selbst bei vollständig dichtem Guss geht der Luft-sack durch die Neigung des Wassers, Luft unter hohem Druck aufzunehmen, verloren. Man giesst die Akkumulatorkolben wegen der ohnehin erforderlichen Gewichtsbelastung starkwandig und bei beschränkten Durchmessern und Längen sogar meist massiv. Die Grenze des Massivgusses hängt von den Einrichtungen der Giesserei und der Bearbeitungswerkstätten, sowie von den Rücksichten auf den Transport ab. Man findet theilweise Kolben bis 450 mm Durchmesser noch voll gegossen.

In den Entwürfen ist auf bequeme Zugänglichkeit der Stopfbüchse und leichtes Auswechseln ihrer Packung besonders Bedacht zu nehmen. Lederdichtungen, die sich nur erneuern lassen, nachdem der Kolben von der Gewichtstrommel abgelöst ist, sind zu vermeiden.

Figur 4 und 5, Taf. 79, geben einen Akkumulator mittlerer Grösse von 12 cbm Trommelinhalt und 150 l nutzbarer Wasserfüllung mit 27 000 kg Trommel- und Kolbengewicht für 50 Atm. Betriebsdruck wieder, den R. Dinglinger in Cöthen für das Stuttgarter Lagerhaus geliefert hat. Die Trommel ist mit ihrem inneren Mantel am Kolbenkopf aufgehängt und der obere Trommelhals, ähnlich wie in Fig. 6, Taf. 79, laternenförmig durchbrochen, um die Kolbenstopfbüchse zugänglich zu machen, wenn die Trommel sich in ihrer tiefsten Stellung befindet. Durch senkrechte, radial eingesetzte Blechtafeln, die mittelst Eckeisen sowohl gegen den Trommelboden, wie gegen den inneren und den äusseren Mantel angenietet sind, wird

die Trommel kräftig versteift und die ganze Belastung auf den inneren Mantel übertragen, der für die Montirung durch Winkeleisenringe mit seinem oberen, am Kolbenkopf hängenden Schuss verschraubt ist.

Die Trommelführung wird durch gusseiserne Schuhe an zwei mit dem Mauerwerk verankerten L-Eisen vermittelt, die bei gleichmässig vertheilter Belastung kaum in Wirksamkeit treten. Textfigur 472 und Fig. 6 und 7, Taf. 79, sind einem Akkumulator ähnlicher Bauart von Haniel & Lueg für die Hamburger Freihafen-Speicher entnommen, der mit 600 mm Kolbendurchmesser, 7,5 m Hub und etwas über 2 cbm Wasserraum ebenfalls für 50 kg/qcm Betriebsdruck ausgeführt ist.

Der ungefähr 8,8 m lange Plunger wiegt bei 100 mm Wandstärke 15 000 kg, die leere Gewichtstrommel mit Hals etwa 12 000 „
zusammen: 27 000 kg.

Bei 600 mm Kolbendurchmesser beträgt die erforderliche Gesamtbelastung des Akkumulators für 50 kg/qcm Betriebsdruck, wenn man von dem geringen Einfluss der Stopfbüchsenreibung und des Auftriebes absieht, $2827,4 \cdot 50 = \dots\dots\dots 141\,370$ kg, so dass abzüglich der vorhandenen Eigengewichte 27 000 „
das Gewicht der Trommelfüllmasse 114 370 kg

betragen muss. Verwendet man hierzu Eisenmasseln von 4,5 specifischem Gewicht der Schichtung, so erfordert die Trommel einen Packraum von $\frac{114\,370}{4500} = \text{rund } 25,4$ cbm.

Wegen der ausserordentlich hohen Belastung ist der innere Trommel-

mantel mit der Laternenhaube des Kolbens statt durch Flanschenverschraubung, mittelst eines zweitheiligen Klammerringes, Fig. 6 und 7, Taf. 79, verbunden. Die Rohrschüsse sind durch versenkt aufgenietete Laschenringe mit vorspringenden Bunden versehen, welche zusammengestossen in die ausgedrehte Nuthe des Klammerringes fassen, der in der Richtung der Cylinderachse getheilt, sich von beiden Seiten darüber legen lässt und durch Verschrauben der seitlichen Lappen zusammengehalten wird. Die Laterne hängt an einem innen eingewinkelten, 50 mm starken Ringe der Deckplatte des Kolbenkopfes.

Durch die Abnehmbarkeit des Laternenkopfes wird nicht nur das Montiren wesentlich erleichtert und die erforderliche Thurmhöhe für den Akkumulator beschränkt, sondern auch die Möglichkeit geboten, den Kolben erforderlichenfalls wieder aus dem Cylinder herauszuziehen. Wenn man die Laterne so lang wählt, dass ihr Klammerring unterhalb der Flanschfuge des Cylinderkopfes liegt, kann man den ganzen Cylinderkopf abheben und frisch ausbüchsen und auch den Kolben zum Abdrehen herausnehmen, sobald störend grosser Verschleiss eintreten sollte.

Der Kolben ist bei seiner grossen Länge aus einzelnen Schüssen zusammengesetzt, die nach Fig. 473 mit einfachen Zapfen ineinander greifen und durch radial eingesetzte Schrauben zusammengehalten werden, deren Köpfe nach dem Eindrehen abgehauen und mit der Mantelfläche abgeglichen sind. Die Schussfugen werden durch verstemmte Kupferringe gedichtet, die man ebenfalls nachträglich abgleicht.

Die Cylinderschüsse sind durch äussere Flanschenverschraubung verbunden. Ihre Wandstärke von 100 mm liefert nach Gleichung S. 460 für k_z mit 50 kg/qcm Betriebsdruck 186 kg/qcm, und für 75 kg/qcm Probedruck 280 kg/qcm Zuganstrengung.

Die Gewichtstrommel wird durch gusseiserne Schuhe an \perp -Eisenschienen geführt, die mit dem umgebenden Mauerwerk verankert sind. Eine Leiter an der Mauer erleichtert das Besteigen der Trommel, und eine zweite Leiter am Akkumulatorhals macht die Laterne zugänglich. Mehrfach haben Haniel & Lueg um die Laterne noch eine Galerie angebracht, damit die dort vorzunehmenden Arbeiten bequem und sicher ausgeführt werden können.

Die für den Bremer Freihafen von G. Luther in Braunschweig gewählte Bauart, Fig. 1 bis 3, Taf. 79, erfordert sehr grosse Thurmhöhen für die Führungsbahn der Trommel oder versenkte Cylinder. Im übrigen ist auch hier für vollständige Zugänglichkeit der Stopfbüchse gesorgt, da die Trommel sich nicht bis auf den Cylinderkopf niedersenkt, sondern durch die in Fig. 1 angedeutete Balkenlage abgefangen wird. Der Kolben lässt sich durch das gusseiserne Kernrohr der Gewichtstrommel von oben einsetzen und nöthigenfalls auf demselben Wege herausziehen. Durch seinen kugelförmigen Kopf und die zugehörige, gusseiserne Lagerpfanne wird der Trommel die Möglichkeit geboten, sich ihren Führungen frei anzupassen. Die Lagerpfanne ist unterhalb der Mittelebene noch mit einem vorgeschraubten, zweitheiligen Schutzring ausgerüstet, der den Kolben festhält, wenn die Trommel in der tiefsten Stellung aufrucht, und im Akkumulatorcylinder kein Druck vorhanden ist, weil sonst der Kolben auf den Cylinderboden niederfallen würde.

Der Kolbenkörper besteht, bei 450 mm Durchmesser und 7 m Länge, aus drei Theilen, dem Kopf und zwei Schaftschüssen, die durch einen Längsanker miteinander verbunden sind und mit Ringfalz und Ringnuthe ineinander greifen.

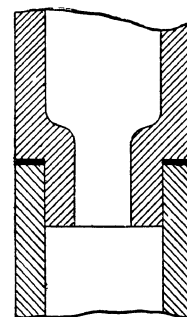


Fig. 473.

Figur 8 und 9, Taf. 79, veranschaulichen schliesslich noch einen kleinen, freistehenden Akkumulator einfachster Bauart von G. Luther, dessen Gewichtstrommel durch vier Anker an dem sternförmigen, gusseisernen Kolbenkopf aufgehängt ist und die Stopfbüchse hierdurch ebenfalls in der tiefsten Trommelstellung frei zugänglich lässt. Für schwere Konstruktionen ist die Bauart nicht verwendbar, weil durch kleine Längenunterschiede in den Ankern ungleichmässige Belastungen des gusseisernen Kolbensternes auftreten, die bei grossen Gewichten, wegen ihrer Unbestimmtheit, leicht zu Brüchen führen.

Als Auflager für die tiefste Trommelstellung wählt man stets Balken oder hölzernes Schwellenwerk, die etwaige Stösse bei schnellem Niedersinken abschwächen.

Die Grösse der Druckwassercylinder wird durch die wachsenden Ausführungsschwierigkeiten beschränkt. Bei einer Anlage in Liverpool ist man bis auf 12 m Hub und 584 mm Kolbendurchmesser gegangen. Gewöhnlich betrachtet man 600 mm Durchmesser und 7 bis 8 m Hub als obere Grenze und stellt zwei oder mehr Cylinder auf, wenn ein grösserer Behälterraum nothwendig ist. Zwei Akkumulatoren werden statt eines meist auch schon unterhalb der angegebenen Ausführungsgrenze gewählt, weil sie eine grössere Sicherheit gegen Betriebsstörungen bieten, und wenigstens immer der halbe Druckwasservorrath zur Verfügung steht, wenn einer der beiden Wasserbehälter zum Ausbessern, zum Erneuern der Stopfbüchsenpackung oder aus anderen Gründen auszuschalten ist.

Hierbei belastet man den Akkumulator im Maschinenhause, der die Betriebspumpe in der höchsten Stellung selbstthätig abstellt und beim Sinken wieder in Gang setzt, etwas stärker, als den zweiten oder alle übrigen, und bewirkt damit, dass sie sich früher wieder füllen und später entleeren, als der Hauptakkumulator, der die Druckpumpe ein- und ausrückt. Der Hub der Hilfsbehälterkolben wird in der durch Fig. 1, Taf. 79, angedeuteten Weise dadurch begrenzt, dass man über ihrer höchsten Trommelstellung einen schweren Belastungsring an Ketten aufhängt, dessen Gewicht den Druck des aufsteigenden Kolbens über die spezifische Pressung des Hauptakkumulators steigert, so dass dieser von jenem Augenblick an als der leichtere allein weiter in die Höhe getrieben wird, bis er durch Knaggenanstoss und Hebelgestänge den Pumpenbetrieb unterbricht. Bei langen und weit verzweigten Anlagen vertheilt man die erforderlichen Hilfsakkumulatoren auf verschiedene Punkte des Rohrnetzes, um die Füllung der einzelnen Hebemaschinen aus möglichst grosser Nähe zu decken und die Geschwindigkeitschwankungen, welche in der Leitung durch den wechselnden Wasserverbrauch auftreten, dadurch mehr auszugleichen, dass der Bedarf der entfernteren Punkte nicht immer sofort in der ganzen Rohrstrecke durch die Hauptleitung von der Centralstelle aus zu ergänzen ist. So sind für die Druckleitung der Hamburger Freihafenspeicher 5 Akkumulatoren von etwa 9 cbm Gesamtfassungsraum über das Rohrnetz vertheilt.

Bestimmung des Akkumulatorinhaltes und der Leistungsfähigkeit der zugehörigen Druckpumpe.

Die Grösse des Akkumulators und der Leistungsfähigkeit der zugehörigen Druckpumpe hängt, wie bereits früher bei Besprechung der offenen Druckwasserbehälter hervorgehoben wurde, von der Schätzung des Wasserbedarfes während der Zeit des stärksten Verkehrs ab. Wenn nur eine Hebemaschine angeschlossen ist, muss der Fassungsraum des Sammelcylinders mindestens so gross sein, dass er, einschliesslich der während der Lasthebung durch die Pumpe nachgeförderten Wassermenge, den Wasserverbrauch der Hebe-
maschine deckt. Die Pumpe muss ferner in der Verbrauchspause, die

durch das Senken, durch das Beladen und Entladen des Hebewerks oder durch Besteigen und Verlassen des Fahrstuhls entsteht, die ursprüngliche Füllung wieder ersetzen, wenn ungestörter Betrieb verlangt wird. Ist darauf zu rechnen, dass nur ausnahmsweise zwei Lasthebungen unmittelbar aufeinander folgen, so lässt sich die Pumpenleistung herabsetzen, wenn man den Druckwasserbehälter entsprechend grösser wählt. Sind zwei Hebewerke angeschlossen, so liegt die Wahrscheinlichkeit nahe, dass beide gelegentlich gleichzeitig in Thätigkeit treten und auch, wenigstens kurze Zeit, ohne Unterbrechung gemeinsam in Betrieb bleiben. Dann sind die Verhältnisse, wie im ersten Fall, nur nach Massgabe des doppelten Wasserverbrauchs, zu bestimmen.

Mit der Zahl der Hebezeuge nimmt im allgemeinen die Wahrscheinlichkeit des gleichzeitigen Betriebes ab. Man kann annehmen, dass bei

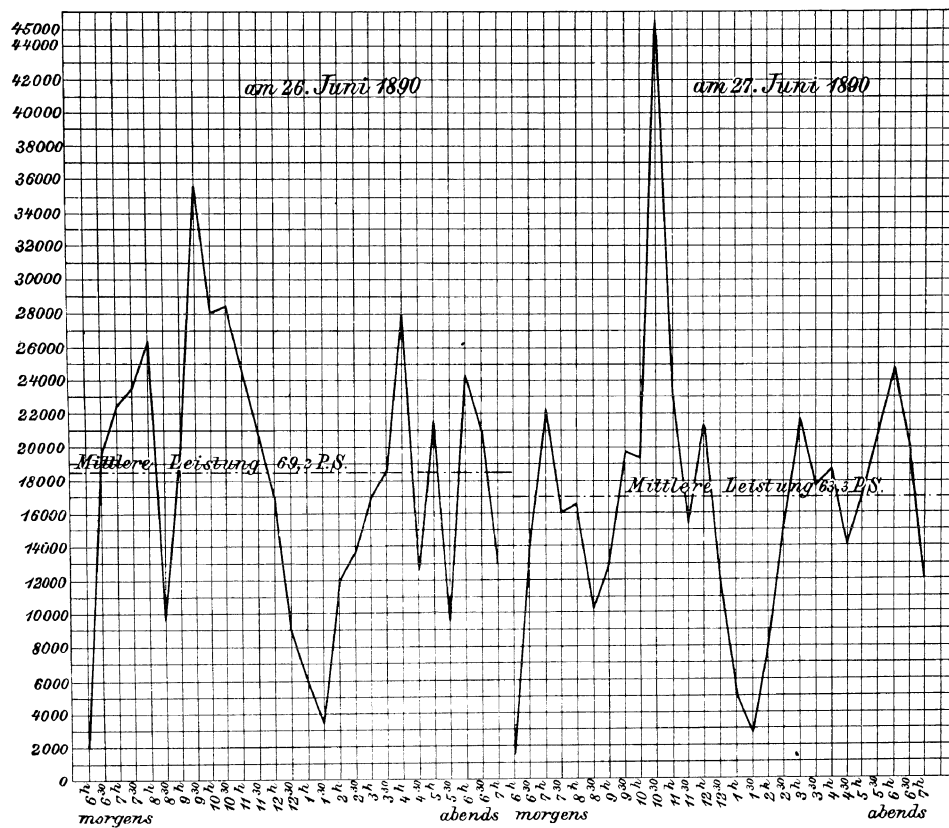


Fig. 474.

3 bis 5 Hebewerken der gleichzeitige Wasserverbrauch nur $\frac{4}{5}$ bis $\frac{2}{3}$ der Summe aller Treibcylinderinhalte erreicht und bei noch grösserer Zahl sogar auf $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ dieses Werthes sinkt. Hierbei sind die kleineren Werthe zu nehmen, wenn unter der Gesamtzahl der Hebezeuge mehrere voraussichtlich überhaupt nur selten arbeiten. Die Schaulinien, Fig. 474, welche den Wasserverbrauch der Hamburger Freihafenspeicher für zwei aufeinander folgende Tage des Jahres 1890 wiedergeben, zeigen ausserdem, auf wie kurze Zeit sich der grösste Wasserverbrauch am Tage zusammendrängt, so dass überreichlich bemessene Anlagen nur sehr unwirtschaftlich ausgenutzt werden. Wenn man mit den obigen Anhaltswerthen die Betriebsmaschinen und Akkumulatoren für grosse Anlagen verhältnissmässig klein entwirft und nur im Maschinen- und Kesselhaus von vornherein auf spätere

Vergrößerung der Motoranlage Rücksicht nimmt, lassen sich in kurzer Zeit die erforderlichen Ergänzungen beschaffen. Ausserdem kommen für grössere Anlagen nur Dampfpumpen in Betracht, deren Leistungsfähigkeit, innerhalb ziemlich weiter Grenzen, durch gesteigerte Umdrehungszahl ganz wesentlich erhöht werden kann, falls man sich für die Annahmen des Entwurfs zunächst mit mittleren Umdrehungszahlen begnügt. In den Schaulinien, Fig. 474, sind die innerhalb der einzelnen halben Stunden von den Druckpumpen geförderten Wassermengen für den zugehörigen Zeitendpunkt als Ordinaten aufgezeichnet, aufgrund von halbstündlichen Ablesungen des Tourenzählers und im Verhältniss der für den vollen Doppelhub bekannten Liefermenge der Pumpen. Der Ordinatenwerth stellt also immer die ganze, während der letzten halben Stunde geförderte Wassermenge dar, und die auf- und absteigenden Strecken der Schaulinien zwischen den Ordinaten geben nur ein allgemeines Bild über Zu- und Abnahme der Leistung.

Die grösste Pumpenleistung stieg am 26. Juni 1890 mit 35 500 Liter in einer halben Stunde, bei 50 Atm. Leitungsdruck auf ~ 140 PS und am 27. Juni mit 45 500 Liter auf ~ 170 PS, während die mittlere halbstündliche Leistung am ersten Tage auf 18 680 Liter = 69,2 PS und am zweiten auf 17 000 Liter = 63,3 PS beschränkt blieb.*)

Die Anlage ist mit vier Zwillingdampfpumpen von je 120 indicirten PS ausgerüstet, von denen an den Messungstagen, und wohl auch sonst, zwei ganz unbenutzt blieben, und nur zeitweise zwei gleichzeitig arbeiteten. Die Betriebsmaschinenanlage ist hiernach für die ersten, gleich von vorn herein lebhaften Benutzungsjahre der Speicher verschwenderisch reichlich entworfen und hätte ungefähr auf die Hälfte eingeschränkt werden können.**) Ferner ist ohne weiteres ersichtlich, dass selbst für sehr umfangreiche Anlagen die Wahl einer Reihe gleich grosser Betriebsmaschinen unwirtschaftlich ist, und dass mindestens eine Abstufung durch eine Maschine von der halben Leistung, wie die übrigen, vorgesehen werden sollte, um den Sprung in der Liefermenge nicht unverhältnissmässig gross zu machen, wenn eine Hilfsmaschine zur Deckung des vorübergehend gesteigerten Bedarfs mit in Gang gesetzt werden muss.

Die starken Schwankungen im Wasserverbrauch führen unmittelbar zu dem Rückschluss auf häufiges Abstellen und Anlassen der Betriebsmaschinen mit allen Nachtheilen der Dampfverluste durch Kondensation u. a. m. Wenn dieser Übelstand bei der Art des Lastverkehrs und den Eigenschaften des hydraulischen Betriebes auch nie ganz zu beseitigen ist, weil der einzige Ausweg, Steigerung der Akkumulatorengrösse und ihrer Zahl, die Anlagekosten unverhältnissmässig erhöht, so lässt er sich in grossen Centralen wenigstens durch passende Abstufung der Betriebsmaschinen mildern.

Der günstigere Wirkungsgrad der Druckwasserakkumulatoren, im Vergleich zu den elektrischen, geht meist wieder in den Hebemaschinen verloren. Der sorgsamsten Wartung, welche die elektrischen Akkumulatoren verlangen, steht der Vortheil gegenüber, dass sie ohne weiteres nach Belieben für Kraft- und für Lichtbetrieb verwendbar sind.

Bezeichnet, unter Hinweis auf die obigen Anhaltswerthe,

t_1 die mittlere Zeitdauer der in Betracht kommenden Lasthebungen in Sekunden,

*) Ähnliche Verhältnisse fanden sich bei Messungen im August 1891. Vergl. Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Centralen. Z d. V. d. I. 1894.

**) Über den Lastverkehr geben die Angaben des Maschineninspektors Eilert in der vorstehend angeführten Quelle Aufschluss, wonach im Jahre 1893 insgesamt 492 726 t Waaren durch 150 hydraulische Hebezeuge mit einem Druckwasserverbrauch von 88 018 cbm gehoben und gesenkt wurden.

- t_2 die mittlere Zeitdauer der Lastsenkungen in Sekunden,
- t_3 die Zeit zum Beladen und Entladen oder zum Besteigen und Verlassen von Aufzügen,
- x die sekundliche Liefermenge der Druckpumpe in Litern,
- y den nutzbaren Akkumulatorinhalt in Litern,
- Q den Wasserverbrauch der gleichzeitig arbeitenden Hebezeuge,

so bestehen, im Hinblick auf die Forderung, dass in $t_2 + t_3$ Sekunden die verbrauchte Füllung durch die Pumpe ersetzt werden muss, und dass zur Deckung des gleichzeitigen Wasserverbrauchs der in Rechnung gestellten Hebewerke, der Akkumulatorinhalt, im Verein mit der Liefermenge der Pumpe, während der Förderdauer t_1 ausreichen soll, die beiden Gleichungen

$$y = x(t_2 + t_3) \dots \dots \dots 265.$$

$$t_1 x + y = Q \dots \dots \dots 266.$$

Da hydraulische Hebewerke meist für gleiche Hub- und Senkgeschwindigkeit entworfen werden, ist $t_1 = t_2$.

In Deutschland wird die Fördergeschwindigkeit noch häufig auf 0,5 m in der Sekunde beschränkt, so dass beispielsweise ein Aufzug für 20 m Förderhöhe 40 Sekunden Fahrzeit erfordert. Auch für Förderhöhen bis zu 10 m sinkt t_1 oder t_2 selten unter 20 Sekunden, weil bei kurzen Hubhöhen der Einfluss der allmählichen Anlauf- und Auslaufgeschwindigkeit mehr ins Gewicht fällt. Für grosse Anlagen mit Krane und Aufzügen wird man, sofern nicht ganz bestimmte Einzelwerthe für jede Maschine vorliegen, im Mittel $t_1 = t_2 = 30$ Sekunden für den Entwurf annehmen können. Die Zeit t_3 fällt für Personenaufzüge, bei denen es sich nur um das Ein- und Aussteigen handelt, am kürzesten aus und ist, abgesehen von Aufzügen für grosse Personenzahlen, $t_3 \leq 60$ Sekunden. Auch bei kleinen Sackaufzügen, oder bei Post- und Gepäckaufzügen, wo die ganze Last auf einmal in Handkarren aufgefahren wird, kann t_3 durch flotten Betrieb auf 60 Sekunden beschränkt werden. Sonst wird man aber für Waarenaufzüge $t_3 \geq 180$ Sek. annehmen können, da das Aufbringen und Absetzen grosser Lasten auf die Förderschalen, das Aufhängen und Abnehmen vom Krahnhaken oder die gleichzeitige Belastung mit einer Anzahl kleinerer Kisten und Säcke sich nicht im Handumdrehen bewerkstelligen lässt. Im übrigen ist darauf hinzuweisen, dass man die Betriebspumpe durch den Akkumulator erst wieder einzurücken pflegt, nachdem der Gewichtskolben etwa um $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ seines ganzen Hubes aus der höchsten Stellung gesunken ist, um das ständige Ein- und Ausrücken der Pumpe bei geringfügigem Wasserverbrauch zu vermeiden. Hiernach ist der Druckkolbenhub, also auch der rechnungsmässige Akkumulatorinhalt y wenigstens um den mittleren Betrag, d. h. mindestens um die Hälfte dieser für das Einrücken der Pumpe wirkungslosen Fallhöhe in der Ausführung zu vergrössern.

Setzen wir beispielsweise für ein Geschäftshaus mit zwei Personen- und einem Waarenaufzug von je 62,5 l Wasserverbrauch für volle Förderhöhe, dem gleichzeitigen Betrieb zweier Aufzüge entsprechend, $Q = \frac{2}{3}$ des Gesamtwasserbedarfs = 125 l, und für 20 m Förderhöhe $t_1 = t_2 = 40$, $t_3 = 60$ Sek., so folgt aus den beiden

Gleichungen 265 und 266
$$y = x(40 + 60)$$

$$40x + y = 125$$

die sekundliche Liefermenge der Pumpe $x = 0,9$ Liter
 und der Inhalt des Druckwassercylinders $y = 90$ " .

In Anbetracht der Wirkungsverluste der Pumpe ist ihre ideelle Liefermenge um 10% zu erhöhen und der Akkumulatorinhalt nach den früheren Hinweisen mindestens um die Hälfte der steuerlosen Fallhöhe aus dem höchsten Stand bis zum Einrücken der Pumpe zu vergrössern, wenn letztere nicht etwa mit einem Leistungsregulator für veränderliche Tourenzahl ausgerüstet ist.*)

*) In diesem Fall, der später zu besprechen ist, hat man die Rechnung in zwei Theile zu zerlegen, nach Massgabe der beiden verschiedenen Pumpenleistungen und der

Für eine grössere Packhofanlage mit 6 Aufzügen und einer grösseren Anzahl Land- und Wasserkrahne, die nach der Gestaltung des Verkehrs nur zeitweise im Betrieb sind, darf man annehmen, dass von der Gesamtmfüllung sämtlicher Treibcylinder, die 2160 Liter betragen möge, nur $Q = \frac{2160}{3} = 720$ Liter für den stärksten Bedarf gleichzeitig verbraucht werden. Setzt man ferner $t_1 = t_2 = 30$ Sek. und $t_3 = 180$ Sek., so folgt nach Gleichung 265 und 266

$$\begin{aligned} y &= x(30 + 180) \\ 30x + y &= 720. \\ x &= 3 \text{ Liter und } y = 630 \text{ Liter.} \end{aligned}$$

Diese Werthe finden sich mit Zuschlägen für x und y , nach Massgabe des hierüber Gesagten, in der Betriebsanlage des Berliner Packhofes von C. Hoppe und haben sich auch für die lebhaftesten Verkehrszeiten als durchaus hinreichend erwiesen, ohne die Verhältnisse auf Kosten der wirtschaftlichen Ausnutzung der Centrale zu überschätzen.

Dampf- und Luftdruckakkumulatoren.

Dampfdruckakkumulator von Brown.

Die Dampf- und Luftdruckakkumulatoren, welche Dampf oder Pressluft zur Belastung des Behälterkolbens verwerthen, sind in erster Linie aus den Bedürfnissen des hydraulischen Betriebes von Werkzeugmaschinen in

Schmieden und Hüttenwerken entstanden, die theils wechselnden Arbeitsdruck fordern oder grosse Akkumulatorgeschwindigkeiten erzeugen und daher möglichst kleine Gewichtsmassen verlangen, um Brüchen bei plötzlichen Geschwindigkeitsunterbrechungen vorzubeugen. Hier und da finden sich aber solche Druckwasserbehälter auch für Hebewerke benutzt und zwar Dampfdruckakkumulatoren wegen des geringeren Gewichtes und Raumbedarfes, vor allem auf Schiffen mit hydraulischen Kränen, und hie und da auch in amerikanischen Geschäftshäusern für Aufzüge.

Fig. 475 ist die Skizze eines amerikanischen Dampfdruckakkumulators, der mit der englischen Konstruktion von Andrew Betts Brown fast vollständig übereinstimmt.*)

Über dem Druckwassercylinder steht ein umgekehrter Dampfzylinder B , dessen Kolben C den Kopf des Tauchkolbens D bildet. Der Kesseldampf strömt durch F in den Cylinder, belastet den

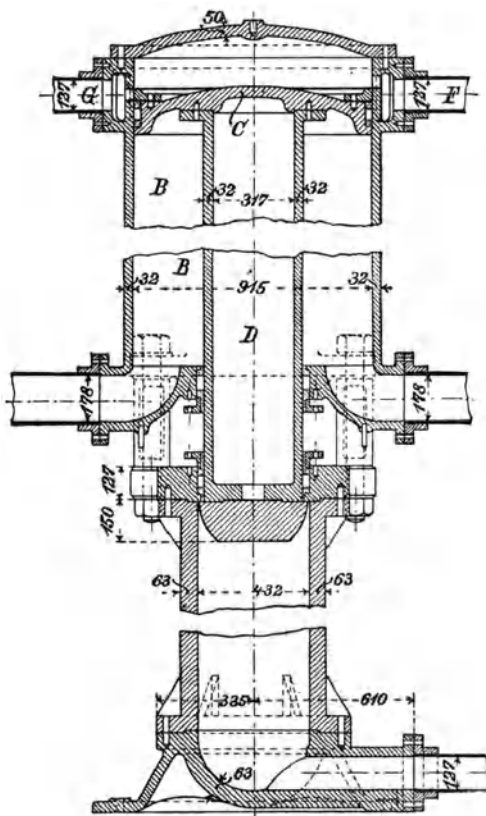


Fig. 475.

zugehörigen Füllräume des Akkumulators. Die Aufgabe ist also so zu behandeln, als ob zwei Akkumulatoren mit zwei getrennten Pumpen für den Gesamtbedarf vorhanden wären.

*) Robinson, Hydraulic Power, London 1887, S. 34 und M. F. Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge. Z. d. V. d. I. 1893.

Scheibenkolben und tritt, ohne diese Wirkung zu unterbrechen, durch die gegenüberliegende Abströmungsöffnung in das Rohr *G*, welches eine Zwillingsdampfmaschine selbstthätig mit Dampf speist, sobald Wasser verbraucht wird, und der Kolben unter das Abströmrohr sinkt. Hierdurch wird die Dampfmaschine je nach dem Wasserverbrauch in einfachster Weise selbstthätig angelassen und nach Ergänzung der Akkumulatorfüllung wieder abgestellt. Der untere Raum des Dampfzylinders steht mit dem Kondensator der Dampfmaschinen in freier Verbindung. Der Scheibenkolben ist für Asbestdichtung eingerichtet, die, zwischen zwei Rothgussringen eingebettet, durch den Kolbendeckel angezogen wird. Verhalten sich die Kolbenquerschnitte wie 1 : 8, so genügt eine Dampfdruckspannung von 5 Atm. Überdruck, um im Wassercylinder annähernd 50 Atm. zu erzeugen, weil sowohl die Kondensationswirkung, wie das Kolbeneigengewicht den Wasserdruck erhöhen, ohne dass weitere Dampfverluste, als durch Abkühlung, eintreten. Die einfache Bauart, die auch liegend gewählt werden kann, leidet nur an dem Übelstand, dass die Dampfmaschine für grossen Druckwasservorrath und hohe Betriebsspannungen sehr gross ausfallen. Sie eignet sich daher nicht für grosse Centralen.

Luftdruckakkumulator von L. W. Breuer, Schumacher & Co.

Als Ersatz für Dampfdruckakkumulatoren hat die Kalker Werkzeugmaschinenfabrik von L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Cöln eine ganze Reihe von Luftdruckakkumulatoren nach dem D. R. P. 43 434 von Prött und Seelhoff ausgeführt, deren wesentliche Einrichtung in Fig. 1, Taf. 80, gezeichnet ist.

Der Tauchkolben arbeitet gemeinschaftlich in den beiden übereinanderstehenden Cylindern, von denen der obere mit gepresster Luft gefüllt ist, der untere den Vorrathsbehälter für das Druckwasser bildet. Beide Cylinder werden durch kräftige Holmplatten und Säulen miteinander verbunden. Ihre Stopfbüchsen sind für Baumwollpackung eingerichtet. Da Luft bekanntlich leichter, als Flüssigkeiten, durch Poren austritt, ist sowohl der Bodenring der Stopfbüchse des Luftzylinders, wie der hohlgegossene Plunger durch eine Flüssigkeitsschicht, Öl oder Glycerin, gegen den Luftdurchtritt geschützt. In dem hohlgegossenen Kolben hängt ein unten und oben geschlossener Blechcylinder, der oben nur durch ein vorstehendes Rohr die Verbindung zwischen dem hohlen Plungerraum und dem Luftcylinder herstellt und im übrigen so eingesetzt ist, dass sich oberhalb der Luftcylinderstopfbüchse die Flüssigkeitsschicht herstellen lässt, welche gleichzeitig den ganzen Ringraum zwischen dem Schutzcylinder und dem gegossenen Plunger ausfüllt. Diese Öl- oder Glycerinfüllung wird dem seitlich am Luftcylinder angebrachten Behälter entnommen, der durch Schaugläser im unteren Stutzen die Standhöhe der Flüssigkeitssäule im Innern anzeigt.

Im vorliegenden Fall ist der Druckquerschnitt des Akkumulatorkolbens im Luftdruck- und im Druckwassercylinder gleichgross, und daher auch der spezifische Flächendruck in beiden Räumen, abgesehen vom Einfluss des Kolbengewichts, gleich. Die Konstruktion ist für 75 Atm. bestimmt. Man kann aber ebenso gut, wie bei den Dampfdruckakkumulatoren verschiedene Kolbenquerschnitte wählen und damit jede gewünschte Druckübersetzung erzielen. Der Luftdruck wird entweder durch Einbringen von flüssiger Kohlensäure oder, bei sehr hohen Pressungen, durch besondere Luftpumpen erzeugt. Mit denselben Mitteln werden auch die etwaigen Luftverluste ersetzt.

Im Vergleich mit Dampfdruckakkumulatoren gewährt die Belastung durch Luftdruck die Möglichkeit, mit weit höheren Pressungen arbeiten zu

können; während aber der Wasserdruck in den Dampfdruckakkumulatoren nahezu unverändert bleibt, nimmt der Druck in den Luftbehältern mit aufsteigendem Plunger erheblich zu. Der Luftraum ist immerhin wenigstens möglichst gross zu wählen, und, soweit der hohle Plunger hierzu nicht ausreicht, durch besondere Hilfskessel, welche mit dem Luftcylinder verbunden werden, die Druckschwankung innerhalb der gewünschten Grenze zu halten. Die Verhältnisse liegen hier ähnlich, wie bei den geschlossenen Druckwasserbehältern mit Windkessel, denen gegenüber die vorliegende Ausführung nur den Vortheil gewährt, dass durch den eingeschalteten Kolben das Wasser nicht unmittelbar mit der Luft in Berührung tritt, und störende Luftverluste durch Entweichen mit dem Wasser bei hohen Pressungen vermieden werden. Für Hebezeuge ist die jedesmalige Kompressionsarbeit zum Zusammenpressen der belastenden Luft meist nicht wieder verwertbar und dieser Verlust bei hohem Betriebsdruck so erheblich, dass man sich für niedere und mittlere Pressungen mit der einfacheren Konstruktion ohne Kolben zu begnügen pflegt oder, wenn hoher Arbeitsdruck und leichtes Gewicht verlangt werden, wie bei Akkumulatoren für Hebezeuge auf grossen Seeschiffen, Dampfdruck anwendet.

Für den Betrieb von Werkzeugmaschinen, Scheren, Niet- und Schmiedemaschinen kann der wechselnde Akkumulatordruck, wie schon oben angedeutet, besondere Vortheile gewähren.

Ausser dem gemeinsamen Vorzug der Dampf- und Luftdruckakkumulatoren, dass sie wesentlich leichter, als die gewöhnlichen mit Gewichtstrommeln ausfallen, machen sie auch hohe Führungsgerüste und Führungsthürme entbehrlich und beanspruchen weniger umfangreiche Fundamente. Ausserdem vermindern sich für den Pumpenbetrieb die Einflüsse der Beschleunigungswiderstände durch die Verkleinerung der Massen sehr, und die Konstruktion bietet den Pumpen gleichzeitig vollen Ersatz für einen Windkessel. Unter den Abnehmern der Kalker Luftdruckakkumulatoren befinden sich die ersten deutschen Werke, wie Krupp, Bochumer Verein, Witten, allerdings meist für den Betrieb hydraulischer Werkzeugmaschinen.

b. Selbstthätige Anlass- und Absperrvorrichtungen für Akkumulatorpumpen.

Die Presspumpen werden, wie bereits mehrfach erwähnt, vom Akkumulator in seiner höchsten Stellung selbstthätig abgestellt und ebenso wieder selbstthätig angelassen, wenn der Behälterkolben bei eintretendem Wasserverbrauch niedersinkt. Da die Betriebsmaschine in den meisten Fällen ausschliesslich die Pumpe zu treiben hat, ist es wünschenswerth, womöglich den Motor selbst und nicht nur die Pumpe ein- und auszurücken. Bei Gasmaschinen verzichtet man meist auf das Abstellen des Motors, weil sie sich ohne besondere Hilfsmaschine bekanntlich nur unbelastet und von Hand wieder in Gang setzen lassen.*) Während man für Dampfmaschinen die Aufgabe durch Öffnen und Absperrn des Dampfzufflusses löst und für Gleichstrom- und Drehstrommotoren nur den Anlassapparat in Thätigkeit zu setzen braucht, pflegt man sich bei Gas- und einphasigen Wechselstrommotoren darauf zu beschränken, den Antriebsriemen der Pumpe oder eine Reibkupplung ein- und auszurücken. Diese Lösung ist auch zu wählen, wenn an der Hauptbetriebsmaschine noch andere Arbeitsmaschinen hängen,

*) Edoux & Co. verwenden zum selbstthätigen Anlassen von Gasmotoren für hydraulische Aufzüge einen kleinen, von der Betriebspumpe gespeisten Druckwasserakkumulator. Einzelheiten für solche Anlagen finden sich in den Nouvelles annales de la construction 1896, S. 142, mit Taf. 30, Fig. 6 u. 7.

und die Pumpe deshalb nur in die allgemeine Transmission eingeschaltet ist. Das sonst hin und wieder benutzte Hilfsmittel, die Pumpe selbst in den erforderlichen Pausen weiter laufen zu lassen und nur die Wasserförderung zu unterbrechen, indem man die Saugventile lüftet und das angesaugte Wasser während der Druckperiode wieder frei in die Saugleitung zurücktreten lässt, ist für die in Rede stehenden Fälle nicht unbedenklich. Trifft nämlich, wie im allgemeinen zu erwarten ist, der Zeitpunkt, in dem der sinkende Akkumulator die vorher gelüfteten Saugventile zur Aufnahme der Wasserförderung wieder auf ihren Sitz niederfallen lässt, nicht genau mit dem Hubwechsel zusammen, so beginnt die Wasserförderung sofort unter dem Einfluss der augenblicklich vorhandenen Geschwindigkeit der Pumpenkolben. Infolge der Unzusammendrückbarkeit des Wassers muss der sinkende Trommelkolben dann plötzlich verzögert oder sogar in aufsteigender Richtung bewegt werden. Im Hinblick auf die grossen Gewichtsmassen, die selbst für mittlere Anlagen nicht selten 30 t und mehr betragen, sind hierbei heftige Wasserstösse durch den grossen Beschleunigungswiderstand unausbleiblich, die bei häufiger Wiederkehr oder durch zufälliges Zusammentreffen der ungünstigsten Verhältnisse die ganze Anlage gefährden.

a. Anlass- und Absperrvorrichtungen für Akkumulator-Dampfpumpen.

Die Betriebspumpen stehen stets unter der vollen Belastung des Akkumulators, und Dampfpumpen müssen für diesen Zweck also, ähnlich wie Lokomotiven und Bergwerksfördermaschinen, aus jeder Stellung vollbelastet in Gang gesetzt werden können. Diese Forderung setzt im allgemeinen Zwei- oder Dreicylindermaschinen mit nicht zusammenfallenden Kolbenhubwechseln voraus. *) Man versetzt für das Anlaufen aus jeder Stellung bekanntlich die Kurbeln der Zweicylindermaschinen um 90° , die der Dreicylindermaschinen um 120° gegeneinander, so dass sich mindestens ein Kolben in der günstigsten Antriebsstellung befindet, wenn der zweite oder der dritte im toten Punkt des Kurbelmechanismus steht. Da ferner sämtliche Dampfmaschinen, selbst bei einfachster Steuerung, den Dampfzutritt vom Cylinder schon vor Beendigung des Kolbenweges absperren, scheiden alle Kurbellagen, die mit der Expansionsperiode zusammenfallen, für den Antrieb beim Anlassen der Maschine aus. Unter diesen Verhältnissen folgt, dass auch Zweicylindermaschinen mit um 90° versetzten Kurbeln erst aus jeder Stellung bei geöffnetem Absperrventil selbstthätig anlaufen, wenn sie mit mehr als halber Füllung arbeiten, weil sich sonst im ungünstigsten Fall der eine Kolben gerade am Ende seines Hubes, d. h. seine Kurbel im toten Punkt befinden kann, während auf den zweiten, in der Mitte seines Hubes stehenden Kolben, infolge der bereits überschrittenen Abschlussstellung des Steuerschiebers, kein Dampf einströmt.

Ermittelt man mit Hilfe der Pfeifer'schen Schaulinien den Einfluss der veränderlichen Kurbeldrehmomente und der zeitweiligen Sperrung des Dampfeintritts für alle Kurbellagen, so ergeben sich für den Anlauf aus verschiedenen Stellungen grosse Unterschiede in der zugehörigen Zugkraft. Abgesehen von der wechselnden Grösse des wirksamen Kurbelarmes sind bei zwei Cylindern vier Zeitabschnitte oder Kurbeldrehwinkel vorhanden, innerhalb deren nur einer der beiden zugehörigen Cylinder für den Dampf-

*) Ausführungen, wie die in Einlage für den Akkumulator der Brücken- und Schleusenanlage an der Weichselmündung, wo die Aufgabe bei Verwendung eines Petroleummotors oder einer eincylindrigen Lokomobile unter Zuhilfenahme eines hydraulischen Anlassmotors gelöst ist — Z. d. V. d. I. 1897, S. 280 ff. — gehören ebenso, wie die verwandte Konstruktion von Edoux — Fussnote zur voranstehenden Seite — zu den Ausnahmen.

eintritt geöffnet ist.*) Für die ungünstigsten Kurbelstellungen liegt die Anlaufkraft wesentlich unter der mittleren Zugkraft der Maschine und zwar um so mehr, je kleiner der Füllungsgrad ist. Aus diesem Grunde wird man gezwungen, Füllungsgrade bis zu 0,8 und darüber zu wählen.

Eine unverändert belastete Dampfpumpe zehrt für ihre, während eines Umlaufes gleichbleibende Arbeitsleistung dieselbe Dampfarbeit auf, d. h. verbraucht eine bestimmte Cylinderfüllung, unabhängig davon, ob sie rasch oder langsam läuft. Da aber die Dampfarbeit erst innerhalb der Anlaufperiode durch die anfangs nicht vorhandene Expansion in den Beharrungszustand übergeht, folgt, dass die zum Anlassen nothwendige grössere Füllung bald darauf zum Durchgehen der Maschine führen würde, wenn man nicht entweder nachträglich die Füllung verkleinert oder das Dampfeinströmventil drosselt, und dadurch auf Kosten des Gütegrades die Eintrittspannung herabsetzt.

Bei Behältermaschinen sind die Verhältnisse in ähnlicher Weise zu beurtheilen, nur muss hier noch ein selbstthätiges Anlassventil vorhanden sein, das dem Niederdruckcylinder Frischdampf zuführt, bis die Durchgangskammer vom Hochdruckcylinder gespeist wird, und sich die regelrechte Spannungsvertheilung in den Cylindern und im Zwischenbehälter durch das Anlaufen der Maschine herstellt. Dreicylindermaschinen liefern mit der dreifachen Verstellung ihrer Kurbeln gegeneinander um je 120° die günstigsten Anlaufverhältnisse und werden daher für grosse Anlagen mit Vorliebe benutzt, weil hierbei gleichzeitig die Beschleunigungswiderstände des Akkumulators wegen der gleichförmigeren Pumpenarbeit in kleineren Grenzen schwanken.

Gewöhnlich bethätigt man durch den Akkumulator das Absperrventil der Dampfpumpe und die Veränderlichkeit der Expansionsteuerung gleichzeitig. Nach dem oben Gesagten ist die Einrichtung so zu treffen, dass die sinkende Gewichtstrommel zunächst das Absperrventil zum Anlassen der Maschine theilweise öffnet, während die Steuerung auf grösste Füllung eingestellt ist. Bis zum vollständigen Öffnen des Absperrventils muss gleichzeitig der Füllungsgrad der Maschine auf die für den Beharrungszustand erforderliche Grenze verkleinert werden. In diesem Fall wird die Dampfdrosselung auf die kurze Anlaufperiode beschränkt, innerhalb deren sie bei der anfänglich geringen Dampfdurchflussgeschwindigkeit ohnehin ziemlich unschädlich ist. Bei der Rückkehr der Gewichtstrommel in die höchste Stellung folgen sich die Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge und im umgekehrten Sinne. Die gleichzeitige Bethätigung der veränderlichen Expansionsteuerung und des Absperrventils lässt sich vom Akkumulator aus am einfachsten durch eine gemeinsame Steuerwelle vermitteln, die durch einen Streifhebel rechts oder links gedreht wird, je nachdem die sinkende Kolbenstrommel das Hebelwerk durch einen Mitnehmerknaggen abwärts bewegt oder beim Aufsteigen wieder in die Anfangslage zurückführt.

Anlassvorrichtung von G. Luther in Braunschweig.

G. Luther hat bei den Dampfpumpen der Bremer Freihafenspeicher, Fig. 476, auf die Steuerwelle eine Schnecke gesetzt, welche die Lage des eingreifenden Segments verändert, dessen Drehachse das Absperrventil mittelst Hebel lüftet oder senkt, während gleichzeitig die Schieberspindel durch ein Kegelräderpaar den Meyer'schen Expansionschieber des Volldruckcylinders auf die regelrechte Betriebsfüllung einstellt. Die Maschine ist als zweistufige Expansionsmaschine mit gewöhnlichen, unverstellbaren Kanalschiebern für

*) Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens 1885. P. Pfeifer, Zugkräfte der Lokomotiven, S. 181, Fig. 181. Siehe ferner Anlaufdiagramme, Z. d. V. d. I. 1897, S. 974.

die beiden Niederdruckcylinder gebaut, die durch ein selbstthätiges Borriesventil zum Anlaufen mit Frischdampf gespeist werden.**) Die zuverlässige

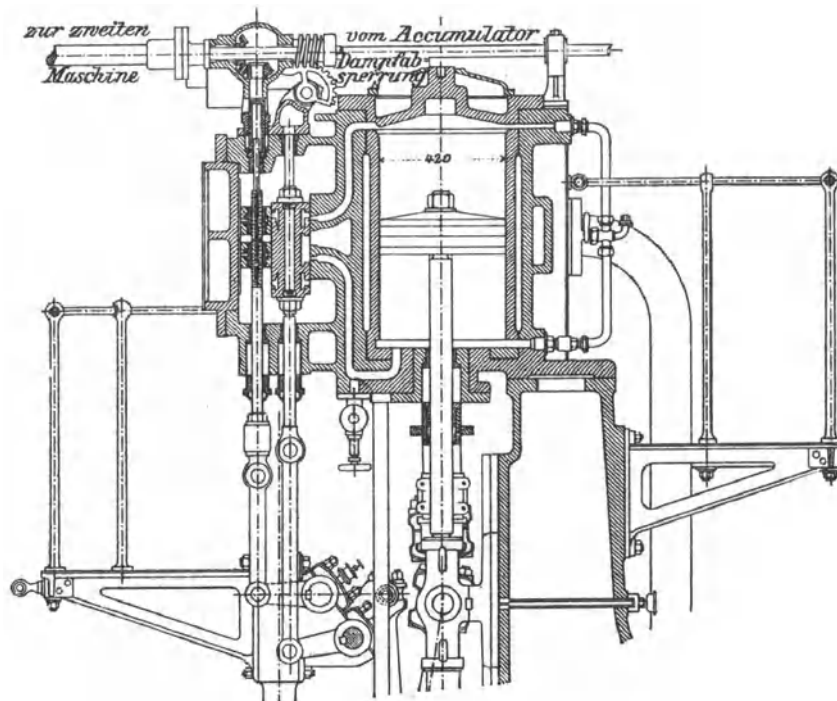


Fig. 476.

Wirkung der sehr einfachen Bauart ist mit dem Nachtheil behaftet, dass die Maschine im Fall eines Rohrbruchs durchgeht.

Anlassvorrichtung von Haniel & Lueg in Grafenberg bei Düsseldorf.

Haniel & Lueg regeln die Dampfeinströmung für den wechselnden Pumpenbetrieb lediglich durch den Expansionschieber, mit Hilfe einer vom Akkumulator bedienten, hydraulischen Steuerung, deren Kniehebelwerk den Expansionschieber auf die Abschlussstellung bringt, wenn der Akkumulatorkolben die obere Hubgrenze erreicht. Beim Rücklauf stellt das Hebelwerk den Schieber zuerst auf grösste Füllung zum Anlauf und führt ihn gleich darauf in die Normalstellung für den Beharrungszustand zurück. Grundsätzlich ist auch hier dafür gesorgt, dass während des regelrechten Betriebes schädliche Dampfdrosselung vermieden wird, indem die Betriebsfüllung kleiner, als die Anlauffüllung gewählt ist. Im Fall eines Rohrbruchs erfolgt der Schieberschluss selbstthätig durch Federbelastung des Kniehebelwerks.***) Dieser patentirte hydraulische Regulator ist von Haniel & Lueg bei den Anlagen für den Hafen in Venedig und für den Centralbahnhof in Köln ausgeführt.

Anlass- und Abstellvorrichtung mit selbstthätiger Veränderung der Hubzahl durch Weiss'schen Leistungsregulator von R. Dinglinger in Cöthen.

Die nachtheiligen Betriebspausen der Druckpumpen lassen sich mit Hilfe des Weiss'schen Leistungsregulators wesentlich verkürzen und die

*) Siehe des Verfassers „Beiträge zur Entwicklung der Hebewerke“. Z. d. V. d. I. 1890, S. 895 und Taf. XXX. Vergl. ferner über Anlassvorrichtungen: „Das Eisenbahnmaschinenwesen der Gegenwart“, Wiesbaden 1897, I, 1, S. 269.

**) Vergl. Gerdau, Löscher- und Ladevorrichtungen, Hydraulischer Regulator für Dampfpresspumpen. Z. d. V. d. I. 1892, Fig. 76, S. 459—461.

Häufigkeit ihrer Wiederkehr vermindern, weil er die Möglichkeit bietet, mit veränderlicher Hubzahl zu arbeiten und den Gang der Pumpen erheblich herabzusetzen, sobald der Akkumulator nach eingetretenem Wasserverbrauch wieder bis zu einer gewissen Grenze gefüllt ist. Unter Hinweis auf die ausführlichen, theoretischen Betrachtungen über die Wirkungsweise des Leistungsregulators in der Zeitschrift d. V. deutscher Ing. 1891, S. 1065, ist hier zu bemerken, dass Dinglinger den Drehzapfen des Regulatorhebels in den Kopf eines kleinen, hydraulischen Tragkolbens einsetzt, Fig. 1, Taf. 81, und durch Verändern seiner Höhenlage den Wechsel in der Umlaufzahl der Pumpen herbeiführt. Mit dem Sinken des Kolbens senkt sich auch der Hebel und verstellt durch die an ihn angeschlossene Zugstange den tiefer liegenden Arm der Expansionschieberspindel, Fig. 1a, nach unten. Hierdurch wird ein Meyer'scher Schieber auseinander bewegt und die Füllung des Pumpendampfzylinders verkleinert. Mit der verminderten Kolbengeschwindigkeit sinkt gleichzeitig der Regulator und stellt dadurch, der Anforderung der Pumpe entsprechend, deren Leistung für jeden Hub bei schnellem und langsamem Gang die gleiche bleibt, die regelrechte Füllung wieder her. Mit dem Eintritt des Gleichgewichtszustandes zwischen Dampf- und Nutzarbeit der Pumpe geht auch der kräftige und möglichst vollkommen statische Regulator wieder in den Beharrungszustand über. Die Maschine arbeitet mit der verminderten Umlaufzahl, bis der Gleichgewichtszustand im entgegengesetzten Sinne gestört wird, um die Pumpengeschwindigkeit wieder zu steigern. Aus der gezeichneten Verbindung des Regulators mit der Schieberspindel folgt, dass der sinkende Regulator beim Abstellen der Maschine die Expansionschieber stets für die grösste Füllung einstellt, so dass die Dampfmaschine nur durch ein besonderes Absperrventil, Fig. 3, Taf. 81, ganz ausser Betrieb gesetzt werden kann, aber sofort wieder anläuft, wenn es geöffnet wird.

Das Absperrventil wird während der Arbeitszeit, ebenso wie der Tourenwechsel, vom Akkumulator selbstthätig hydraulisch gesteuert und trägt zu dem Zweck auf seinem Kopf einen Tauchkolben, der sich durch Zuleiten von Druckwasser bis zum Schluss des Ventils abwärts bewegt. Letzteres öffnet sich durch den von unten wirkenden Kesseldampf, sobald der hydraulische Gegendruck verschwindet. Ausserdem kann das Ventil auch noch von Hand durch die Spindel, welche von oben in den Druckzylinder hineinreicht, auf seinen Sitz niedergedrückt werden. Der Rücklauf des Tragkolbens für den Regulatorhebel wird durch eine Widerlagfeder bewirkt, die den Kolben abwärts treibt, wenn sich der kleine Druckzylinder in den Ablauf entleert. Diese Feder dient gleichzeitig als Schutz gegen Durchgehen der Maschine bei etwaigen Rohrbrüchen, da sie in diesem Fall den Expansionschieber sofort auf kleinste Füllung einstellt und darin festhält, weil andererseits der Regulator, durch das Bestreben der plötzlich entlasteten Maschine, trotz der verminderten Füllung schneller zu laufen, oben bleibt. Für jeden der beiden hydraulischen Apparate genügt also ein Ein- und Auslassventil, deren Gehäuse V_1 und V_2 , symmetrisch zu beiden Seiten eines Sicherheitsventils V , Fig. 2, Taf. 81, eingebaut sind. Das Auslassventil V steht mit der Regulatorsteuerung nicht in unmittelbarem Zusammenhang und ist erst in dem Kapitel „Schutzventile für Akkumulatoren“ zu erklären.

Die Steuerventile werden durch doppelarmige, unterhalb der Gehäuse gelagerte Hebel mittelst senkrecht nach unten heraustretender Hubstangen derart wechselweise aufgestossen und durch den Wasserdruck wieder selbstthätig geschlossen, dass bei geöffnetem Ein- oder Auslassventil jederzeit das andere auf seinem Sitz ruht. Hieraus erwächst der sehr beachtenswerthe Vortheil, dass im Betrieb etwa auftretende Undichtheiten die be-

absichtliche Wirkung nicht in Frage stellen. Wird ein Einlassventil undicht, so läuft das Sickerwasser durch den freien Ablauf fort, ohne den zugehörigen Druckkolben zu verschieben, und leckt das Anlassventil, so ergänzt sich der Wasserverlust aus der Druckleitung, ohne dass eine Entlastung des vorwärts getriebenen Arbeitskolbens zu befürchten wäre.

Im Bodenraum des Steuerzylinders für den Regulatorhebel ist noch ein kleines Durchflussventil eingeschaltet, dessen Hubspiel von aussen durch eine Schraube verstellt werden kann, damit das Ventil gehindert wird, sich beim Entleeren des Cylinders ganz auf seinen Sitz zu legen und so den abwärtsgehenden Kolben nach Bedarf ausreichend gegen die beschleunigende Kraft der Belastungsfeder bremst, während es sich nach oben frei öffnet und rasches Füllen des Cylinders gestattet, dem gegenüber die Feder durch ihren zunehmenden Widerstand beim Aufsteigen des Kolbens als Bremse wirkt.

Das Druckwasser strömt durch die Rohre E aus dem Akkumulator in die Steuerventilgehäuse und gelangt von hier, je nach der Öffnung der Einlassventile durch D in den Druckcylinder für das Dampfabsperrentil oder in den Steuerzylinder für den Regulatorhebel. Das verbrauchte Wasser entweicht durch die Ablaufrohre A . Bei der Benutzung des hohen Betriebsdrucks fallen Ventile und Druckcylinder winzig klein aus, und es werden besondere Rohrleitungen für den Anschluss an eine öffentliche Druckleitung erspart. Dafür muss der Verlust von Akkumulatorfüllung in den Kauf genommen werden, wenn Undichtheiten auftreten, die nicht gleich zu beseitigen sind.

Die doppelarmigen Steuerhebel werden beim Steigen und Sinken der Gewichtstrommel an bestimmten Hubgrenzen durch die Stangen S_1 und S_2 mit Hilfe kleiner Dreharme verstellt, die hinter den doppelarmigen Hebeln auf der Steuerwelle sitzen und daher in der Zeichnung hierdurch verdeckt sind.

Die Stangen tragen auf ihren Köpfen kurze Streifarme B_1 und B_2 , Fig. 3 und 4, Taf. 80, und hängen mit steilgängigem Gewinde in unmittelbar darunter festgelagerten Müttern M_1 und M_2 , so dass sie beim Drehen der Streifarme sich heben oder senken und die Steuerwellen entsprechend in Thätigkeit setzen.

Der Wechsel in der Stellung der Dreharme erfolgt durch das Zusammentreffen mit den dachförmigen Ablenkungskurven, Fig. 3, die gegen fest mit der Kolbentrommel verbundene Schienen angeschraubt sind und an diesen beliebig versetzt werden können. Hierdurch lässt sich der Zeitpunkt für die verschiedenen Umsteuerungen an Ort und Stelle genau regeln und nach Bedarf auch gelegentlich verändern.*) Die Maschine läuft mit grösster Füllung für ihre grösste Hubzahl an. Ungefähr in der Mitte des Akkumulatorhubes tritt der Wechsel im Reguliren ein, um die Umlaufzahl von 60 auf 15 herabzusetzen. In der höchsten Stellung schliesst der Akkumulator das Dampfventil und öffnet es erst wieder, wenn er eine bestimmte Strecke gefallen ist. Dann beginnt der Wiederanlauf der Maschine mit 15 Touren und steigt aufs neue auf 60, wenn der Akkumulator bis in die untere Hubhälfte zurücksinkt. Die Aufeinanderfolge, in der hierbei die Ablenkungskurven die Ventile umsteuern, ist aus der Zeichnung, Fig. 3, Taf. 80, zu entnehmen.

*) Auf Taf. 81 sind die Steuerapparate von hinten gesehen gezeichnet, die Gesamtansicht des Akkumulators, Taf. 80, ist dagegen von vorn dargestellt, so dass die gleichen Stücke in beiden Figuren rechts und links vertauscht erscheinen.

β. Ein- und Ausrückvorrichtung für Akkumulatorpumpen mit Riemenbetrieb.

Das Ein- und Ausrücken von Pumpenriemen durch den Akkumulator bietet im Vergleich zum Umsteuern von Dampfabsperrentilen oder Expansionschiebern die Schwierigkeit, dass der Riemen sich bei plötzlichem Unterbrechen der eingeleiteten Umsteuerbewegung theils auf der Fest-, theils auf der Losscheibe befindet und durch Zerren und Schleifen zu Grunde geht, während bei Dampfmaschinen unvollkommenes Öffnen oder Schliessen des Absperrentiles den Dampfzufluss nur vorübergehend stark drosselt. Der Akkumulator unterbricht eine eben begonnene Umsteuerung, sobald sein Kolben beim Eintreffen an der oberen Hubgrenze durch plötzlichen Wasserverbrauch stehen bleibt oder zurücksinkt, oder die Benutzung der angeschlossenen Hebemaschinen, die ihn in die untere Umsteuerstellung zum Wiederanlassen des Pumpwerks zurückgeführt hatte, gerade aufhört, wenn die Trommel das Anlaufgestänge zu beeinflussen beginnt.

Im Gegensatz zu den sonst vielfach verbreiteten, selbstthätigen Riemenumsteuerungen für Fahrstühle, Hobelmaschinen u. s. f., wo die Bewegungsenergie des Fahrstuhles oder des Hobeltisches erst durch das Verschieben des Riemens selbst vernichtet wird und daher unter allen Umständen ausreicht, den Steuerweg zu vollenden, macht sich beim Akkumulator der Umstand geltend, dass sein Bewegungszustand einerseits von der Presspumpe, andererseits von der Wasserentnahme aus der Leitung abhängt. Diese beiderseitigen Einflüsse sind einem ständigen, im voraus nicht zu bestimmenden Wechsel unterworfen, und können den Trommelkolben in jedem Punkte seiner Bahn zu plötzlichem Richtungswechsel oder zum sofortigen Stillstand veranlassen. Demnach ist hier die Aufgabe zu lösen, dass die einmal eingeleitete Umsteuerung nach dem ersten dazu ertheilten Anstoss selbständig ganz zu Ende geführt wird, gleichgültig, ob der Akkumulatorkolben seinen Weg im Sinne des Anstosses fortsetzt und erst durch Abstellen der Pumpe zur Ruhe gelangt oder in anderer Weise beeinflusst wird. Da auch durch belastete Fallhebel unter den vorliegenden Verhältnissen die vorhandenen Schwierigkeiten sich nicht vollkommen überwinden lassen, weil sie ihre selbstthätige Wirkung erst äussern, nachdem die Umsteuerung wenigstens bis zu einer gewissen Grenze vorgeschritten ist, wurde im Stuttgarter Lagerhaus der Entwurf des Verfassers für den nachstehenden hydraulischen Riemensteuerapparat von R. Dinglinger in Cöthen ausgeführt.

Hydraulische Riemensteuerung für Akkumulatorpumpen.

Zum hydraulischen Ein- und Ausrücken des Pumpenriemens sind von mir Steuerventile benutzt, die vom Akkumulator geöffnet und erst nach einiger Zeit wieder geschlossen werden, gleichgültig, ob der Akkumulator im Sinne des ertheilten Anstosses seinerseits die Umsteuerung zu Ende zu führen sucht, oder ob andere Einflüsse seinen Bewegungszustand beliebig beherrschen und plötzlich unterbrechen oder umkehren. Hierdurch wird unter allen Umständen der Riemen ganz auf seine Gegenseite umgesteuert. Auf Taf. 82 ist in Fig. 1 und 2 die Konstruktion schematisch gezeichnet, in Fig. 3 bis 12 sind die einzelnen Theile der Ausführung dargestellt.

Die Riemengabel ist an dem mittleren Theil eines doppelseitigen Tauchkolbens befestigt, der in zwei einander zugekehrten, auf einer gemeinsamen Konsole gelagerten Cylindern hin und her gesteuert werden kann. Für den Wechsel haben die beiden zusammenhängenden Gegenkolben verschieden grosse Durchmesser, 60 und 42 mm, mit dem Querschnittsverhältniss 2 : 1. Zum Verschieben der Kolben wird der im Mittel etwa 4 Atm. betragende

Druck der städtischen Wasserleitung benutzt, die einerseits durch ein Rohr frei in den kleinen Cylinder mündet, andererseits mittelst eines zweiten Rohrstranges durch das untere der beiden vom Akkumulator bethätigten Ventile auch dem grossen Cylinder zugeführt werden kann. Das Füllrohr des grossen Cylinders gabelt sich ferner noch nach dem Gehäuse des oberen, als Auslass wirkenden Steuerventiles ab, an dessen unterem Stutzen sich die Abwasserleitung anschliesst. Der Akkumulator bethätigt die beiden Steuerventile in der Weise, dass beide nie gleichzeitig geöffnet sein können. Ist das untere, das Einströmventil, gelüftet, so fliesst das Leitungswasser von oben durch den Ventilsitz in den Rohrstrang des grossen Steuerzylinders und schiebt den Riemengabelkolben von rechts nach links, Fig. 1, vor sich her, weil es durch das geschlossene Auslassventil nicht entweichen kann. Der Riemen wird hierdurch von der Losscheibe zum Einrücken der Pumpe auf die Festscheibe übergeführt, während der schwächere Tauchkolben in den kleinen Cylinder zurückweicht und die entsprechende Cylinderfüllung in das frei angeschlossene Wasserleitungsrohr zurückdrängt. Wird umgekehrt vom Akkumulator das Auslassventil geöffnet, so entleert sich der grosse Cylinder auf diesem Wege in die Abwasserleitung, indem der ständig auf dem kleinen Steuerkolben ruhende Wasserleitungsdruck den Gegenkolben in den grossen Cylinder zurückschiebt und damit den Riemen wieder auf die Losscheibe leitet, die Pumpe also ausrückt. Die Rohrleitungen sind so angelegt, dass das Wasser die beiden ganz gleich ausgeführten Ventile nur in der Richtung von oben nach unten durchströmt, um den Ventilschluss durch die belastenden Wassersäulen zu sichern und das Öffnen nur zwangsweise durch Einwirken von aussen zu ermöglichen.

Das Stellzeug der Ventile besteht aus einem kräftigen, cylindrischen Gleitstück mit seitlich vorspringender Anlaufrolle für die Leitkurven, Fig. 3, und einem gleicharmigen Winkelhebel, der die Bewegung weiter auf die Ventilstange überträgt. Zu jedem Ventil gehören zwei dachförmige Leitkurven, Fig. 1 und 3, eine Öffnungs- und eine Schlusskurve, von denen die erstere die Anlaufrolle der Gleitstücke von vorn fasst, die zweite sie von hinten zurücksteuert. Durch die entgegengesetzte Befestigung und Angriffsweise der an sich vollkommen gleichgestalteten Leitkurven wird das Stellzeug um genau gleiche Beträge im entgegengesetzten Sinne bewegt, wenn die Kurven nacheinander zur Einwirkung gelangen. Die Leitkurven sind gegen die Flanschen einer an der Gewichtstrommel befestigten \square -Eisenschiene geschraubt, die für beliebiges Versetzen der Kurven auf der ganzen Länge in gleichen Abständen zum Einstecken der Befestigungsschrauben durchbohrt ist. Die Ventile werden mit ihrem Stellzeug dicht neben dem Akkumulator an der Wand montirt.

In der schematischen Skizze hat die Kolbentrommel soeben ihre höchste Stellung erreicht und das Gleitstück des Auslassventils durch den Scheitel der Öffnungskurve zurückgedrängt, das Auslassventil also geöffnet und den Riemen auf die Losscheibe übergeführt. Wenn der Kolben durch Anzapfen der Leitung sinkt, tritt die im höchsten Trommelpunkt angeschraubte Schlusskurve in Berührung mit der Anlaufrolle des oberen Schubklobens, fasst sie von hinten und schliesst das Auslassventil. Beim weiteren Sinken des Akkumulators drängt die Öffnungskurve des Einlassventils das zugehörige Stellzeug zurück, öffnet das Einlassventil für den grossen Steuerzylinder und schiebt den Riemen auf die Festscheibe zum Anlaufen der Pumpe. Der Trommelkolben steigt wieder in die Höhe, und zieht bei der Rückkehr durch die Schlusskurve das Stellzeug des Einlassventils in die Abschlusslage zurück. Das geschilderte Ventilspiel beginnt von neuem, wenn der Akkumulator ungehindert bis zur höchsten Stellung gelangt.

Die Öffnungs- und Schlusskurve des Einlassventiles können mit ganz

geringem Abstand übereinander angebracht werden, weil die Schlusskurve erst beim Wiederaufsteigen der Trommel zur Einwirkung gelangen kann. Damit wird volle Sicherheit geboten, dass das Einlassventil, selbst bei kleinster Lüftbewegung, lange genug geöffnet bleibt, um den Riemen vollständig in die Grenzlage zu verschieben. Für das obere Leitkurvenpaar muss der Abstand voneinander reichlich bemessen werden, weil hier die ungünstigsten Verhältnisse für die Umsteuerung zusammentreffen können, schnelles Zurücksinken des Akkumulators aus dem knapp erreichten, höchsten Stand und damit geringe Öffnungsweite des Auslassventiles bei rasch zurückkehrender Schlusskurve. Man hat daher in der Ausführung für reichliche Länge der Befestigungsschiene nach oben zu sorgen, und auf Grund versuchsweise, absichtlich herbeigeführten, knappen Ansteuerns, mit gleichfolgendem schnellem Zurücksinken des Akkumulators, die Schlusskurve in ausreichendem Abstand zu befestigen. Falls man diese Vorsicht beobachtet, wirkt der ganze Apparat unbedingt sicher. Er steuert unter gewöhnlichen Verhältnissen bei der in Rede stehenden Ausführung einen 170 mm breiten und 7 bis 8 mm starken Riemen, der ungefähr 8 PS mit 5 m Geschwindigkeit überträgt, in wenigen Sekunden um. Die Schubkraft des Steuerkolbens erreicht bei vollem Leitungsdruck etwas über 50 kg und hat sich als überreichlich erwiesen, so dass man die Einströmhähne der Steuerzylinder noch drosseln muss, damit der Riemen nicht kantet. Der Wasserverbrauch beträgt für eine volle Doppelverschiebung des Riemens um je 180 mm nicht ganz ein halbes Liter. Besondere Sorgfalt ist in der Konstruktion auf die Unwirksamkeit störender Nebeneinflüsse und auf bequemes Montieren verwendet. Da es üblich ist, der Akkumulatortrommel in ihren Führungen etwas Spielraum zu lassen, musste auf die Möglichkeit kleiner, seitlicher Abweichungen aus der geraden, senkrechten Steigrichtung Bedacht genommen werden, weil sich die Schwankungen natürlich auf die Berührung zwischen den Leitkurven und dem Stellzeug der Ventile, also schliesslich auch auf die Bethätigung der letzteren übertragen könnten. Bei fester Verbindung zwischen dem Ventil und seinem Steuergestänge würde hieraus die Gefahr entstehen, dass entweder der Ventilteller sich nicht zuverlässig auf seinen Sitz niederlegt, oder umgekehrt der schwankende Akkumulator das aufsitzen Ventil belastet und Brüche verursacht. Dem ist in einfacher Weise dadurch vorgebeugt, dass der Stangenkopf, welcher das Ventil lüftet, in seiner Brücke nach oben und unten ungefähr je 7 bis 8 mm toten Gang hat, Fig. 3, Taf. 82, so dass die Schwankungen sogar diesen Betrag erreichen dürften, während andererseits die Leitkurven 25 mm Anlaufhöhe haben und somit unter allen Umständen noch ausreichenden Ventilhub sichern. Nachstellgewinde an der Ventilstange und an den Gleitstücken gestatten dem Monteur leichtes Einstellen für die gleichmässige Vertheilung des toten Ganges. Legen sich hiernach die Ventile zunächst nur mit ihrem Eigengewicht beim Senken ihrer Stange lose auf den Sitz, so sorgt, wie früher hervorgehoben, die Richtung des Wasserdurchflusses für den dichten Schluss, sobald dem Ventil die Aufgabe zufällt, das Abströmen von Wasser zu hindern.

Das Abwasserrohr mündet dicht unter dem Auslassventil frei über einem Trichter, aus dem es weiter geführt wird. Man kann hierdurch stets die Ventilbeschaffenheit überwachen, weil jede Undichtheit sofort aussen wahrzunehmen ist und sich durch Tropfen bemerkbar macht.

In der schematischen Skizze, Fig. 1, Taf. 82, ist ferner noch ein Umgehungsrohr für das Einlassventil angedeutet, das vermittelt eines eingeschalteten Dreiwegehahnes gestattet, die Druckleitung unmittelbar mit dem Rohrstrang des grossen Cylinders zu verbinden und auf diese Weise den Riemen von Hand auf die Festscheibe überzuführen oder die Druckleitung

gegen das Einlassventil und gegen den grossen Cylinder abzusperren. Diese Stellung wird dem Dreiwegehahn für die Nacht und während der Arbeitspausen des Gasmotors am Tage gegeben, um das Einlassventil wirkungslos zu machen, so dass der etwa durch absichtlichen Wasserverbrauch oder durch undichte Stopfbüchsenpackung niedersinkende Akkumulator nicht den ruhenden Riemen gewaltsam zur Seite drängt, sondern unbeeinflusst auf der losen Scheibe lässt, wohin er beim Abstellen der Betriebspumpe übergeführt war. Die zuvor erwähnte Möglichkeit, den Riemen von Hand durch die erste Hahnstellung auf die Festscheibe umzusteern, gestattet die sofortige Wiederaufnahme des Betriebes aus der tiefsten Akkumulatorstellung.

Die Frage, ob es im vorliegenden Fall vortheilhafter ist, für den kleinen Steuerapparat den Druck der öffentlichen Wasserleitung oder den Pressdruck des Akkumulators zu verwerthen, wurde dahin entschieden, die Stadtwasserleitung zu benutzen, weil diese zur Verfügung steht, auch wenn kein Druck im Akkumulator vorhanden ist, was im Winter mehrfach vorkommen kann, sobald die Druckwassercylinder wegen Frostgefahr abends entleert werden. Ausserdem sind die Ventile aber auch weit leichter unter geringem Druck dicht zu halten; es wächst also die Betriebsicherheit des Steuerapparates durch Verwenden niedrigen Druckes, ohne, wie die Ausführung zeigt, grosse Abmessungen zu verlangen.

Die Steuerventile lassen sich in der Gesamtanordnung unverändert, sowohl für Riemensteuerung, wie zum Ein- und Ausrücken von Kupplungen oder auch zum Anlassen und Abstellen von Dampfpumpen und Elektromotoren verwenden, und haben während des zehnjährigen Betriebes vom ersten Augenblick an zuverlässig gearbeitet.

Für Druckwasserwindkessel lässt sich der Apparat derart umbauen, dass man die Umschaltventile oder einen einfachen Umsteuerschieber durch ein Manometer bethätigt, das, in Form einer cylindrischen Ziehharmonika aus einzelnen Wellblech-Federringen zusammengebaut, innerhalb der Druckgrenzen ausreichendes Spiel für den Steuerweg liefert.

γ. Anlass- und Abstellvorrichtungen für Akkumulatorpumpen mit elektrischem Betrieb.

Für elektrisch betriebene Akkumulatorpumpen kann der Anlassschalter entweder unmittelbar durch ein rein hydraulisches Steuerwerk betrieben werden, das an den Druckgrenzen in Thätigkeit tritt, — vergl. das vorstehend beschriebene Steuerwerk und den Anlasser von Stigler, Fig. 216, S. 261 — oder durch Vermittlung eines Hilfsmotors, der an den Wasserstandsgrenzen von einem Schwimmer oder bei geschlossenen Druckwasserbehältern von einem Druckmesser in den Stromkreis des Pumpenmotors ein- und ausgeschaltet wird, um den Hauptanlasser in erforderlicher Weise zu verstellen.

Figur 214 u. 215, S. 258 u. 259, liefern ein Beispiel für die Ausführung, welche Schuckert für kleine und mittlere Pumpwerke wählt, deren Schalthebel noch mit genügender Zuverlässigkeit durch eine Schnappfeder beim Abstellen herausgerissen werden und dem Hilfsmotor nur die Arbeit des langsamen Schaltens beim Anlassen übertragen.

Die nachstehende Anordnung bildet das mechanische Schaltwerk zum Ansteuern der grossen elektrischen Pumpenschalter, Fig. 218, S. 264, die auch zum raschen Abstellen durch einen Hilfsmotor betrieben werden, und die Schuckert für diesen Zweck in der früher beschriebenen Weise eigenartig ausgebildet hat, um langsames Einschalten des Pumpenmotors und rasches Abstellen zu erreichen, ohne den Hilfsmotor selbst umzusteern.

Kippschalter mit Röhrenfederanometer zum Anlassen und Abstellen von Elektromotoren für Presspumpen bei bestimmten Druckgrenzen von Schuckert.

D.R.P. 110534.

Die gekrümmte, mit dem Luftraum des Druckwasserwindkessels verbundene Röhrenfeder F , Fig. 1 und 2, Taf. 83, giebt durch ihre mit der Betriebspressung wechselnde Form an den Druckgrenzen den Anstoß zum Umsteuern des Kippschalters, indem sie den um O drehbaren Hebel a zum Ausschlag bringt, dessen untere Querzunge z zwischen den Gabelanschlügen der zu beiden Seiten gelagerten Kipphebel b und b_1 , Fig. 1 bis 4, spielt.

Mit zunehmendem Druck bewegt die Manometerfeder F den Hebel a im Pfeilsinne 1, Fig. 1 und 3, und drängt beim Zusammentreffen der Zunge z mit den ihr zugewandten Anschlägen die Kipphebel nach links, die ihrerseits wieder mit den Zungenvorsprüngen ihrer Rücken auf die ihnen zugewandten Gabelanschlüge der Kohlenschalthebel c und c_1 stossen und sie in gleichem Sinne mitnehmen. Hierdurch gehen die Kohlenkontakte aus der in Fig. 3 gezeichneten Lage in die der Fig. 4 über. Umgekehrt führt der entgegengesetzte Hebelausschlag im Sinne des Pfeiles 2 bei abnehmendem Druck an der unteren Betriebsgrenze die Kontaktlage, Fig. 4, wieder in die ursprüngliche, Fig. 3, zurück.

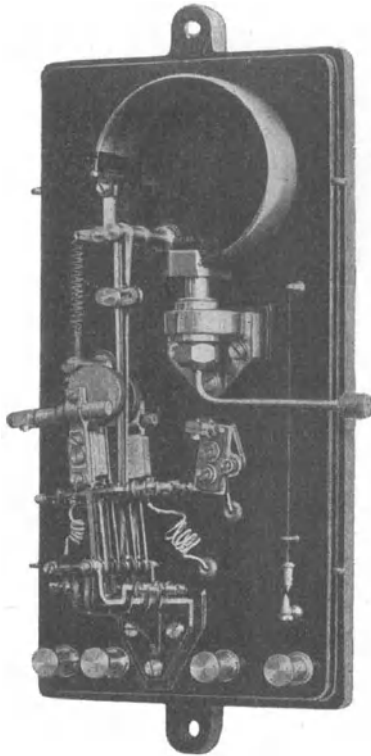


Fig. 477.

Die beiden Kipp- und Kohlenkontakt- hebel sind auf gemeinschaftlicher Achse frei drehbar. Zeit und Reihenfolge, in der sie umgesteuert werden, ist durch die Anschlag- schrauben derart einstellbar, dass die Mano- meterfeder nicht durch alle Hebel gleich- zeitig in der ungünstigsten Weise belastet wird, und dass die Freifallbewegung der einen Hebelgruppe beim Überschreiten der labilen Mittellage die Bewegung der noch zu hebenden Gewichte der anderen Gruppe unter- stützt. Der Ausschlag wird theils durch das Zusammentreffen der Kohlenstifte, theils eben- falls durch justirbare Anschlagsschrauben be- grenzt, die im Lagerkonsol d , Fig. 1 und 2, untergebracht sind. In Fig. 3 und 4 sind diese Anschläge schematisch durch die kleinen durchkreuzten Quadrate in der Weise angedeutet, dass sie zur klareren Übersicht auf die Hebelköpfe wirkend gedacht und deshalb ge- rade auf der entgegengesetzten Seite eingetragen sind, wie die wirklichen Anschläge, welche unterhalb der Drehachse mit den Fusszungen der Hebel zusammentreffen.

Der Haupthebel ist ausserdem für sich in seiner Mittelstellung justirbar und nicht unmittelbar auf seiner Drehachse O befestigt, sondern geschlitzt und mit einer durchgreifenden Schraube nur an dem hinter ihm liegenden Winkelhebel der Manometerfeder festgeklemmt. Ausserdem ist auch noch der Angriffspunkt der Röhrenfeder am wagerechten Arm des Winkelhebels verstellbar, und die Spiralfeder am Hebelende unterstützt nicht nur die Rückkehr der Manometerfeder in ihre ursprüngliche Krümmung bei abnehmendem Betriebsdruck, sondern gestattet auch die Steuerkraft des Mano- meters zu justiren. Hebel und Lagerböcke sind aus Bronze.

Der ganze in Fig. 477 photographisch wiedergegebene Apparat ist in

einem mit Glasscheiben versehenen, geschlossenen Kasten untergebracht und enthält ausser den erforderlichen Klemmen für die Leitungsanschlüsse ein frei aufgehängtes Lothsenkel zum genau senkrechten Aufstellen an Ort und Stelle.

Handelt es sich nur um Öffnen und Schliessen eines einzigen Kontaktes, so fällt der zweite feste Kohlenkontakt B mit seinem zugehörigen Schalt- und Kipphebel b_1 und c_1 fort.

c. Schutzventile für Akkumulatoren.

Die Akkumulatoren sind mit mehreren Schutzventilen auszustatten, die verschiedenen Zwecken dienen und möglichst dicht bei einander, in unmittelbarer Nähe des Druckwassercylinders in die anschliessende Hauptrohrleitung eingeschaltet werden.

Hierzu gehören in erster Linie ein Absperrventil oder Schieber und Entwässerungsventile, damit der Akkumulator von der ganzen Leitung getrennt unter Druck stehen bleiben kann, wenn die übrige Anlage wegen Frostgefahr oder aus anderen Ursachen entwässert wird, oder umgekehrt der Druckwassercylinder für sich zu entleeren ist, um u. a. seine Stopfbüchsenpackungen zu erneuern. Zum vollständigen Entwässern und freien Ablassen der Luft beim Wiederfüllen sind Akkumulatoren wie alle hydraulischen Maschinen, auch mit Entlüftungsventilen auszustatten.

Man pflegt ferner das Entwässerungsventil oder ein besonderes Sicherheitsventil, das gleichzeitig die Leitung gegen unzulässigen Überdruck schützt, durch den Akkumulator beim Überschreiten seiner höchsten Stellung selbstthätig zu lüften, falls die im regelmässigen Betrieb benutzte Presspumpenausrückung ihren Dienst versagt und zeitweilig unbenutzbar ist.

Sicherheitsauslassventil von R. Dinglinger in Cöthen.

R. Dinglinger benutzt das Entwässerungsventil V , Fig. 2, Taf. 81, und Fig. 4, Taf. 79, gleichzeitig als Sicherheitsauslassventil. Sein Stempel ist mit der Ausrückstange S gekuppelt, welche neben der Akkumulatortrommel (in Fig. 2, Taf. 81, zwischen den beiden Steuerstangen S_1 und S_2) in die Höhe geht und mittelst einer verstellbar aufgeklebten Muffe M durch einen Mitnehmerarm der Trommel gelüftet wird, sobald der Kolben die obere Hubgrenze überschreitet. Arbeitet die Pumpe weiter, so spielt der Akkumulator um die Grenzlage und lässt den Wasserüberschuss bei jedem Pumpenhub sofort wieder durch das Ablaufrohr entweichen. Der Ventilteller ist durch seine Stange nahezu vollkommen entlastet und wird beim Sinken der Trommel durch das glockenförmige Belastungsgewicht der Stange wieder selbstthätig geschlossen. Da beim plötzlichen Ventilschluss das Wasser keinen Ausweg findet, falls nicht noch ein besonderes Sicherheitsventil vorhanden ist, das sich bei erhöhtem Druck selbstthätig nach aussen öffnet, muss das Auslassventil sich selbst zuverlässig bremsen, d. h. den Durchflussquerschnitt beim Lüften und Senken ganz allmählich erweitern und wieder verengen. Sonst treten gefahrbringende Stösse durch schnelles Stürzen des Akkumulators nach voll geöffnetem Auslass bei unvermittelt raschem Ventilschluss mit der plötzlichen Vernichtung seiner Bewegungsenergie auf. Mit Rücksicht hierauf ist der Ventilkörper unterhalb der Dichtungsfläche cylindrisch ausgeführt, so dass er auf eine kleine Strecke den freien Sitzquerschnitt noch ganz ausfüllt und sich dann erst weiter abwärts schwach kegelförmig mit abgefasten Flächen verjüngt. Bei wochenlangen Versuchen im Stuttgarter Lagerhause, während welcher das Sicherheitsauslassventil an Stelle der Pumpenausrückung allein benutzt wurde, ergab sich unter diesen Vorsichtsmassregeln eine dauernd zuverlässige und

vollkommen sanfte Wirkung. Der Akkumulator spielte bei jedem Pumpenhub ohne jeden Stoss etwa 5 mm um die Grenzlage auf und nieder. Die Wasserförderung der Pumpe betrug für den einfachen Hub 0,5 l, der Akkumulatorkolbendurchmesser 260 mm, also die ungehinderte Steighöhe des Kolbens für jeden Pumpenhub ungefähr 9 mm.

Ohne das selbstthätige Lüften zu verhindern, lässt sich das Dinglinger-sche Auslassventil auch jederzeit von Hand durch das Griffrad öffnen, dessen Nabe zu dem Zweck mit Muttergewinde auf den verlängerten Spindelkopf der Stopfbüchsenbrille aufgesetzt ist und beim Ansteigen das fest mit der Ventilstange verbundene Belastungsgewicht, also auch das Ventil selbst anhebt.

Für den regelrechten Betrieb ist die Ausrückmuffe auf der Lüftstange so einzustellen, dass das Ventil erst von der Trommel angehoben wird, wenn die Pumpenausrückung versagen sollte. Das Ventil dient daher in erster Linie zum Entwässern, und seine selbstthätige Wirkung sichert nur für alle Fälle einen Nothauslass.

Sicherheitsauslassventil von Haniel & Lueg.

Verbreiteter ist noch die ältere Form, nach Art der gewöhnlichen Dampfkesselsicherheitsventile, deren Gewichtshebel nur durch eine Zugkette oder durch ein Ausrückgestänge mit der Akkumulatortrommel verbunden zu werden braucht, um auch bei gewöhnlichem Betriebsdruck als Sicherheitsauslassventil in Thätigkeit zu treten, falls der Akkumulator seine höchste Stellung zu überschreiten sucht. Fig. 4, Taf. 81, giebt eine derartige Ausführung von Haniel & Lueg wieder. Der Gehäusedeckel presst mittelst eines laternenförmig durchbrochenen Druckstückes den Ventilsitz nieder und verhindert, dass der Sitz durch den unterhalb vorhandenen Überdruck beim Öffnen des Ventils mit in die Höhe gerissen wird. Diese Vorsicht ist geboten, weil sich unmittelbar über dem Ventil das freie Ablaufrohr anschliesst, wo der Wasserdruck nahezu verschwindet. Solche Sicherheitsventile verhindern auch bei schnellem Zurückfallen des Akkumulators bedenkliche Stösse, weil sie beim Abschliessen sofort wieder nach aussen aufschlagen, wenn sich der Druck in der Leitung durch plötzliches Vernichten der Bewegungsenergie des Trommelkolbens über den Gegendruck der äusseren Belastung steigert. Das Ventil dient ferner bis auf gewisse Entfernungen in gleicher Weise zum Schutz der Leitung, wenn sich bei lebhafter Durchflussgeschwindigkeit der Druck durch plötzliches Schliessen von Absperrschiebern aufstaut. Aus diesen Betrachtungen geht aber umgekehrt hervor, dass das Ventil stärker belastet werden muss, als dem regelrechten Betriebsdruck entspricht, weil sonst die dynamische Wirkung des niedersinkenden Akkumulators den Abschluss hindert. Das Ventil hat, geöffnet, die Neigung, auf seinem Sitz zu tanzen, ohne wieder fest abzuschliessen, so dass es bisweilen erst durch Niederdrücken des Hebels von Hand zur Ruhe kommt. Die Form des Gehäuses erfordert zum vollständigen Entleeren des Rohrstranges noch eine besondere Entwässerungsvorkehrung. — Man pflegt die besprochene Konstruktion vorwiegend als Sicherheitsventil gegen plötzliche Leitungstösse einzubauen.

Rückschlagventil von Breuer.

Zum Schutz gegen Sturzgefahr, die für Gewichtsakkumulatoren im Falle eines Rohrbruches eintritt, ist in möglichst unmittelbarer Nähe ein Rückschlagventil in die Hauptleitung einzuschalten, das sich selbstthätig schliesst, sobald die Abströmgeschwindigkeit eine gefährliche Grenze erreicht,

oder zwangsläufig geschlossen wird, bevor die Trommel auf das Schwellenwerk niederstürzt.

In der Konstruktion von Breuer ist hierfür ein unmittelbar belastetes Kolbenventil, Fig. 478, benutzt, das während des regelrechten Betriebes, bei mässiger Durchflussgeschwindigkeit, infolge der verschieden grossen Druckflächen des gelüfteten Kolbens nach oben gedrängt wird, wobei sich die Belastungsmuffe der Ventilstange in dem Führungscylinder des Gehäusedeckels verschiebt. Die Gewichtsplatten belasten das Ventil ungefähr bis zur Grenze des Gleichgewichtszustandes. Steigert sich die Durchflussgeschwindigkeit durch einen Rohrbruch, so überwiegt der Geschwindigkeitsdruck auf die obere Kolbenfläche und reisst das Ventil in die gezeichnete Abschlussstellung nieder. Die Wirkung wird durch die Luftbremse *e*, welche der Hohlraum des Führungscylinders bildet, verzögert, und die Heftigkeit des Abschlussstosses ferner dadurch beschränkt, dass die Akkumulatorfüllung nach dem Ventilschluss noch durch den engen Nebenkanal *a* weiter entweichen kann, bis man das kleine Handventil zu dreht. Da der Maschinist von dieser Möglichkeit, auch noch einen Theil der Druckwassercylinderfüllung zu retten, wohl in den seltensten Fällen Gebrauch machen wird, dient das kleine Ventil in der Hauptsache nur zum Einstellen der Sicherheitsdurchflussweite. Bisweilen verzichtet man hierauf und ersetzt den Sicherheitskanal einfach durch ein feines Bohrloch von 3 bis 4 mm im Kolbenventil. In beiden Fällen ist die freie Verbindung auch nöthig, um den wiederhergestellten Rohrstrang aufs neue zu füllen. Sobald die Füllung vollendet ist, hebt sich das Rückschlagventil selbstthätig durch den Druckausgleich in den Rohrsträngen vor und hinter dem Ventil.

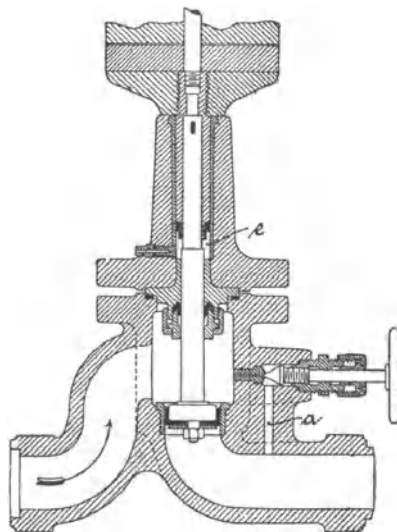


Fig. 478.

Rückschlagventil von G. Luther.

Fig. 479 veranschaulicht eine andere Rückschlagventilform, bei welcher der zerstörte Rohrstrang durch eine Kugel abgeschlossen wird, die an einem Pendel mit Gegengewichtsarm aufgehängt ist, um sie bei der regelrechten Durchflussgeschwindigkeit in ausreichendem Abstand von der Rohrmündung zu halten.*) Die abgesperrte Druckwassersäule des Akkumulators findet durch ein besonderes Sicherheitsventil einen Ausweg, der sich selbstthätig schliesst, sobald die Stosswirkung verschwunden ist. Das Sicherheitsventil kann dann gleichzeitig in der früher geschilderten Weise

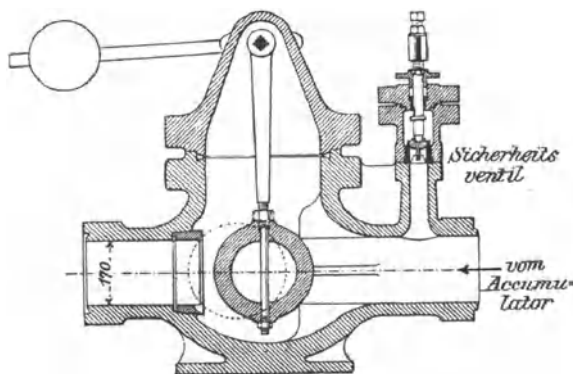


Fig. 479.

*) Handbuch der Ingenieurwissenschaften, IV. Bd., Kap. XIII, S. 102.

auch als Auslassventil vom Akkumulator bethätigt werden. Diese Konstruktion ist beispielsweise für den Bremer Freihafen — vergl. Fig. 1, Taf. 79 — von Luther gewählt. Im übrigen lässt sich auch bei den Pendelventilen der erforderliche Sicherheitskanal gegen Wasserstoss mittels feiner Durchbohrung oder durch absichtlich fehlerhaftes Einstellen der Kugel gewinnen, da sie dann nicht vollkommen abschliesst.

Hin und wieder werden noch am unteren Ende der Akkumulatorkolben seitliche Nuthen eingearbeitet oder Flächen angefeilt, Fig. 1, Taf. 79, die als Sicherheitsauslass wirken sollen, wenn der Kolben seine höchste Stellung überschreitet.

Zwangläufig gesteuertes Rückschlagventil von Haniel & Lueg.

Die beiden vorstehenden Konstruktionen leiden an dem Übelstande, dass sie im regelrechten Betrieb unthätig sind und daher im Laufe der Zeit verschmutzen oder durch Rostniederschläge versagen. Zur zeitweiligen Prüfung haben Haniel & Lueg deshalb in Triest zwischen Kraft- und Rückleitung ein 40 mm weites Umgehungsventil eingebaut, das von Hand geöffnet das Pendelventil in Thätigkeit setzt.*) Dinglinger pflegt beim Gebrauch des Breuer'schen Ventils dasselbe unmittelbar unter der Akkumulatortrommel in die Rohrleitung einzubauen und an die Trommel ein Belastungsgewicht anzuhängen, das sich kurz vor der tiefsten Stellung auf den Kopf der Breuer'schen Ventilspindel setzt — vergl. Fig. 3, Taf. 80 — und so wenigstens im letzten Augenblick den Abschluss von aussen erzwingt, wenn er vorher nicht selbstthätig erfolgt sein sollte. Haniel & Lueg haben ferner auch noch die Konstruktion Fig. 5 bis 7, Taf. 80 ausgebildet.**)

Auf dem unteren Vierkant der Ventilspindel sitzt eine kreuzförmige Scheibe *a*, darüber lose auf der Spindel, aber durch Eingriff in die Gehäusewand undrehbar, eine zweite sternförmige Scheibe *b*, deren Durchgangsöffnungen, durch Drehen der Spindel, zur vollständigen Deckung mit den Kreuzarmen von *a* gebracht werden können, so dass sich durch Wahl von Zwischenstellungen jede beliebige Durchflussweite erreichen lässt, um die Empfindlichkeit der Rückschlagscheiben nach Bedarf zu regeln. Die Spindel trägt ferner durch eine Spiralfeder *f*, die sich gegen den Bund über der Scheibe *b* legt, ein Ventil *v*, das mit seinen Führungsflügeln in den oberen konischen Durchfluss des Gehäuses hineinragt und mit einem Gummipuffer ausgerüstet ist. Der Spindelkopf wird von aussen durch einen Gewichtshebel nach unten gedrängt, dessen winkelförmiger Streifhebel bei der tiefsten Stellung der Akkumulatortrommel in die Bahn eines Trommelknaggens gelangt und dadurch zwangläufig niedergedrückt wird. Dies hat umgekehrt das Heben der Spindel und den Abschluss der Durchflussöffnung im Gehäuse zur Folge, so dass der Rest der Akkumulatorfüllung bei eintretendem Sturz schliesslich nur noch durch den engen Ringspalt neben dem Ventil und durch die kleine Bohrung *e* in der Scheibe entweichen kann.

Bei ungestörter Betriebsfähigkeit des Ventils tritt schon vorher, mit der gesteigerten Durchflussgeschwindigkeit, eine selbstthätige, freie Bremsung ein, weil das Wasser die unteren Scheiben nach oben reisst, die Feder zusammenpresst und das Abschlussventil in die Durchflussöffnung drängt, wobei Feder und Gummipuffer gegen heftige Stösse schützen. Wenn die

*) Siehe ferner die Ausführungen von Luther in dem Aufsatz von Krukenberg „Die Maschineneinrichtungen des Hafens von La Plata“, Z. d. V. d. I. 1897, S. 902 ff., mit Taf. XVIII u. XIX.

**) Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Kraftcentralen. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1207.

Leitung wieder gefüllt wird, schiebt der umgekehrte Wasserdruck Ventil und Scheiben nach unten zurück, und der aufsteigende Akkumulator öffnet bald darauf das Ventil ganz, indem er den Streifhebel frei giebt und das Belastungsgewicht ungehindert wirken lässt. Die Verstellbarkeit der Durchflussscheiben und der zuverlässige, zwangsläufige Ventilschluss mit ganz allmählich gesteigerter Wirkung gestatten, mit dieser Konstruktion beim Montiren gefahrlose Fallversuche vorzunehmen und den Apparat so einzustellen, dass seine Leistungsfähigkeit wirklich erprobt wird.

d. Allgemeines über Presspumpen für Druckwasserakkumulatoren.

Eine eingehendere Erörterung der Pumpen und Betriebsmaschinen liegt ausserhalb des Rahmens dieses Buches. Die nachfolgenden Bemerkungen können sich daher nur auf einige Gesichtspunkte erstrecken, die sich aus den besonderen Verhältnissen des häufig unterbrochenen Betriebes ergeben.

Für kleine Anlagen, bis etwa 20 PS Pumpenleistung, verdienen Gasmotoren oder Elektromotoren als Betriebsmaschinen den Vorzug, weil sie jederzeit dienstbereit sind, ohne dass gleichzeitig ein Kessel unter Dampf zu halten und zu warten ist, und weil ihr Kraftverbrauch vollkommen auf die wirkliche Betriebszeit beschränkt bleibt. Gasmotoren muss man wegen des umständlichen Anlassens freilich während kürzerer Arbeitspausen im Lastförderverkehr, wie schon hervorgehoben, unbelastet weiter laufen lassen und sich darauf beschränken, die Pumpen auszurücken. Elektromotoren können beliebig im Gang gesetzt und abgestellt werden.

Der Vortheil des Dampfbetriebes, dass sich die Leistung der Pumpenmaschinen innerhalb ziemlich weiter Grenzen steigern lässt und besonders mit Hilfe des Weiss'schen Regulators wechselnde Füllgeschwindigkeiten für den Akkumulator durch Wechsel der Pumpenhubzahl ermöglicht, überwiegt erst bei mittleren und grossen Centralen die Nachtheile der besonderen Dampfkesselanlage und ihrer schwankenden Ausnutzung.

Die wirthschaftlichen Vorzüge der mehrstufigen Expansionsmaschinen lassen sich bei der Art des häufig unterbrochenen Betriebes, mit stets wiederkehrenden Pausen, nur unvollkommen verwerthen, weil die Ersparnisse an Dampf und Kohlen in der wirklichen Arbeitszeit der Behältermaschinen, im Hinblick auf die unvermeidlichen Verluste durch Kondensation während der Stillstände, mehr oder minder in den Hintergrund treten, und wohl nur bei sehr grossen Anlagen die erhöhten Kosten durch verminderte Betriebsausgaben gewinnbringend decken.

Auf Einschalten von Windkesseln pflegt man zu verzichten, weil der Ersatz der Luftverluste ohne besondere Luftpumpe sehr umständlich ist. Wendet man zu diesem Zweck ein Füllgefäss an, dessen Luftinhalt durch das Druckwasser selbst in den Windkessel gepresst wird, so sind bei 50 Atm. Betriebsdruck für jedes Liter Kesselfüllung mit Luft 50 Liter Arbeitswasser aus dem Akkumulator zu opfern, und das abwechselnde Füllen und Entleeren des Hilfsgefässes mit der Bedienung der verschiedenen Ventile von Hand ist so zeitraubend, dass vorhandene Apparate dieser Art vom Maschinenpersonal meist nicht benutzt werden. Man hat daher durch die Pumpenanlage selbst für möglichst gleichmässige Wasserförderung zu sorgen, um bei der stetigen Wiederkehr des Beschleunigungswiderstandes der grossen Akkumulatormasse die Kraftverluste zu beschränken. Deshalb sind nur für kleine Anlagen einfache, doppeltwirkende Druckpumpen oder Differentialdruckpumpen statthaft. Grosse Centralen verlangen Drillingspumpen, deren Antriebkurbeln um 120° gegeneinander versetzt sind, oder gekuppelte, doppeltwirkende Druckpumpen mit Kurbeln unter 90° gegeneinander.

Plungerpumpen sind den Maschinen mit Scheibenkolben vorzuziehen, die durch Rost schnell undicht werden, wenn nicht alle beweglichen Pumpentheile und Gleitflächen aus Rothguss hergestellt oder mit Messing verkleidet oder verkupfert werden. Differentialpumpen vereinfachen die Konstruktion, erfordern aber, wegen der verminderten Ventillzahl, entsprechend grössere Ventilquerschnitte, die schwerer dicht zu halten sind, und vorzüglich bei grossen Gesamtabmessungen der Pumpe störend gross ausfallen.

Die Ventilkasten der Pumpe sind mit Entlüftungsventilen auszurüsten.

Kondensationsmaschinen werden meist mit Oberflächenkondensator gebaut, um das Kondenswasser wieder zum Kesselspeisen zu benutzen und das verbrauchte Kühlwasser zum Anwärmen des Betriebswassers für die Hebemaschinen zu verwenden. Der Nutzen ist ein zweifelhafter, weil die Dampfkessel durch Speisen mit nicht ganz fettfreiem Kondensationswasser stark leiden, und weil in längeren Arbeitspausen das Vakuum im Kondensator verloren geht. In Antwerpen hat man für den Kondensator der Dampfpumpen eine besondere Absaugemaschine aufgestellt.*)

Die nachtheilige Kondensation des Dampfes in der Leitung und in den Dampfeylindern während der Arbeitspausen ist durch Wärmeschutzhüllen und durch Mantelheizung mit Frischdampf möglichst zu beschränken und für sichere Abführung des trotzdem nicht zu vermeidenden Kondenswassers durch selbstthätige Wasserabscheider und Ableiter zu sorgen. Ausser reichlich gross zu bemessenden Ablasshähnen an den Cylindern sind hier noch besondere Sicherheitsventile zum Schutz gegen Wasserschläge anzubringen.

Jede Pumpe erfordert ein Absperrventil, das sie gegen den Akkumulator abschliesst, wenn ihre Arbeitsventile nachgesehen werden. Diese Absperrventile werden bei grösseren Anlagen meist nicht als einfache, selbstthätige Rückschlagventile ausgeführt, sondern von Hand geschlossen, um ganz sicheren Abschluss zu ermöglichen. Dann sind aber noch besondere Sicherheitsventile an den Pumpencylindern empfehlenswerth, die in Thätigkeit treten, falls das Wiederöffnen des Absperrventils vor der Aufnahme des Betriebes verabsäumt wurde.**)

Dass jede Betriebsmaschine einer besonderen Vorkehrung bedarf, um Durchgehen bei Rohrbruch zu verhüten, wurde schon früher hervorgehoben, ebenso wie die Rücksichtnahme auf geeignete Wahl der Grössenunterschiede der einzelnen Maschinen für Anlagen mit mehreren Pumpen, damit die Abstufung der Mehrleistung beim Einrücken einer Hilfsmaschine in angemessenen Grenzen bleibt.

Das Betriebswasser muss möglichst rein sein. Unter Umständen können zum Reinigen besondere Filteranlagen unentbehrlich werden. Wenn das Wasser unmittelbar Brunnenkesseln entnommen wird, ist die Anlage einer besonderen Schöpfpumpe in Verbindung mit einem Sammelbehälter rathsam. In dem Behälter, aus dem dann erst die Betriebspumpen der Akkumulatoren gespeist werden, lagern sich, bei genügender Grösse, die von der Schöpfpumpe mitgerissenen Fremdkörper, Sand und Schlamm ab.

e. Steuerungen für einfach wirkende Hebemaschinen.

Bei hydraulischen Hebemaschinen mit selbständigem Pumpwerk steigt die Last mit dem Beginn des Pumpenbetriebes und verharrt in ihrer Stellung, wenn die Pumpe abgestellt wird. Das selbstthätige Druckventil der Pumpe

*) Anvers, Port de Mer. Bruxelles E. Guyot 1885, S. 173 u. f.

**) Auch bei sonst gut überwachten Anlagen sind Fälle zu verzeichnen, wo infolge von Unachtsamkeit Pumpen ohne Sicherheitsventile beim Wiederanlassen zersprengt wurden.

dient gleichzeitig als Einström- und Absperrventil für den Lastcylinder, und es bedarf nur eines besonderen, von Hand zu bedienenden Auslassventiles zum Senken der gehobenen Last. Durch die unmittelbare Kuppelung der Pumpe mit der Hebemaschine regelt sich der Aufwand an Betriebsarbeit jederzeit von selbst nach der Nutzleistung.

Hebwerke mit Akkumulatorbetrieb erfordern einen vollständigen Steuerapparat, der das Wasser aus dem Druckbehälter in den Treibcylinder führt oder absperrt und schliesslich die beim Heben verbrauchte Füllung zum Senken wieder laufen lässt. Jede Hebemaschine entnimmt hierbei für gleiche Förderhöhen gleiche Cylinderfüllungen aus dem Akkumulator, d. h. den gleichen Betrag aufgespeicherter Arbeit, mag der Kolben voll belastet sein oder leer in die Höhe steigen. Die Steuerung, welche das Öffnen und Schliessen der Ein- und Ausströmung zum Heben und Senken vermittelt, bietet auch gleichzeitig die Möglichkeit, die Durchflussweiten beliebig zu drosseln, um durch Steigern der Wassergeschwindigkeit den jeweiligen Überschuss der Antriebsarbeit zu vernichten.

Man benutzt zur wechselnden Wasservertheilung Schieber-, Kolben- und Ventilsteuerungen. Hahnsteuerungen sind, trotzdem sie hier und da immer wieder versuchsweise angewendet werden, grundsätzlich auszuschliessen, weil, bei der Kegelform der Hähne, die Gleitwege ihrer Abschlussflächen, und damit ihr Verschleiss in verschiedenen Punkten verschieden gross ausfallen. Sie werden bei lebhaftem Gebrauch ständig undicht.

Die Steuerungen erhalten für Eincylindermaschinen die einfachste Form. Für Gruppencylindermaschinen, die, je nach der Lastgrösse mit einem oder mit mehr Kolben arbeiten und hierdurch den Kraftwasserverbrauch innerhalb gewisser Grenzen nach der Lastgrösse abstufen, fallen die zugehörigen Steuerungen entsprechend verwickelter aus, weil sie, nach der Anzahl der mit Druckwasser zu versorgenden Cylinder, wechselnde Wasservertheilung zu vermitteln haben.

Die Steuerungen für einfach wirkende Hebemaschinen können für sich erörtert werden. Die Stufensteuerungen für Maschinen mit abgestuftem Wasserbedarf sind im Anschluss an die verschiedenen Gruppencylindersysteme zu behandeln.

Schiebersteuerungen.

Schieber und Schieberspiegel sind stets aus Phosphorbronze oder aus geschmiedeter Manganbronze herzustellen und zwar der leichter zu bearbeitende Schieber aus einer Legirung, die um einige Grade der Härteskala weicher ist, als das Spiegelmaterial. Für die Gehäuse verwendet man meist Gusseisen, für Hochdrucksteuerungen besser Bronze; aber auch in diesem Fall pflegt man die Schieberspiegelplatte zum Auswechseln getrennt einzusetzen und mit versenkten Kopfschrauben im Gehäuse zu befestigen. Die Auflagerflächen der Spiegelplatte sind für dichten Abschluss besonders sorgfältig zu bearbeiten, weil sonst Ein- und Ausströmkanal, die im Spiegel münden, durch die Fuge unmittelbar miteinander in Verbindung treten. Bei vollkommener Flächenbeschaffenheit liefert ein mit Leinölfirnis getränktes Blatt Pergamentpapier eine bewährte Fugendichtung für Hochdruck. Für Niederdrucksteuerungen wählt man meist dünne Gummiblätter als Zwischenlage, die in diesem Fall, auch noch bei etwas weniger vollkommener Flächenbearbeitung, genügend dicht schliessen. Die Gehäuse sind so zu bauen, dass Schieber und Schieberspiegel möglichst leicht zugänglich bleiben, sowie bequem nachgesehen und herausgenommen werden können, ohne dass Rohranschlüsse zu lösen sind. Für möglichst gleichmässige Abnutzung zwischen Schieber und Spiegel ist die vollkommene Überdeckung der Gleitflächen von besonderer Wichtigkeit. Beide müssen genau gleiche

Breite haben, und ausserdem ist dafür zu sorgen, dass der Schieber in seinen Endlagen über die Spiegelbahn hinausgeht.

Das Druckwasser tritt aus der Leitung entweder seitlich oder von unten neben dem Schieberspiegel in das Gehäuse und von hier, Fig. 480, in den Einströmkanal *E* des Treibcylinders, wenn der Schieber in seine rechte Endlage gelangt. In der gezeichneten Schieberstellung ist der Cylinder zum Senken der Last mit dem Ablaufkanal *A* verbunden. In der Zwischenlage überdeckt der linke Schieberfuss den Cylinderkanal *E* für die Arbeitspausen der Maschine.

Der Druck der belasteten Cylinderfüllung gegen die Unterfläche des Schiebers verlangt Schutzvorkehrungen gegen die Absturzgefahr gehobener Lasten bei Rohrbrüchen, die besser durch einstellbare, starre Rückenwiderlager für den Schieber, als durch Federn gebildet werden, weil letztere das Abklappen des Schiebers nur innerhalb bestimmter Druckgrenzen hindern.

Der Verschleiss der Gleitflächen macht wiederholtes Nachschleifen von Schieber und Spiegel nothwendig. Die Erfahrung lehrt, dass hierbei beide

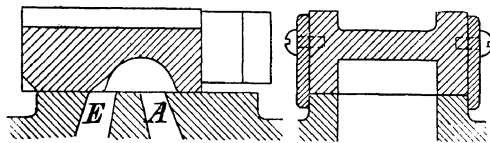


Fig. 480.

Theile getrennt auf einer besonderen Schleifplatte zu berichtigen sind, weil das unmittelbare Aufeinanderschleifen die entstandenen Fehler nur unvollkommen beseitigt. Deshalb hat man feste Seitenführungen zu vermeiden und statt dessen seitlich gegen den Schieber

angeschraubte Leitbacken, wie in Fig. 480 anzuwenden, die vollkommen ungehindertes Nachschleifen der abgenutzten Flächen ermöglichen.

Die Schieber sind so klein zu halten, wie mit Rücksicht auf die erforderlichen Kanaldurchflussweiten und die specifischen Flächendrucke zulässig ist. Bei Hochdruckschiebern erweisen sich Schmiervorrichtungen für die Gleitflächen als unentbehrlich.

Wie alle Leitungen und inneren Maschinenräume verlangen auch die Schieberkasten Entlüftungs- und Entwässerungsventile in den höchsten und tiefsten Punkten. Ausserdem empfiehlt sich ein Umlaufventil, das gestattet, den Druckwasserraum unmittelbar mit dem Ablauf zu verbinden, und durch mässigen Wasserablauf die Gefahr des Einfrierens während längerer Arbeitspausen im Winter erfolgreich beseitigt, wenn andererseits die Maschine dienstbereit bleiben soll und deshalb nicht vollständig entwässert und abgesperrt werden kann. — Vergl. Fig. 4, Taf. 86. — Gewöhnlich begnügt man sich damit, das Umlaufventil von Hand zu bedienen, doch kann der Apparat auch selbstthätig wirkend ausgeführt werden.*)

Zum Schutz gegen Wasserstösse bei plötzlichem Umsteuern während des Kolbenrücklaufs, pflegt man Sicherheitsventile in den Schieberkasten einzubauen, die bei gefährlichem Überdruck einen kleinen Theil der Cylinderfüllung in den Druckraum des Schieberkastens entweichen lassen. Diese Stossicherheitsventile veranlassen aber leicht unbemerkte Wasserverluste und wirken besonders bei hydraulischen Aufzügen störend, weil sie nicht selten das Sinken der Förderschale beim Beladen verursachen, wenn Lasten unvorsichtig auf die Schale geworfen werden oder ein Lastkarren aufgefahren wird. Auch ist nicht zu übersehen, dass bei Rohrbrüchen die Cylinderfüllung durch das Stossventil abströmt, falls es, wie üblich, haupt-

*) Vergl. die selbstthätige Wasserumlaufvorrichtung D.R.P. 60247, die mit jeder Arbeitspause der Hebemaschine in Thätigkeit tritt und zu wirken aufhört, sobald die Maschine wieder arbeitet. Eilert, Betrachtungen über Anlage und Betrieb hydraulischer Kraftcentralen. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1266, Fig. 30 u. 31.

sächlich durch den Leitungsdruck und nicht durch äussere Feder- oder Gewichtsbelastung geschlossen gehalten wird. Die Ventile müssen deshalb jedenfalls mit sehr kleinen Durchgangswerten ausgeführt werden, damit gefährliche Laststurzgeschwindigkeiten ausgeschlossen bleiben. Sofern durch die später zu besprechenden Durchflussquerschnitte der Steuerkanäle und durch starke Übersetzungen zwischen dem Ausschlag des Steuerhändels und dem Schieberhub dafür gesorgt ist, dass die Förder- und Senkgeschwindigkeiten bestimmte Grenzen nicht überschreiten können und gefährlich rasche Abschlussgeschwindigkeiten verhindert werden, kann man auf besondere Stossventile verzichten.

Die nachfolgenden Konstruktionen liefern verschiedene Ausführungsbeispiele, die den vorstehend aufgestellten Gesichtspunkten mehr oder minder vollkommen entsprechen.

α. Unentlastete Schieber.

Gewöhnliche Muschelschieber.

Fig. 481 bis 483 stellen einen Steuerschieber für niedrigen Druck dar. Die Fuge der Spiegelplatte ist mit einer Gummizwischenlage abgedichtet

Fig. 481.

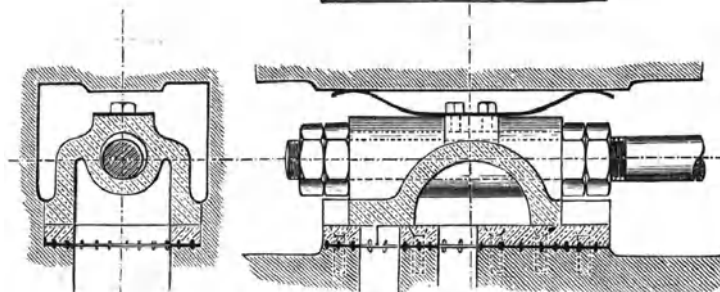
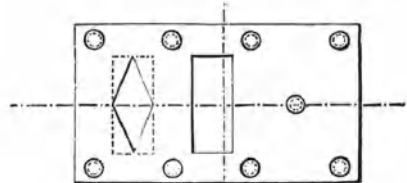


Fig. 482.

1 : 4.

Fig. 483.

und die Eintrittsöffnung im Spiegel rhombisch gestaltet, damit der Durchflussquerschnitt vom Schieber nur allmählich geöffnet und abgeschlossen wird. Der Schieber ist mit seiner Stange auf beiden Seiten durch zwei Gegenmuttern verbunden, die den Gang ausschliessen, ohne den Schieber zu hindern, sich bei allmählichem Verschleiss dauernd dicht auf seinen Spiegel zu legen. Die Feder auf dem Schieberrücken soll den oben erwähnten Schutz gegen Abklappen bieten.

Cylindrischer Muschelschieber.

Der cylindrische Muschelschieber von Gebr. Weismüller, Fig. 484, S. 532, unterscheidet sich von dem gewöhnlichen, ebenen durch die cylindrische Form seiner Gleitflächen. Die Bauart ist nur für Niederdruck zulässig, weil der Flächendruck sich bei der cylindrischen Form nicht gleichmässig vertheilt und daher auch leicht ungleichmässigen Verschleiss erzeugt. Wie weit der Vortheil der leichteren Drehbarkeit der Schieberspindel in der Stopfbüchse, im Vergleich zum Schubwiderstand bei ebenen Schiebern, durch

das schwierigere Nachschleifen aufgewogen wird, lässt sich nicht allgemein entscheiden. In der Ausführung ist der Schieber, wie die untere Gehäusehälfte, aus Bronze hergestellt und auf eine getrennt eingesetzte Schieberplatte verzichtet, weil ihr dichtes Einpassen ungewöhnliche Schwierigkeiten bieten würde. Der Schieber wird von aussen durch ein verzahntes Segment

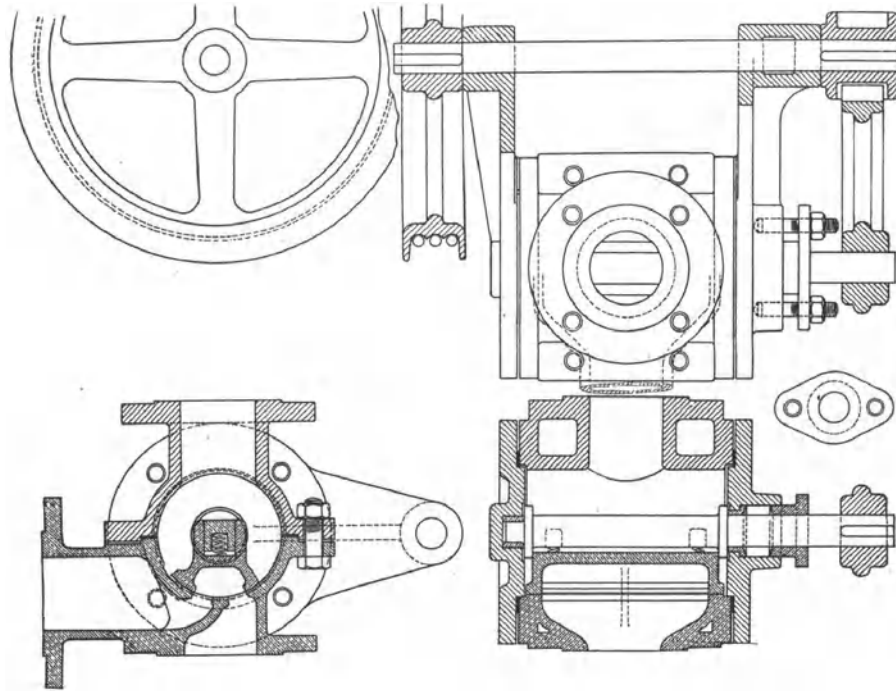


Fig. 484. 1 : 5.

verstellt, das mit dem Triebling der Steuerwelle in Verbindung steht. Das Steuerseil umschlingt die Rolle in doppelter Windung.

Die in der Praxis mehrfach übliche Benutzung der cylindrischen Muschelschieber für kleine Otis-Aufzüge führt leicht zu störenden Luftsäcken in den Rohrecken der Anschlussstutzen, die sich meist nur durch besondere Entlüftungsventile von Zeit zu Zeit entfernen lassen.

Schiebersteuerung von Volmer in Remscheid.

Der Schieber von Volmer, Fig. 1 bis 4, Taf. 84, ist für doppelt wirkende Maschinen entworfen, lässt sich aber auch mit geringfügigen Änderungen für einfach wirkende Kolben verwenden, wenn man das eine der beiden seitlich in das Gehäuse einmündenden Rohre als Zuflussrohr benutzt und den Einmündungskanal im Schieberspiegel so verlegt, dass er beim Steuern nicht vom Schieberfuss überdeckt wird. Dann fällt der Rohranschluss am Gehäusedeckel fort, der in der vorliegenden Bauart das Abnehmen des Deckels und Nachsehen des Schiebers erschwert. Sämtliche Fugen zwischen Gehäuse und Schieberspiegel und in den Rohranschlüssen lassen sich bequem durch Rundgummieinlagen abdichten. Die Steuerung ist für 30 Atm. Betriebsdruck bestimmt.

Hochdruckschieber von G. Luther.

Fig. 5 bis 10, Taf. 84, veranschaulichen den vollständigen Hochdrucksteuerapparat für den Hubcylinder der Drehbrücke bei Einlage, dessen

Bauart ganz mit den Konstruktionen übereinstimmt, die sich aus den vielseitigen Erfahrungen bei der Ausrüstung der Hamburger Freihafenspeicher mit hydraulischen Winden und Aufzügen herausgebildet haben.

Alle Gehäusetheile sind aus Bronze hergestellt, Schieber und Schieber Spiegel und die verschiedenen Ventilspindeln aus Hartbronze, die Schieberstange aus Deltametall. Das Druckrohr schliesst sich in der Höhe des Schieberspiegels seitlich an, darunter liegt im Gehäusefuss der Stutzen für das Verbindungsrohr mit dem Treibeylinder der Hebemaschine, und ihm gegenüber der Ablaufstutzen, deren zugehörige Gehäusekanäle nebeneinander senkrecht aufsteigen, Fig. 5, und im Schieberspiegel münden. Dieser

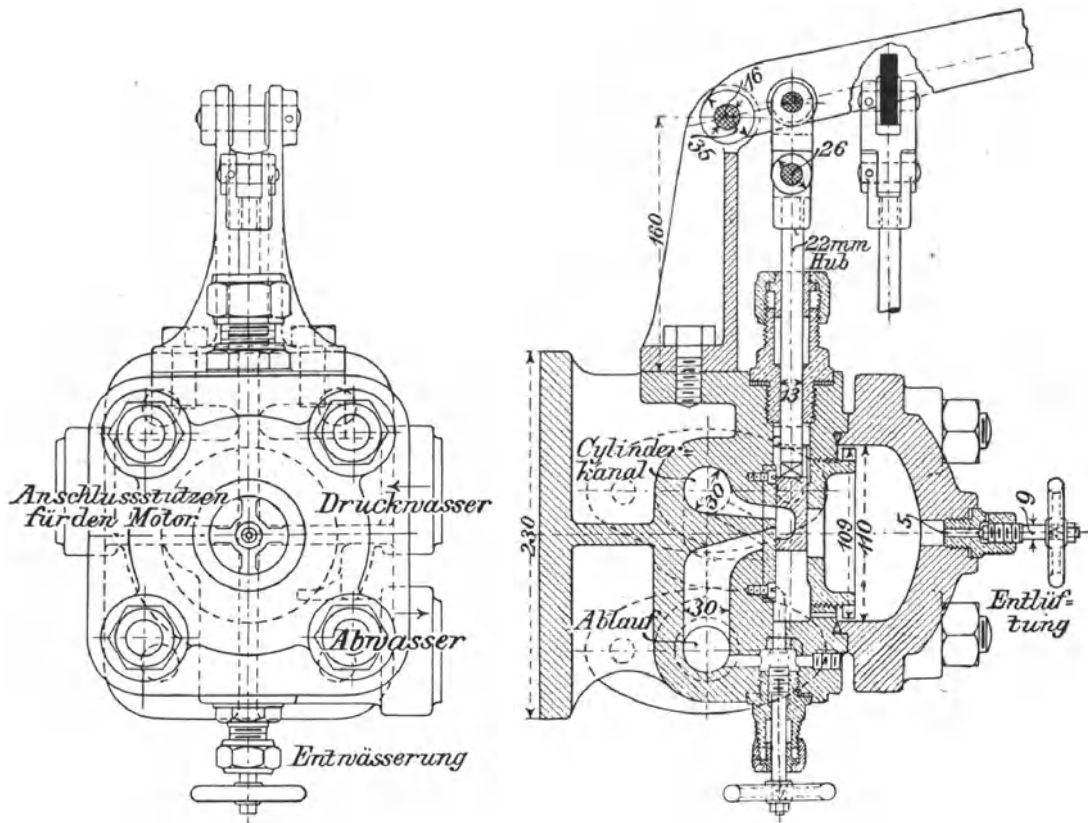


Fig. 485.

1 : 5.

Fig. 486.

ist nur durch zwei schwache Kopfschrauben von 6,5 mm Gewindedurchmesser auf seiner Auflagefläche mit Papierzwischenlage festgeklemmt. Neben der Schieberbahn befindet sich das kleine Sicherheitstossventil von 13 mm Durchgangswerte, das bei Kolbenstößen die unmittelbare Verbindung zwischen dem Zylinderkanal und dem Druckraum im Schieberkasten herstellt und ausser durch den Betriebsdruck noch durch eine Spiralfeder belastet wird, die sich gegen den Führungsbügel des Ventils abstützt. Die unterhalb des Deckels mit Gewinde in das Gehäuse eingesetzte Scheibe wird beim Montiren dicht auf den Schieberrücken niedergeschraubt und bildet ein zuverlässiges und starres Widerlager gegen Abklappen des Schiebers, ohne seine freie Beweglichkeit zu beeinträchtigen.

Die Lage des Entwässerungs- und Entlüftungsventiles ersieht man unmittelbar aus der Zeichnung.

Die Schmierbüchse seitlich am Gehäuse, Fig. 5, ist zur Aufnahme von starrem Fett bestimmt — am besten bewährt sich Unschlitt — das durch Niederschrauben des Deckels bis in die feinen Anschlusskanäle des Schieber spiegels vorgepresst wird und hier aus drei Zweigbohrungen unter den Schieber tritt. Das Nachpressen von Fett geschieht in den Arbeitspausen nach Schluss des Absperrventils in der Druckleitung. Während des Betriebes wird der Eintritt von Druckwasser in die Fettbüchse durch den Abschluss des Fettkanals mittelst des im Büchsendeckel untergebrachten Spindelventils verhindert.

Dinglinger in Cöthen baut seine Schmierapparate so, dass die Fettzufuhr auch während des Betriebes erfolgen kann, indem er statt des Spindelventils eine Spindel mit kleinem Kolbenkopf und einer Lederstulpe benutzt, die in einem entsprechend weit gebohrten Cylinder abdichtet und den Fettinhalt des Cylinders vor sich herdrängt. Hierbei fällt dann die Fettbüchse, welche im vorliegenden Fall die Spindel umgiebt, fort.

Die Dichtung zwischen Schieberkastendeckel und Gehäuse entspricht den früher erörterten Rohrflanschdichtungen mit Rundgummieinlage.

Häufig wird der Lagerbock für den Steuerhebel, der die Schieberstange durch eine kurze Lenkschiene bewegt, wie in Textfigur 485 u. 486, S. 533, die einer Ausführung von Luther mit gusseisernem Gehäuse entnommen sind, unmittelbar an den Schieberkasten angeschraubt. Erweitert man in diesem Fall die Fläche, auf der der Bock steht, zu einer kreisrunden, vollen Flansche mit vier gleichmässig vertheilten Löchern zur Aufnahme der beiden Befestigungsschrauben, so kann man den Bock beliebig im Kreise versetzen und dasselbe Gehäuse wagrecht oder senkrecht für aufwärts oder abwärts gerichtete Schieberstangen und für Rechts- und Linkslage des Steuerhebels benutzen, je nach den örtlich verschiedenen Verhältnissen.

Die Verschraubung des Entlüftungsventils ist in Fig. 486 so gewählt, dass für Druckmessungen, an Stelle des Ventils, ein Manometer in den Schieberkastendeckel eingeschraubt werden kann. Bei gefälliger äusserer Form der Steuerapparate ist darauf Rücksicht genommen, dass mit Ausnahme der Gleitflächen des Schiebers und seines Spiegels sich alles Übrige auf der Drehbank und mit der Bohrmaschine bearbeiten lässt.

Man hat zu beachten, dass der Bewegungswiderstand des Schiebers, neben der Reibung der belasteten Gleitfläche, bei einseitigen Schieberstangen von dem Druck auf den Stangenquerschnitt abhängt, der die Verschiebung in der einen Richtung unterstützt, in der anderen erschwert. Für 50 Atm. Betriebsdruck und 16 mm Stangendurchmesser beträgt der Stangendruck $2.50 = 100$ kg. Dinglinger führt deshalb die Schieberstange bei Hochdrucksteuerungen ganz durch und ordnet zwei Stopfbüchsen an, eine Bauart, die sich übrigens auch schon bei älteren Armstrong'schen Steuerapparaten findet.

Die vorstehend besprochenen Konstruktionen bringen das Streben, die Schieberabmessungen möglichst zu verkleinern, deutlich zum Ausdruck und bezeichnen für Hochdruckmaschinen einen wesentlichen Fortschritt in der Wahl zweckentsprechender Durchflussverhältnisse, vor denen man lange, wegen der damit verbundenen ausserordentlich hohen Wassergeschwindigkeiten, zurückscheute. *)

In der Fig. 487 ist der zum Steuerapparat, Fig. 485 und 486, gehörige Schieber in seinen verschiedenen Stellungen im Längsschnitt dargestellt, mit der Justirung, welche für den Betrieb der Lukenwinden und Aufzüge in den Hamburger Frei-

*) Um das Studium und die Verbesserung der hydraulischen Hochdrucksteuerungen hat sich der Regierungsbaumeister Lang als früherer Vorstand des maschinentechnischen Bureaus der Hamburger Freihafen-Lagerhausgesellschaft während der Bauausführung 1888 bis 1891 besondere Verdienste erworben.

hafenspeichern, aufgrund der dortigen Betriebserfahrungen, gewählt wurde. Die äussere und innere Schieberabschlusskante sind in der Mitte etwa 2 mm tief und 5 mm breit schräg angefeilt, um die plötzliche Einlass- und Abschlusswirkung beim Steuern zu mildern. Die Schiebergrundrissfläche beträgt bei 34 mm äusserer Schieberbreite und 45 mm Länge, 15,3 qcm, der volle Durchflussquerschnitt der Kanäle, mit 25 mm Höhe und 8 mm Breite, 2 qcm. Dem entspricht für 50 kg/qcm, Betriebsdruck eine Schieberbelastung von 765 kg und, abgesehen vom Stangendruck, ein Bewegungswiderstand von rund 75 bis 150 kg, je nachdem der Reibungs-

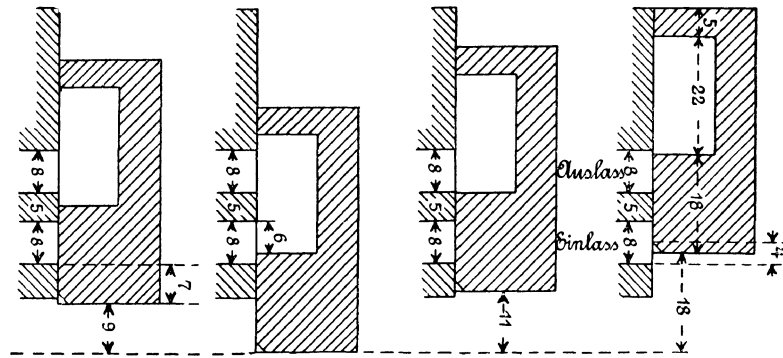


Fig. 487.

koeffizient mit dem wechselnden Zustand der Schmierung zwischen 0,1 und 0,2 schwankt.

Der Druck zwischen den Gleitflächen sinkt im günstigsten Fall, wenn die Schieberhöhlung gleichzeitig beide Spiegelkanäle überdeckt, auf rund 76 kg/qcm und steigt, während der Schieber zum Öffnen des Einlasses soweit zurückgezogen wird, dass beide Spiegelkanäle unter dem Schieberfuss liegen, bis auf 110 kg/qcm.

Der volle Schieberweg ist im Entwurf zu 22 mm angenommen, schliesslich aber durch Hubbegrenzungen des Gestänges auf 16 bis 19 mm beschränkt, da sich bei den zugehörigen Kolbenquerschnitten und Grenzlasten mit voller Öffnung noch zu grosse Lastgeschwindigkeiten ergaben, und vor allem die unbelasteten Kolben durchgingen. Hiernach wird im vorliegenden Fall der Einlass höchstens 2 bis 3 mm und nur der Auslass ganz geöffnet, so dass für die in Hamburg zugelassenen Fördergeschwindigkeiten von 0,5 bis 1 m in der Sekunde, mit 0,05 bis 0,1 m Treibkolbengeschwindigkeit und 190 bis 210 mm Kolbendurchmesser, die Einströmgeschwindigkeit mindestens 20 m beträgt, häufig auf 40 und bei weiter gedrosseltem Schieber bis 60 m und darüber steigt.

Für die Hebelübersetzung der äusseren Steuerung ist in Hamburg ungefähr das Verhältniss 1 : 19 gewählt. Der volle Steuerhub für die Hand beträgt noch nicht ganz 400 mm. Abgesehen von Eigenwiderständen langer Steuerzüge bleibt die bewegende Kraft im Mittel auf etwa 12 kg beschränkt. Die vorstehenden Mittheilungen zeigen, dass für die Hamburger Verhältnisse eine noch weiter gehende Verkleinerung der Schieberabmessungen zulässig ist, die auch bei späteren Ergänzungen dahin vorgenommen wurde, dass man zum Theil die Kanalöffnungen im Spiegel auf $16 \times 5 \text{ mm} = 0,8 \text{ qcm}$ vermindert hat.

Fig. 488 giebt die von Dinglinger für die hydraulischen Aufzüge des Stuttgarter Lagerhauses gewählten Schieber- und Kanalquerschnitte wieder. Die zugehörigen Maschinen entsprechen den Hamburger Verhältnissen annähernd. Die Kanal- und Stegbreiten sind auf je 5 mm, bei 20 mm Höhe für 1 qcm volle Durchflussöffnung beschränkt. Die seitliche Schieberüberdeckung beträgt 10 mm. Hierdurch, wie durch die Lage der Schieberhöhlung in der Mitte, ist bei nahezu gleicher Schiebergrundfläche, wie in der Konstruktion von G. Luther — rund 14 qcm — die Belastung und der Bewegungswiderstand für 50 kg/qcm Betriebsdruck in beiden Fällen ziemlich gleich, die Pressung zwischen den Gleitflächen aber für die verschiedenen Schieberstellungen auf 64 bis 70 kg/qcm herabgemindert. Die kleinste Durchflussgeschwindigkeit beträgt bei voller Öffnung rund 16 m/sec. für die 200 mm starken Treibkolben, welche vollbelastet 0,05 m Hub in der Sekunde durchlaufen.

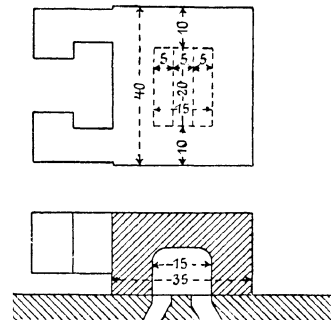


Fig. 488.

Der Einfluss der Kanalquerschnitte auf die Hub- und Senkgeschwindigkeiten ist S. 538 u. f. untersucht.

Schieber für aussergewöhnlich kleine Durchflussquerschnitte. — Steuerung für Krahnswenkmachines.

Für kurzen Treibkolbenhub und besonders scharfe Schiebereinstellung, wie beispielsweise für die hydraulischen Schwenkmachines der Drehkrahne, die ausserordentlich vorsichtig gesteuert werden müssen, um sie beim Schwenken mit wechselnden Widerständen in der Gewalt zu behalten, zeigt sich die Nothwendigkeit, die Einlassquerschnitte bis auf wenige Quadratmillimeter zu beschränken und auch hierbei noch das Öffnen auf einen möglichst langen Schieberweg zu vertheilen. Da sich bei der Härte des Schieberspiegelmaterials Schlitze von der erforderlichen Feinheit kaum in dem Spiegel ausführen lassen, ist die Aufgabe durch passende Wahl der Durchflussquerschnitte im Schieber zu lösen. Lang empfiehlt für solche Fälle, die Kanäle im Spiegel mit reichlicher Weite durch Bohrung herzustellen — etwa 5 mm oder mehr Lochdurchmesser — und Schieber mit grosser Überlappung anzuwenden, derart, dass der Schieberfuss die Einströmmündung im Spiegel auch bei voller Eröffnung überdeckt und dem Wasser nur den Durchtritt durch einen schmalen Schlitz gestattet, der von der äusseren Kante des Fusses, in der Richtung der Schieberbahn, in die Überlappung eingearbeitet wird. Bei 1 mm Schlitzweite öffnet der Schieber für jedes mm Hub nur 1 qmm Durchflussquerschnitt. Vergl. die sehr beachtenswerthen Schieber von Breifeld, Daněk & Co. für die Portal-krahne in Triest, Textfig. 647 bis 650. — Um auch den Austrittsquerschnitt in ähnlicher Weise zu beschränken, verwendet Lang Schieber mit voller Grundfläche ohne Muschel und ersetzt dieselbe für den Übertritt des Wassers aus dem Cylinderkanal in den Ablauf durch Eingraviren einer feinen Rille von entsprechender Tiefe, deren Querschnitt in einem Fall noch nicht 1 qmm betrug.*) Auf diese Weise wird man vollkommen unabhängig von den Durchflussweiten der Schieberspiegelkanäle und hat es in der Hand, beim Montiren den Durchflussschlitz im Schieberfuss und in der Schiebergrundfläche nach Bedarf durch Nacharbeiten zu erweitern, falls sich die ursprünglichen Annahmen als unzulässig klein erweisen.

β. Entlastete Schieber.

Der Bewegungswiderstand des Schiebers, der mit seiner Grösse und mit wachsendem Betriebsdruck zunimmt, hat zu verschiedenen Versuchen geführt, entlastete Schieber herzustellen. Man kann zur Lösung der Aufgabe in der Hauptsache nur zwei Wege einschlagen, indem man entweder den Wasserdruck von dem Schieberrücken fernzuhalten sucht oder den Schieber mit einer Lenkstange an einem Gegendruckkolben aufhängt. Die erste Lösung scheidet an der Schwierigkeit, Gleitstücke zwischen zwei vollkommen parallelen, dauernd wasserdicht schliessenden Führungsbahnen einzupassen, von denen die Führung für den Rücken wegen Verschleisses der Schieberfüsse und des Spiegels noch nachstellbar sein muss. Wenn man die Innenseite des Schieberkastendeckels als Gegenführungsbahn benutzen will, ist durch die elastische Deckeldichtung vollkommene Parallelität zwischen Schieberspiegel und Deckel von vornherein ausgeschlossen und daher eine bewegliche Entlastungskappe für den Schieber einzuschalten. Eine derartige Ausführung von Hoppe, von der aber hier schon zu bemerken ist, dass sie sich nicht bewährt hat, werden wir später in dem Kapitel über Stufensteuerungen kennen lernen. Konstruktiv einfacher und zuverlässiger

*) Vergl. Z. d. V. d. I. 1891, S. 839 u. 1893, S. 1324 u. 1360.

ist der andere Weg, den Schieber mittelst einer Pendelschiene an einem Gegendruckkolben aufzuhängen, dessen Cylinder über der Schiebermittel- lage als Angussstutzen des Schieberkastendeckels ausgeführt werden kann, so dass Schieber und Kolben unter dem gleichen Druck stehen, und der Kolben während des Schieberhubes nur einen verschwindend kleinen, der Pfeilhöhe des Pendelausschlags entsprechenden Weg zurücklegt.

Die Ausführung von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhausen nach einem Entwurf von Kruse stellen Fig. 489 u. 490 dar.)*

Geringe Ungenauigkeiten in der Achsenlage der Kolbenbahn durch ungleichmässiges Anziehen des Kastendeckels bleiben bei dem zulässigen Spiel in den Pendelgelenken ohne nachtheiligen Einfluss, und der Grad der Entlastung lässt sich nach Bedarf durch Wahl der Kolbengrösse und durch künstliche Kolbenbelastung mit einer nachstellbaren Spiraldruckfeder leicht

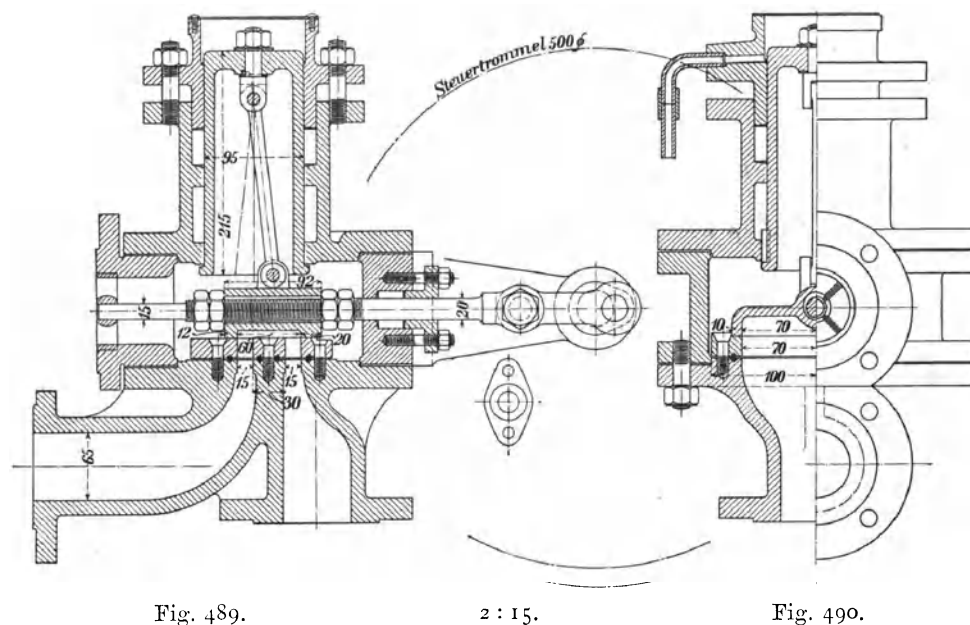


Fig. 489.

2 : 15.

Fig. 490.

innerhalb weiter Grenzen regeln; aber auch diese Konstruktion ist nur ver- einzelt benutzt, unter anderem in veränderter Form von Haniel & Lueg für grosse Drehschieber, die S. 606 u. f. beschrieben sind.

Da vollkommen ebene Gleitflächen überhaupt nicht hergestellt werden können, ist die wirklich belastete Schieberfläche nicht genau bestimmbar und von dem zufälligen Verlauf der Schleifdichtungszone abhängig, also auch mit eintretendem Verschleiss veränderlich. Dazu kommt der Wechsel bei verschiedenen Schieberstellungen, je nachdem der Schieber den unter Druck stehenden Cylinderkanal überdeckt oder nicht. Diese Verhält- nisse beschränken die zulässige Entlastung von vornherein auf etwa $\frac{1}{3}$ bis höchstens $\frac{1}{2}$ der grössten Belastung in der ungünstigsten Lage, und das Bestreben des Schiebers, bei Kolbenstössen abzuklappen, wird selbstverständ- lich durch jede Entlastungsvorrichtung begünstigt, verlangt also Schutzvor- kehrungen, die sich leicht durch Führungsleisten über dem Schieberrücken oder über seitlichen Vorsprüngen anbringen lassen.**)

*) Ähnliche Schieber sind unter anderem auch für die hydraulischen Gepäckaufzüge des Bahnhofes Montparnasse in Paris benutzt, die mit 50 kg/qcm Betriebsdruck arbeiten. Siehe Portefeuille économique des machines 1895, S. 22, Fig. 3 u. 4.

**) Sinkt die spezifische Pressung zwischen den entlasteten Gleitflächen unter den Betriebsdruck, so wird die Neigung des Druckwassers, aus den feinen Vertiefungen der

Weit häufiger als entlastete Schieber findet man entlastete Kolbensteuerungen. Ausserdem bietet sich noch der Ausweg, für ungewöhnlich grosse Durchflussquerschnitte den Steuerapparat in Form einer selbständigen, kleinen, hydraulischen Maschine auszubilden und durch eine kleine Hilfssteuerung zu bethätigen, die sich leicht von Hand bedienen lässt und dann die Hauptsteuerung in gewünschter Weise mechanisch verstellt. Die angedeutete Bauart ist mit durchschlagendem Erfolg angewendet. Beispiele dafür liefern u. a. die selbstthätige Kolbensteuerung mit Anlasschieber von Reynolds, D.R.P. 37123, S. 556, sowie Konstruktionen von Otis und Hall.

Ermittlung der erforderlichen Durchflussquerschnitte und der Druckhöhenverluste in der Steuerung.*)

- Bezeichnet p den Wasserdruck im Schieberkasten in kg/qcm,
- x den wechselnden Kolbendruck im Cylinder in kg/qcm,
- f den Durchflussquerschnitt im Schieberspiegel, der vom Schieber freigelegt wird,
- F den Querschnitt des Treibkolbens,
- c die Kolbengeschwindigkeit in m , bezogen auf die Sekunde,
- v die Durchflussgeschwindigkeit an der engsten Stelle des Cylinderkanals, d. h. in dem Öffnungsquerschnitt des Schieberspiegelschlitzes, bestimmt durch die Gleichung $vf = cF$.

$\frac{\zeta v^2}{2g}$ in m Wassersäule die Summe aller Bewegungswiderstände, welche sich dem Wasser auf seinem Wege vom Schieberkasten bis zu der Stelle entgegensetzen, wo x gemessen wird, einschliesslich der Druckhöhe zur Ertheilung der Geschwindigkeit v ,

so besteht, da 1 kg/qcm Druck 10 m Wassersäulenhöhe entspricht, die Beziehung

$$10x = 10p - \frac{\zeta v^2}{2g}$$

$$x = p - \frac{\zeta v^2}{20g} \dots \dots \dots 267.$$

Die Gleichung 267 gestattet die Betriebskurve, Fig. 491, der hydraulischen Hebemaschine aufzuzeichnen.

Durch Einsetzen des Werthes c aus der Beziehung $vf = cF$ folgt

$$x = p - \frac{\zeta c^2}{20g} \cdot \frac{F^2}{f^2} \dots \dots \dots 268.$$

$$\text{Oder } c = \frac{f}{F} \sqrt{\frac{20g}{\zeta} \cdot (p - x)} \dots \dots \dots 269.$$

Trägt man in einem rechtwinkligen Koordinatensystem auf der wagerechten Achse die Kolbengeschwindigkeiten c und als Ordinaten die zugehörigen nutzbaren Kolben- oder Cylinderpressungen x ab, so erhält man die vollausgezogene Betriebskurve in Form einer Parabel mit der senkrechten Koordinatenachse als Symmetrieachse und dem Abstand des Scheitel $OB = p$ für c und $v = 0$ und einem zweiten Punkt A auf der wagerechten Koordinatenachse für $x = 0$ d. h. für die ideelle Geschwindigkeit c_i .

Schleifflächen, in die es von aussen vordringt, sich weiter auszubreiten und zwischen die Abschlusszone vorzudringen, bedenklich verstärkt.

*) Siehe auch die Mittheilungen über die zahlreichen Versuche von Lang „Durchflusskoeffizienten von Steuerschiebern hydraulischer Hebezeuge“. Z. d. V. d. Ing. 1893, S. 1281 u. f.

$$c_i = \frac{f}{F} \sqrt{\frac{20g}{\zeta} \cdot p} \dots \dots \dots 270.$$

welche der gewichtslos und reibungslos angenommene Kolben annehmen würde, wenn der ganze im Schieberkasten verfügbare Betriebsdruck p in den Durchflusskanälen nach den Cylindern abgedrosselt und aufgezehrt wird.

Berücksichtigt man die Reibungswiderstände des Kolbens und der durch ihn weiter in Bewegung gesetzten Triebwerktheile — bei Kolben mit Rollenzugübersetzung die Flaschenzugwiderstände u. s. f. — sowie das nicht ausgeglichene Eigengewicht des Kolbens und Fahrstuhles und trägt im Diagramm den zum Überwinden dieser Grössen aufzuwendenden spezifischen

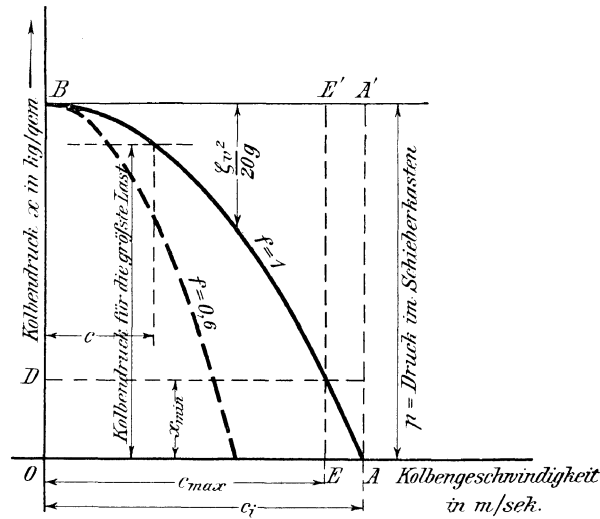


Fig. 491.

Wasserdruck im Cylinder x_{min} in der Ordinate OD auf, so erhält man in der Abscisse OE die thatsächliche Grenzgeschwindigkeit c_{max} des Leerlaufes bei vollgeöffnetem Schieber und in den Kurvenkoordinaten, bezogen auf die Horizontale durch D , die Nutzlastwerthe für die einzelnen Geschwindigkeitsgrössen der zugehörigen Abscissen.

Die Gleichung 269 für c zeigt ferner, dass bei konstantem x , d. h. im Beharrungszustande, für eine bestimmte Last die Kolbengeschwindigkeit proportional der Schieberöffnung f ist.

Setzt man die volle Schieberöffnung $f=1$, so erhält man für kleinere Werthe von f ebenfalls Parabeln als Betriebskurven mit dem Scheitel in B , und die zugehörige ideale Leerlaufgeschwindigkeit für $x=0$ bestimmt einen zweiten Punkt hierfür auf der unteren wagerechten Koordinatenachse OA . Die gestrichelt gezeichnete Kurve entspricht z. B. dem Werth $f=0,6$ im Vergleich zur vollen Schieberöffnung mit $f=1$.

Zieht man eine zweite Horizontale durch den Parabelschieitel B , so stellen die Kurvenordinaten, auf diese bezogen, die jeweiligen Druckhöhenverluste für jede Durchflussgeschwindigkeit v oder für jede Kolbengeschwindigkeit c dar, nämlich die Werthe $\frac{\zeta v^2}{20g} = \frac{\zeta c^2 F^2}{20g f^2}$.

Für alle vorstehenden Beziehungen ist ζ konstant angenommen, was nur für ein und dieselbe Schieberöffnung zutrifft, so dass die Parabeln für verschiedene Drosselung mit den jeder einzelnen Verengung entsprechenden Werthen von ζ zu zeichnen sind.

Der Kolbenquerschnitt F und die Druckpressung x im Cylinder bestimmen die Belastungsgrenze des Hebewerkes. Die nutzbare Pressung im Cylinder fällt nach Gleichung 267 um so kleiner aus, je grösser ζv^2 wird. Je grösser p ist, um so grösser darf auch v gewählt werden, ohne den wirksamen Druck x empfindlich abzuschwächen.

Ist der Kolbenquerschnitt aufgrund seiner Abhängigkeit von der geforderten grössten Nutzbelastung und von dem Betriebsdruck in der Leitung, unter Annahme eines bestimmten, als zulässig erachteten Druckhöhenverlustes $\frac{\zeta v^2}{20g}$ zwischen Leitungsdruck und Cylinderpressung gewählt, so muss

der Schieberspiegelkanal nach Massgabe der Gleichung $vf = cF$ für die gleichzeitig geforderte Kolbengeschwindigkeit ebenfalls einen bestimmten Querschnitt f erhalten, um die Gleichung 267 für den angenommenen Werth von x zu erfüllen.

Bei regelrecht bedienter Steuerung geht die Kolbengeschwindigkeit nach kurzer Anlaufperiode, während welcher sich die anfängliche Beschleunigung aus der Ruhelage abwickelt, in einen gleichförmigen Beharrungszustand über. Sobald dieser Gleichgewichtszustand eintritt, hängt der Druck x unterhalb des Kolbens ausschliesslich von der Kolbenbelastung ab und nimmt bei unveränderter Nutzlast stets denselben Werth an, gleichgültig, ob schnell oder langsam gefahren wird, d. h. unabhängig von dem Grenzwert c , bis zu welchem sich die Kolbenbeschleunigungsperiode erstreckt. Übereinstimmend hiermit schwankt das Manometer bei derartigen Versuchen nur um geringe Beträge und stellt sich nach beendigter Beschleunigung für verschiedene Fördergeschwindigkeiten stets wieder auf nahezu denselben Druck ein, soweit nicht äussere Widerstände in der Lastbahn ihren Einfluss äussern.

Da bei genügend weiter Rohrleitung p unwesentlich schwankt, folgt aus Gleichung 267, dass bei gleichbleibender Last, d. h., wie eben nachgewiesen, bei unveränderlichem x auch der Werth ζv^2 trotz des Wechsels von c nahezu unverändert bleibt.

Nach der Gleichung $fv = Fc$ verlangen verschiedene Kolbengeschwindigkeiten c das Einströmen verschieden grosser Wassermengen in der Zeiteinheit. Soweit nicht ζ veränderlich ist, kann dieser Forderung bei konstantem ζv^2 nach der vorstehenden Beziehung nur durch Verändern des Schiebereinlassquerschnittes f genügt werden.

Hiernach bildet die Verkleinerung der Einströmöffnung, wie auch aus dem Diagramm unmittelbar ersichtlich, das Mittel, die Lastgeschwindigkeit zu vermindern, während ζv^2 und damit der Druckhöhenverlust der Leitungspressung, in Bezug auf den Kolbendruck für eine bestimmte Last keinen wesentlichen Wechsel erleiden.

Hierbei darf nicht übersehen werden, dass die Unveränderlichkeit des Druckhöhenverlustes für die nutzbare Pressung beim Verkleinern des Schiebereinlasses nicht etwa zu dem Schluss berechtigt, die Schieberkanalweite könne von vornherein ohne Nachtheil beliebig klein gewählt werden. Der Druckhöhenverlust ist für die gegebenen Verhältnisse nur konstant und im übrigen abhängig von ζv^2 , d. h., soweit ausser dem Erfahrungskoeffizienten ζ der Werth von v in Betracht kommt, nach Massgabe der Gleichung $fv = Fc$ abhängig von der Wahl der Schieberschlitzgrösse f im Verhältniss zum Kolbenquerschnitt F und der für die grösste Nutzlast geforderten Kolbengeschwindigkeit c , wie Gleichung 268 zeigt.

Für alle Kolbenbelastungen, welche die Grenzlast nicht erreichen, tritt alsdann bei voll geöffnetem Schieber, infolge des Überschusses von x über die äussere Last und die Bewegungswiderstände, eine grössere Fördergeschwindigkeit, als bei der grössten Belastung auf. Der Werth von v wächst, bis Gleichung 267 für den neuen Werth von x erfüllt wird. Da v die Verhältnisse in der zweiten Potenz beeinflusst, wird diese Grenze um so eher erreicht werden, je kleiner man, unter sonst gleichen Verhältnissen, den Schieberquerschnitt von Haus aus wählt.

Während in den bisherigen Betrachtungen angenommen war, dass von vornherein die Grenzlast und ihre Fördergeschwindigkeit allein massgebend für den Entwurf seien, führen die letzten Erwägungen dazu, den Einfluss der Kanalquerschnitte auch noch auf den selbstthätigen Schutz gegen Durchgehen des unbelasteten Kolbens bei fahrlässig vollem Schieberöffnen zu untersuchen.

Verkleinert man in dem ursprünglich angenommenen Entwurfe den Eintrittskanal des Schieberspiegels, um übermässige Geschwindigkeit bei leichter Belastung möglichst zu verhindern, so folgt aus Gleichung 267, dass sich die erforderliche Pressung x im Cylinder für die veränderten Verhältnisse nur gewinnen lässt, wenn ζv^2 bei voller Schieberöffnung den früher dafür festgesetzten Werth beibehält. Dies ist nach der Gleichung $fv = Fc$ nur möglich, falls man sich, dem kleineren Werthe von f entsprechend, eine verhältnissmässige Beschränkung der ursprünglich für die Grenzlast in Aussicht genommenen Kolbengeschwindigkeit c gefallen lässt.

Man ist daher umgekehrt schon beim Entwerfen genöthigt, die Forderungen für die Fördergeschwindigkeiten der grössten Lasten möglichst herabzusetzen, um den verfügbaren Betriebsdruck bei gleichzeitigem Schutz gegen gefährliche Kolbengeschwindigkeiten im unbelasteten Zustande für die mittleren Nutzlasten möglichst günstig auszunutzen. Aus diesen Gründen hat Lang in Hamburg schliesslich für die 1200 kg-Fahrstühle und für die 750 kg-Hakenwinden den gleichen Steuerschieber gewählt.

Dieser Gesichtspunkt ist um so mehr gerechtfertigt, als geringere Geschwindigkeiten für grössere Lasten den Forderungen für möglichst weit gesteigerte, allgemeine Betriebsicherheit entsprechen und sich gleichzeitig nur auf diesem Wege die erforderlichen Schieberabmessungen zu Gunsten verminderter Steuerwiderstände vortheilhaft beschränken lassen.

Im übrigen hat man selbstverständlich mit einer und derselben Steuerung den Schieber für gleiche Kolbengeschwindigkeiten stets mehr zu schliessen, wenn kleine Lasten, statt grosser zu fördern sind, um v der erforderlichen Beschränkung von x entsprechend, gemäss Gleichung 267, zu steigern, d. h. den überschüssigen Druck durch verminderte Schieberöffnung vom Treibcylinder fernzuhalten.

Unter diesen Verhältnissen wird der Leitungsdruck bei Hebezeugen mit geringer Hubhöhe, wie z. B. bei den meisten Krahnen, die überhaupt nur mässige Hubgeschwindigkeiten zulassen, für leichte Belastungen verhältnissmässig am ungünstigsten ausgenutzt, während man bei Hakenwinden, ohne Gefahr, leichte Lasten ihre grossen Förderhöhen mit lebhaft gesteigerter Geschwindigkeit durchlaufen lassen kann.

Inbezug auf den Koeffizienten ζ ist zu bemerken, dass nach zahlreichen Messungen von Lang ζ mit zunehmendem Schieberschluss abnimmt. Die Erklärung hierfür erblicke ich darin, dass bei kleiner Schieberöffnung ein schmaler Strahl in den mit Wasser gefüllten Kanal eintritt und hier beim Durchströmen an dem umgebenden Wasser geringere Bewegungswiderstände findet, als der volle Strahl bei ganz geöffnetem Schieber an den rauhen Kanalwänden, mit denen er unmittelbar in Berührung tritt.

Ferner sucht sich ein schwacher Strahl durch die gekrümmten Kanäle den Weg, auf welchem er die geringsten Widerstände findet, wird also auch weniger als ein starker, der den Kanal vollständiger oder ganz ausfüllt, durch die festen Krümmungswiderstände beeinträchtigt. *)

Nach den Lang'schen Messungen schwankt ζ für die früher erörterten kleinen Hamburger Steuerschieber mit höchstens 2 qcm Schlitzquerschnitt im Schieberspiegel etwa zwischen 4 und 1,25, je nachdem der Kanal voll geöffnet oder bis auf 0,08 qcm verengt wird. **)

*) Vergl. Z. d. V. d. I. 1891, S. 474. C. Bach, Ein üblicher Fehler bei gewissen hydraulischen Rechnungen.

**) Diese Werthe weichen vollständig von den verbreiteten Weisbach'schen Angaben ab, vor deren ungeprüfter Benutzung gewarnt werden muss. So fand auch Bach, dass bei sachgemässer Ventilkonstruktion der Widerstandskoeffizient nur $\frac{1}{12}$ des von Weisbach ermittelten Werthes beträgt. — Vergl. C. Bach, Versuche über Ventilbelastung, Julius Springer, Berlin 1884, S. 2.

Wählt man bei voller Kanalöffnung zum Heben der grössten Last $v = 16$ m, so beträgt der Druckhöhenverlust für die Pressung im Cylinder mit $\zeta = 4$

$$\frac{4 \cdot 16^3}{20 \cdot 9,81} \sim 5,2 \text{ kg/qcm.}$$

Dieser Werth ist für Hochdruckbetrieb mit 50 Atm. durchaus zulässig und entspricht praktischen Ausführungen. Steigt die Kolbengeschwindigkeit bei leerem Lasthaken auf das Dreifache, so erhöht sich der Druckhöhenverlust auf das Neunfache, d. h. $\sim 46,8$ kg/qcm, und zehrt fast den ganzen verfügbaren Betriebsdruck auf. Entspricht der erste Werth der regelrechten Fördergeschwindigkeit der Grenzlast von 0,5 m/sec — hierbei ist ein Treibkolben mit 10facher Übersetzung angenommen — so folgt, dass der unbelastete Kolben nur noch mit etwa 1,5 m/sec Hakengeschwindigkeit in die Höhe getrieben werden kann, wie dies bei den Hamburger Anlagen vorgesehen ist.

Die vorstehenden Erörterungen zeigen deutlich, dass man für Niederdruckanlagen wesentlich kleinere Einströmgeschwindigkeiten, d. h. grössere Einlassquerschnitte, wählen muss, um den verfügbaren Betriebsdruck befriedigend auszunutzen.

Beim Entwerfen einer Steuerung hat man sich im Hinblick auf den vorhandenen Betriebsdruck p kg/qcm von vornherein, unter reichlicher Schätzung von $\zeta \geq 4$, über die Grösse des für die vorliegenden Verhältnisse statthaft erscheinenden Verlustes $\frac{\zeta v^2}{20g}$ zu entscheiden und hiernach die Einströmgeschwindigkeit v für volle Belastung, sowie weiter die zugehörigen Werthe des Kolbenquerschnitts F und der Einströmöffnung f im Schieberspiegel zu bestimmen.

Gestattet man z. B. für einen Aufzug, der mit 3 Atm. Betriebsdruck entworfen werden soll, zwischen Schieberkasten und Treibkolben einen Druckhöhenverlust von 0,3 kg/qcm, so folgt mit der Schätzung $\zeta = 4$ aus

$$\frac{\zeta v^2}{20g} = 0,3$$

$$v = \sim 3,8 \text{ m.}^*)$$

Beträgt die Belastung des Treibkolbens, einschliesslich des nicht ausgeglichenen Theiles des mit zu hebenden toten Eigengewichts, 1120 kg, so ist

$$Q = 1120 = xF = \frac{x\pi d^2}{4}$$

also mit der Pressung im Cylinder $x = p - \frac{\zeta v^2}{20g} = 3 - 0,3 = 2,7$ kg/qcm
 $d = 23$ cm.

Läuft der Kolben mit der sekundlichen Geschwindigkeit $c = 40$ cm, so erhalten wir schliesslich den erforderlichen Durchgangsquerschnitt im

Schieberspiegel $f = \frac{cF}{v} = \frac{40}{380} \frac{23^2 \cdot \pi}{4} = \sim 44$ qcm.

Entspricht die tote Last, einschliesslich der Bewegungswiderstände des Treibkolbens, 520 kg, so würde schon bei 9,2 m Einströmgeschwindigkeit, d. h. bei nicht ganz 1 m Kolbenweg in der Sekunde, im voll geöffneten

*) Für Aufzüge mit niedrigem Betriebsdruck bleibt man meist noch etwas unter dem in dem obigen Beispiel angenommenen Werth und beschränkt die Durchströmgeschwindigkeit im Schieberspiegel bei 2 bis 2,5 Atm. Betriebsdruck häufig auf 2 m bis 2,5 m in der Sekunde; mit $\zeta = 4$ entspricht dem eine Beschränkung des Druckhöhenverlustes in der Steuerung auf etwa 5% des Betriebsdruckes.

Schieberkanal ein Druckhöhenverlust von 1,75 kg/qcm entstehen und damit der Beharrungszustand zwischen dem leeren Kolben und dem auf 1,25 kg/qcm im Cylinder verminderten Betriebsdruck erreicht werden, so dass auch bei fahrlässigem Steuern die Kolbengeschwindigkeit im ungünstigsten Fall 1 m/sec nicht überschreitet.

In genau derselben Weise sind die Auslassverhältnisse zu untersuchen und für den Entwurf zu ermitteln. Hier tritt die höchste Pressung im Cylinder bei voll belastetem, die kleinste bei unbelastetem Kolben auf, und deshalb ist dafür zu sorgen, dass die grösste Auslassweite hinreicht, um den leeren Kolben noch mit genügender Geschwindigkeit sinken zu lassen, ohne andererseits bei voll belastetem Kolben gefährliche Senkgeschwindigkeiten zu erzeugen. Erweist sich aus der Rechnung die Nothwendigkeit, den Auslass grösser zu wählen, als den Einlass, so ist im Hinblick darauf, dass der Cylinderkanal wechselweise als Ein- und Ausströmkanal dient, der Forderung zu genügen, indem man für den Kanal den erforderlichen grösseren Auslassquerschnitt wählt und den Schieberhub, wie in Fig. 487, S. 535, derart vertheilt, dass der Kanal für den Ablauf ganz, für die Einströmung aber, dem kleineren Einlassquerschnitt entsprechend, nur theilweise geöffnet werden kann. Die Einstellbarkeit des Schieberhubes bildet ganz allgemein ein Hilfsmittel, bei reichlich gewählten Querschnitten nachträglich die Verhältnisse auf Grund von Versuchsergebnissen passend zu ändern. Wenn man in das Ablaufrohr, ebenso wie in das Zuleitungsrohr, ein Absperrventil einschaltet, können zu reichlich gewählte Kanalquerschnitte auch durch Drosseln dieser Ventile mittelbar ausgeglichen werden. Zu demselben Zweck findet man bisweilen in der Mitte durchbohrte Blindflanschen in die Rohrleitungen eingeschaltet, deren Bohrung man für die gewünschten Grenzgeschwindigkeiten auf dem Versuchswege bestimmt, um Entwurfsfehler durch Drosseln des Durchflussquerschnitts möglichst unschädlich zu machen. Man nimmt hierzu kupferne Scheiben, die man zwischen die vorhandenen Rohrflanschen einlegt, weil sie gleichzeitig ohne besondere Vorkehrungen gut dichten.

Da nach der Gleichung $vf = cF$ grösseren Fördergeschwindigkeiten für leichtere Lasten bei einer und derselben Maschine ein grösserer Werth von vf entspricht, und in diesen Fällen, wie oben nachgewiesen, f verkleinert werden muss, um übermässiges Anwachsen der Fördergeschwindigkeit zu verhindern, vollzieht sich das Arbeiten mit leichten Lasten unter starker Zunahme von v . Bei nur theilweise geöffnetem Schieber treten daher in Hochdruckbetrieben nach dem Hamburger Muster, wie früher erwähnt, Wasserdurchflussgeschwindigkeiten von 40 bis 60 m i. d. Sek. häufig auf, und v wächst beim Leerfördern mit ganz schwach geöffnetem Schieber unter Umständen auf 80 m und darüber.

Hierbei ist zu beachten, dass nach Gleichung 267, S. 538, durch die Abnahme von ζ mit zunehmender Einlassverengung, v für einen bestimmten Werth von x , d. h. für eine bestimmte Kolbenbelastung, auf Kosten von ζ wächst.

Es ist das Verdienst von Hoppe, diese Gesichtspunkte bei seinen hydraulischen Anlagen planmässig verfolgt und durch seine Ausführungen den Beweis geliefert zu haben, dass derartige Wassergeschwindigkeiten überhaupt zulässig sind, ohne die Schieberkanäle und Abschlusskanten durch die Gewalt der Wasserströmung zu zerstören. Unabhängig von den Versuchen, die in Hamburg zur Ermittlung der kleinsten zulässigen Durchflussquerschnitte angestellt wurden, hatte Hoppe bereits für seine im Jahre 1887 nach Magdeburg gelieferten Anlagen Schieber von damals aussergewöhnlich kleinen Grössen gewählt, die in Hamburg schliesslich noch weiter beschränkt wurden.

Bei verschiedenen Versuchen in Hamburg, betreffs des geeignetsten Materials, die sich unter anderem auch auf Pockholzschieber mit Wasser-schmiernuthen erstreckten, hat sich harte Phosphorbronze für Schieber und Spiegel gut bewährt. Nach neueren Versuchen soll sich, wie schon hervor-gehoben wurde, geschmiedete Manganbronze noch besser halten.

Die Breite und die Länge des Schieberfusses sind lediglich mit Rück-sicht auf die zulässige, specifische Pressung in der hierdurch bestimmten Auflagerfläche zu wählen, die in der ungünstigsten Stellung des Schiebers womöglich 80 kg/qem nicht überschreiten soll. Hierdurch wird die andere Forderung, dass die Überdeckungen hinreichen, um den dichten Abschluss zu sichern, von selbst erfüllt, weil sogar bei 50 Atm. schon 2 mm Überdeckung vollkommen für den zuverlässigen Abschluss genügen.

Äusseres Steuerwerk. — Steuerzüge. Druckknopfsteuerung.

Die Schieber werden für gewöhnlich von Hand gesteuert, man sorgt aber ausserdem ganz allgemein dafür, dass der Treibkolben an seiner oberen Hubgrenze die Steuerung selbstthätig in die Ruhelage zurückführt, um der Gefahr vorzubeugen, dass der Kolben durch Fahrlässigkeit ganz aus dem Cylinder heraustritt. Bisweilen wendet man auch für die untere Hubgrenze selbstthätige Umsteuerungen an. Häufiger begnügt man sich hier mit unmittelbarer Hubbegrenzung des Kolbens durch federnde Wider-lager, Puffer u. a. m., auf die sich der Kolben in seiner tiefsten Stellung auflegt.

Die schon früher im ersten Bande, in dem Abschnitt über Steuer-gestänge und Fahrschachtverschlüsse, beschriebenen Stoppvorrichtungen für Aufzüge bieten ein reichhaltiges Material, das zum grossen Theil auch unmittelbar für die selbstthätige Hubunterbrechung hydraulischer Kolben benutzt werden kann. Dort sind bereits diejenigen Konstruktionen be-handelt, welche im besonderen für Aufzüge nicht nur an den Hubgrenzen, sondern in beliebig bestimmbarcn Zwischenstockwerken, selbstthätiges An-halten vermitteln. Auch die Steuerungen für elektrische Aufzüge bieten in ihrem mechanischen Zubehör beachtenswerthe, allgemein verwendbare Einzel-heiten, soweit die Gefahr des Übersteuerens in Betracht kommt, und im fünften Abschnitt des vorliegenden Bandes, S. 410 u. f., ist die Übertragung der elektrischen Knopfsteuerung auf hydraulische Aufzüge an einem Ausführungsbeispiel eingehend beschrieben.

Der äussere Steuermechanismus besteht in der Regel aus Hebelgestängen. Hin und wieder nimmt man Räderübersetzungen zu Hilfe, und auch Schrauben-spindeln finden gelegentlich als Stellzeug Verwendung.

Das Übersetzungsverhältniss des Stellzeuges ist abhängig von dem Schieberwiderstand und seinem Wege, sowie von der Grösse und dem Arbeitswege der steuernden Kraft. Die beiden ersten Werthe sind in einem gegebenen Fall im wesentlichen durch die erforderlichen Durchlassquer-schnitte der Steuerung bestimmt. Man sucht dabei vor allem den Schieberweg zu beschränken und wählt daher für die erforderlichen Durchflussquer-schnitte fast ganz allgemein schmale Rechtecke, von geringer Breite in der Richtung der Schieberbahn, indem man den sonstigen Forderungen durch entsprechend grosse Höhe des Rechteckes genügt. Bei sehr grossen Durch-flussquerschnitten wendet man bisweilen Schlitzschieber nach Art der be-kannten Farcot'schen Dampfschieber an, die gleichzeitig zwei oder mehrere Durchgangsöffnungen freilegen oder absperren und bei n gleichzeitigen Ab-schlusskanten und Durchgangsöffnungen den Schieberweg auf $\frac{1}{n}$ des für eine Eintrittsöffnung erforderlichen herabsetzen.

Von den beiden Grössen: „Steuerkraft und Steuerhub“ sucht man die

erste möglichst auf 8 bis 10 kg zu beschränken. Je kleiner man die Steuerkraft wählt, um so grösser fällt unter sonst gleichen Verhältnissen der Steuerhub aus. Man gewinnt hierdurch den doppelten Vortheil, dass mit der Verminderung der Steuerkraft leichter und feinfühlicher gesteuert werden kann, während die gleichzeitige Vergrösserung des Steuerhubes, im Verhältniss zum Schieberweg, einen gewissen Schutz gegen unzulässig grosse Schiebergeschwindigkeiten gewährt, die sonst durch schroffen Abschluss zu nachtheiligen Wasserstössen führen. Andererseits wird die Grösse der Übersetzung zwischen Schieberweg und Handsteuerhub durch die Bewegungsgrenzen des Arbeiters beschränkt, der beim Steuern seinen Standort nicht verändern soll. Deswegen kann man für Steuerhändler, die in der Mittellage wagerecht stehen, nur 400 mm für den vollen Ausschlag annehmen. Für Händler, die in der Mittellage senkrecht stehen, und für Steuerstangen oder Steuerseile, die senkrecht auf- und niedergezogen werden, lässt sich der volle Hub bis auf 600 mm und mehr ausdehnen; man sucht aber auch hier zur leichteren Bedienung meist mit 400 mm auszukommen. Bei Steuerungen für Personenaufzüge werden diese Werthe zum Theil wesentlich überschritten, weil hier ganz besonders sanftes Anfahren und Anhalten gefordert wird, und für niedrigen Betriebsdruck die Schieberwege selbst schon sehr gross ausfallen. Otis wendet bei stehenden Zügen Steuerwege bis über 1,5 m aus der Mittellage an, die ein zweimaliges Ziehen am Seil für den ganzen Steuerweg nothwendig machen und somit plötzliches Aufreissen oder Absperren der Steuerung sicher verhindern.

Für die selbstthätige Umsteuerung an den Hubgrenzen des Treibkolbens besteht, je nach Wahl des Übersetzungsverhältnisses, eine ganz bestimmte Abhängigkeit zwischen der Förder- und der Schieberabschlussgeschwindigkeit. Man hat hier vollständig freie Wahl, weil alle beschränkenden Rücksichten auf menschliche Körperverhältnisse fortfallen.

Der Bremsweg, den der Treibkolben von dem Beginn seiner selbstthätigen Kupplung mit dem Steuerzuge bis zum Abschluss des Schiebers und dem dadurch bedingten Stillstand zurücklegt, ist um so grösser zu wählen, je grösser die zu vernichtende Bewegungsenergie ist, um durch ganz allmähliches Schieberdrosseln jeden Stoss beim Abstellen zu vermeiden. Man pflegt für mittlere Verhältnisse, für Hebemaschinen von 700 bis 1000 kg Nutzlast und 0,5 m Fördergeschwindigkeit den Bremsweg der Last 1 m lang zu wählen und steigert den Werth auf 2 m, wenn die Lastgeschwindigkeit regelrecht 1 m bis 1,5 m beträgt. Hieraus ergibt sich beispielsweise für eine Lukenwinde von 750 kg Tragkraft, die bei 10facher Übersetzung mit 0,1 m Kolbengeschwindigkeit für 1 m Lastweg in der Sekunde arbeitet, falls der Schieber um 8 mm aus der vollen Auslassstellung bis zum Abschluss zurückzuführen ist, eine Übersetzung zwischen Treibkolben und Schieber im Verhältniss von rund 1:26. Dabei entsprechen 8 mm Schieberweg 208 mm Kolbenweg und 2,08 m Hakenweg, die unter allmählich gesteigerter Bremswirkung bis zum Stillstand zurückgelegt werden.

Fig. 11 bis 15, Taf. 84, liefern Beispiele für die Verbindung der Handsteuerzüge mit der selbstthätigen Abstellvorrichtung nach einer von Lang für die Hamburger Freihafenspeicher entworfenen Anlage. Der Schieber wird von Hand durch eine im Fahrshacht oder an der Aussenmauer von unten bis zum höchsten Stockwerk durchlaufende Stange gesteuert. Die Zugstange hängt an einem doppeltarmigen Hebel, der seinerseits den Schieber durch eine Schubstange bethätigt und das Eigengewicht der langen Steuerstange durch seinen Gegengewichtsarm ausgleicht, Fig. 11 und 12. Die vom Motor durch Knaggenanstoss an der oberen Hubgrenze mitgenommene Selbstausrückstange ist mit einem einarmigen Hebel gekuppelt, der den Schieberhebel durch eine frei herabhängende Zugstange aus der Stellung

für geöffneten Auslass in die Mittellage zurückschleppt, ohne im übrigen das Steuern von Hand zu beschränken.

Die Zugstange besteht aus zwei Hängeschienen, die oben an einem Bolzen des Ausrückhebels aufgehängt und unten durch einen zweiten Bolzen miteinander verbunden sind. Der Schieberhebel kann sich zwischen den Schienen frei nach oben und unten bewegen, bis er aus der unteren Grenzlage nach oben zwangweise zurückgeführt wird. Bei der einseitigen Kupplung zwischen Schleppschiene und Schieberhebel bleibt das Umsteuern von Hand zum Zurücksenken des Treibkolbens aus der Ruhelage in der höchsten Stellung unbehindert; mit dem sinkenden Kolben senkt sich aber auch die Ausrückstange durch ihr Eigengewicht wieder in die Anfangslage zurück und giebt den Ausschlag des Schieberhebels nach beiden Seiten für Heben und Senken frei.

Gestänge und Schubstangen sind aus $\frac{3}{4}$ " Gasrohr hergestellt. Fig. 13, Taf. 84, veranschaulicht die Gelenkverbindung zwischen Stellhebel und Steuerstange, Fig. 14 die Schubstangenköpfe mit den Gewindezapfen zum Einschrauben in die Gasrohre. In Fig. 15 ist die Verbindung zwischen der Ausrückstange und dem zugehörigen Hebelkopf gezeichnet.

Wenn die hydraulischen Maschinen in grosser Entfernung von der Förderbahn der Last stehen, sind entsprechend lange Steuerzüge anzulegen. Sie erstrecken sich für die Hamburger Freihafen-Lagerspeicher z. B. theilweise, bei über 20 m senkrechter Länge, auch in wagerechter Richtung über 20 m mit mehrfachen Ablenkungen aus der geraden Richtung.

Für solche Fälle bieten Seilzüge mit Leitrollen, die jede beliebige Ablenkung gestatten und bei genügend grossen Rollen auch verhältnissmässig kleine Bewegungswiderstände liefern, ein Mittel die Steuerkraft mechanisch weit fortzuleiten. Die Ausführungen leiden aber an dem Übelstande, dass entweder viele Rollen oder starke Spanngewichte nothwendig werden, um störendes Durchhängen der Seile zu verhindern, und dass die Handhabung unsicher wird, weil der Arbeiter beim Steuern zuerst den Streck- und Dehnungswiderstand der Seile zu überwinden hat, bevor der Schieber selbst in Bewegung gesetzt wird. Dabei geht das Gefühl verloren, wie weit der tote Gang des Steuerzuges reicht. Da ausserdem die Streckgrenzen mit dem häufig sehr veränderlichen Reibungswiderstande des Schiebers ganz erheblich schwanken, lassen sich auch keine festen Marken für den erforderlichen Steuerhub anbringen. Diese Übelstände schliessen die Verwendung von Hanfseilen für derartig verwickelte Steuerzüge unbedingt aus, lassen es aber auch rathsam erscheinen, Drahtseile möglichst zu vermeiden und höchstens nur auf kurze Strecken einzuschalten, wenn sich bei besonders ungünstigen Grundrissformen des Gebäudes die Kraftübertragung durch ein Seil erheblich vereinfachen lässt. Man verwendet dann Drahtseile von etwa 5 mm Dicke. Im übrigen verdienen feste Gestänge, sowohl für die senkrechten, wie für die wagerechten Strecken den Vorzug. Die Ausführungen in Hamburg mit $\frac{3}{4}$ " Gasrohr nach den Entwürfen von Lang haben sich in jeder Hinsicht bewährt. Das Eigengewicht der senkrechten Steuerstangen wird in der schon oben angegebenen Weise durch Gegengewichte ausgeglichen, die wagerechten Schubstangen sind in Abständen von etwa 3,5 m an 0,7 m langen Pendelschienen aufzuhängen, damit bei möglichst leichter Beweglichkeit eine genügende Unterstützung gegen Durchhängen und Durchfedern gewonnen wird. Ablenkungen lassen sich leicht durch Winkelhebel vermitteln, die bei einfacher und steifer Konstruktion am besten aus Gusseisen mit einer Verbindungstrebe zwischen beiden Armen hergestellt werden. Für die Drehachsen der Winkelhebel und Pendelschwingen genügen Drehzapfen von 20 mm Dicke.*)

*) Vergl. die Mittheilungen des Verfassers Z. d. V. d. I. 1891, Taf. XIX.

Die leichte Zurichtbarkeit der Gasrohre, die vorrätigen Verbindungsmuffen und die bequeme Einstellbarkeit auf genaue Längen durch die Verschraubungen gestalten das Montiren sehr bequem. Dies ist ganz besonders im Hinblick auf den etwa in Aussicht zu nehmenden Ersatz der wagerechten Schubgestänge durch Wellenstränge hervorzuheben, die für das Ausrichten ihrer vielen Lager weit grössere Genauigkeit verlangen, als die Schubstangen hinsichtlich ihrer Pendelschwingen, weil geringe Richtungsfehler für die Wirkung und Beweglichkeit der Schubgestänge ohne Nachtheil bleiben. Auch bei sorgfältigster Montirung sind lange Wellen schwerer beweglich und erfordern wesentlich höheren Materialaufwand, wenn störendes Anwachsen des toten Ganges durch Drehfederung und Klemmen in den Lagern, in Folge von Durchhängen, vermieden werden soll.

Die Lang'schen Steuerzüge ergaben trotz ihrer aussergewöhnlichen Länge nur 10 mm toten Gang, und bewegen bei einer Übersetzung von rund 1:18 die früher beschriebenen Schieber von etwa 15 qcm Grundfläche bei 50 Atm. Betriebsdruck mit 12 kg Zug an der Steuerstange. Die ursprünglich an derselben Stelle angewandten Seilsteuerzüge beanspruchten bei den allerdings anfänglich benutzten, grösseren Schiebern von 21,6 qcm Grundfläche, mit der Übersetzung 1:20,7, 27,5 kg Zug und verbrauchten hiervon bei unbelasteten Schiebern, d. h. bei abgesperrter Druckleitung, allein 20 kg zum Überwinden der passiven Bewegungswiderstände.

Unter den heutigen Verhältnissen würden ähnliche Aufgaben unzweifelhaft nicht mit Steuerzügen, sondern mit elektrischen Leitungen und Steuerungen gelöst werden. Der elektrotechnische Abschnitt des Werkes bietet hierfür zahlreiche Hilfsmittel.

Centralsteuerung. Die Centralweichensteuerungen der Bahnhofsanlagen haben den Anstoss gegeben, in ähnlicher Weise auch die Steuerapparate einer ganzen Gruppe von Hebemaschinen an einer einzigen Stelle zu vereinigen und durch einen Wärter bedienen zu lassen. Eine derartige Anlage ist in grossem Massstabe für sämtliche Post- und Packetaufzüge des Centralbahnhofes in Frankfurt a/M. in der Weise durchgeführt, dass der Wärter durch ein elektrisches Signal, das gleichzeitig eine Nummer sichtbar macht, zum Steuern eines bestimmten Aufzuges angerufen wird und je nach dem Stand des Aufzuges die zugehörige Steuerung auf Heben oder Senken einstellt. Hier dient also die elektrische Leitung nur als Verständigungsmittel, nicht unmittelbar zum Steuern, und der ganze Gedanke muss als verfehlt bezeichnet werden, weil die Anlage die Aufgabe nicht technisch vereinfacht, sondern nur verwickelter macht. Man hat eine umfangreiche Telegraphen- oder Signalleitung gelegt, um zwei Leute für eine Leistung in Anspruch zu nehmen, die einer allein noch schneller und mindestens ebenso leicht und sicher ausführen kann. Für so einfache Aufzüge erfordert das Steuern des Schiebers zum Heben oder Senken nicht mehr Geschicklichkeit, als das Drücken auf den Knopf einer elektrischen Leitung, und an der Hubgrenze wird der Zuflussschieber durch die Maschine selbstthätig rechtzeitig in die Ruhelage zurückgesteuert, weil es sich stets nur um die unveränderlichen Fahrgrenzen zwischen Bahnsteig und Tunnelsohle handelt. Für die geringen Hubhöhen der Bahnhofsaufzüge muss die Steuerung von vornherein für mässige Fördergeschwindigkeiten eingerichtet werden, und schliesst damit, auch bei ganz unbedachtsamer Bedienung die Gefahr des Durchgehens aus.

Kolbensteuerungen.

Kolbensteuerungen werden dadurch vollkommen entlastet ausgeführt, dass man Doppelkolben mit entgegengesetzten Druckflächen von gleicher Grösse anwendet.

Kolbensteuerung von Lane & Bodley mit Zahnstange.

In Fig. 492 und 493 ist eine entlastete Kolbensteuerung von Lane & Bodley wiedergegeben, die vor allem für Aufzüge mit niedrigem Betriebsdruck auch von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft seiner Zeit vielfach ausgeführt ist. *)

In dem Steuercylinder bewegen sich die beiden von aussen durch eine Zahnstange verschiebbaren Kolben *B* und *C*, die mittelst einer gemeinsamen Stange zu einem entlasteten Doppelkolben verkuppelt sind. Der Steuercylinder ist aus drei miteinander verschraubten Rohrstücken hergestellt. Das mittlere Rohr trägt den Einströmstutzen *E* für das Druckwasser. Der Zweigstutzen *T* schliesst sich an den Treibcylinder an, während durch *A* das verbrauchte Wasser abfliest. In Fig. 493 sind Treibcylinder und Abfluss gegen das durch *E* einströmende Druckwasser abgeschlossen, und der Treibkolben verharrt demnach in Ruhe.

Schiebt man die Zahnstange weiter in den Steuercylinder hinein, so verändert sich die Kolbenstellung derart, dass das Druckwasser von *E*

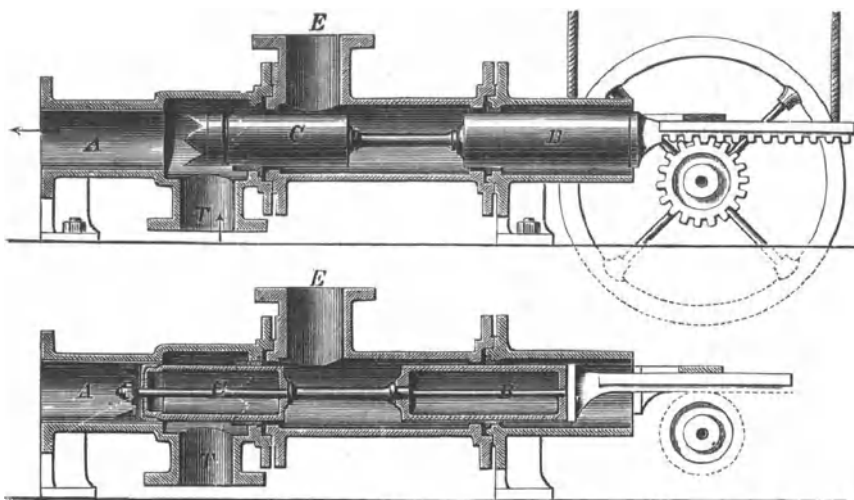


Fig. 492 u. 493. 1 : 15.

nach *T* in den Treibcylinder gelangt, während das Ausflussrohr geschlossen bleibt. Wenn man die Zahnstange dagegen nach aussen verschiebt, tritt — Fig. 492 — der Kolben *C* aus dem Rohr *A* zurück, sperrt die Verbindung zwischen *E* und *T* ab und öffnet den Ablauf.

Zum Abdichten der Steuerkolben gegen die Cylinderwände dienen gepresste Ledermanschetten, von denen zwei zwischen den Flanschen des Cylinders eingeklemmt sind, die dritte auf dem Boden des Kolbens *C* befestigt ist. Die gusseisernen Kolben laufen ferner in Rothgussbüchsen, die mit den erst erwähnten Ledermanschetten ebenfalls zwischen den Flanschen festgeklemmt werden. Das Cylinderrohr *A* pflegt man ganz mit einer Rothguss-hülse auszukleiden. Die Führungsbüchse zwischen dem Rohrstutzen *E* und *T* wird, wie in der Zeichnung punktirt angedeutet, zahnförmig ausgeschnitten, so dass sich die Durchflussquerschnitte während des Einstellens der Steuerung zum Anlassen der Maschine für das in den Treibcylinder einströmende Druckwasser ganz allmählich erweitern und sich beim Abstellen des Zu-

*) Riedler, Personen- und Lastenaufzüge, Blatt 6. Blum, Hydraulische Aufzüge. Verhandlungen des Vereins für Gewerbfleiss 1880. Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, 1884, Taf. 4 a.

flusses ebenso allmählich verengen. In gleicher Weise ist für das Öffnen und den Abschluss des Ausströmrohres vor die Endfläche des Kolbens C noch ein besonderer Vorkolben mit ebenfalls zahnförmig ausgeschnittener Mantelfläche geschraubt. Bisweilen findet man auch gerade über der Mündung des Stutzens *T* auf den Steuerzylinder noch einen Windkessel aufgesetzt, der vorzüglich bei plötzlichem Stoppen des zurücklaufenden Treibkolbens die Druckzunahme im Cylinder federnd aufnimmt. Der zugehörige Aufzug wird im vorliegenden Fall durch ein endloses Seil vom Fahrstuhl aus gesteuert, das unten über die Antriebsrolle des Steuerapparates, oben im Fahrschacht über eine Leitrolle geführt ist. Der mitfahrende Wärter erfasst das Steuerseil zum Anhalten und lässt es durch den Aufzug gerade so mitschleppen, wie bei mechanischer Kupplung zwischen Fahrstuhl und Steuerung an den äussersten Hubgrenzen. Demnach ist auch die Übersetzung zum Steuern von Hand mindestens so gross zu wählen, wie für die selbstthätige Abstellvorrichtung, und dafür zu sorgen, dass der Aufzug vom Beginn des Drosselns bis zum Abschluss der Steuerung, je nach der Grösse der regelrechten Fördergeschwindigkeit und der Grenzlast, noch einen Bremsweg von mindestens 1 bis 2 m zurücklegt.

Der Eigenwiderstand des Steuerkolbens bestimmt sich aus dem Reibungswiderstand der Stulpen bei 10 m Kolbendurchmesser und 2 cm Stulphöhe für den ungünstigsten Fall, dass alle drei Ledermanschetten unter vollem Druck stehen, bei 3 Atm. Betriebsdruck mit dem mittleren Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$, durch

$$10\pi \cdot 2 \cdot 3 \cdot 0,1 = 56,5 \text{ kg.}$$

Beträgt der Steuerweg der Kolben aus der Mittellage 10 cm, so würde der Bremsweg des Fahrstuhles bei einer Übersetzung des Steuertriebwerkes im Verhältniss 1:10 ein Meter lang ausfallen und die erforderliche Zugkraft zum Steuern, abgesehen von dem Widerstand der Seilführung, nicht ganz 6 kg betragen.

Die Erfahrung zeigt, dass hier, wie in allen ähnlichen Fällen, bei starr verbundenen Doppelkolben in mehrtheiligen, zerlegbaren Gehäusen, durch Auseinandernehmen des Apparates zum Erneuern der Dichtung, beim Wiederaus zusammenschrauben leicht Ungenauigkeiten eintreten, unter denen sowohl der dichte Abschluss der Steuerkolben, als auch ihre Beweglichkeit nothleiden. Es scheint bisher nicht beachtet zu sein, dass man selbst ziemlich grobe Fehler in Bezug auf die Konachsialität der Gehäuse für den Steuerapparat ganz einflusslos machen kann, wenn man statt der starren Verschraubung der Doppelkolben eine Zwischenstange einschaltet, deren Enden innerhalb kleiner Grenzen allseitig beweglich mit den Kolbenscheiben verbunden sind, und im übrigen, wie in der vorliegenden Ausführung, das Gehäuse so theilt, dass jeder Kolben nur in einer Führungshülse läuft. Dann bleiben kleine Winkel oder räumlich geschränkte Lagen der Gleitachsen durch die Kuppelstange mit Universalgelenk zwischen den Kolben ganz unschädlich. Die Gelenke der Kuppelstangenenden lassen sich für die engen Beweglichkeitsgrenzen, die hier nur in Betracht kommen, mit den einfachen Hilfsmitteln allseitig beweglich ausführen, die man für die Verbindung zwischen Absperrventilen und ihren Spindeln anwendet, um dem Ventilkegel zu gestatten, sich auch dann vollkommen seinem Sitz anzuschmiegen, wenn Spindel- und Sitzachse beim Montiren nicht genau zusammenfallen.

Kolbensteuerung von Otis.

Die Kolbensteuerung von Lane & Bodley ist durch Otis verbessert, dessen Konstruktion nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, in Verbindung mit der zugehörigen Aufzugmaschine in der Hauptfigur auf Taf. 90 wiedergegeben ist. Otis bringt alle Gleitdichtungen der Steuerkolben in den Kolbenkörpern selbst unter und stellt den Steuerzylinder als zusammenhängendes Gussstück her. Damit verschwindet der Missstand, dass der Cylinder zum Auswechseln der

Lederstulpen vollkommen zerlegt und neu zusammengebaut werden muss, wobei sonst leicht kleine Lagenveränderungen der einzelnen Schüsse eintreten, die zum Klemmen der Steuerkolben und zu Undichtheiten führen. Der Steuerzylinder wird in seiner ganzen Länge mit einem Messingfutter von 2,5 mm Stärke ausgekleidet, das innerhalb der Ringkammern des Gehäuses für die Anschlussstutzen siebförmig durchlöchert ist, um einerseits dem Wasser den erforderlichen Durchtritt zu gewähren, andererseits die Lederstulpen auf ihrer ganzen Gleitbahn genügend zu unterstützen. Die Ausführung verlangt grosse Sorgfalt, weil das Futter druckdicht gegen das Gehäuse abschliessen muss.*) Die Ringkammern und die Anschlussstutzen haben rechteckigen Querschnitt und machen hierdurch die siebförmige Durchlöcherung des Zylinderfutters ringsum in gleicher Höhe für den Durchfluss nutzbar. Getriebe und Zahnstange der Steuerkolben bestehen aus Phosphorbronze und sind gefräst. Die Zahnstange wird durch eine dem Triebzylinder gegenüberliegende, lose Führungsrolle abgestützt, in deren ringförmige Mittelnuthe die Zahnstange mit einer vorspringenden Rückenleiste eingreift. Das Druckwasser tritt zwischen den beiden Kolben in den Steuerzylinder ein und findet in der gezeichneten Stellung den Verbindungstutzen, der nach dem Treibzylinder führt und dort über dem Boden mündet, für die Ruhelage der Maschine durch den unteren Steuerkolben verschlossen. Beim Abwärtsschieben tritt das Druckwasser unter den Treibkolben, beim entgegengesetzten Ausweichen aus der Mittellage strömt die Füllung des Treibzylinders durch das untere Ende des Steuerzylinders in das anschliessende Ablaufrohr.

Die Steuerung lässt sich im übrigen stehend, wie liegend ausführen. Entscheidend für die Wahl ist die entsprechende Lage des Treibzylinders.

Am häufigsten findet sich der Steuerapparat für die auf der Tafel dargestellte Bauart der Aufzugmaschine benutzt, die ursprünglich von Hale in New-York herrührt, jetzt aber allgemein als Otis-Aufzug bezeichnet wird. Der schwere Scheibenkolben zieht die Last in die Höhe, indem er gleichzeitig von oben durch die Druckwassersäule und von unten durch die Saugkraft der anhängenden, abströmenden Wassersäule abwärts getrieben wird. Hierbei steht der obere Arbeitszylinderraum ständig in freier Verbindung mit dem Druckrohr, und die Ruhelage der Steuerung hindert den Lastkolben am Niedergehen durch den Abschluss der Wassersäule im unteren Zylinderraum. Beim Öffnen des Einlasses steht der Lastscheibenkolben auf beiden Seiten unter gleichem Druck und wird durch das Eigengewicht des Fahrstuhles in die Höhe gezogen, wobei das Wasser aus dem oberen Zylinderraum durch den Steuerapparat in den unteren überströmt. Öffnen die Steuerkolben den Auslass, so strömt die Arbeitszylinderfüllung unterhalb des Lastkolbens mit saugender Wirkung ab, während das Druckwasser frei in den oberen Zylinderraum einfliesst und den Niedergang des Kolbens kräftig unterstützt. Die Steuerung ist hierbei also genau in derselben Weise zu bedienen, wie bei ihrer Verbindung mit einfach wirkenden, hydraulischen Hebemaschinen, die mit Tauchkolben ausgerüstet sind. Bei genügend grossen Durchflussweiten lässt sich daher auch jeder andere Steuerapparat einfach wirkender Druckwassermaschinen mit Tauchkolben für die sogenannten Otis-Aufzüge, an Stelle der vorstehend erörterten Kolbensteuerung, verwenden.

*) Die Dichtung lässt sich am zuverlässigsten herstellen, wenn man den Steuerzylinder, wie das von Dinglinger geschieht, zwischen den beiden Siebdurchlässen theilt und mittelst Flanschen verschraubt. Hierbei werden die beiden getrennten Futter an ihrer Stossschneide dicht schliessend umgenietet, um vor allem den Wasserdurchtritt zwischen den Druck- und Ablaufstutzen zu verhindern. Wählt man von Haus aus starke Futter, so kann man den ganzen Zylinder nach der Verschraubung seiner beiden Theile ausdrehen, und ihre vollständige Konachsialität sichern.

Nähere Angaben über die Leistung und Berechnung der Otis-Aufzüge finden sich in dem Kapitel über hydraulische Aufzüge.

Die Sieblöcher des Messingfutters sind zur Schonung der Lederstulpen klein zu wählen, um das Eindringen des Leders in die Löcher zu verhindern. Für 2 bis 3 Atm. Betriebsdruck findet man 6 mm Lochdurchmesser mit 2 mm Abstand von Lochrand zu Lochrand, für höhere Pressungen von 10 Atm. und mehr zum Theil nur noch Löcher von 1 mm. Bei der Kleinheit der Löcher ist der erforderliche Gesamtdurchflussquerschnitt durch eine entsprechend grosse Lochzahl zu erreichen.

Die Löcher sind auf dem Messingcylinder in parallelen Umfangskreisen gleichmässig so vertheilt, dass die der zweiten Reihe, nach Fig. 494, um die halbe Theilung gegen die erste versetzt werden und die dritte Reihe wieder mit der ersten, die vierte mit der zweiten u. s. f. übereinstimmt.

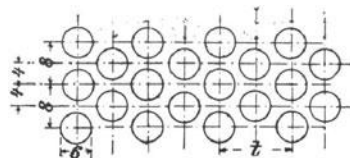


Fig. 494.

Bei 2 mm Abstand von Lochrand zu Lochrand und 6 mm Lochdurchmesser ist die Theilung in der Richtung der Cylinderseiten = 8 mm und die Theilung t im Umfang

$$t = 2 \sqrt{8^2 - 4^2} = \sim 14 \text{ mm.}$$

Für Aufzüge mit grosser Fahrgeschwindigkeit empfiehlt es sich, die Lochreihen, welche zuerst öffnen und zuletzt abschliessen, mit abnehmender Lochzahl auszuführen, um möglichst sanfte Anlauf- und Abstellgeschwindigkeiten zu erreichen.

Der Gesamtdurchflussquerschnitt des Siebmantels ist im Verhältniss zu einer zusammenhängenden Durchflussöffnung sehr reichlich zu wählen, damit die Druckhöhenverluste nicht störend gross ausfallen, weil die Wasserreibung an den Lochwandungen, wegen der erheblich gesteigerten Berührungsflächen, wesentlich höhere Werthe annimmt, als wenn man die vielen einzelnen Löcher durch einen einzigen Kanal ersetzt. Hierzu kommt, dass beim Gebrauch der Steuerung für die Otis-Aufzüge an sich schon sehr reichlich bemessene Auslassquerschnitte gewählt werden müssen, um die Saugwirkung der abströmenden Wassersäule möglichst wenig zu beschränken. Zuverlässige Messungen über die Druckhöhenverluste der Siebdurchlässe sind bisher nicht veröffentlicht. Man findet bei den Otis-Aufzügen den Gesamtdurchlassquerschnitt der Siebmäntel doppelt so gross gewählt, wie unter sonst gleichen Verhältnissen bei Steuerungen mit ungetheilter Durchflussöffnung, die ideale Durchflussgeschwindigkeit also halb so gross, wie sonst üblich, und schätzt den hierbei entstehenden Druckhöhenverlust in der Steuerung, bei der Wahl des Kolbenquerschnitts für kleine Durchflussgeschwindigkeiten, auf 5%, für grosse auf etwa 10% des verfügbaren Betriebsdruckes.

Gestatten wir hiernach für einen Aufzug, der mit 2,5 Atm. Betriebsdruck arbeiten soll und 22,5 Liter Wasser in der Sekunde verbraucht, 1,2 m Durchflussgeschwindigkeit in der Steuerung,*) so erhalten wir die erforderliche Lochzahl der Siebdurchlässe bei 6 mm Lochweite

$$z = \frac{22,5}{\frac{0,06^2 \pi}{4} \cdot 12} = \sim 665.$$

Von der hierfür erforderlichen Grösse des Siebdurchlasses kann man entweder die Höhe oder den Durchmesser annehmen und dann den ab-

*) Vergl. die Fussnote S. 542.

hängigen Werth berechnen. Da die Siebhöhe die Länge des Steuerkolbenweges bedingt, und dieser mit Rücksicht auf die Bewegungsgrenzen der äusseren Steuerung genügend klein zu halten ist, während für den Durchmesser der Steuerzylinder bei der vollkommenen Entlastung der Gegenkolben ein grösserer Spielraum zulässig erscheint, empfiehlt es sich, von der Annahme der Siebhöhe auszugehen. Wir wählen dieselbe im vorliegenden Fall, vorbehaltlich einer etwa nothwendig scheinenden Änderung, ~ 100 mm.

Mit den früheren Werthen, 6 mm Lochdurchmesser und 2 mm Abstand von Lochrand zu Lochrand, ermittelt sich die Zahl x der auf 100 mm Höhe unterzubringenden Löcher durch

$$6x + (x - 1)2 = 100$$

$$x = \sim 13.$$

Da die parallel zur Cylinderachse laufenden Lochreihen in der Richtung der Achse abwechselnd um die halbe Theilung versetzt sind, finden auf 100 mm Höhe in der einen Reihe 13, in der anderen nur 12 Löcher Platz u. s. f.

Bezeichnet $2n$ die Zahl der Lochreihen parallel zur Cylinderachse, so besteht für die Gesamtzahl z aller Löcher die Beziehung

$$(13 + 12)n = z = 665$$

$$n = \sim 27.$$

Mit $n = 27$ steigt die Gesamtzahl von 665 auf 675.

Der äussere Durchmesser des Siebzylinders $2r$ folgt aus

$$2r\pi = nt = 27 \cdot 14.$$

$$2r = \sim 120 \text{ mm.}$$

Nahe übereinstimmend hiermit findet sich in einer den Grundwerthen entsprechenden Ausführung mit unwesentlich kleinerer Theilung $t = 13,4$ statt 14 mm, $2r = 115$ mm für den äusseren Umfang des Messingfutters, bei 110 mm Steuerkolbendurchmesser.

Bezüglich des Bewegungswiderstandes der Steuerung ist zu beachten, dass die Reibung beim Gleiten der Stulpen über die Siebflächen nicht unerheblich wächst. Setzt man für den ungünstigsten Fall, gleichzeitiges Gleiten zweier Stulpen über die Siebflächen vorausgesetzt, den Reibungskoeffizienten μ im Mittel $= 0,2$, so erfordern die drei Stulpen bei 1 cm Anlagehöhe und 2,5 Atm. Betriebsdruck zum Verschieben

$$3 \cdot 0,2 \cdot 11,5 \cdot \pi \cdot 2,5 = 54 \text{ kg.}$$

In der Ausführung ist zwischen Zahnstangentrieb und Steuerseilrolle auf der Triebachsachse eine Übersetzung von 1:10 angewendet, so dass selbst unter dem Einfluss der zusätzlichen, äusseren Eigenwiderstände die Steuerung sich leicht handhaben lässt und, wie üblich, durch Knaben bedient werden kann.

Da die Lederstulpen und Schutzkappen der Steuerkolben noch ungefähr um 35 mm über die Höhe der Siebdurchlässe fortreichen, ist der Kolben um ~ 135 mm aus der Mittellage zu verschieben, bis der Durchlassquerschnitt vollständig freigelegt wird. Dem entspricht bei dem gewählten Übersetzungsverhältniss des Steuergetriebes von 1:10 ein Steuerhub von je 1350 mm aus der Ruhelage.

In diesen Verhältnissen und dem dadurch bedingten, ganz allmählichen Öffnen und Abschiessen der Siebdurchlässe ist das ausserordentlich sanfte Anfahren und Auslaufen der Otis-Aufzüge begründet. Der Aufzugwärter ist durch die Länge des Steuerweges gehindert, die Kanäle mit einem ein-

zigen Zuge voll zu öffnen oder zu schliessen. Das ist für Personenaufzüge mit stark wechselnder Nutzlast besonders werthvoll, weil auch bei geringer Belastung ein plötzliches Emporschnellen des Fahrstuhles, durch unvorsichtig schnelles Steuern, ausgeschlossen bleibt, und grosse Fördergeschwindigkeiten zugelassen werden können, ohne Gefahr heftiger Stösse beim Anhalten. Die selbstthätigen Ausrückvorrichtungen beginnen bei voll geöffneter Steuerung schon 1,35 m vor Beendigung der Fahrt ihre allmählich zunehmende Abschlusswirkung.

Für niedrige Pressungen wird die vorstehend beschriebene Otis'sche Konstruktion vielfach benutzt, weil sie sich sehr gut bewährt hat. Mit der Zunahme des Betriebsdruckes wächst die Gefahr, dass sich die Lederstulpen störend tief in die Sieblöcher einpressen und sehr schwer beweglich werden. In solchen Fällen wird also die Wahl noch kleinerer Lochdurchmesser bei vermehrter Lochzahl nothwendig. Gleichzeitig wächst die Schwierigkeit, das Messingfutter zuverlässig dicht in den gusseisernen Steuerzylinder einzusetzen und Durchsickern des Druckwassers zwischen den Seitenstutzen hinter dem Futter zu verhindern. Für mittlere Pressungen von etwa 12 Atmosphären ändert Otis die Ausführung dahin ab, dass er den Siebdurchlass auf den Ausströmkanal beschränkt und den oberen Kolben nicht aus vollen Scheiben, sondern mit Stegrippen zwischen Nabe und äusserem Kolbenventilmantel herstellt, wie in Fig. 498, S. 561, und das Wasser von dem oberen in den unteren Treibzylinderraum durch den Steuerkolbenkörper selbst leitet. Hierbei geht die gegenseitige Entlastung der Steuerkolben verloren, und an ihre Stelle tritt ein besonderer Schubkolben, der durch eine kleine, entlastete Vorsteuerung bethätigt wird, wie das später an Hand der Fig. 498, S. 561, näher klargelegt ist.

Kolbensteuerung mit entlasteter Liderung von Helbig.

Zum Beseitigen des störenden Verschleisses und des starken Reibungswiderstandes, die in den Lederstulpen der Kolbenschieber bei Siebdurchlässen für die Durchströmung auftreten, hat Helbig die in Fig. 495 dar-

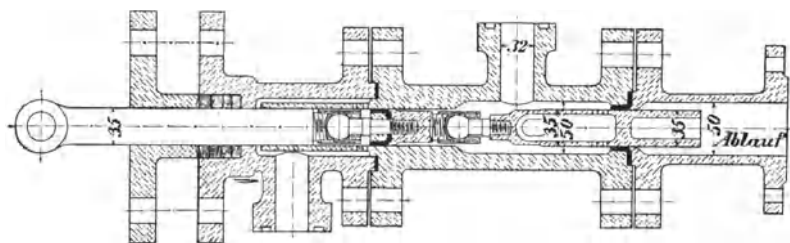


Fig. 495.

gestellte Bauart der Steuerung gewählt, welche auch sonst beachtenswerthe Vortheile gewährt. Das Gehäuse ist dreitheilig und ebenso, wie die beiden sich gegenseitig entlastenden Kolben, aus Bronze hergestellt. Der mittlere Gehäusecylinder ragt mit einer Führungshülse für den Steuerkolben in den Gehäusekopf, an den sich die Druckleitung anschliesst, mit ringförmigem Spielraum hinein, aus dem das Druckwasser in der gezeichneten Mittelstellung durch zwei Lochreihen über den Steuerkolben tritt und unter dem Kolben nach dem Cylinder durchströmt, wenn die Steuerung nach aussen verschoben wird. So lange sich die Dichtungstulpe über die Lochreihe fortbewegt, ist das Bestreben vorhanden, sie von der Lochreihe durch den von aussen wirkenden Druck abzuklappen oder mindestens vollkommen zu entlasten, wenn gleichzeitig Druckwasser von vorn in die Führungshülse eindringt. Der Ablauf der Cylinderfüllung wird bei entgegengesetzter

Steuerbewegung durch den hohlen Gegenkolben vermittelt, in dessen Kopf das Wasser durch zwei gegenüberliegende grössere Öffnungen eintreten und durch zwei kleinere Lochreihen über dem Bodenabschluss des Hohlraumes in den Abflussstutzen des Steuergehäuses entweichen kann, sobald diese Lochreihe die Dichtungstulpe nach dem Ablauf zu überschreitet. Auch hier wird die Liderung beim Vorbeigleiten der Lochreihen durch den von innen durch die Löcher nach aussen gerichteten Druck entlastet. Die Konstruktion umgeht die Schwierigkeit besonderer Einsatzfutter für den dichten Anschluss dadurch, dass sie solche Futter überhaupt vermeidet, und lässt die Stellen, wo die Siebdurchlässe anzuordnen sind, derartig frei, dass sich die Löcher ungehindert einbohren und beim Montiren des Apparates noch ohne Schwierigkeit erweitern oder vermehren lassen. Das ist ein nicht zu unterschätzender Vortheil, der sich dahin ausnutzen lässt, dass man den Gesamtdurchlassquerschnitt des Siebes ursprünglich klein wählt, und erst an Ort und Stelle, je nach den Geschwindigkeitsforderungen für den Gang der Maschine, vergrössert. Umgekehrt lassen sich überreichliche Durchlässe auch noch nachträglich durch Verschliessen einzelner Löcher nach Bedürfniss verkleinern, und die leichte Zugänglichkeit erleichtert auch das Reinigen bei unbeabsichtigten Verstopfungen. Die Verkopplung der beiden Gegenkolben ist durch ein Kugelgelenk vermittelt, dessen Lagerchluss durch eine übergeschraubte Gasrohrmuffe gebildet wird. Hierdurch ist in einfacher Weise der früher erwähnten Forderung genügt, Klemmwirkungen für die Steuerbewegung fern zu halten, die bei starrer Kolbenverbindung in getheilten, mehrfach zusammengeschaubten Steuergehäusen sonst nicht selten durch ungleichmässiges Anziehen der Schrauben oder durch kleine Ungenauigkeiten in der Achsenlage der einzelnen Theile beim Zusammensetzen eintreten. Das gleiche Kuppelgelenk ist auch für den Anschluss des ganzen Kolbenschiebers an die äussere Steuerstange gewählt und kann hier wohl entbehrt werden, weil die Stopfbüchsenpackung nachgiebig ist. Der Steuerapparat ist für einen Gichtaufzug mit hohem Betriebsdruck und 2 qcm grösstem Durchflussquerschnitt in den Siebdurchlässen entworfen.

Französische Kolbensteuerung mit Schraubenspindel.

In Fig. 496, S. 555, ist eine Kolbensteuerung wiedergegeben, die für das Schleusenhebewerk bei Les Fontinettes ausgeführt ist, um die grossen Absperrschieber der 250 mm weiten Druckrohre für die Trogpressen durch hydraulische Treibkolben zum Öffnen zu lüften und zum Schliessen wieder niederzudrücken.*) Die Anschlussrohre der Druckleitung vom Akkumulator, für die Verbindung mit der hydraulischen Maschine und für den Ablauf münden in den ringförmigen Kammern *E*, *T* und *A* des Kolbengehäuses. Der Kolben besteht aus einer schmiedeeisernen Kernstange mit drei hintereinander aufgesetzten Rothguss-hülsen, die durch eine Schlussmutter mit den zwischenliegenden, ledernen Dichtungen fest zusammengepresst werden. Die Ringnuthen *L* und *K* in den Kolbenhülsen vermitteln beim Verschieben der Kolben wechselweise die Verbindung zwischen den Kammern *A* und *T* und zwischen *E* und *T* zum Senken und Heben. Hierzu sind wegen des aus einem Stück hergestellten, äusseren Gehäuses besondere Einsätze nothwendig, die einerseits den unmittelbaren Wasserdurchgang von einer Kammer in die andere durch Lederstulpen, welche am Kolben dichten, verhindern, andererseits die erforderlichen Durchflusskanäle für die Verbindung der Gehäusekammern mit den Kolbenringnuthen durch radiale Löcher her-

*) Gruson und Barbet. Études sur les moyens de franchir les chutes des canaux. Paris 1890. Taf. 20.

stellen. Die im Schnitt der Hauptfigur angegebenen, schrägen, feinen Kanäle entsprechen je einem Kranz dicht nebeneinander für den Wasserdurchtritt gebohrter Löcher. Die übereinander gesetzten Führungsbüchsen werden, ähnlich wie die Kolbenhülsen, mit ihren zwischengelegten Lederstulpen durch eine gemeinsame Schlusschraube an Ort und Stelle gehalten. In die Ringnuthe *K* ist ein Schutzring zwischen die Kolbenhülsen eingesetzt, dessen Gestalt aus der Schnittzeichnung der Hauptfigur und aus seiner getrennt dargestellten Stirnansicht in der Nebenfigur hervorgeht. Durch seine radialen Rippen genau centrirt und an den Stirnflächen oben und unten zinnenförmig durchbrochen, hält er einerseits durch seine äussere Mantelfläche die benachbarten Lederstulpen beim Vorbeigleiten in ihrer Lage, während er andererseits dem Wasser durch die Zinnenkronen und zwischen den Centrirungsrippen den erforderlichen Durchtritt beim Steuern gestattet. Der Kolben wird durch das Spindelgewinde seiner Kernstange mittelst des Handrades verschoben, dessen Nabenbüchse in einem Gestellarm frei drehbar, aber gegen Ausweichen in der Achsenrichtung geschützt, gelagert ist und das Muttergewinde für die Spindel enthält. Dass sich diese ohne willkürliche Drehung nur verschiebt, bewirkt die fest mit ihr verbundene, vorspringende Nase *N*, die in einer entsprechenden, am Kopf des Gestellarmes angeschraubten Gleitbahn geführt wird.

In der gezeichneten Stellung verbindet die Steuerung den Treibcylinder mit dem Ablauf. Wird der Kolben nach dem Handrad zu verschoben, so werden die drei Gehäusekammern gegeneinander abgesperrt; bei weiterer Verschiebung im selben Sinne überdeckt schliesslich die Laternenkammer *K* die Verbindungskanäle, welche in den umschliessenden Führungshülsen nach *E* und *T* führen, und leitet damit Druckwasser in den Treibcylinder, während der Ablauf gesperrt bleibt.

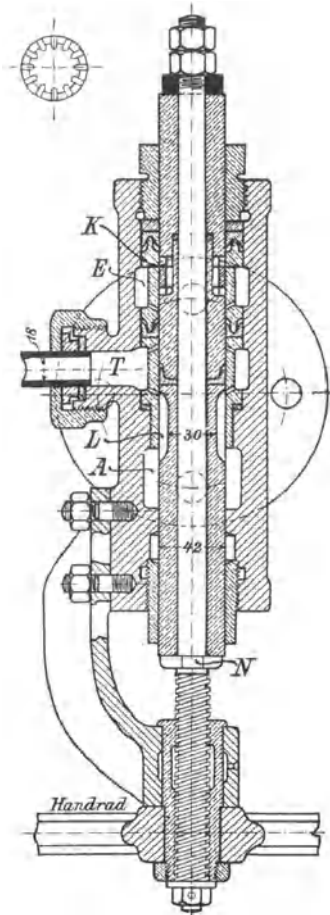


Fig. 496. 1:5.

Kolbensteuerung mit Schraubenspindel von Neuman in Aachen.

Wesentlich einfacher, als die vorstehende Konstruktion, ist die Kolbensteuerung, Fig. 5 bis 8, Taf. 85, gebaut, welche Neuman & Esser für die Aufzüge des Hauptbahnhofes in Frankfurt a. M. entworfen und ausgeführt haben. Der Steuerkolben besteht hier aus einem Stück und wird von aussen durch eine Schraubenspindel mit Einsteckkurbel verstellt. Die Schubspindel ist durch ihr Halslager selbst gegen Verschieben geschützt und greift in das Muttergewinde der langen Stirnbohrung des Kolbens ein. Die erforderlichen Kolbengleitdichtungen sind sämtlich ausserhalb des Kolbens zwischen vier Rothgussringhülsen im Steuercylinder untergebracht. Die beiden mittleren, laternenförmig ausgeführten Hülsen bilden gleichzeitig die Durchflusskammern für die wechselnde Wasservertheilung. In der gezeichneten Lage ist das Druckrohr gegen den Arbeitcylinder abgesperrt und dieser durch die hintere Ringkammer und durch die radialen Löcher

des Steuerkolbens mit dessen frei ausmündender Kernbohrung verbunden, aus der die Cylinderfüllung in den Ablauf entweicht. Wenn der Steuerkolben nach innen verschoben wird, bleibt zunächst noch die Einströmung geschlossen, während die radialen Durchflusslöcher in den Bereich der hinteren Dichtung zurückweichen, und damit auch der Ablauf gesperrt wird. Bei weiterem Verschieben verbindet schliesslich die mittlere Kolbenringnuthe die Ringkammer der Einströmung mit der Durchflusskammer nach dem Arbeitscylinder und lässt Druckwasser zum Lastheben eintreten. Hierbei verliert zwar die mittlere Ledermanschette ihre Abstützung am Steuerkolben und kann mit dem inneren Schenkel in die Kolbenringnuthe ausweichen, ohne dass jedoch bemerkbare Nachteile eintreten, weil sie im übrigen in ihrer Lage festgehalten ist und durch den zurückkehrenden Kolben jederzeit wieder sanft zurückgedrängt wird. Der Durchflussquerschnitt ist an dieser Stelle, im Verhältniss zum lichten Querschnitt der Anschlussrohre, so gross gewählt, dass störendes Drosseln des Wasserstromes durch das Abfedern des inneren Manschettenschenkels nicht eintreten kann. Der Steuerapparat ist ferner, wie ersichtlich, dadurch erheblich vereinfacht, dass man auf die vollkommene Entlastung verzichtet und den Ablauf durch die Achse des Steuerkolbens führt. Thatsächlich wird die Entlastung hierdurch kaum beeinträchtigt, weil der Gegendruck des Ablaufwassers auf die Kolbenendfläche verschwindend klein ist. Die Steuerung arbeitet noch bei 70 Atm. Betriebsdruck durchaus zuverlässig und lässt sich auch bequem für grössere Durchflussmengen in entsprechend grösseren Abmessungen ausführen. Sollte in solchen Fällen ein besonderes Bedürfniss vorliegen, das Anlassen und Abstellen noch sanfter zu bewirken, als dies in der vorliegenden Form durch die Schraubenspindel allein geschieht, so kann man in die Laternenringhülsen vor den Hauptdurchgangsöffnungen noch einige feine Voröffnungskanäle durchbohren.

Über dem Steuerzylinder liegen die in der Zeichnung geschlossen dargestellten Absperrventile im Zu- und Ablaufrohr, welche während des Betriebes selbstverständlich geöffnet bleiben.

In Frankfurt sind die Steuerapparate sämtlicher Bahnhofsauzüge nebeneinander aufgestellt und werden, wie bereits in den kurzen Bemerkungen über Centralsteuerungen, S. 547, erwähnt, auf elektrische Signale durch einen besonderen Wärter bedient. Mit dem elektrischen Signal fällt gleichzeitig die Schutzklappe im Kopf des zugehörigen Steuerapparates in die gezeichnete Stellung nieder und macht die Öffnung zum Einsetzen der Stechkurbel frei, die sonst, um Irrthümern vorzubeugen, durch die mechanisch in die Höhe gezogene Klappe gesperrt bleibt.

Selbstthätige Kolbensteuerung mit Anlasschieber von Reynolds.

D. R. P. 37 123.

Da bei Kolbensteuerungen der Eigenwiderstand der Dichtung mit der Grösse des Kolbendurchmessers und des Betriebsdruckes wächst, und trotz der sonst vorhandenen Entlastung unter Umständen störend gross ausfällt, greift man in solchen Fällen zu dem Hilfsmittel, die Steuerung als selbstständige, hydraulische Maschine zu behandeln, und beschränkt die Handsteuerung auf die Steuermaschine, deren geringer Wasserverbrauch nur kleine und leicht bewegliche Anlasschieber erfordert. Die selbstthätigen Steuerungen müssen gestatten, je nach der wechselnden Belastung der zugehörigen Hebemaschine, die Durchflussweiten der Ein- und Ausflussquerschnitte ebenso leicht und zuverlässig zu regeln, wie Handsteuerungen, damit die Fördergeschwindigkeiten innerhalb der beabsichtigten Grenzen bleiben. Dieser Bedingung genügt mit einfachen Mitteln die Steuerung

von Reynolds, Taf. 85, Fig. 1 bis 4, welche unter anderem von der Crane Elevator Company in Chicago auch für Aufzüge in Berliner Geschäftshäusern ausgeführt ist. Textfigur 497 liefert eine Ansicht des Gehäuses von oben mit abgenommenem Schieberkastendeckel. Die Konstruktion beruht auf dem Gedanken, den frei von Hand steuerbaren Anlasschieber, durch die in Thätigkeit tretende Hauptsteuerung jederzeit wieder selbstthätig in die Mittellage zurückzuführen. Die Rückkehr des Anlasschiebers in die Abschlussstellung unterbricht den Hub der Hauptsteuerung, und dieser fällt, wegen des zwangläufigen Zusammenhanges beider Theile, um so kleiner aus, je kürzer der Weg ist, den der Anlasschieber bis zu seinem Abschluss zurückzulegen hat, d. h. je kleiner der Ausschlag des Steuerzuges beim Ansteuern gewählt wurde.*)

Der Steuercylinder, Fig. 1, Taf. 85, ist in der Mitte und in gleichen Abständen von der Mitte für den Anschluss der Vertheilungsrohre zu wulstförmigen Ringkammern erweitert, um das Wasser den Durchflussquerschnitten von allen Seiten möglichst gleichmässig zuzuführen. Der mittlere Rohrstutzen *T* führt zum Treibcylinder, links mündet das Druckrohr *E* vom

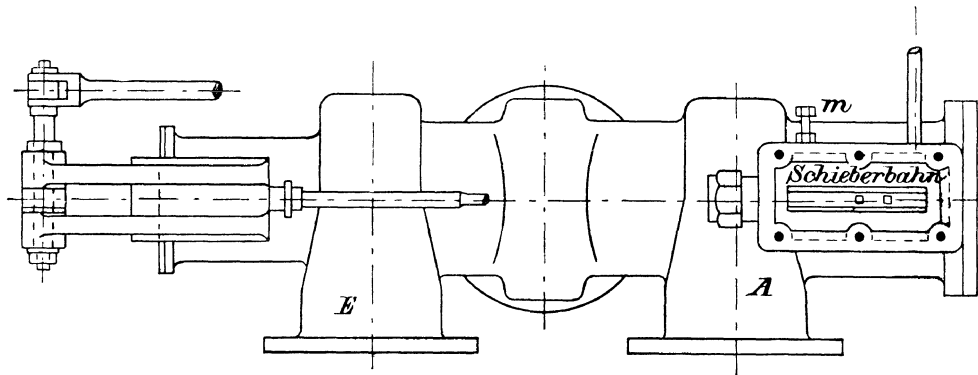


Fig. 497. 1 : 10.

Akkumulator, rechts schliesst sich das Ablaufrohr *A* an. Die Ansicht des Steuergehäuses von oben ist der Textfigur zu entnehmen.

Von den vier Kolben bewirken die beiden mittleren die Wasservertheilung, indem sie entweder, wie gezeichnet, den Cylinder der Lasthebe-
 maschine gegen Zu- und Ablauf absperren oder, nach rechts verschoben, von *E* Druckwasser in den Treibcylinder einströmen lassen und schliesslich in der entgegengesetzten Lage links Cylinder und Ablauf miteinander verbinden. Die beiden Endkolben vermitteln beim Umsteuern des Anlasschiebers *S* die entgegengesetzten Verschiebungen. Durch Öffnen des rechten Schieberkanals strömt Druckwasser aus dem Schieberkasten hinter den rechten Endkolben und verschiebt den ganzen Kolbensatz mit dem Druck, welcher dem Unterschied der Flächen $e - c + b$ entspricht, nach links. Wird dagegen der Raum hinter dem rechten Endkolben durch die Schiebermuschel mit dem Ablauf *A* verbunden, so werden die Kolben nach rechts mit dem Druck gegen den Flächenunterschied $c - b$ bewegt. Die Schubkraft fällt in beiden Fällen gleich gross aus, wenn $c - b = b$ gewählt wird, da $e = c$ ist. Die wirksame Druckfläche von c ist also doppelt so gross, wie die von b anzunehmen.

Die Kolbenscheiben werden mit ihren Verbindungshülsen aus Rothguss hergestellt und nach dem Einlegen der ledernen Dichtungstulpen auf der

*) Die Zeichnung ist Specht „Die gebräuchlichsten Bauarten der Personen- und Lastenaufzüge“ entnommen; die Specht'sche Beschreibung der Konstruktion enthält aber Irrthümer, die hier berichtigt sind.

gemeinsamen Stange durch eine Mutter zusammengespannt. Die Kolbenbahnen sind mit Rothgussfuttern ausgekleidet. Das mittlere Einsatzrohr ist laternenförmig durchbrochen. Die einzelnen Schlitze haben Trapezform von gleichmässig zunehmender Länge zum allmählichen Öffnen und Schliessen der Durchflussquerschnitte. Nach rechts wird der Kolbenweg durch eine Stellschraube im Steuerzylinderboden begrenzt. Auf der anderen Seite bildet die vorgeschraubte Blechringkappe am Cylinderkopf die Sicherheitshubgrenze und hält gleichzeitig etwaiges Sickerwasser zurück, welches durch das Ablaufrohr r entweichen kann.

Der Anlasschieber S wird vom Steuergestänge durch den Hebel h verstellt. Um die bereits erwähnte freie, einleitende Steuerbewegung des Anlasschiebers zu ermöglichen und andererseits durch den hiermit in Thätigkeit gesetzten Hauptsteuerkolben den Schieber zwangläufig zurückzuführen, ist die Schieberstange an dem kurzen Arm eines doppelarmigen Hebels angeschlossen, dessen langer Arm durch die Schubstange f mit der Kolbenstange verbunden, und dessen Drehzapfen a in einer auf der Gleitstange i befestigten Muffengabel g untergebracht ist.

Der Hebel Drehzapfen a weicht mit der Führungstange i nach links aus, wenn der Hebel h durch den Steuerzug im Sinne des Uhrzeigerumlaufs gedreht wird. Da nun hierbei die Hauptsteuerkolben für die Schubstange f einen festen Stützpunkt liefern, verstellt sich der doppelarmige Winkelhebel beim Verschieben seines Drehzapfens nach links unter geringer Senkung der Schubstange so, dass der kurze Hebelarm nach links ausschlägt und der Anlasschieber in derselben Richtung um eine Strecke fortbewegt wird, die bei der gleichzeitigen Hebelrotation noch etwas länger, als der Schubweg von i ausfällt. Der Hauptsteuerkolben weicht mit dem Beginn der Druckwassereinströmung aus dem Schieberkasten in demselben Sinne aus und öffnet den Auslass für den Treibzylinder, aber gleichzeitig wird auch der Anlasschieber durch das Hebelwerk wieder nach rechts bis in die Abschlussstellung zurückgesteuert, indem die Schubstange i mit der Gabelmuffe g und dem Hebel Drehzapfen a durch den passiven Widerstand des Steuerzuges an Ort und Stelle bleibt. Da sich der Steuerkolben nach dem Schieberabschluss gegen eine abgesperrte Wassersäule stützt, verharrt die ganze Steuerung in der Ruhelage, bis der Hebel h aufs neue in einen oder im anderen Sinne verstellt wird. Der Steuerkolben setzt seinen Vorlauf so lange fort, bis der Anlasschieber in seine Abschlusslage zurückgekehrt ist. Untersucht man den Steuermechanismus genauer, so findet man, dass sich die Verschiebung der Hauptsteuerkolben, im Verhältniss zu ihrem ganzen Steuerhub, nahezu ebenso gestaltet, wie die Ausweichung des Vorsteuerschiebers im Verhältniss zur ganzen Schieberbahnlänge, sobald man den kurzen Arm des um a schwingenden Kuppelhebels, Fig. 1, Taf. 85, wie in der Ausführung, möglichst kurz wählt.

Der entgegengesetzte Lauf beider Steuerorgane mit einer zwangläufigen Übersetzung macht den wechselnden Kolbensteuerweg vollkommen abhängig von dem vorangegangenen Steuerwege des Anlasschiebers und lässt sich hierdurch ganz nach Bedürfniss zuverlässig regeln. Wird der Anlasschieber nach rechts gesteuert, so kehren sich alle Bewegungsvorgänge um, indem der kleine Schieber das vom Steuerkolben e verdrängte Wasser durch die Schieberhöhle in die Ablaufkammer A entweichen lässt, bis die nach rechts ausweichenden Steuerkolben den Schieber wieder in die mittlere Abschlussstellung nach links zurückziehen. Durch diese Verhältnisse erfolgt auch jederzeit wieder die Rückkehr aller Theile in die gezeichnete Mittelstellung, wenn der Steuerhebel h in die Mittellage zurückgeführt wird. In der Ausführung ist der Steuerweg des Schiebers durch die beiderseitigen Hubbegrenzungen der Gleitstange i festgelegt. Beim Montiren lassen sich

die erforderlichen Verhältnisse durch Verkürzen der Stangenhülse, durch Versetzen der Gabelmuffe g und durch Nachziehen der Schlussmutter bequem genau einstellen, so dass die festen Hubgrenzen am Steuerzylinder nur als Nothschutz dienen.

Da sich die Bewegungswiderstände der Steuerung bei der Unsicherheit des Reibungswiderstandes einer genauen Schätzung entziehen, wird man die Druckquerschnitte sicherheitshalber reichlich wählen und kann dann leicht durch Drosselschrauben m und l , die von aussen in die Kanäle des Schieberkastens hineinreichen, die Durchflussquerschnitte so weit verengen, dass die Kolbensteuergeschwindigkeit auf das gewünschte Mass beschränkt wird. Das Druckleitungsrohr für den Schieberkasten ist vom Druckraum E des Steuerzylinders abgezweigt und mündet im Schieberkasten seitlich oder von unten im Schieberspiegel.

An den Treibkolbenhubgrenzen wird die Steuerung, wie allgemein üblich, durch rechtzeitiges Kuppeln des Steuerzuges mit dem Kolben oder dem Aufzug in die Mittellage zurückgeführt. Ausserdem wendet Reynolds aber noch ein besonderes Sicherheitsabsperrenteil V an, das zwischen Steuerung und Treibzylinder in einer Rohrgabel des Gehäuses untergebracht ist. Das Ventil besteht aus zwei Scheiben und einem Druckkolben, die, auf einer gemeinsamen Stange befestigt, während des Betriebes zwischen den Fördergrenzen die gezeichnete Stellung einnehmen, indem der Druckkolben das Ventil selbstthätig nach rechts drängt und den Durchfluss freigibt. In der Nähe der äussersten Fördergrenzen wird das Absperrventil von aussen in die Durchflussöffnungen zurückgeschoben und schliesst den Cylinderraum gegen den Steuerapparat ab. Der Abschluss erfolgt durch die Form der einen schief abgeschnittenen Ventilscheibe mit allmählicher Drosselung. Da die Scheiben keine besondere Dichtung haben, kann in der Schlussstellung noch immer etwas Sickerwasser durchtreten, das ein weiteres, langsames Nachfüllen oder Entleeren des Treibzylinders veranlasst, wenn die Steuerung nicht rechtzeitig in die Ruhelage übergeführt ist. Zum Schutz hiergegen werden an den Grenzen der Förderbahn für den Treibkolben oder für den Fahrstuhl Puffer als Widerlager angebracht.

Zum Verständniss des äusseren Abstellmechanismus ist zu bemerken, dass die zugehörigen Lasthebemaschinen aus liegenden Treibzylindern mit Scheibenkolben und Rollenzugübersetzung bestehen. Vor dem Cylinderkopf ist der doppelarmige Ausrückhebel op , Fig. 4, Taf. 85, auf einer senkrechten Achse im Maschinengestell gelagert und ragt mit der Stange t durch den Cylinderdeckel in den Treibzylinder hinein, während auf der anderen Seite die Schubstange s mit dem Sicherheitsabsperrenteil gekuppelt ist. Der Treibkolben stösst an seiner oberen Hubgrenze gegen die Stange t und drängt das Absperrventil in die Abschlusslage zurück. Beim Rücklauf des Treibkolbens öffnet sich das Ventil durch seinen Steuerkolben wieder selbstthätig, und die Spiralfeder auf der Stange t begrenzt als Puffer den Hebelausschlag, bevor der Steuerkolben gegen den Schutzring an seinem Cylinderkopf stösst, der nur als Sicherheitshubgrenze dient. An der unteren Treibkolbenhubgrenze tritt eine Streifrolle, die im Seilrollenkopf der Kolbenstange gelagert ist, mit dem Kurvenarm u des Ausrückhebels in Berührung, drängt den Kurvenarm zur Seite und damit gleichzeitig das Absperrventil in seine Schlusslage. Der Anlauf der Maschine erfolgt beim Heben und Senken aus den Hubgrenzen sehr sanft, weil beim Öffnen der Ein- und Ausströmung das Absperrventil zunächst noch geschlossen ist und anfänglich nur Sickerwasser durch den unvollkommenen Abschluss dieses Ventils aus dem Steuerzylinder in den Treibzylinder oder umgekehrt aus diesem in den Ablauf gelangen kann, bis der beginnende Kolbenlauf das Ventil allmählich zurückweichen lässt und den Sicherheitsabschluss aufhebt.

Reynolds verbindet ferner noch den Scheitel des Treibcylinderbodenraumes durch ein kleines, steigendes Rohr mit der mittleren Kammer des Steuercylinders, um eine selbstthätige Entlüftung des Cylinders zu gewinnen. Dieses Rohr umgeht das Absperrventil und lässt bei geöffneter Einströmung auch unmittelbar aus dem Steuercylinder Druckwasser in den Treibcylinder eintreten, umgekehrt bei geöffnetem Ablauf, Wasser und etwaige Luftansammlung entweichen, während der Abschluss der Steuerung auch das Umgehungsrohr ausser Wirksamkeit setzt. Das Entlüftungsrohr erleichtert gleichzeitig das Anlaufen der Maschine aus den Hubgrenzen. Schaltet man in dasselbe eine Drosselschraube ein, so kann man die Durchflussöffnung beliebig regeln und dafür sorgen, dass der Anlauf der Maschine noch genügend schnell erfolgt, ohne andererseits die Stoppwirkung des Absperrventiles über die zulässigen Grenzen abzuschwächen. Sobald man die Ventilscheiben V etwas undicht hält, lässt sich die Drosselschraube auch durch ein kleines, selbstthätiges Ventil ersetzen, das sich nach dem Steuercylinder zu öffnet und dann im wesentlichen nur als Entlüftungsventil dient. Zu einer derartigen selbstthätigen Entlüftung liegt vor allem Veranlassung vor, wenn die Treibcylinder aus einem Druckwindkessel gespeist werden, und das Betriebswasser ständig etwas Luft mitführt.

Selbstthätige Differentialkolbensteuerung von Otis mit Vorsteuerung.

D. R. P. 54 125.

Fig. 498, S. 561, stellt eine Abänderung der Reynolds'schen Steuerung dar, die Otis für die Bauart seiner Aufzüge bei grossen Durchflussmengen anwendet. *) Die Zeichnung entspricht der Ausführung für die Personenaufzüge der North Hudson County Railway in New-York, die ungefähr 366 Liter Wasser in der Sekunde von etwas über 12 Atm. Druck verbrauchen, so dass sich die Durchflussgeschwindigkeit in dem 229 mm weiten Hauptsteuercylinder zu etwa 9 m i. d. Sek. berechnet.

Die Vorsteuerung besteht aus einem vollkommen entlasteten Kolbenschieber, der von der Steuerwelle a mittelst Seilscheibe und Kurbelarm verschoben wird, indem anfangs der Hebelzapfen b auf dem Stangenkopf der noch ruhenden Hauptsteuerung als fester Drehzapfen dient. Wenn die Steuerseilscheibe im Sinne des Pfeiles gedreht wird, bewegt sich die Vorsteuerung abwärts und leitet das Druckwasser über den oberen Scheibenkolben e . Dieser weicht dann ebenfalls nach unten aus und legt durch den Niedergang der Abschlusskolben f und g die Verbindung zwischen der Druckleitung und den beiden durch den Lastkolben getrennten Räumen des Arbeitscylinders der Aufzugmaschine frei, vergl. Taf. 90, Fig. 1. Unter diesen Verhältnissen steht der Lastkolben von beiden Seiten unter dem Leitungsdruck und wird durch das Übergewicht des sinkenden Fahrstuhles aufwärts getrieben, während die von ihm oben verdrängte Cylinderfüllung in den unteren Cylinderraum überströmt.

Die Verbindungskanäle zwischen der Druckleitung und dem Anschlussrohr für den oberen Aufzugcylinderraum gabeln sich innerhalb der Einströmkammer des Steuergehäuses nach zwei gegenüberliegenden Seiten. Ihre vor und hinter der Zeichenebene der Figur liegenden rechteckigen Mündungen i sind in der Kammer durch die Mittelstellung des Zwischenkolbens f theilweise verdeckt.

Gleichzeitig mit dem eben geschilderten Vorgang wird aber durch die eingeleitete Verschiebung der Hauptsteuerkolben die Vorsteuerung selbstthätig wieder in ihre mittlere Abschlussstellung zurückgeführt, also der Hub

*) Vergl. Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge. Z. d. V. d. I. 1893, S. 1091.

der Hauptsteuerkolben fest begrenzt, indem die Bewegungswiderstände des Handsteuerzuges den Hebelzapfen *c* in seiner Lage festhalten und der Hebelarm *cd* nach oben schwingt, während *cb* sich abwärts dreht. Bei umgekehrter Bewegung des Steuerzuges verbindet die Vorsteuerung den Raum oberhalb des Scheibenkolbens *e* mit dem Ablauf und lässt die Hauptsteuerung zum Öffnen des Auslasses für den Aufzugcylinder nach oben zurückweichen, bis durch das sofort nachfolgende, selbstthätige Zurücksteuern der Anlasskolben sich der Hub der Hauptsteuerung, unter Umkehr des Ausschlags der Kuppelhebel, wieder begrenzt. Die Bewegung des Scheibenkolbens *e* ist aber in der beschriebenen Weise nur möglich, wenn zwischen dem Cylinderraum *k* und der Druckleitung durch einen Zweigkanal eine freie Verbindung besteht. In der Zeichnung ist blos die Mündung des Kanals in *k* durch den punktirten Kreis *u* angedeutet. Solange der durchbrochene Zwischenkolben *f* noch in seine obere Führung eingreift, kann sowohl beim Niedergang des Kolbens *e* der Überschuss des verdrängten Wassers allein auf diesem Nebenwege ausweichen, und auch andererseits beim Ansteuern nach oben die Bewegung aus der Mittellage nur durch den Überdruck unterhalb des Kolbens eingeleitet werden, der bei freier Verbindung mit der Druckleitung auftritt.

Der in Rede stehende Zweigkanal *u* bietet in ähnlicher Weise, wie bei dem Steuerapparat von Reynolds, die Möglichkeit, das Anlaufen und Abschliessen der Hauptsteuerung dadurch allmählich zu bewirken, dass man in den Überströmkanal eine Drosselschraube zum Regeln der Durchflussgeschwindigkeit einsetzt, die im Verein mit dem Zwischenkolben *f* als Steuerbremse dient.

Nach den Massen der Zeichnung wählt Otis die wirksamen Druckflächen der Hauptsteuerkolben ungefähr im Verhältniss von 2 : 3, so dass sich der grosse Kolbenschieber abwärts mit grösserer Kraft und demnach auch mit grösserer Geschwindigkeit steuert, als aufwärts. Ich vermüthe, dass hierfür der Gedanke massgebend gewesen ist, den Ablauf des Aufzugcylinders nur langsam zu öffnen, und der Saugwassersäule, im Hinblick auf die durch den Atmosphärengegendruck beschränkte Ausflusskraft, genügend Zeit zu lassen, sich in Bewegung zu setzen und ihre volle Wirkung

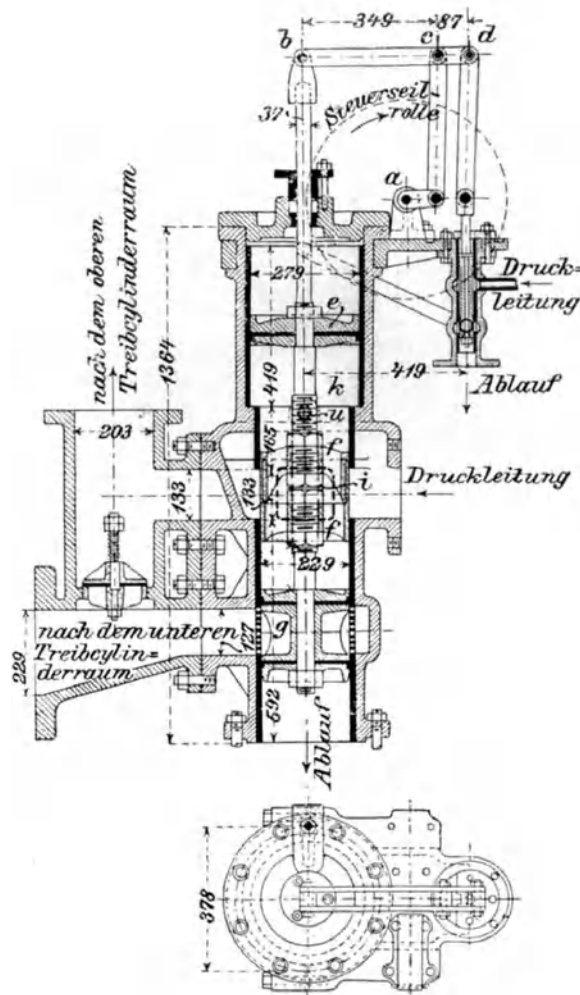


Fig. 498. 1 : 20.

auf den Lastkolbenniedergang zu äussern. Ferner ist aber auch noch der Umstand zu beachten, dass der eingeschaltete Drosselwiderstand der Steuerbremse während des Anlaufs der Hauptsteuerkolben nach unten kräftiger wirkt, als wenn die Kolben von unten in ihre Mittellage zurückkehren. Hierauf führt folgende Erwägung. Wenn man den Überströmkanal *u* durch die Drosselschraube ganz schliesst, wäre der Anlauf bei dicht schliessendem

Zwischenkolben *f* überhaupt unmöglich, aber der Rücklauf in die Mittellage unter dem Einfluss der Bewegungsenergie, bei theilweiser Vakuumbildung unter dem Scheibenkolben *e*, nicht vollkommen ausgeschlossen. Falls nun die Hauptsteuerkolben ihre Mittellage etwa noch überschreiten, weil der Bremswiderstand zum Anhalten nicht ausreicht, wäre zu befürchten, dass die Hauptsteuerung schliesslich auch noch die Vorsteuerung über die Ruhelage hinausdrängt, also den Aufzug selbst vollständig umsteuert.

Selbstthätiger Kolbenschieber mit Vorsteuerung von Hall.

In anderer Weise ist die Aufgabe, grosse Steuerapparate mit Hülfe einer kleinen Vorsteuerung selbstthätig mit fester Abhängigkeit zwischen den beiderseitigen Öffnungs- oder Abschlusswegen von Hall dadurch gelöst, dass er die Vorsteuerung mit entlasteten Schieberkolben, Fig. 499, in das hohle Kernrohr der Hauptsteuerung einbaut und das Kernrohr mit Durchgangsöffnungen versieht, die den Wechsel der Druckwasserwirkung für die Bewegung der Hauptsteuerung vermitteln.*) Das Druckwasser tritt durch den Stutzen *E* in das Steuergehäuse ein und gelangt bei der gezeichneten Mittellage durch die gegenüberstehende Lochreihe des Kernrohres, welches zur Verbindung der Hauptsteuerkolben dient, unter den Mittelkolben der von Hand zu bedienenden kleinen Vorsteuerung. Der untere gleich grosse Gegenkolben hebt den Druck auf und der ganze Steuerapparat bleibt in

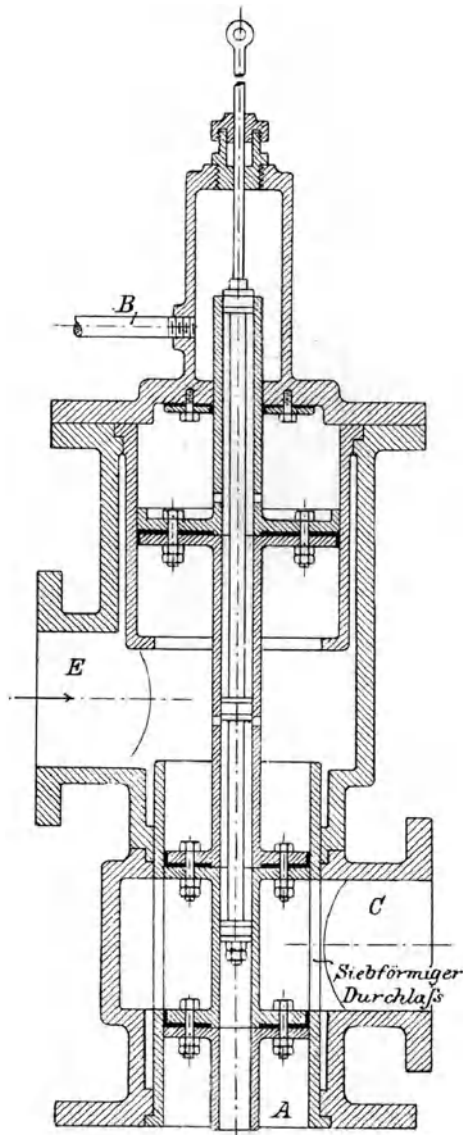


Fig. 499.

Ruhe, weil auch der Überdruck gegen die grössere obere Scheibe des Hauptkolbenschiebers durch die über der Scheibe stehende, zur Zeit abgesperrte Wassersäule abgestützt wird. Zum Öffnen des Treibcylinderstutzens *C* für den Eintritt des Druckwassers wird die Kernsteuerstange abwärts bewegt, um das Druckwasser zunächst in das Kernrohr über den Mittelkolben und von da durch die höher gelegene Lochreihe über die grosse Scheibe

*) Bulletin de la Société d'Encouragement. Paris 1894, S. 781.

der Hauptsteuerung zu leiten. Infolge des hierdurch vermittelten Überdrucks folgt die Hauptsteuerung der Vorsteuerung nach unten, die eingeleitete Bewegung wird aber wieder unterbrochen, sobald der mittlere kleine Kernkolben die Eintrittsöffnungen des Kernrohres abschliesst, d. h. sobald die Hauptsteuerung die von Hand bewegte Vorsteuerung einholt. Hiernach ist der Ausschlag des vom Druckwasser verschobenen Kolbenschiebers vollkommen abhängig von dem der Handsteuerung. Die Geschwindigkeit der Umsteuerung wird beeinflusst durch die vorhandene spezifische Pressung in der Druckleitung, den Flächenunterschied der Gegenkolben des Hauptschiebers, die Grösse der Durchtrittsöffnungen im Kernrohr und schliesslich durch die Geschwindigkeit der Handsteuerung, welche ausserdem je nach Bedürfniss stufenweise oder stetig verschoben werden kann, um die Hauptsteuerung zwangsläufig in gleicher Weise zu bethätigen, und die gestattet, den Cylinderkanal ganz oder nur theilweise zu öffnen.

Bei umgekehrter Steuerbewegung giebt der obere kleine Verschlusskolben des Kernrohres dessen Kopfmündung frei, und der aufwärts gerichtete Überdruck gegen die grosse Kolbenschieberscheibe verdrängt die bis dahin sperrend wirkende Füllung aus dem Steuergehäusekopf durch die Austrittsöffnungen im Kernrohr in die obere Gehäusehaube und in das Ablaufrohr *B*. Auch hier wird die eingeleitete Bewegung wieder selbstthätig unterbrochen, sobald der grosse Kolbenschieber die Vorsteuerung einholt und sich die Kernrohrausflussmündung über den oberen kleinen Verschlusskolben schiebt. Der Abfluss der Treibcylinderfüllung erfolgt bei geöffnetem Siebdurchlass vom Stutzen *C* durch den unteren Ablaufstutzen *A* des Steuergehäuses. Der Gehäusedeckel begrenzt in Verbindung mit dem nach innen gerichteten Bodenring des bronzenen Führungscylinders für die Kopfscheibe des grossen Kolbenschiebers dessen Hub nach oben und unten. Beachtenswerth ist schliesslich noch die Theilung des Gehäuses oberhalb des Anschlussstutzens für den Treibcylinder, welche in dieser Fuge das Einlegen einer Gummidichtung gestattet, und mit Sicherheit den Durchtritt von Druckwasser hinter dem Führungsfutter in den Cylinder verhindert. Ebenso lässt sich durch Einlegen einer Dichtung unter die Bodenflansche des Futters das Durchsickern der Treibcylinderfüllung in den Ablauf bei ordnungsmässigem Zustand der Steuerkolbendichtung verhüten. Der Apparat ist im übrigen leicht zu überwachen, weil sich alle Theile frei herausnehmen lassen, wenn nur der Gehäusedeckel abgenommen wird.

Differentialkolbenschieber mit Vorsteuerung von Hall-Otis für die Aufzugmaschinen des Glasgower Hafentunnels.*)

Der Steuerapparat von Hall ist in veränderter Ausführung, Fig. 500 bis 503, von Otis für die grossen Hub- und Senkaufzüge benutzt, die den Verkehr durch den Glasgower Hafentunnel in den Aus- und Einfuhrschächten vermitteln und mit über 52 kg/qcm Wasserdruck arbeiten, bei einem Wasserverbrauch jedes Aufzuges zum Heben bis zu 320 l. Der von Hand zu bedienende Vorsteuerkolben besteht hier aus einem aussen 20 mm dicken, vollkommen glatten Bronzerohr, das durch eine massive Kernstrecke zwei getrennte Kammern bildet, von denen die obere mit zwei Reihen radial durch die Rohrwand gebohrten Löchern von 0,8 mm Durchmesser als Überströmkammer, die untere mit einer Lochreihe als Ablauf dient. Der Ablauf setzt sich durch den hohlen Kern der Hauptsteuerung fort und wird schliesslich ausserhalb des Gehäuses durch einen beweglichen Schlauch mit dem Abflussrohr der ganzen Maschine verbunden. Der zum Vorsteuerrohr ge-

*) Engineering 1895 Glasgow Harbour-Tunnel. Die Mai- und Junihefte enthalten eine ausführliche Beschreibung der ganzen Anlage mit zahlreichen Zeichnungen.

hörige Steuercylinder ist in den Kopf der Hauptsteuerkolben eingesetzt und besteht aus einem zweitheiligen, radial durchbohrten Bronzefutter, das durch eine zwischengelegte Ledermanschette in zwei getrennte doppelseitige Ringkammern zerlegt wird, die je nach der Kernrohrstellung mit der Durchflusskammer dieses Rohres oder mit seinem Ablauf in Verbindung treten. Die eingesetzten Kammerfutter werden durch eine Boden- und durch eine Kopfmanschette mittelst vorgeschraubter Stopfbüchsenkopfmutter abgedichtet.

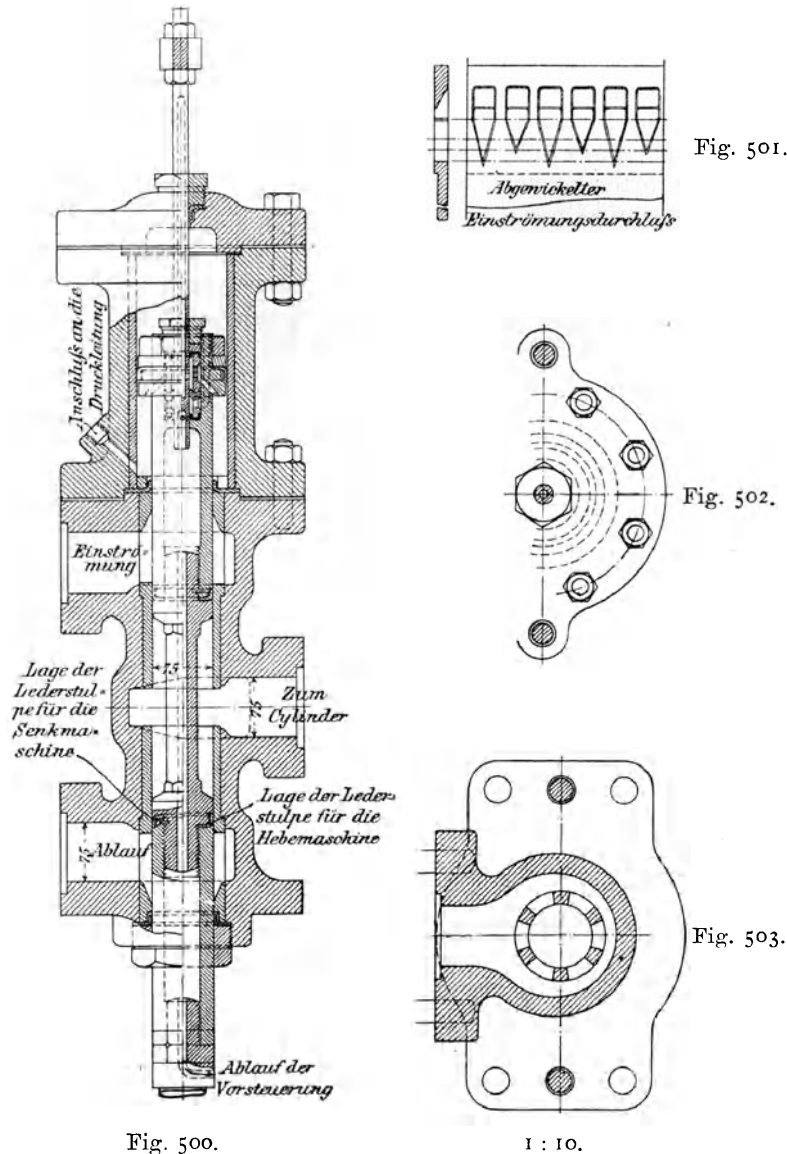


Fig. 500.

1 : 10.

und an Ort und Stelle gehalten. Für die erforderlichen weiteren Verbindungen ist der Kopf der Hauptsteuerung, wie in der Figur punktiert angedeutet, seitlich in achsialer Richtung von oben bis auf die Tiefe der Grundkammer angebohrt und dieser Kanal nach innen in die Grundkammer abgezweigt, während eine zweite, in der Figur im Schnitt sichtbare Bohrung durch den Hauptsteuerkolbenkopf in schräger Richtung nach der oberen Ringkammer für das Vorsteuerrohr führt und diese Kammer ständig mit Druckwasser gefüllt hält, das jederzeit frei in den Steuergehäusekopf unter

den Oberkolben einströmt. Die Lochreihen im Vorsteuerrohr sind so vertheilt, dass bei der gezeichneten Mittelstellung für die Ruhelage die untere Lochreihe unterhalb des massiven Zwischenstücks in der Seele des Kernrohres sich mit der unteren Liderung der Bodenkammer, die unmittelbar über dem massiven Kern liegende Lochreihe mit der oberen Liderung der Bodenkammer deckt, während die oberste Lochreihe ungefähr in der Höhe der oberen Vorsteuerkammer steht. Der durch den unteren Überdruck gegen den grossen Differentialkolben nach oben gedrängte Hauptkolbenschieber kann diesem Druck nicht nachgeben, weil die im Gehäusekopf eingeschlossene Wassersäule durch den Liderungsabschluss der Bodenkammer des Vorsteuerapparates auf die vorstehend geschilderte Art vollkommen abgesperrt ist. Sobald man aber das Vorsteuerrohr nach oben zieht, tritt die unterste Lochreihe desselben in die Bodenkammer des Vorsteuerapparates ein, die mittlere in die obere, und während diese wirkungslos bleibt, öffnet jene der über dem Hauptsteuerkolben abgesperrten Wassersäule den Abfluss. Der Hauptkolbenschieber folgt der Bewegung des Vorsteuerrohres, bis er es in bezug auf die ursprüngliche gegenseitige Stellung einholt. Schiebt man das Vorsteuerrohr aus der Mittelstellung nach unten, so dass seine mittlere Lochreihe in die Bodenkammer des zugehörigen Steuerzylinders eintritt, während die oberste Lochreihe noch innerhalb der oberen Kammer steht, so fliesst das Druckwasser aus dem Steuergehäusekopf unterhalb des grossen Differentialkolbens in die obere Vorsteuerkammer und von hier durch die doppelten Lochreihen des Kernsteuerrohres in die untere Kammer und tritt durch den freien Seitenkanal über den Hauptkolben. Durch die hier dargebotene grössere Druckfläche wird dieser nach unten getrieben. Die Verschiebungswege der Haupt- und Vorsteuerung bleiben dabei wieder einander gleich.

Dass der Aufgang des Kolbenschiebers die Verbindung zwischen der Druckleitung und dem Treibzylinder — im vorliegenden Falle bei einem Cylinder mit Differentialscheibenkolben mit dem Treibzylinderkopf — und umgekehrt beim Abwärtssteuern die Verbindung zwischen Cylinder und Ablauf herstellt, ergibt sich aus der Bezeichnung der Gehäusestutzen in der Figur. Das Gehäuse ist mit hydraulisch eingepressten Bronzefuttern von 12 mm Wandstärke ausgebuchtet, die innerhalb der Verbindungskammern mit dem Druckrohr und mit dem Ablauf durch 6 nach oben, bezw. nach unten zugespitzte Schlitze von verschiedener Länge, gitterförmig durchbrochen sind, wie vor allem aus der abgerollten Mantelfläche, Fig. 501, zu entnehmen ist, um eine möglichst stossfreie und gleichmässig fortschreitende Abschlusswirkung zu erzielen. Die hohle Verbindungstange zwischen den unteren Schieberkolben ist an den Köpfen, welche die ledernen Dichtungstulpen aufnehmen, so weit verstärkt, dass sie hier den 75 mm weiten Führungscylinder ganz ausfüllt und durch sorgfältiges Einschleifen nahezu vollkommen abschliesst, so dass die Stulpen nur einen Schutz gegen Sickerverluste bilden und sich mit ihren Rändern erst gegen das Bronzefutter anlegen, nachdem sie über das Schlitzgitter der Durchflusskammern fortgeglitten sind. Diese Vorsicht ist zur Schonung der Lederdichtung bei der hohen Betriebspressung geboten, erfüllt den Zweck aber für die Dauer doch wohl weniger zuverlässig, als die S. 553 besprochene, entlastete Liderung von Helbig.

Ventilsteuerungen.

Ventilsteuerungen werden, wie Kolbensteuerungen, häufig entlastet ausgeführt. Für Eincylindermaschinen genügen zwei wechselweise wirkende Ventile, von denen das eine die Verbindung zwischen Druckwasserzuleitung und Treibzylinder herstellt und abschliesst, das andere zum Senken als

Ablaufventil geöffnet wird. Beim Öffnen des einen Ventils muss das andere stets geschlossen sein. In der Mittellage des Steuerhebels sperren beide Ventile den Treibcylinder gleichzeitig gegen Zu- und Ablauf ab.

Der häufig gegen Ventilsteuerungen erhobene Einwand, dass sie leichter, als Schieber, durch Undichtheiten Betriebsstörungen veranlassen, ist nur bei fehlerhaften Ventilkonstruktionen und bei grober Verunreinigung des Betriebswassers als zutreffend anzuerkennen. In letzterer Beziehung ist zwar zuzugeben, dass alle gleitenden Steuerungen, Schieber wie Kolben, grobe Verunreinigungen leichter zur Seite drängen, als Kegel, bei denen sie sich gerade im Augenblick des Abschlusses zwischen Ventil und Sitz einklemmen können; aber von derartigen Fremdkörpern lässt sich das Betriebswasser durch Einschalten von Schutzsieben in die Leitung nach Fig. 456, S. 479, befreien. Feine Fremdkörper, Sand, Rost u. a. machen Schieber und Kolbenliderungen durch Risse und Verschleiss ebenso leicht unbrauchbar, wie Ventile. Letztere sind leichter nachzuschleifen als Schieber und nicht unbequemer in Stand zu halten, als Kolben, deren Liderungen nach entstandenem Verschleiss ausgewechselt werden müssen. Ventile bieten ausserdem den Vortheil, dass sie Schmiervorrichtungen entbehrlich machen. Gegen die Berechtigung der Einwände spricht vor allem die Erfahrung, dass die Pumpenventile der zugehörigen Akkumulatordruckpumpen, welche viel dauernder und mehr angestrengt werden, als Handsteuerventile, zu keinen besonderen Klagen Veranlassung geben und bei richtiger Konstruktion jahrelang im Betrieb ohne Nachhilfe ihren Dienst thun. Wesentlich ist, dass vor allem für Hochdruck die Ventilkegel, unter Verwendung von harter Bronze, auf einer möglichst schmalen Sitzfläche abdichten. Trotz der hohen specifischen Pressungen erweist sich das Dichten der Kegelflächen auf schwach gebrochenen Kanten am vortheilhaftesten, weil hierbei am wenigsten Gelegenheit zum Ablagern von Fremdkörpern gegeben wird. Für den Sitz ist härtere Bronze als für den Ventilkegel zu wählen.

Ventilsteuerung von Neukirch in Bremen.

In Fig. 504 bis 507, S. 567, ist die von Neukirch für die hydraulischen Hebemaschinen der Bremer Freihafenanlage benutzte Ventilsteuerung dargestellt. Die Ventile sind durch Stempel entlastet, die mit dem Abschlusskegel aus einem Stück hergestellt sind und oben und unten aus dem Gehäuse austreten.

Die Ventile werden wechselweise durch den Ausschlag eines Händels mit doppelarmigen Daumenhebeln von unten bethätigt. Zwischen den beiden Ventilkammern mündet das zum Treibcylinder der Hebemaschine geführte Anschlussrohr.*) Die Stempel des Einströmventiles haben gleichen Durchmesser. Das Ventil ist also im gelüfteten Zustande vollkommen entlastet und wird nur in der Abschlussstellung durch den Überdruck auf den wenig vorspringenden Bund, oberhalb des Dichtungskegels, fest auf den Sitz niedergedrückt. Für das Ablaufventil ist der untere Ventilstempel etwas stärker gewählt, als der obere, weil der in der Ausflusskammer stark verminderte Druck des abströmenden Wassers den Ventilabschluss beim Umsteuern des Händels in die Mittellage erschweren würde. Beide Ventile sind ausserdem von oben durch Federn belastet, die den Rückgang in die Schlusslage vermitteln, sobald der Lüftungsdruck beim Umsteuern

*) Bei der Bremer Anlage ist der Treibcylinder nach der Bauart der Stufencylindermaschinen ausgeführt und für den Wechsel der Druckräume in das Verbindungsrohr mit dem Steuerapparat noch ein Drehschieber eingeschaltet. Die Thätigkeit und Arbeitsweise der Steuerventile wird hierdurch nicht beeinflusst.

des Händels verschwindet. Wählt man den kleinsten Durchmesser des Sitzes für das Einlassventil etwas grösser, als den Durchmesser des unteren Entlastungstempels, so kann das Ventil bei plötzlich abgesperrem Abfluss auch als selbstthätiges Sicherheitstossventil wirken.

Im Betrieb hat sich der Übelstand herausgestellt, dass bei unvorsichtigem Steuern mit zu grossem Hebelausschlag, trotz der starken Übersetzung von 1 : 20 zwischen Händelgriffausschlag und Ventilhub, die Lastkolben der Gefahr des Durchgehens ausgesetzt sind. Der Grund hierfür ist darin zu suchen, dass die Ventilsitze bei den wechselnden Lasten für die zugehörigen Treibkolben und Cylinderdurchmesser und 50 Atm. Betriebsdruck zu gross sind, sowie dass vor allem durch die Form der Ventilkörper der Durchflussquerschnitt zu rasch beim Steuern zunimmt und voll geöffnet wird. Durch Einschalten einer Kupferscheibe mit kleiner Durchbohrung zwischen die Flanschen der Druckleitung ist der Fehler nachträglich unschädlich gemacht.

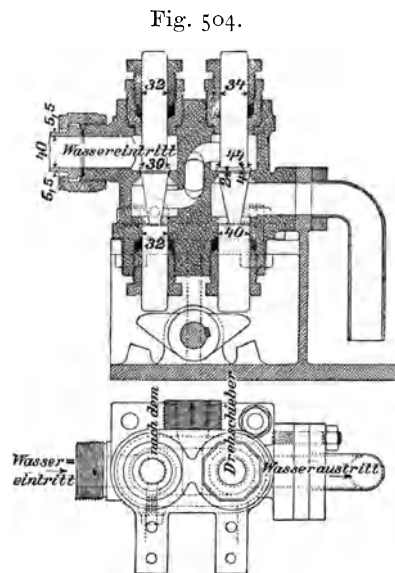


Fig. 506.

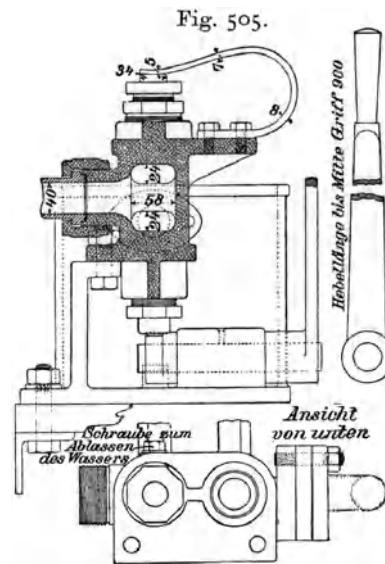


Fig. 507.

Die Hubgeschwindigkeit für die Grenzlasten fallen hierdurch freilich kleiner aus, als ursprünglich angenommen war.

Die oben erwähnten und auch hier im Betriebe aufgetretenen Klagen über unbefriedigendes Dichthalten der Steuerventile, während die frei beweglichen Presspumpenventile durchaus zuverlässig arbeiten, führt auf einen der verbreitetsten Ausführungsfehler, von dem auch die vorliegende Konstruktion nicht frei ist. *) Die Ventilstempel werden in ihren Stopfbüchsen geführt. Zum dichten Abschluss des Ventils müssen die Achsen der Führungen unter sich und mit der Schleifachse des Kegels zusammenfallen, wenn Stempel und Ventil aus einem Stück bestehen. Da nun zum Einschleifen die obere Stopfbüchsenbrille und Dichtung entfernt, und die untere zur leichteren Drehbarkeit mindestens gelüftet werden muss, tritt durch das nachträgliche Zusammensetzen und Anziehen der Stopfbüchsen sehr leicht eine Lagenänderung zwischen der Führungs- und der Schleifachse ein und verhindert den dichten Abschluss des Ventils.

*) Vergl. die ganz ähnliche Konstruktion der Ventilsteuerung für das hydraulische Schleusenhebewerk bei Les Fontinettes. Gruson und Barbet, Études sur les moyens de franchir les chutes des canaux. Paris 1890. Taf. 21, Fig. 9.

Die schädlichen Einflüsse können gemildert werden, falls man an Stelle der fest zusammengepressten Lederringe **U**-förmige Ledermanschetten oder gewöhnliche Leder- oder Guttaperchastulpen wählt, die das Centriren der Stempelachse nicht beeinflussen und auch noch dicht abschliessen, wenn man den Stempeln in ihren Führungscylindern etwas Spiel lässt, um vor allem dem Ventilkegel die Freiheit zu gewähren, sich möglichst unbehindert nach der Dichtungsfläche des Sitzes einzustellen. In dieser Weise ist die Stufenventilsteuerung von Haniel & Lueg ausgeführt, die in dem gleichnamigen Kapitel, S. 612, beschrieben ist. Am vollkommensten werden die Schwierigkeiten beseitigt, wenn man den oberen Entlastungstempel nicht fest mit dem Ventilkörper verbindet, sondern den Kegel mit genügender Beweglichkeit nur daran aufhängt, dem unteren Ventilstempel dagegen eine möglichst lange Führung im Gehäuse giebt, die gleichzeitig das richtige Einschleifen sichert. Aus diesen Erwägungen ist die nachstehende Konstruktion hervorgegangen.

Ventilsteuerung des Verfassers.

Das im Schnitt gezeichnete Ventilgehäuse, Fig. 9 und 10, Taf. 85, enthält das Einlassventil, das andere, in der Ansicht dargestellte, das Auslassventil. Die Gehäuse und Ventile sind vollkommen gleich nach demselben Modell aus Bronze hergestellt. Das Betriebswasser fliesst durch einen Seitenstutzen *a* oberhalb des Einströmventiles zu und gelangt unterhalb des Auslassventiles in den Ablaufstutzen *c*. Beide Gehäuse sind untereinander durch ein schräg liegendes, gusseisernes Rohr verbunden, das in der Mitte die Anschlussflansche *b* für das Treibcylinderrohr trägt und bei geöffnetem Einströmventil das Druckwasser in den Cylinder leitet, bei geöffnetem Auslassventil das verbrauchte Wasser in den Ablauf entweichen lässt. Die Ventile werden, wie bei der vorher besprochenen Konstruktion, vermittelt ihrer nach unten austretenden Stempel durch einen doppelarmigen Hubdaumen wechselweise aufgestossen und schliessen sich durch die von oben wirkende Wasserbelastung selbstthätig, weil sie durch die oberen Stempel, an denen sie frei beweglich hängen, nicht vollkommen entlastet sind. Zu dem Zweck ist im vorliegenden Fall der untere Stempeldurchmesser 22, der obere nur 19 mm stark gewählt. Der selbstthätige Ventilschluss wird beim Umsteuern des Händels in die Ruhelage noch durch einstellbare Belastungsfedern gesichert, die in den glockenförmigen Laternen auf den Köpfen der Ventilgehäuse sitzen und durch Niederschrauben der Glocken nach Bedarf beliebig gespannt werden können. Für das Einströmventil ist diese Vorsicht vielleicht entbehrlich, nicht aber für den Auslass, weil hier der Druck im Abflussstutzen bei geöffnetem Ventil wesentlich geringer ist, als oberhalb, und daher der Unterschied der Stempeldurchmesser allein bei dem Wechsel der Druckverhältnisse keine Gewähr bietet, dass der Schluss ohne zusätzliche Belastung jederzeit selbstthätig erfolgt.*)

Die Ventile sind durch ihre unteren Stempel in dem langen, mit dem Ventilsitz gleichzeitig ausgebohrten Gehäusecylinder sowohl während des Betriebes, wie bei etwaigem Nachschleifen sicher geführt, und die unteren Stopfbüchsentheile gestatten bei geeigneter Ausführung durch etwas reich-

*) Der ganze Apparat ist 1891 zu Versuchszwecken gebaut und bei den gewählten Abmessungen die Entlastung nur angewendet, um das Konstruktionsprincip solcher Vorkehrungen auszubilden, ohne das freie Anschmiegen des Ventils an seinen Sitz zu beschränken. An sich würde bei den kleinen Ventildurchmessern auf die Entlastung verzichtet werden können, weil die Ventilbelastung mit 50 Atm. Betriebsdruck und 2,2 cm Durchflussweite nur $4 \cdot 50 = 200$ kg beträgt, und dieser Widerstand durch eine noch bequem zulässige Hebelübersetzung des Steuerhändels im Verhältniss von 1:20 mit 10 kg Händeldruck überwunden wird.

liche Bohrungsweite so viel Spiel, dass sie die Führung nicht beeinträchtigen. Auf genaues Zusammenfallen der Achsen des oberen Entlastungstempels und des eigentlichen Ventilkörpers kann wegen der Verschraubung des Gehäusekopfes und der Dichtungszwischenlage nicht gerechnet werden, aber gerade hier ist auch durch die bewegliche Aufhängung des Ventils am Entlastungstempel jeder schädliche Einfluss fern gehalten. Der Stempel belastet den aufsteigenden Teller durch seine gewölbte Druckfläche mit dem Federdruck im Mittelpunkt.

Das Ventil füllt die Durchflussbohrung des Sitzes unterhalb der Schleiffläche mit einem kurzen, cylindrischen Bunde vollständig aus, der mit kegelförmiger Verjüngung und leicht geschwungener, doppeltgekrümmter Meridianlinie in den cylindrischen Kern der Stempelinschnürung übergeht, welche die grösste Durchflussweite bestimmt. Diese ist im vorliegenden Fall zu $\frac{(2,2^2 - 1,5^2)\pi}{4} = \sim 1 \text{ qcm}$ für 50 Atm. und 16 m Durchflussgeschwindigkeit bei regelrechtem Betrieb mit voller Belastung angenommen. Durch den allmählichen Übergang der Ventilquerschnitte und den kurzen, cylindrischen Vorkopf unterhalb der Dichtungsfläche werden Ein- und Auslass in erwünschter Weise sehr sanft geöffnet und abgeschlossen. Auch abgesehen von der langen Stempelführung ist dafür gesorgt, dass das Ventil ohne sternförmige Führungsrippen genau centrirt auf seinen Sitz niedersinkt. Die Beseitigung der Führungsrippen ist beachtenswerth, weil solche den gleichmässigen Wasserdurchfluss stören und ungleichen Verschleiss der Dichtungsfläche durch Ablenken des heftigen Wasserstromes begünstigen. In der Nebenfigur 13 ist eine abgeänderte Ventilkonstruktion mit eingelegter Dichtungscheibe aus Leder oder Paragummi wiedergegeben, die vorzüglich für mittleren und niederen Druck vortheilhafte Verwendung verspricht. Reynolds, der technische Leiter der Crane Elevator Co. in Chicago, verwendet auch für Hochdruck Lederdichtung.*)

Das bei den Schiebersteuerungen beschriebene Sicherheitstossventil ist, wie aus Fig. 10 ersichtlich, in einem Umgehungskanal untergebracht, der den Raum unterhalb des Einströmventiles mit dem darüber liegenden verbindet, also in üblicher Weise den Wasserstoss beim plötzlichen Stoppen in die Druckleitung entweichen lässt. Bei dem sanften Schluss der Steuerung ist dies Schutzventil entbehrlich.

Zum Schutz gegen Unfälle durch Rohrbruch bei belastetem Treibkolben kann ein Rückschlagventil, Fig. 12, in den Verbindungstutzen des Einlassgehäuses mit dem Cylinder eingeschaltet werden, das sich selbstthätig schliesst, wenn das Druckwasser aus dem Cylinder durch das unbelastete Einströmventil zu entweichen sucht. Das Einlassventil bleibt zwar, infolge seiner Entlastung durch den unteren Stempel, geschlossen, wenn der Rohrbruch beim Stillstand oder während des Treibkolbenrücklaufes eintritt; erfolgt aber der Bruch beim Heben, so stürzt die Last, weil sich der Cylinder durch das geöffnete Einlassventil entleert. Das Rückschlagventil ist im übrigen durch eine feine Bohrung absichtlich undicht zu machen, falls man das Stossventil nicht für entbehrlich hält, weil sonst letzteres unwirksam wird.

Die Ventilgehäuse werden durch die oberen Entlastungstempel entlüftet, die von oben in der Achsenrichtung und am unteren Ende senkrecht dazu von der Seite bis zum Zusammentreffen beider Kanäle angebohrt sind. Die abschliessende Entlüftungsschraube *e* lässt beim Aufschrauben die Luft

*) Vergl. Guterath, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge 1893, S. 1097, Fig. 25, welche eine beachtenswerthe, selbstthätige Ventilsteuerung für Aufzüge mit 50 Atm. Betriebsdruck darstellt.

durch eine eingefräste Nuthe entweichen. Die Ventilkammern werden seitlich in einen gemeinsamen, senkrechten Kanal entwässert, der parallel zu der Stempelführung von oben nach unten durch das ganze Gehäuse läuft. Die Entwässerungsventilspindeln d schliessen die wagerechten Ablauflöcher der Gehäusekammern ab.

Die Steuerapparate sind mit cylindrischen Zapfen in die Deckplatte einer gusseisernen Konsole eingesetzt und werden durch einfache Druckschrauben festgehalten. Die unten gegen die Ventilstempel vorgeschraubten Muttern begrenzen den Ventilhub und ermöglichen durch übergelegte Scheiben leicht jede wünschenswerthe Einstellung nach Massgabe der im Betrieb durch Versuche näher festzustellenden Verhältnisse. Die Konstruktion gestattet leichtes Auseinandernehmen, Bereithalten von Ersatzventilen und gewährt durch die stellbaren Federn einen weiten Spielraum für die Wahl der Entlastungsverhältnisse.

Auf Grund dieses für die Technische Hochschule in Stuttgart von R. Dinglinger gelieferten Ventilsteuerapparates hat die genannte Fabrik ähnliche Steuerungen auch für hydraulische Spille, Taf. 71, mit den Abänderungen ausgeführt, die sich für diese Maschinen durch die wagerechte Lage und durch den Hubantrieb der Ventile mittelst unrunder Scheiben von der Kurbelwelle aus, an Stelle der Handhebel ergeben. Der Erfolg ist hierbei, wie früher erwähnt, ein durchaus befriedigender gewesen und um so durchschlagender, als bei hydraulischen Spillen bis dahin nur Drehschieber verwendet wurden, die durch ihren ungleichmässigen Verschleiss ständige Reparaturen veranlassen.

Ventilsteuerung von E. Volmer in Remscheid.

D. R. P. 82 584.

E. Volmer wendet für seine Steuerung, Fig. 508 bis 511, S. 571, zwei Stopfenventile an, von denen das untere mit einem im äusseren Gehäuserahmen verschiebbaren Schlitten verbunden ist, der auf dem durchgreifenden Drehzapfen b den Steuerhebel trägt. Der Ablaufventilstempel ist durch Lenkschienen $f a$ an den Zapfen a des Steuerhändels angeschlossen und für sich im Schlittenkörper verschiebbar, wobei die angefeilten Flächen des Zapfens f sich in einer entsprechenden Gleitnuthe des Schlittenkörpers geradlinig führen.

Der Steuerhebel ist zwischen den Zapfen a und b nach rechts ausgeklappt und trägt hier das Zapfengelenk c für eine Belastungsfeder, deren Widerlagplatte sich mit einer Kugelpfanne d gegen die nachstellbare Spannschraube s stützt. Bei gleich starken Stempeldurchmessern wird der Zapfen c senkrecht über der Mitte von $a b$ angeordnet, bei verschiedenen starken Stempeln näher an dem Zapfen des stärkeren Stempels, damit dieser auch gleichzeitig den grösseren Öffnungsweg bis zur Hubgrenze zurücklegt. In der mittleren senkrechten Ruhestellung des Steuerhebels belastet die Feder die Ventilstempel im Verhältniss ihrer Druckquerschnitte und hält sie mit einem genügenden, durch die Spannschraube regelbaren Drucküberschuss geschlossen. Beim Öffnen des Ablaufs zieht der Hebel den Ablaufstempel im Schlitten nach rechts, drängt die Feder etwas zusammen und drückt sie gleichzeitig in die schiefe Lage nach unten, so dass durch die Kreisbahn des Zapfens c um den Hebelzapfen b der Federwiderstand nur auf einer kurzen Strecke zu überwinden ist, die wesentlich kleiner als der Ventilhub ausfällt. Durch die Veränderung der wirksamen Hebelübersetzung vermindert sich der Öffnungswiderstand des Ventils mit zunehmendem Hebelausschlag und schliesslich wirkt die Feder sogar treibend, wenn der Zapfen c unter die gemeinschaftliche Mittellinie

der Zapfengelenke *c* und *d* tritt. Das Hebelwerk wirkt also als Kniehebel, und die Belastung des geschlossenen Ventils wächst in eben dem Masse, wie die des sich öffnenden abnimmt. In der Grenzlage — vergl. den oberen Längsschnitt, Fig. 508 — sperrt das Kniehebelwerk das Einlassventil mit selbstthätiger Sicherung, weil die gestreckte Lage der Kniehebel bereits überschritten ist. Wenn das Händel in umgekehrter Richtung zum Heben ausgelegt wird, tauscht sich die Hebelwirkung für die Ventile aus, indem sich das Federwiderlager nach oben durchdrückt — vergl. die Ansicht des Steuerapparates, Fig. 509 —. Hierbei wird der Zapfen *a* zum festen Drehpunkt des Steuerhebels, und der Zapfen *b* zieht den ganzen Schlitten mit dem Eintrittsventilstempel nach rechts.

Die Volmer-Steuerung verbindet mit kleinem Steuerwiderstand den Vortheil kräftiger Sicherung des geschlossen zu haltenden Gegenventils und

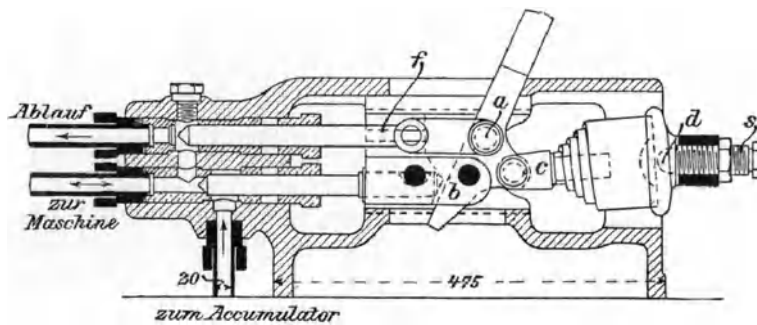


Fig. 508.

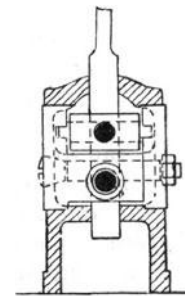


Fig. 510.

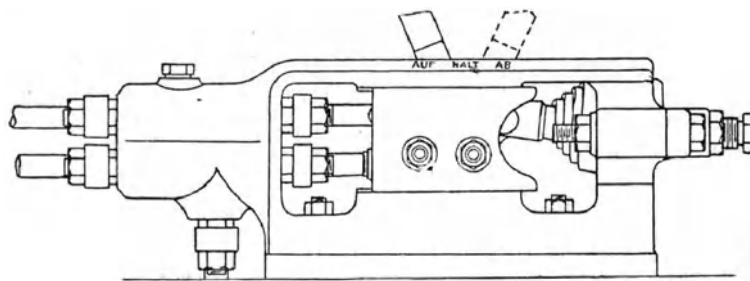


Fig. 509.

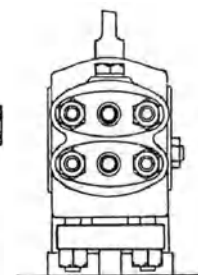


Fig. 511.

bietet durch die einfache Stopfenform der Ventile für ihre Betriebsfähigkeit günstige Durchflussverhältnisse. Durch weiteres Eingreifen der Stempel in den Ventilsitz mit konisch verjüngten Vorköpfen lässt sich jede gewünschte, allmähliche Zunahme der Durchflussquerschnitte beim Öffnen erreichen und ganz sanftes Anlassen und Abstellen für die Maschine vermitteln. Sollen die Steuerventile gleichzeitig als Sicherheitsventile dienen, so ist der Anschluss des Accumulators an das Gehäuse mit dem Ablauf zu vertauschen, um den Wasserdruck unter die Ventilsitze zu leiten. In diesem Falle bleiben die Stopfbüchsen bei geschlossenem Ventil ganz druckfrei.

Zum Nachschleifen ist das zugehörige Anschlussrohr zu lösen. Dann presst die Druckfeder durch den Stempel den Ventilsitz selbstthätig aus dem Gehäuse heraus und legt die Dichtungsflächen zum Nachschmirlen frei. Man schleift hierbei den Sitz auf dem feststehenden Stempel.

Volmer baut den Apparat auch als Zwillingssteuerung für doppelt wirkende Maschinen.

f. Hebemaschinen mit abgestuftem Wasserverbrauch für verschiedene Lastgrenzen.

Die Eigenschaft der hydraulischen Hebewerke gewöhnlicher Bauart, bei gleichbleibender Förderhöhe für jeden Kolbenhub die gleiche Druckwassermenge zu verbrauchen, gleichgültig, ob der Kolben belastet oder leer arbeitet, hat für Akkumulatorbetrieb eine unwirtschaftliche Ausnutzung der im Betriebswasser aufgespeicherten Arbeit zur Folge, sobald die Maschinen nicht vollbelastet werden, und es ist daher eine ganze Reihe von Konstruktionen entstanden, die den Kraftwasserverbrauch nach der Grösse der wechselnden Lasten abstufen. Hierfür bieten sich drei verschiedene Lösungen:

1. Eincylindermaschinen mit veränderlicher, äusserer Triebwerkübersetzung,
2. Eincylindermaschinen mit doppeltwirkendem Scheibenkolben,
3. Gruppencylindermaschinen mit Wechsel in der Zahl oder im Druckquerschnitt der wirksamen Kolben,
4. Wechsel der Druckwasserspannung.

Von diesen vier verschiedenen Wegen sind bisher nur die drei ersten mit Erfolg eingeschlagen. Der vierte strebt theoretisch die vollkommenste Lösung der Aufgabe an, hat aber noch kaum eine befriedigende praktische Ausbildung erfahren. Verändert man, unter Anwendung von Druckwasserwindkesseln oder von Luftdruckakkumulatoren, die Pressung im Windkessel, um die Betriebsarbeit der Nutzarbeit anzupassen, so müsste jedem Wechsel in der Belastung der Hebemaschine eine entsprechende Veränderung in der Luftfüllung des Akkumulators vorangehen, die bei grossen Anlagen nicht durchführbar ist, weil ja jede der angeschlossenen Hebemaschinen unter anderen Bedingungen arbeitet. Man würde von diesem Gedanken also nur für einzelne Maschinen mit eigenem Akkumulator Gebrauch machen können, und auch dann nur mit Vortheil die Luftspannung steigern, wenn man zum Fördern schwerer Lasten übergeht, während im umgekehrten Fall der Spannungsabfall zum Fördern leichterer Lasten einen Arbeitsverlust bedingt. Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, sobald der Wechsel erst nach längeren Arbeitszeiten mit annähernd gleichen Lasten stattfindet. Immerhin bietet sich, bei vorhandenen Druckwindkesseln, auf diesem Wege ein Mittel, mit ausreichend kräftigen Betriebsmaschinen durch vorübergehendes Steigern der Pressung, gelegentlich auch aussergewöhnlich grosse Lasten zu heben.

In anderer Weise kann man den Spannungswechsel des Druckwassers bewirken, wenn man, bei nicht voller Belastung, das Betriebswasser vor dem Eintritt in die Hebemaschine durch einen Wasserstrahlapparat, nach Art der Injektoren, mit Wasser niederer Spannung mischt, wobei der Druck des aus dem Strahlapparat in den Treibcylinder einströmenden Gemisches von dem Wirkungsgrad des Apparates und von dem Volumen- und Druckverhältniss des Betriebswassers zum angesaugten Wasser abhängt.

Der Gedanke ist von Körting praktisch für Feuerlöschzwecke verwertet, und die Hamburger Freihafenspeicher sind beispielsweise mit Hydranten ausgestattet, in denen das städtische Leitungswasser durch Zuführung des Akkumulatorwassers von 50 Atm. mittelst solcher Strahlapparate von ungefähr 3 Atm. auf 8 bis 10 Atm. Druck gesteigert wird. Greathead und Martindale haben sich durch D.R.P. 8262 einen ähnlichen Strahlapparat für Hebezeuge patentiren lassen. In Antwerpen hat man das Verfahren benutzt, um den leeren Lasthaken der Krahne mit Druckwassergemisch von niederer Pressung, unter theilweiser Benutzung des Ablauf-

wassers, aufzuholen. *) Auch Otis hat den Gedanken wieder aufgenommen, einen Düsenapparat zur selbstthätigen Druckwasserersparniss bei wechselnden Fahrstuhlbelastungen anzuwenden, der aber nur bei einigen Anlagen in Amerika versuchsweise ausgeführt zu sein scheint. **)

α. Einzylindermaschinen mit veränderlicher äusserer Triebwerk-übersetzung.

Durch die äussere Übersetzung des Treibkolbenhubes wird das Verhältniss der Lastförderhöhe zum Treibkolbenhub und gleichzeitig die Tragfähigkeit der Maschine, im Verhältniss zum wirksamen Kolbendruck, in der Weise bestimmt, dass durch gesteigerte Gesamtübersetzung Fördergeschwindigkeit und Förderhöhe auf Kosten der Lastgrenze gesteigert werden. Da die Hubübersetzung der Treibkolben im allgemeinen durch umgekehrte Flaschenzüge bewirkt wird, handelt es sich bei Konstruktionen für Übersetzungswechsel um Auswechseln der wirksamen Rollenzahl. Ausführungen dieser Art finden sich vor allem für Speicherwinden und Speicherkrahne mit grosser Förderhöhe, welche in die unteren Stockwerke meist schwere, in die oberen leichte Lasten zu heben haben.

Vorrichtung zum Einschalten einer losen Rolle in das Lastseil von Hakenspeicherwinden von R. Dinglinger in Cöthen.

R. Dinglinger benutzt das bekannte Mittel, die Hubkraft einer Winde durch Einschalten einer losen Rolle zu verdoppeln, und sorgt durch eine besondere, kleine Handwinde für möglichst bequemes Ein- und Ausschalten des Übersetzungswechsels — Fig. 512 bis 514, S. 574.

Auf dem Lukenausleger, Fig. 512, sind zwei Leitrollen nebeneinander gelagert, von denen die eine das Lastseil der hydraulischen Maschine in die Förderbahn ablenkt, die andere ein Hilfseil aufnimmt, in dessen unterer, mit Springring geschlossener Seilschlinge die lose Rolle für den Übersetzungswechsel hängt. Das Hilfseil wird von einer Windentrommel aufgenommen, die im Innern des Gebäudes auf dem Lukenausleger liegt und durch ihre grossen Flanschscheiben mit wulstförmig abgedrehten Griff- rändern gestattet, das Seil von Hand aufzuwinden oder abzulassen. Zum Einschalten der losen Rolle werden beide Seile bis zum tiefsten Punkt gesenkt; hierauf legt man die Sperrklinke der Hilfseiltrommel ein, löst die Seilschlinge und bringt die Kausche in den Lasthaken des Zugseiles der hydraulischen Winde, so dass die lose Rolle jetzt in der Schlinge der beiden miteinander gekuppelten Seile hängt, und das Hilfseil die erforderliche Verlängerung und das stehende Trum des Förderseiles bildet. Der Treibkolbenhub für die volle Förderhöhe mit einfachem Lasthaken genügt auch noch zum Fördern mit eingeschalteter, loser Rolle bis auf halbe Speicherhöhe. Über diese Fördergrenze ist die lose Rolle nicht benutzbar, weil der zur Seilkupplung dienende Lasthaken nur bis zur Auslegerrolle aufsteigen und nicht darüber fortlaufen kann.

Beim Heben der Grenzlast auf halbe Förderhöhe wird dieselbe Wassermenge verbraucht, wie zum Aufziehen der halben Last auf ganze Speicherhöhe. Die Leistungsfähigkeit des Betriebswassers wird also für diese beiden Fälle vollkommen ausgenutzt. Die ausgeschaltete lose Rolle entfernt man durch Aufwinden aus der Förderbahn.

*) Anvers, Port de mer. Bruxelles, E. Guyot 1885, S. 175.

**) Beschreibungen dieser Konstruktion findet man im Bulletin de la Société d'Encouragement 1894, S. 777, und hiernach in Dingler 1896. Bd. 300, S. 129 mit Fig. 50—53.

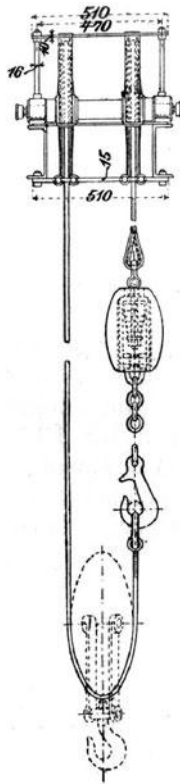


Fig. 513. 1:20.

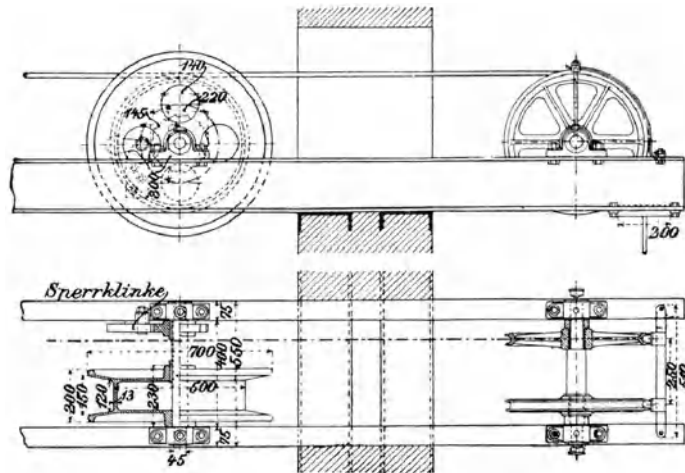


Fig. 512.

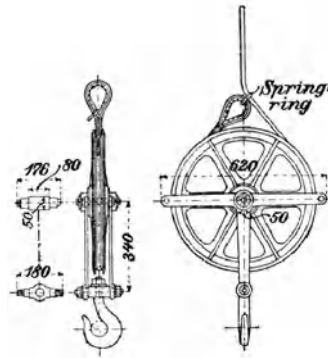


Fig. 514.

Übersetzungswechsel von Johnson & Ellington.

Johnson & Ellington vermitteln den Wechsel der Hubübersetzung des Treibkolbens durch zwei Züge von verschiedener Rollenzahl, von denen der eine oder der andere durch Umschalten des Betriebes in Thätigkeit gesetzt werden kann. Die beiden Rollenzüge sind mit ihren losen Flaschen *C* und *D*, Fig. 515 und 516, an den Enden einer Kette aufgehängt, die über die lose Rolle des Treibkolbenkopfes läuft. Die zugehörigen festen Rollen liegen unten im Maschinenrahmen. Der Wechsel der beiden verschiedenen Übersetzungen wird dadurch bewirkt, dass man entweder die lose Flasche *C* bei *b* oder *D* bei *c* festbolzt und ausser Betrieb setzt. Das ruhende Kettenzentrum ist im Punkte *a* am Maschinenrahmen befestigt. Der Kettenlauf umschlingt zunächst den vierrolligen Zug *DEF*, geht dann von der Leitrolle *F* über die lose Rolle *C* und schliesslich über die Leitrolle *G* nach der Ablenkrolle für die Förderbahn. In der gezeichneten Schaltung, Fig. 516, ist die Rolle *C* bei *b* festgebolt. Die Maschine arbeitet mit einem Gruppenrollenzuge, bestehend aus der losen Rolle *B* und dem vierrolligen Faktorenflaschenzuge *DEF*, also mit achtfacher Übersetzung; *F*, *C* und *G* wirken nur als Leitrollen. Macht man die Rolle *C* frei und kuppelt die Flasche *D* an *c*, wie in Fig. 515, so arbeitet die Maschine mit dem zweirolligen Potenzzug *BC*, also mit vierfacher Übersetzung, und die ganze Kettenstrecke auf der rechten Seite bleibt in Ruhe.

Die Konstruktion bietet den Vortheil, dass beide Laststufen bis zur vollen Speicherhöhe gehoben werden können, wenn man den Treibkolben-

hub hierfür, nach Massgabe der kleineren Übersetzung, ausreichend gross wählt. Für die Hälfte der Grenzlast durchläuft der Kolben mit der doppelten Übersetzung nur den halben Hub und verbraucht also auch nur die halbe Cylinderfüllung. Im übrigen erfordert die Ausführung aber eine ungewöhnlich grosse Kolbenkopfrolle, um noch genügende Durchmesser für die Rollen der seitlich aufgehängten Flaschenzüge zu ermöglichen. Als fernere Nachteile machen sich die wiederholten Seil- oder Kettenablenkungen im entgegengesetzten Sinne, sowie die Wirkungsverluste bemerkbar, die beim Einschalten der stärkeren Übersetzung durch das Mitlaufen aller übrigen Rollen auftreten, und die dadurch ganz besonders gross ausfallen, dass dieselben sämtlich nur als Leitrollen arbeiten. In letzterer Beziehung liesse sich Abhilfe schaffen, wenn man statt eines gemeinsamen Lastseiles oder einer gemeinsamen Kette beide Übersetzungen vollständig trennt und zwei verschiedene Lastseile benutzt, deren Förderbahnen durch die Auslegerrollen in genügendem Abstand voneinander stehen, um sich nicht gegenseitig zu stören. Dies würde die Wahl sehr breiter Förderluken oder die Anlage benachbarter Zwillingluken für den Speicherbau voraussetzen.

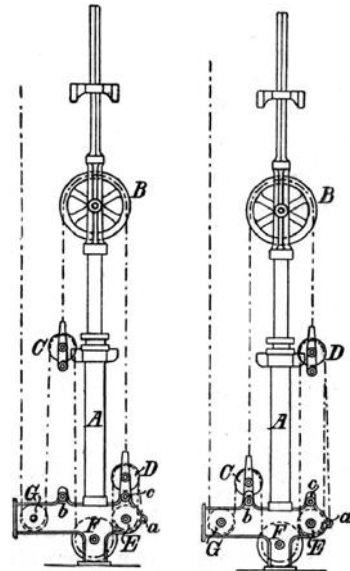


Fig. 515.

Fig. 516.

Übersetzungswechsel von Lane und Bodley in Cincinnati.

Lane & Bodley zerlegen die losen Rollen des Treibkolbenkopfes in zwei Gruppen, statt die gewöhnliche, in Fig. 518 skizzierte Bauart zu wählen, und lagern beispielsweise die Rollen *C*, *D* und *E* unmittelbar im Kolben-

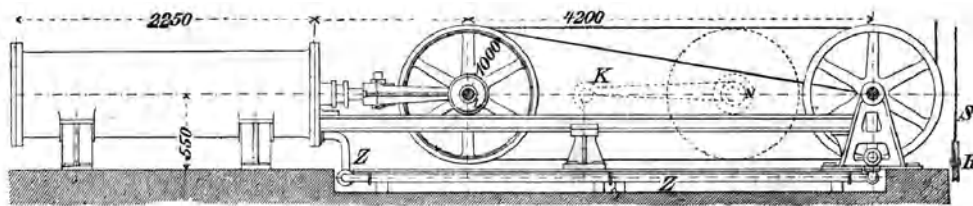


Fig. 517.

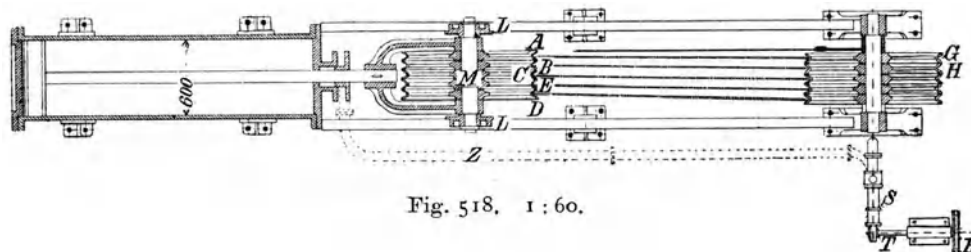


Fig. 518. 1:60.

kopf, *A* und *B* dagegen in einem besonderen Kreuzkopf, der durch Überfallklauen *K*, Fig. 517, mit dem Kolbenkopf gekuppelt werden kann. Im gekuppelten Zustande arbeitet die Maschine mit 5 losen Rollen, also mit zehnfacher Übersetzung. Kuppelt man die Rollengruppe *AB* in der rechten

Endstellung bei vollständig gesenktem Lasthaken los, so gesellt sie sich durch den Seilzug zu den festen Rollen. Die ganze Seilstrecke, welche die Rollen *A*, *B*, *G* und *H* umschlingt, bleibt in Ruhe, und der ursprünglich zehnröllige Faktorenflaschenzug arbeitet unter solchen Verhältnissen nur als sechsrölliger. Auch bei dieser Konstruktion lässt sich der Aufzug in beiden Fällen für die volle Förderhöhe benutzen, falls man den Treibkolbenhub so reichlich wählt, dass er auch für die kleinste Übersetzung der ganzen Lastbahn genügt. Die Konstruktion beansprucht im übrigen durch die verschiedene Vertheilung des Seilzuges die Kolbenstange biegend und sucht den Stangenkopf bei unsymmetrischer Belastung zu ecken, so dass jedenfalls eine sorgfältigere Kreuzkopfführung, als die in der Skizze von Lane & Bodley angedeutete Rollenführung, angewendet werden muss, um die auftretenden Seitenkräfte abzufangen.

Wenn auch in den drei vorstehend besprochenen Ausführungen die erforderliche Umschaltung des äusseren Triebwerks verhältnissmässig leicht zu bewirken ist, liegt doch für den Arbeiter die Versuchung nahe, dauernd mit der Schaltung für die höchste Laststufe zu fördern, vorzüglich wenn die Lastgrössen häufig wechseln. Man wird in diesem System der Abstufung des Kraftwasserverbrauches also nur ein Mittel zu erblicken haben, mit einer für den gewöhnlichen Betrieb ohne Kraftwassersparniss arbeitenden, hydraulischen Winde auch noch ausnahmsweise grössere Lasten heben zu können, und dieser Vortheil ist beachtenswerth, weil er gestattet, die Grenzen der für den gewöhnlichen Betrieb in Betracht kommenden Lastgrössen enger zu ziehen, als das ohne einen Rückhalt für zufällige und unerwartete Überschreitungen möglich ist. Von diesem Gesichtspunkt aus erscheint die Konstruktion von Dinglinger für Hakenwinden als die beste, weil sie den Entwurf der hydraulischen Winde in keiner Weise störend beeinflusst, und weil es für den gewöhnlichen Speicherbetrieb durchaus hinreicht, wenn aussergewöhnlich schwere Lasten wenigstens auf die unteren Lagerböden geschafft werden können.

Da im Speicherbetrieb die gehobenen Lasten auch wieder beim Räumen des Lagers nach unten zu fördern sind, liegt der Gedanke nahe, dass sich die Maschinen mit der kleineren Kraftstufe vor allem auch als Senkwinden vortheilhaft benutzen lassen. Im allgemeinen ist dies nicht der Fall, weil zunächst bei allen Hakenwinden die zu senkende Last zum Ausschwenken anzuheben ist, also für alle Lasten, welche die untere Stufe überschreiten, der Haken schon mit der grösseren Hubkraft aufsteigen muss, um den kurzen Ausschwenkhub zu ermöglichen. Ein weiteres Hinderniss bieten die meist vorhandenen Sicherheitstossventile, welche das Anhalten der sinkenden Last verhindern, wenn man mit der unteren Laststufe der Maschine senkt, weil sie sich selbstthätig öffnen, sobald die Pressung im Cylinder den Druck in der Akkumulatorleitung übersteigt. Bei vorhandenen Stossventilen ist also auch das Senken mit Förderschalen, die unmittelbar aus ihrer Belastungstellung niedergehen, ausgeschlossen, oder die Stossventile müssen künstlich durch Federdruck so weit belastet werden, dass sie sich erst öffnen, wenn die stärkste, normale Senkpressung im Cylinder überschritten wird.

Werden weitergehende Anforderungen bezüglich der Kraftwassersparniss bei häufigem Wechsel der Lastgrössen gestellt, so muss man sich für die Wahl von Eincylindermaschinen mit doppelt wirkendem Scheibenkolben oder von Stufencylindermaschinen entscheiden und die Steuerung so gestalten, dass der Arbeiter sie zum Heben und Senken auch gleichzeitig mit wechselndem Kraftwasserverbrauch bei verschiedenen Laststufen benutzen kann.

β. Eincylindermaschine mit doppelt wirkendem Scheibenkolben.

Beschränkt man den Wechsel in der Hubkraft der Maschinen auf zwei Stufen, so ergibt sich eine verhältnissmässig einfache Lösung der Aufgabe durch Eincylindermaschinen mit doppeltwirkendem Scheibenkolben und einseitiger, starker Kolbenstange. Hierdurch wird der Cylinder in zwei getrennte Druckräume mit verschiedenen grossen Kolbendruckflächen getheilt, weil die einseitig im Kolben befestigte Stange den wirksamen Druckquerschnitt auf eine Ringfläche beschränkt, deren Grösse im Verhältniss zur vollen Druckfläche auf der Gegenseite durch entsprechende Wahl der Stangendicke, je nach Bedarf, bestimmt werden kann. Für die untere Laststufe werden beide Kolbenflächen mit der Druckleitung verbunden. Der Arbeitsdruck und Wasserverbrauch entsprechen dann nur ihrem Unterschied, d. h. dem Kolbenstangenquerschnitt, weil das im Ringraum des Cylinders befindliche Wasser in die Leitung zurückgedrängt wird. Für die obere Laststufe verbindet man den Ringraum des Cylinders mit dem Ablauf und lässt das Druckwasser nur auf die volle Kolbenfläche einströmen.

Gegen die allgemeine Verwendung der Konstruktion in dieser einfachsten, alten Form sprechen zwei Gründe, der Nachtheil, dass die innen liegende Kolbendichtung mit den üblichen Ledermanschetten schnellem Verschleiss ausgesetzt ist, wenn der Kolben nicht mit Messing ausgekleidet wird, und dass vor allem die Wasserverluste, die durch den Verschleiss entstehen, sich erst äusserlich bemerkbar machen, wenn die Tragkraft der Maschine erheblich nachlässt. Die Konstruktion gestattet im übrigen nicht, beim Senken von Lasten einen Theil der Cylinderfüllung in die Druckleitung zurückzupressen, weil die Last beim Senken immer mit der vollen Kolbenfläche auf der abströmenden Füllung ruht, und der Druck im Cylinder daher selbst bei voller Belastung kleiner als die zum Heben der Grenzlast erforderliche Akkumulatorpressung bleibt.

Aufzugmaschine von Eilert mit hängendem Kolben für zwei Laststufen.

Der Maschineninspektor der Hamburger Freihafen-Speichergesellschaft Eilert hat mit verhältnissmässig einfachen Mitteln die alten zweistufigen Eincylindermaschinen wesentlich verbessert und vor allem auch den Übelstand beseitigt, dass Kolbenundichtheiten unbemerkt auftreten, und die beabsichtigte Wasserersparniss vereiteln.*) Er wählt die auf Taf. 86 in Fig. 1 schematisch dargestellte Bauart mit hängendem Kolben und benutzt das Kolbengewicht zum Aufholen des leeren Hakens. Die zugehörige Schiebersteuerung — auf Taf. 86 in Fig. 2 bis 13 mit allen Einzelheiten dargestellt — hat zwei getrennte Einströmkanäle, die, wie aus der schematischen Skizze daselbst ersichtlich, durch die Rohre *o* und *u* mit dem oberen und mit dem unteren Cylinderraum in Verbindung stehen. Das verbrauchte Wasser tritt bei den verschiedenen Arbeitsweisen, wie nachstehend näher zu erörtern ist, theils unmittelbar durch die Rücklaufrohre in den Sammelbehälter *B*, theils gelangt es durch die Schiebermuschel dorthin. Der Übertritt von Druckwasser in den Rücklaufbehälter wird bei den verschiedenen, von den Schieberstellungen abhängigen Rohrverbindungen durch die Rückschlagventile R_1 und R_2 verhindert.

Die Winde ist für wechselnde, doppelseitige Lukenbedienung eingerichtet und arbeitet mit dem rechten Lasthaken, wenn das linke Seilende, wie in der schematischen Zeichnung angenommen, festgehakt ist, im anderen Fall mit dem linken. Die hierzu erforderliche Stellvorrichtung und selbst-

*) Die Konstruktion, D.R.P. 63 197, ist von Eilert in der Z. d. V. d. I. 1894, S. 1262, veröffentlicht, ohne dass er sich als ihren geistigen Urheber nennt.

thätige, einseitige Seilsperrung ist später zu besprechen und in der vorliegenden Zeichnung nur skizzenhaft angedeutet.

Dem Heben des leeren Hakens entspricht die Schieberstellung No. 1, Taf. 86. Der Schieber schliesst das Rohr o gegen das Druckwasser ab und verbindet durch seine Muschel das Rohr u mit dem Ablaufrohr a . Die Füllung des Ringcylinderraumes entleert sich unter dem Eigengewicht des niedersinkenden Kolbens in den Behälter, während gleichzeitig in den oberen Cylinderraum durch das Verbindungsrohr b zwischen o und a aus dem Behälter Wasser angesaugt wird. Das Rückschlagventil R_1 verhindert das Entweichen von Druckwasser in den Ablauf bei geöffneter Einströmung für o .

Zum Lastheben wird der Schieber in die Stellung No. 2 gebracht und die Einströmung für das Rohr o geöffnet, während u durch die Schiebermuschel mit a in Verbindung bleibt, also Druckwasser über den Kolben einströmt, und der Ringcylinderraum sich in den Behälter entleert. Die Maschine arbeitet hierbei mit der vollen Kolbenfläche und wird durch das Eigengewicht des Kolbens unterstützt.

In der Stellung No. 3 schliesst der Schieber alle Spiegelkanäle und stützt den Kolben mit dem Lasthaken ab.

Zum Senken der Last ist der Schieber weiter nach links in die Stellung 4 zu führen, um das Rohr o durch die Muschel mit dem Ablauf zu verbinden und dem Kolben, unter der Einwirkung der Hakenlast, den Rücklauf in den Cylinder zu gestatten. Hierbei überdeckt der rechte Schieberfuss gleichzeitig die Rohrmündung von u . Der Ringraum des Cylinders kann sich daher nur durch das Verbindungsrohr c zwischen u und a aus dem Behälter mit Abwasser füllen. Das Rückschlagventil R_2 im Rohrstrang c sperrt den Behälter gegen Druckwasser ab, wenn der Schieber die Rohrmündung u in der Stellung 5 zum Senken des leeren Lasthakens freigibt, und der Kolben durch das Einströmen von Druckwasser auf seine Ringfläche nach oben getrieben wird. In dieser Steuerlage verbindet die Schiebermuschel die Rohre o und a und lässt das Wasser aus dem oberen Cylinderraum frei in den Behälter entweichen.

Die Maschine verbraucht hiernach nur zum Senken des leeren Lasthakens und zum Heben der Nutzlast Druckwasser, im Verhältniss der beiden verschiedenen Kolbendruckflächen für die kleinste und die grösste Laststufe, während der leere Lasthaken selbstthätig aufsteigt, und Lasten ohne Druckwasserverbrauch gesenkt werden. Die für Speicherbetrieb hieraus entspringende Wassersparniss, wo jede in den Speicher geförderte und gehobene Last auch wieder zu senken und fortzuschaffen ist, kann im Vergleich zu einstufigen Winden etwa 40.0/0 erreichen.

Die Zeichnungen der Steuerung, Fig. 2 bis 13, Taf. 86, lassen erkennen, dass alle in den allgemeinen Bemerkungen über Hochdruckschieber aufgestellten Forderungen erfüllt sind. Die Schieberbahn erhebt sich auf allen Seiten frei aus der Spiegelplatte, und die erforderlichen Seitenführungen sind am Schieber angeschraubt. Der Schmierapparat zum Einfetten des Schiebers entspricht der schon früher beschriebenen Konstruktion von G. Luther. Das Cirkulationsventil, welches zum Schutz gegen Einfrieren der Steuerung in den Schieberkasten eingebaut ist, verbindet die Schieberkammer mit dem Ablauf, um während längerer Arbeitspausen bei niedriger Aussentemperatur einen ständigen, schwachen Durchfluss durch das Ventil zu bewirken, das nur ganz wenig aufgedreht zu werden braucht.

Die vollständige Cylinderzeichnung mit allem Zubehör, einschliesslich der Entlüftung und Entwässerung, findet sich auf Taf. 87.

Die Maschine hat sich bei lebhaftem Betrieb durchaus bewährt; nur die ursprünglich gewählte Lederstulpdichtung des Kolbens ging, wie alle Lederdichtungen, die auf Gusseisen laufen, schnell zu Grunde und veran-

lasste den auf Taf. 86 in Fig. 14 dargestellten Umbau mit Ersatz des Leders durch Baumwolle, nach Art der bewährten Stopfbüchsenpackungen für die Druckwassermaschinen, die sich in dieser veränderten Form selbstverständlich ebenso gut halten, wie in den gewöhnlichen Stopfbüchsen der Cylinderköpfe für gusseiserne Plunger.

Ausser den üblichen Blechschutzkappen an den Rollenböcken, welche die Seile beim Schlawfwerden in den Rollenrillen zurückhalten, sind noch zwei Führungen zum Schutz gegen Verschlingern der dicht neben dem Cylinder laufenden Seilstrecken vorhanden. Diese Führungen bestehen aus Löchern in hölzernen Bohlenbelägen, die auf Eckeisenrahmen liegen, von denen der eine den Cylinder dicht über seinem unteren Kopf umschliesst — vergl. den Längsschnitt des ganzen Cylinders und die Schnittfigur *cd*, Taf. 87 — der andere am unteren Rollenkopf befestigt ist und mit diesem auf- und niedersteigt.

Die Maschine ist für eine Nutzlast von ~ 925 kg im regelrechten Betrieb gebaut, erreicht aber nach den Belastungsproben erst bei 1045 kg die Grenze ihrer Hubkraft und zieht noch 1023 kg am Haken mit 0,45 m Fördergeschwindigkeit in der Sekunde auf. Der Druck im Cylinder betrug hierbei oberhalb des Treibkolbens 45 Atm. Für 923 kg Nutzlast steigt die Hakengeschwindigkeit auf 0,65 m in der Sekunde, während der Arbeitsdruck im Cylinder, infolge der vergrösserten Druckhöhenverluste in der Steuerung, durch die gesteigerte Durchflussgeschwindigkeit auf 39 Atm. zurückgeht. Der leere Haken steigt ohne Druckwasserverbrauch mit 1,33 m Geschwindigkeit auf, bei 2,5 Atm. Gegendruck des unterhalb des niedergehenden Kolbens aus dem Ringraum des Cylinders verdrängten Wassers.

Beim Senken des leeren Hakens wächst der Druck im Ringraum des Cylinders wieder auf 45 Atm., wenn der Haken mit 0,87 m Geschwindigkeit niedergeht.

Die Arbeitsverhältnisse sind hiernach sehr befriedigende, und der Gütegrad der Maschine steht dem einfacher Kolbenmaschinen verhältnissmässig nur wenig nach, trotz der unvermeidlich erhöhten Widerstände durch die nachgesaugten und verdrängten Wassermassen.

Der Kolben wiegt einschliesslich des unteren Rollenkopfes ~ 1050 kg. Das Gewicht des ganzen Hakengeschirrs, einschliesslich des mittleren Werthes der nicht ausgeglichenen Seilstrecken, ist auf 65 bis 75 kg zu schätzen.

Bei der Berechnung des Gütegrades der Maschine hat man zu beachten, dass das Übergewicht des schweren Treibkolbens über das Hakengeschirr die Wirkung des Druckwassers unterstützt, und infolge dessen die Ringcylinderfüllung aufgewendet werden muss, um den leeren Lasthaken zurückzusenken. Es ist demnach zum Bestimmen der mit dem Druckwasser erzielten Nutzleistung der Wasserverbrauch für Kolbenauf- und -niedergang in Rechnung zu stellen.

Beim Heben der Last beträgt die Cylinderfüllung nach Fig. 14, Taf. 86, für das Meter Kolbenweg $\frac{1,85^2 \pi}{4} \cdot 10 = 34,2$ Liter und beim darauffolgenden Senken des

leeren Hakens $\frac{1,85^2 - 1,65^2}{4} \cdot \pi \cdot 10 = 7$ Liter, also zusammen 41,2 Liter mit 50 Atm.

Druck.

Die zur Beschaffung dieser Arbeitsenergie aufgewendete, ideelle Betriebsarbeit entspricht $41,2 \cdot 500$ kgm, wenn man den Atmosphärendruck = 10 m Wassersäule setzt.

Infolge der 10fachen Rollenzugübersetzung wird hiermit die bei den Versuchen ermittelte Grenzlast von 1023 kg, welche noch mit befriedigender Geschwindigkeit gefördert wird, auf 10 m Höhe für jedes Meter Kolbenlauf gehoben.

Demnach ist das Güteverhältniss der Maschine $\eta = \frac{1023 \cdot 10}{41,2 \cdot 500} = 0,5$ bezogen auf die reine Nutzlast.

Andererseits bleibt beim Senken von Lasten der Druckwasserverbrauch auf das kurze Anheben der Last zum Ausschwenken aus der Luke beschränkt, weil die frei schwebende Last den Kolben selbstthätig in den Treibcylinder zurückschiebt, und der leere Lasthaken ohne Druckwasserverbrauch ebenso selbstthätig wieder aufsteigt. Zieht man diese Verhältnisse, im Hinblick auf den Speicherbetrieb gemeinsam in Betracht, so liegen die Vorzüge der Konstruktion klar vor Augen, und sie werden auch von keiner der später zu erörternden, verschiedenen Maschinen für den gleichen Zweck erreicht.

Schliesslich ist hervorzuheben, dass der Schieber, ohne Störung nach-

einander in die Stellungen zum Anheben der Last, zum Festhalten, zum Senken der schwebenden Last und zum Aufheben des leeren Hakens gelangt. Er gleitet zwar beim Umsteuern aus der Stellung zum Heben der Last, Taf. 86, Fig. 1, No. 2, in die Ruhestellung No. 3 über die Lage zum Heben des leeren Hakens No. 1 fort, aber der Treibkolben bleibt bei anhängender Last in Ruhe, weil ihn die Last in den Cylinder zurückzuschieben sucht, und das Anschlussrohr o , durch welches das Wasser entweichen müsste, einerseits durch den linken Schieberfuss, andererseits durch das Rückschlagventil R abgesperrt ist.

Ganz besonders werthvoll ist auch die bereits oben betonte Eigenschaft, dass sich etwaiges Undichtwerden der inneren Treibkolbenliderung sofort äusserlich bemerkbar macht, weil in solchen Fällen der leere Lasthaken durch die unmittelbare Verbindung zwischen den beiden Cylinderräumen selbstthätig aufsteigt, während die Steuerung auf Ruhe steht.

R. H. Thorpe hat für Aufzüge mit hängendem Differentialkolben eine Steuerung entworfen, die sich beim Anlaufen der Maschine, je nach ihrer Belastung und der damit im Cylinder auftretenden Druckspannung, selbstthätig für die untere oder die obere Laststufe einstellt.*) Die Konstruktion ist in etwas veränderter Form unter anderem auch für die grossen hydraulischen Aufzug- und Senkmaschinen von Otis verwerthet, die den Verkehr durch den Hafentunnel von Glasgow vermitteln.**)

7. Gruppencylindermaschinen mit Wechsel in der Zahl oder im Querschnitt der wirksamen Kolben.

Das verbreitetste Mittel, den Kraftwasserverbrauch den wechselnden Lasten möglichst anzupassen, besteht in der Anwendung einer entsprechenden Anzahl von Druckcylindern mit Kolben von verschiedenem Querschnitt, die je nach der Lastgrösse, entweder einzeln oder gruppenweise oder schliesslich alle gleichzeitig mit der Betriebsleitung in Verbindung gesetzt werden, während die leer mitlaufenden Kolben aus der Abwasserleitung totes Wasser in ihre Cylinder nachsaugen. Hierbei ist es gleichzeitig möglich, beim Senken von Lasten nur einen Theil der verschiedenen Cylinderfüllungen frei abzulassen, und den anderen Theil in die Druckleitung zurückzupressen, also unmittelbar wieder zu gewinnen. Dies tritt ein, sobald die noch unter dem Betriebsdruck stehenden Kolbenquerschnitte von der Nutzbelastung einen grösseren Druck für die Flächeneinheit empfangen, als vom Akkumulator, weil ja das Ganze einer hydrostatischen Wage entspricht.

Inbezug auf den Gesamtentwurf ist zu bemerken, dass die Resultante der einzelnen Kolbendrucke für alle verschiedenen Druckwasservertheilungen möglichst mit der Richtung des Lastwiderstandes zusammenfallen muss, damit Kräftepaare und deren Folgen, Ecken und Klemmen der Kolben, verhütet werden.

Diese Bedingung wird unmittelbar erfüllt, wenn man die einzelnen Druckcylinder so ineinander oder hintereinander stellt, dass ihre gemeinschaftliche Achse mit dem Lastwiderstand zusammenfällt. Gruppirt man dagegen die Kolben um die Lastrichtung als Mittelachse nebeneinander, so müssen ausser dem Mittelkolben für jede weitere Kraftabstufung immer mindestens zwei Kolben gleichzeitig in Thätigkeit treten, die, gleiche Druckquerschnitte vorausgesetzt, symmetrisch zum Mittelkolben anzuordnen sind,

*) Vergl. Gutermuth, Neuere Konstruktionen der amerikanischen Personenaufzüge. Z. d. V. d. I. 1893, S. 1092, schematische Fig. 13.

***) Vollständige Beschreibung dieser grossartigen, 1895 eröffneten Anlage enthalten die Mai- und Junihefte des Engineering 1895 mit zahlreichen Zeichnungen in dem Aufsatz: „Glasgow Harbour Tunnel“.

wie z. B. in Textfig. 519.*) Auch ist zu beachten, dass sich eine von mehreren hydraulischen Kolben getragene Last, auf den miteinander in Verbindung stehenden Wassersäulen im labilen Gleichgewichtszustande befindet, so lange die Kolben nicht starr miteinander durch die Lastbühne oder durch einen gemeinschaftlichen Kreuzkopf gekuppelt sind, der willkürliches Steigen eines Kolbens auf Kosten des Zurückbleibens eines anderen verhindert. Es bedarf also besonders sorgfältiger Verbindungen und Führungen, um die Neigung zum labilen Gleichgewichtszustand zu vernichten.

Unter sonst gleichen Verhältnissen wird für eine bestimmte Stufenzahl nur bei zusammenfallenden Cylinderachsen die Zahl der erforderlichen Druckcylinder am kleinsten. Daher wird auch diese Anordnung am meisten angestrebt, obwohl sie andererseits mit dem Übelstande versteckt liegender Entwässerung verbunden ist, der bei vollständig getrennten Plungern von selbst fortfällt. Der Nachtheil innenliegender Dichtungen macht sich, abgesehen von der schwierigen Zugänglichkeit, vor allem dadurch geltend, dass nach eingetretenem Verschleiss zwischen den getrennten Cylinderräumen eine unbemerkte Verbindung eintreten kann, mit der die beabsichtigte Wasserersparniss ganz oder wenigstens theilweise verloren geht, ohne dass der Fehler bei den meisten derartigen Ausführungen sich deutlich im Betriebe von selbst anzeigt, also rechtzeitig abgestellt werden könnte.

Im übrigen hat die Wahl des einen oder des anderen Systemes auf die zugehörige Steuerung keinen Einfluss.

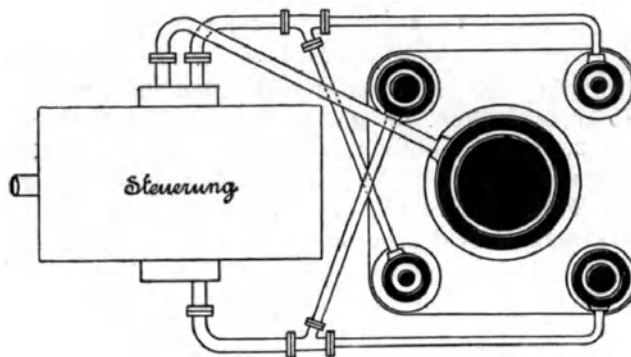


Fig. 519.

Weiter ist die Frage zu entscheiden, wie das Verhältniss der einzelnen Kolbenquerschnitte zu einander zu wählen ist, um mittelst der verschiedenen Verbindungen der einzelnen Druckräume untereinander mit einer bestimmten Kolbenzahl die grösstmögliche Zahl von Kraftstufen zu erzielen.

Die Entscheidung hängt davon ab, ob

1. ausschliesslich Tauchkolben oder
2. Scheibenkolben oder
3. Tauchkolben in Verbindung mit Scheibenkolben benutzt werden.

1. Da Tauchkolben einfach wirken, lässt sich mit ihnen jede einzelne Kraftstufe nur dadurch gewinnen, dass man der Reihe nach so viele Kolben unter Druck bringt, bis die Gesamtkraft grösser oder gleich dem Lastwiderstand wird.

Solange nicht besondere Bedingungen vorliegen, wird man für eine möglichst gleichmässige Abstufung die natürliche Zahlenreihe 1, 2, 3 . . . n wählen.

Diese Zahlenreihe lässt sich aus den gegebenen Grundzahlen nur auf eine einzige Weise, d. h. mit der geringsten Zahl von Kombinationen bilden, wenn die Grundzahlen den Werthen 1, 2, 4, 8 u. s. w. entsprechen, also jeder von den der Reihe nach in Wirksamkeit tretenden Kolbenquerschnitten doppelt so gross ist, wie der vorhergehende.

Es ergibt sich hiermit folgende Wahl für die Reihenfolge und Ver-

*) Weitere Vorschläge hierzu finden sich in: P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen. Berlin 1891, S. 7.

bindung der einzelnen Druckcylinder, wenn sie nach dem gegenseitigen Verhältniss der Kolbenquerschnitte benannt werden:

1 = 1	4 + 2 = 6	8 + 2 + 1 = 11
2 = 2	4 + 2 + 1 = 7	8 + 4 = 12
1 + 2 = 3	8 = 8	8 + 4 + 1 = 13
4 = 4	8 + 1 = 9	8 + 4 + 2 = 14
4 + 1 = 5	8 + 2 = 10	8 + 4 + 2 + 1 = 15

Bezeichnet n das Verhältniss des grössten Kolbenquerschnitts zum kleinsten, und ist jeder folgende Kolbenquerschnitt doppelt so gross, wie der vorhergehende, so ist mit dem vorstehend angenommenen System ganz allgemein die Zahl der überhaupt erreichbaren Kraftabstufungen $= 2n - 1$, d. h. mit $n=8$, also mit 4 Kolben, 15, mit $n=4$, d. h. mit 3 Kolben, 7 Stufen.

Wählt man statt dessen die aufeinander folgenden Kolbenquerschnitte unmittelbar in Übereinstimmung mit der natürlichen Zahlenreihe 1, 2, 3 u. s. w., so entstehen folgende Abstufungen:

1 = 1	2 = 2	3 + 1 = 4
	1 + 2 = 3	3 + 2 = 5
	3 = 3	3 + 2 + 1 = 6

also, da sich hier zwei verschiedene Ausnutzungsmöglichkeiten in der Wirkung decken, im ganzen mit 3 Kolben nur 6 Stufen, statt wie oben 7.

2. Scheibenkolben pflegt man so auszunutzen, dass man entweder das Kraftwasser auf beiden Kolbenseiten gleichzeitig einströmen lässt, also nur den Flächenunterschied, der durch die Kolbenstange bedingt wird, als wirksame Druckfläche ausnutzt und durch den Überdruck der grösseren Fläche das Druckwasser auf der Gegenseite beim Vorschub des Kolbens in die Betriebsleitung zurückdrängt, oder man leitet nur allein auf die grössere Kolbenfläche Druckwasser, setzt die andere mit dem Ablauf in Verbindung und scheidet ihre Wirkung für die Last aus.

Wenn mehrere Scheibenkolben miteinander verbunden werden, ist die Gesamtwirkung stets gleich der algebraischen Gesamtsumme der einzelnen, wirksamen Drucke, d. h. die Gegendruckflächen sind, falls sie nicht mit dem Abwasser in Verbindung stehen, und deshalb gar nicht in Betracht kommen, mit negativem Vorzeichen in Rechnung zu stellen.

Ferner müssen in der Reihenfolge der wieder nach der Zahlenreihe 1, 2, 4, 8 zu wählenden Kolbenquerschnittsgrössen die Gegendruckflächen der Reihe nach den ersten Ziffern der Zahlenreihe entsprechen, und die in der Schubrichtung wirksamen, grösseren Kolbenflächen dann aufs neue mit dem ersten Kolben beginnend die Fortsetzung der obigen Zahlenreihe bilden, wenn die Kraftabstufung mit der natürlichen Zahlenreihe übereinstimmen soll.

Bezeichnen in der schematischen Skizze, Textfig. 520, welche die Verbindung zweier Scheibenkolben für ein Druckwerk darstellt, die Ziffern 1, 2, 4, 8 die Kolbendruckflächen zu den vier verschiedenen Cylinderäumen, so erhält man folgende Stufen, wenn das Betriebswasser in die links aufgeführten Druckräume der nachstehenden Übersicht einströmt:

4 - 2 - 1 = 1	8 - 1 = 7
4 - 2 = 2	8 = 8
4 - 1 = 3	8 + 4 - 2 - 1 = 9
4 = 4	8 + 4 - 2 = 10
8 - 2 - 1 = 5	8 + 4 - 1 = 11
8 - 2 = 6	8 + 4 = 12*)

*) Im D. R. P. No. 39694 und No. 40904 sind unter Nichtberücksichtigung des vorstehend erörterten Grundgesetzes für die gleiche Anordnung nur 11 Lastabstufungen als möglich vorausgesetzt.

Aus dem Vorstehenden erhellt, dass man durch Scheibenkolben mit der kleinsten Cylinderzahl die grösste Zahl von Kraftstufen gewinnt, im vorliegenden Fall mit zwei Druckcylindern und je einem Scheibenkolben 12, während mit 2 Tauchkolben und 2 Cylindern nur 3 und erst durch 4 Tauchkolben und 4 Cylinder mehr als 12, nämlich 15 Abstufungen zu erreichen sind. Hierbei ist weiter zu beachten, dass sich die Zahl der Tauchkolben für die Ausführung noch durch die früher erörterte Zerlegung in 2 Ersatzkolben für die ausserhalb der Maschinenmitte aufzustellenden Cylinder über die hier angenommenen Grenzwerte erhöht.

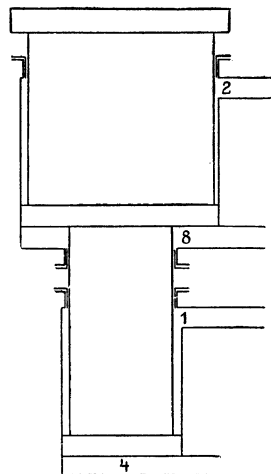


Fig. 520.

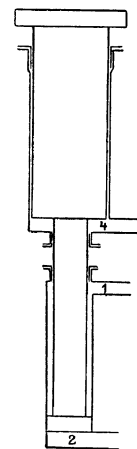


Fig. 521.

Dem Vortheil der Scheibenkolben steht aber wieder der Nachtheil gegenüber, dass durch unbemerkten Verschleiss ihrer von aussen nicht zu überwachenden Dichtungen störender Wasseraustausch zwischen den getrennten Druckräumen auftreten kann. Das Nachsehen und Erneuern der Kolbenliderung ist jedenfalls unbequemer und zeitraubender, als bei Stopfbüchsen für Plunger. Es ist ferner schon mehrfach darauf hingewiesen, dass Ledermanschetten sich nur auf Rothgussgleitflächen gut halten und ganz besonders schnell durch Rost zerstört werden. Ledermanschetten leiden ausserdem an dem Übelstande, dass sie beim Entwässern abklappen und sich bei neuer Druckfüllung nicht immer wieder zuverlässig anlegen. Für gusseiserne Cylinder sind demnach womöglich Baumwollpackungen als Kolbenliderung anzuwenden.

3. Schliesslich lassen sich noch Scheiben- und Tauchkolben miteinander verbinden. Bezeichnen in Textfig. 521, die den einfachsten Fall einer solchen Verbindung darstellt, wiederum die Ziffern in den einzelnen Druckräumen die zugehörigen, wirksamen Kolbendruckquerschnitte, so erhalten wir für die verschiedene Druckwasservertheilung folgende Kraftstufen:

$$\begin{array}{rcl}
 2 - 1 = 1 & & 4 \quad = 4 \\
 2 \quad = 2 & & 4 + 2 - 1 = 5 \\
 4 - 1 = 3 & & 4 + 2 \quad = 6
 \end{array}$$

In zwei Cylindern mit einem Tauch- und einem Scheibenkolben sind hiernach 6 Lastgrenzen erreichbar.*)

Vorstehendes zeigt, dass man schon mit einer geringen Kolben- und Cylinderzahl weitgehenden Kraftwechsel erzielen kann, aber die Druckwasserersparniss ist, wie wir später sehen werden, in Wahrheit viel geringer, als man auf Grund dieser ersten, allgemeinen Untersuchungen anzunehmen pflegt.

*) Haniel & Lueg haben bei derselben Kolbenanordnung in den Maschinen des Hamburger Freihafens nur 5 Kraftstufen ausgenutzt, indem sie den ganzen Querschnitt des starken Plungers = 4 wählen, statt diese Flächengrösse für den allein wirksamen Ringquerschnitt, nach Abzug der durchgehenden Kolbenstange, anzunehmen.

Cylinderanordnung für Hebemaschinen mit Kraftstufen.

Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und einfacher Steuerung von G. Luther.

Die Forderung, eine Hebemaschine durch zwei verschieden grosse Kolbenquerschnitte mit zwei Kraftstufen auszurüsten, lässt sich verhältnissmässig einfach lösen, wenn man einen gewöhnlichen Treibkolben in einen unten für den Wasserdurchtritt offenen Ringkolben einsetzt, beide in einem gemeinsamen Treibcylinder unterbringt und durch eine Sperrklammer dafür sorgt, dass der Ringkolben im Treibcylinder zurückgehalten werden kann, sobald der Kernkolben für die untere Laststufe allein in Thätigkeit treten soll. Bei ausgeschalteter Sperrung arbeiten beide Kolben wie in einer gewöhnlichen Eincylindermaschine gemeinsam, indem der Ringkolben den Kernkolben beim Heben mitnimmt, und der Kernkolben als Träger der Last während des Senkens den Ringkolben vor sich her abwärts treibt.

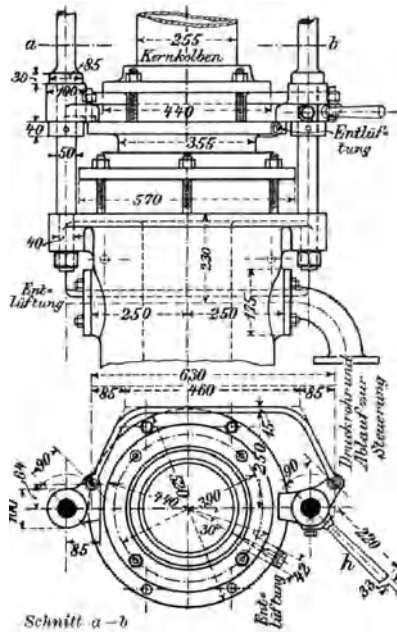


Fig. 522.

verstellt werden, die in der gezeichneten Lage über die Flansche des Ringkolbens fortgreifen und ihn dadurch im Treibcylinder zurückhalten, wenn Druckwasser einströmt.

Die Bauart dieser Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel bietet den beachtenswerthen Vortheil, dass sie sich eng den gewöhnlichen Eincylinder- oder Einkolbenmaschinen anschliesst. Die Steuerung ist die gleiche, wie für Eincylindermaschinen, die Stopfbüchsen sind von aussen zugänglich und arbeiten nur abwechselnd; auch das Entlüften und Entwässern der Maschine bietet keine Schwierigkeiten. Wenn nun trotz dieser guten Eigenschaften, und trotz der leicht zu handhabenden Kupplung die Maschinen keine allgemeine Verbreitung gefunden haben, so erklärt sich das aus dem Umstande, dass die Treibcylinder meist in ziemlich grosser Entfernung von der Lastförderbahn stehen, und dass die Kolben nicht von jedem beliebigen Speicherboden aus umgeschaltet werden können. Unter solchen Verhältnissen wird die vorhandene Umschaltvorrichtung im Betrieb nicht häufiger benutzt werden, als die früher besprochenen Wechsel der äusseren Triebwerkübersetzung. In Amsterdam und Rotterdam, wie in Antwerpen ist die Bauart für Krähne benutzt und befriedigt die dortigen Ansprüche, weil

Hafenkrahne zum Theil längere Zeit hindurch gleichartige Stückgüter verladen, also die Umschaltung nicht häufig vorzunehmen ist und im unmittelbaren Bereich des Krahnführers liegt. Es darf aber nicht übersehen werden, dass man während der Lastförderung nicht von einer Kraftstufe zur anderen übergehen kann, und dass es demnach ausgeschlossen bleibt, Lasten mit dem Kernkolben zu senken, die dessen Hubkraft übersteigen, wenn die Last, wie das beim Krahnbetrieb und bei Speicherlukenwinden der Fall ist, erst vom Boden angehoben werden muss, um sie zum Senken frei aus-schwenken zu können.

Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und Stufensteuerung von Dankworth.

D. R. P. 45 330.

Dankworth hat die Teleskopmaschinen mit Treibkolbenwechsel dadurch zu verbessern gesucht, dass er den gemeinsamen Cylinderraum für beide Kolben in zwei getrennte Cylinder mit getrennter Ein- und Ausströmung zerlegt, und durch die Steuerung dem Arbeiter ermöglicht, nach Bedürfniss den Kernkolben allein oder den Doppelkolben in Thätigkeit zu setzen. Zu dem Zweck ist der Ringkolben, Fig. 523, S. 586, durch einen vorgeschraubten Boden mit Manschettenstopfbüchse auf einem hohlen Rothgussdorn abgedichtet, der in die Bodenplatte des äusseren Cylinders mit kegelförmigen Gewindezapfen eingesetzt wird und für die untere Laststufe als Ein- und Ausströmrohr dient, wenn der Kernplunger allein arbeitet, während der grosse Cylinder für den Tauchcylinderkolben mit gesondertem Ein- und Auslass versehen ist.

Der Tauchcylinder schiebt sich in der tiefsten Stellung mit seiner Ledermanschette über den Wasserzuführungsdorn, so dass er durch den Wasserdruck nach unten gepresst wird, und der Kernkolben allein aufsteigt, falls nur durch den Dorn Betriebswasser einströmt. Im Fall schadhafter Dornichtung könnte der Tauchcylinder durch das Sickerwasser langsam mit in die Höhe gehen, und sobald er sich vom Dorn ablöst, unter dem Einfluss des vollen Druckwasserzufflusses unbelastet und deshalb stark beschleunigt dem Kernkolben nacheilen, der seinerseits in den freien Wasserraum zurücksinkt, so dass ein heftiger Zusammenstoss erfolgen würde.

Deshalb ist dafür zu sorgen, dass für die untere Laststufe, gleichzeitig mit dem Öffnen der Einströmung in den Kerncylinder, der grosse Cylinder durch die Steuerung zwangläufig mit dem Ablauf verbunden wird, um Drucksickerwasser unschädlich entweichen zu lassen. Dieses Schutzmittel entzieht aber andererseits vorhandene Undichtheiten des Stulpdornes der unmittelbaren Wahrnehmung im regelrechten Betrieb.

Wenn der Kernkolbendruck für die Last nicht ausreicht, wird auch der Einlass für den grossen Cylinder geöffnet, und damit der volle Querschnitt des Doppelkolbens unter Druck gesetzt. Der Tauchcylinder stemmt sich mit seinem oberen Rande gegen den Rollenkopf des Kernkolbens, und beide steigen gemeinsam auf. Der Rücklauf kann sich gemeinsam, aber auch getrennt vollziehen, wie bei gewöhnlichen Teleskopkolben. Führungsrippen im unteren Theil des grossen Cylinders, und die äussere Verjüngung des Dornes sichern den regelrechten Eintritt des letzteren in die Bodenstopfbüchse des zurückkehrenden Tauchcylinders, während sich gleichzeitig der Rollenkopf des Kernkolbens in der tiefsten Stellung auf Gummipuffer legt, die den erforderlichen Abstand zwischen Kolbenunterfläche und Dornmündung wahren und auch für die unbestimmten Rücklaufverhältnisse als Schutzpuffer dienen.

Die kleine Stulpdichtung lässt lange Betriebsdauer erwarten, weil sie

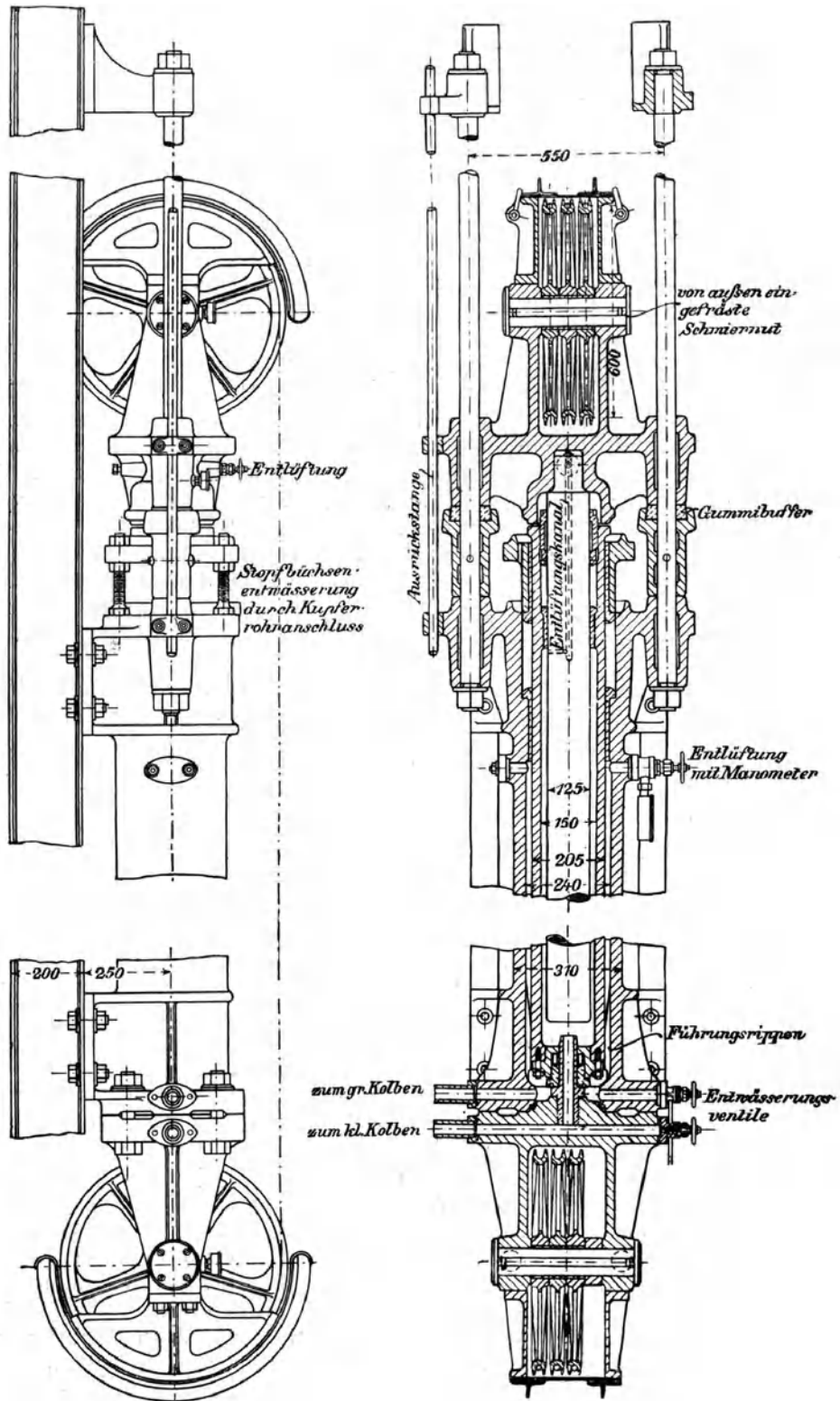


Fig. 523. 1 : 20.

nur beim Arbeiten mit der oberen Laststufe und auch dann nur für eine verschwindend kleine Hubstrecke in Thätigkeit tritt. Sie befindet sich somit immerhin noch in günstigerer Lage, als andere innen liegende Dichtungen, die wir bei den nachfolgenden Konstruktionen finden werden, und an dieser Stelle ist auch schon darauf aufmerksam zu machen, dass die Wirkungsverluste durch die Stopfbüchsenreibung der leerlaufenden Theile fortfallen, weil in der Konstruktion leer mitlaufende Kolben ganz vermieden sind. Unter den vorliegenden Verhältnissen braucht auch niemals totes Wasser in leere Cylinderräume nachgesaugt zu werden, und es bedarf keiner besonderen Nachsaugventile oder Nachsaugbehälter, die sonst die Widerstände vermehren, und durch Undichtwerden oder Einfrieren im Winter bei mangelhaftem Schutz gegen Frost die Möglichkeit von Betriebsstörungen verstärken. Entlüftung und Entwässerung lassen sich, wie aus der Zeichnung ersichtlich, bequem und zuverlässig bewirken.

Im übrigen ist die Anwendung der Konstruktion im wesentlichen auf Aufzüge beschränkt, bei denen nicht nur zum Aufwärtsfördern, je nach Bedürfniss die eine oder die andere Laststufe benutzt werden kann, sondern auch besonders zum Leerauffahren und nachfolgenden Lastsenken die untere Kraftstufe allein ausreicht, wenn ein vorhandenes Stossventil so weit zusätzlich belastet ist, dass es sich auch bei voller Belastung des Kernkolbens zum Senken der grössten Lasten noch nicht selbstthätig in die Druckleitung öffnet. Im letzteren Falle kann sogar das zur Auffahrt benutzte Druckwasser wieder in den Akkumulator zurückgepresst, also zurückgewonnen werden. Bei Hakenwinden ist theilweises Rückgewinnen von Druckwasser ausgeschlossen, weil auch zum Senken der grösseren Lasten der leere Haken schon mit dem Doppelkolben aufwärtsgezogen werden muss, um das Ausschwenken der angehängten Last durch einen kurzen Anhub zu ermöglichen, und bei dem Rücklauf des Doppelkolbens die Pressung im Cylinder der oberen Lastgrenze entsprechend kleiner ausfällt, als der Akkumulatordruck.

Die Steuerungen sind für die beiden verschiedenen Cylinderräume getrennt auszuführen und durch gesonderte Hebel, wie oben angegeben, derart zu bedienen, dass gleichzeitig mit dem Druckwassereintritt für die untere Laststufe der Schieber für den grossen Cylinderraum auf Ablauf eingestellt wird. Wenn die Maschine hierbei nicht anläuft, ist auch der zweite Schieber auf Druckwassereintritt umzusteuern. Zum Senken genügt im allgemeinen das Öffnen des Auslasses für den Kerncylinder, und nur für die tiefste Senkstrecke ist auch noch der Ablauf des äusseren Cylinderraumes frei zu legen, damit der Ringkolben über den Dorn zurücksinken kann. Hier ist die Möglichkeit geboten, das Dichthalten der Dornstulpe zu prüfen, da bei vorhandener Durchlässigkeit der belastete Kolben auch noch über den Dorn in seine tiefste Stellung zurücksinkt, wenn man absichtlich den Auslass für das Entweichen der Restfüllung aus dem äusseren Cylinderraum garnicht öffnet. Das Steuern der Maschine erfordert nach dem Vorstehenden, durch den Wechsel in den aufeinander folgenden Lagen der beiden Steuerhebel besondere Aufmerksamkeit, und dies spricht gegen die Bauart.

Koncentrische Cylinder mit dauernd gekuppelten Kolben und Wechsel der wirksamen Kolbendruckflächen durch Stufensteuerung.

Dreistufige Maschine von Fr. Neukirch. D. R. P. 36580.

Die von Fr. Neukirch für die Hebewerke des Bremer Freihafens gewählten Doppelcylinder sind aus Fig. 524 bis 528, S. 588 u. 589, zu entnehmen.

Der Treibcylinder besteht aus einem oben offenen Kernrohr und aus

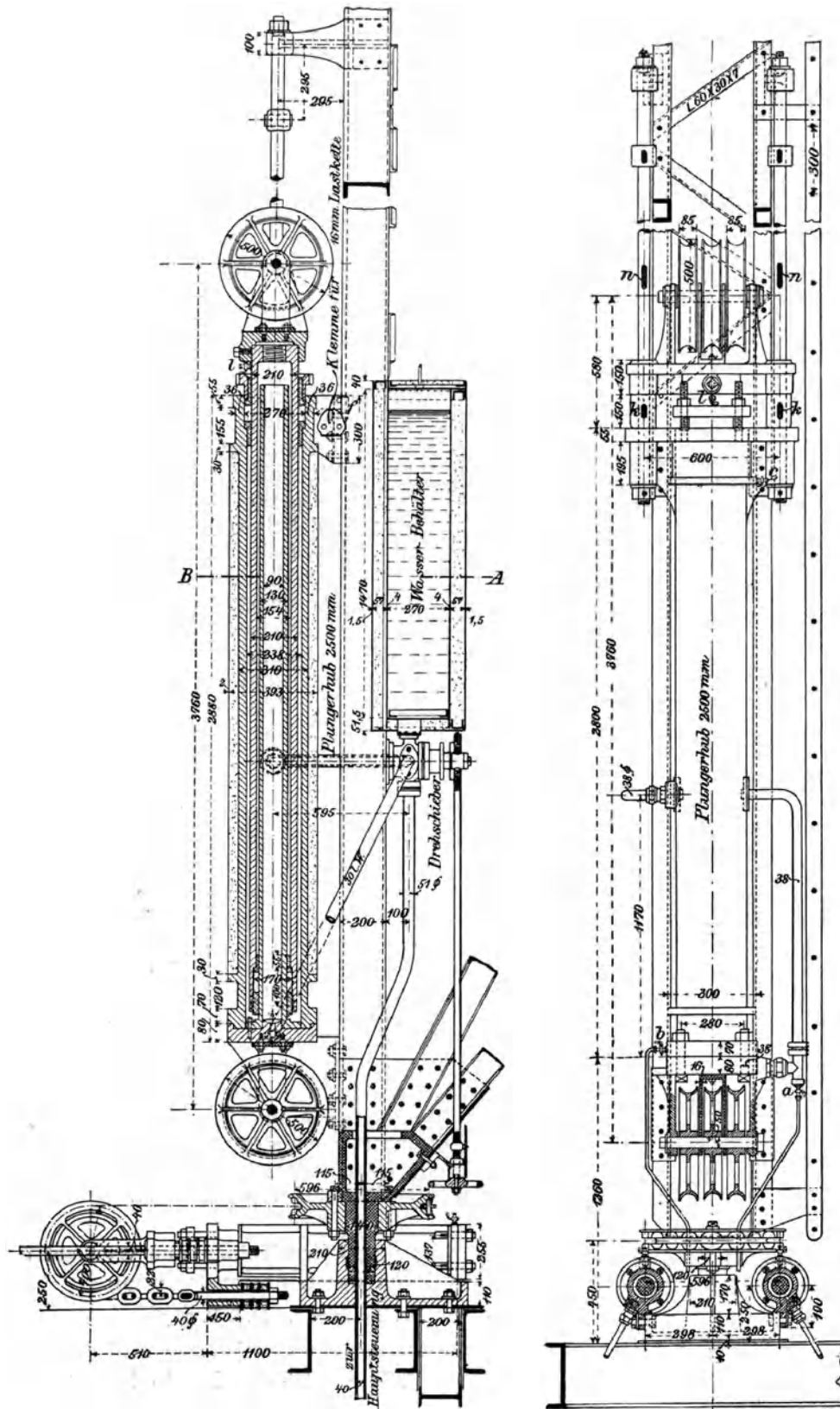


Fig. 524.

1 : 30.

Fig. 525.

einem äusseren Cylindermantel, dessen Kopf sich zu einer Stopfbüchse erweitert. Der Kolben ist mit ringförmigem Querschnitt von oben zwischen den äusseren und den Kerncylinder eingesenkt und gegen den äusseren Cylinder durch die bereits erwähnte Stopfbüchse, gegen das Kernrohr durch eine zweite im unteren Kolbenende abgedichtet. Auf diese Weise sind zwei vollständig getrennte Druckräume gewonnen, die einzeln oder gemeinsam benutzt werden können, einer im Kern des Treibkolbens, dessen wirksame Druckfläche dem äusseren Durchmesser des feststehenden Kernrohres entspricht — bei 130 mm Dmr. rund 133 qcm Druckquerschnitt — der andere zwischen dem beweglichen Kolben und dem feststehenden, äusseren Cylinder. Die wirksame Druckfläche des äusseren Druckraumes entspricht dem Ringquerschnitt zwischen dem Kernrohr und dem äusseren Treibkolbendurchmesser und beträgt bei 210 mm Kolbendicke rund 214 qcm. Der Kernraum kann von unten mit Druckwasser gespeist werden. An den äusseren Ringraum ist das Zufussrohr in mittlerer Höhe angeschlossen und die Ein-

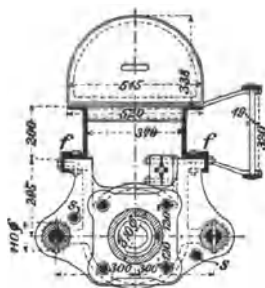


Fig. 526.

1 : 30

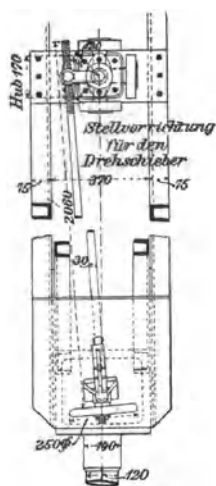


Fig. 527.

1 : 30

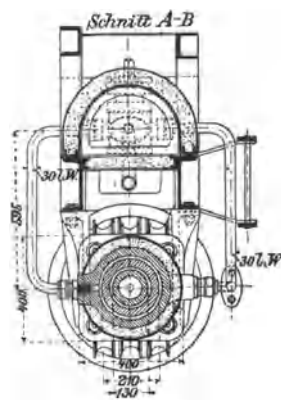


Fig. 528.

mündung in der Zeichnung durch die Flansche angedeutet. Die Cylinder sind im vorliegenden Fall gegen eine Krahnssäule geschraubt. Der Kolben arbeitet mit sechsfacher Übersetzung durch einen umgekehrten Faktorenflaschenzug, dessen lose Rollen auf dem Kolbenkopf gelagert sind, und dessen feste Rollen, wie üblich, unterhalb des Cylinders in einem Bock laufen, der mit dem Cylinderboden zusammengelassen ist. Wird nur der eine der beiden Cylinderdruckräume benutzt, so muss der andere mit totem Wasser gefüllt werden, um das Eindringen von Luft durch die Kolbendichtungen oder das Auftreten einer Luftleere zu verhüten. Hierfür ist ein besonderer Rücklaufbehälter hinter der Krahnssäule aufgestellt, dem beim Heben mit einer der beiden unteren Kraftstufen das Nachsaugewasser entnommen wird, und in den die Hilfsfüllung beim Senken mit derselben Laststufe wieder zurückfliesst. Der später in dem Abschnitt über Stufensteuerungen näher zu beschreibende Steuerapparat besteht aus den Ein- und Auslassventilen, Fig. 504 bis 507, S. 567, für Heben, Senken und Abstellen, und aus einem Vierwegewechsel in der Rohrgabel unterhalb des Rücklaufbehälters, der die Wasservertheilung für die verschiedenen Laststufen vermittelt. Je nach der Einstellung des als Drehschieber ausgeführten Wechsels strömt bei geöffnetem Einlasssteuerventil das Druckwasser in den inneren oder in den äusseren Ringraum des Treibcylinders oder in beide gleichzeitig, während in den beiden ersten Fällen die nicht mit Druckwasser gespeiste Cylinderkammer durch den Drehschieber mit dem Hilfsbehälter zum

Nachsaugen von totem Wasser verbunden ist. Beim Öffnen des Auslasses durchströmt das Wasser alle Rohre in umgekehrter Richtung. Man hat beim Senken der Last nur dafür zu sorgen, dass sich nicht beide Cylinderräume in den Ablauf entleeren, sondern eine der verbrauchten Füllungen in den Rücklaufbehälter fliesst, und dessen Inhalt wieder ergänzt.

Unter den angegebenen Verhältnissen stehen für die drei Kraftstufen nach den weiter oben bestimmten Druckquerschnitten von 133 qcm, 214 qcm und $133 + 214 = 347$ qcm, bei 50 Atm. Betriebsdruck, die Kolbenkräfte 6650 kg, 10700 kg und 17350 kg ungefähr im Verhältniss von 1:2:3 zur Verfügung. Die kleinste Kraftstufe ist verhältnissmässig grösser gewählt, weil sie den kleinsten Wirkungsgrad liefert. Kolbenreibung und Kolben-eigengewicht bleiben für alle drei Kraftstufen die gleichen und beeinträchtigen die Nutzleistung am meisten, wenn man mit der kleinsten Kraftstufe arbeitet.

Die Maschine ist für 1500 kg Grenzlast bestimmt und bei 6 facher Übersetzung hiernach im Entwurf nur ein Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1500 \cdot 6}{17350} = 0,52$$

angenommen.

Die Schwierigkeit, die innere Stopfbüchsenpackung zu erneuern, hat Neukirch dadurch zu mildern gesucht, dass er den hydraulischen Druck zu Hilfe nimmt, um die Stopfbüchse freizulegen.

Nachdem die Flanschschrauben des Cylinderbodens und die Befestigungsschrauben der oberen Cylinderkonsole, sowie die Keile k entfernt sind, welche die Führungstangen des Kolbenrollenkopfes mit dem Cylinderkopf verspannen, und schliesslich auch noch das im äusseren Cylinder mündende Druckwasserrohr abgenommen ist, hängt man die Maschine mit ihrem Kopf durch Schraubenbolzen s , Fig. 526, an dem Kolbenrollenkopf auf. Nach dieser Kupplung wird in das stehen gebliebene Kernrohr Druckwasser eingeleitet, hierdurch der ganze Cylinder sammt Treibkolben von der unteren Bodenplatte abgehoben und schliesslich durch Einschieben der Keile k in die Stangenlöcher n , Fig. 525, abgestützt.

Undichtheiten der inneren Stopfbüchse machen sich im Betrieb durch Zunahme der Wasserfüllung im Nachsaugebehälter bemerkbar, sobald man mit kleinster oder mit mittlerer Füllung arbeitet.

Fast noch lästiger, als das unbequeme Erneuern der inneren Stopfbüchsenpackung, ist das im Winter bei freistehenden Krähnen vor jeder längeren Betriebspause vorzunehmende umständliche Entwässern der Maschine. Hierbei hat der Maschinist zunächst den Treibkolben durch Druckzuleiten in das Kernrohr bis in die höchste Stellung zu heben, um den Wassersack zwischen dem Kernrohr und dem inneren Treibcylindermantel zu verdrängen; dann wird durch den Drehschieberwechsel die beim Kolbenheben stattgehabte Verbindung zwischen Nachsaugebehälter und äusserem Cylinderraum abgesperrt, während der Kerncylinder mit dem Hauptrohr in Verbindung bleibt und sich durch dieses Rohr entleert, sobald die Hauptsteuerung den Auslass öffnet. Die abgespernte Wassersäule im äusserem Cylinderraum hindert während der Entleerung das Niedersinken des Kolbens. Um das Wasser vollständig ablaufen zu lassen, muss sowohl das Luftventil l im Kolbenkopf, wie der Entwässerungshahn a im tiefsten Punkt des Einstromrohres, Fig. 525, geöffnet werden. Zum Entleeren des äusseren Cylinderraumes wird der Drehschieberwechsel derart verstellt, dass sein Inhalt durch die Steuerung in den Ablauf entweicht; gleichzeitig damit erfolgt auch die Verbindung zwischen dem Rücklaufbehälter und dem Kernrohr und seine Entleerung durch den Ablaufhahn a . Der Wassersack, der schliesslich noch im unteren Theil des äusseren Cylinderraumes bis zur Höhe

des Wechselanschlusses stehen bleibt, ist durch Öffnen des Luftventiles *c* und des Ablaufhahnes *b*, Fig. 525 zu entfernen.

Dreistufige Maschine von Haniel & Lueg.

Haniel & Lueg haben für die Hamburger Freihafen-Speicher die Neukirch'schen Doppelcylinder für einen Aufzug beibehalten, aber die ganze Maschine nach Fig. 529 umgekehrt mit hängendem Kolben gebaut. Hierdurch wird zunächst der wesentliche Vortheil erreicht, dass nur der obere Rollenbock zu entfernen ist, um die innere Stopfbüchse zugänglich zu machen, die dann bequem von oben verpackt werden kann. Das hierbei abzulösende Einströmungsrohr ist als Gelenkrohr ausgeführt, und wird nach dem Lösen der Flanschschraube zur Seite gedreht. Das Einströmrohr für den äusseren Cylinderraum mündet, wie bei der vorher beschriebenen Konstruktion, in dem hier nicht gezeichneten mittleren Theile des Cylinders. Durch die umgekehrte Cylinderstellung wird gleichzeitig die Entlüftungs-

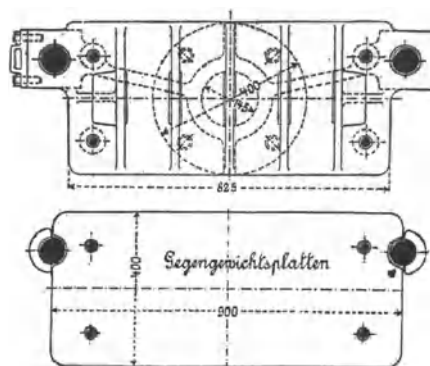


Fig. 530.

und Entwässerungsfrage in einfachster Weise gelöst, weil jetzt die höchsten und tiefsten Punkte der inneren Cylinderräume von aussen angebohrt werden können und sich unmittelbar durch Entlüftungs- und Entwässerungsventile entleeren lassen, ohne dass störende Wassersäcke zurückbleiben, die besondere Massnahmen verlangen.

Haniel & Lueg haben auch sonst für Eincylindermaschinen mehrfach hängende Kolben gewählt und sie, wie im vorliegenden Fall, noch durch Platten beschwert, Fig. 529 und 530, um sie als Gegengewicht für schwere Aufzüge auszunutzen und damit die sonst im Fahrschacht in besonderen Führungen laufenden Gegengewichte zu beseitigen. Dadurch wird allerdings die Montirung des Fahrschachtes erleichtert, und die Massenbeschleunigung der Gegengewichte, welche vom Quadrat ihrer Geschwindigkeit abhängt, fällt bei der starken Übersetzung, trotz der grösseren Gewichtsmassen, wesentlich kleiner aus, aber diesen Vortheilen steht der Nachtheil gegenüber, dass ein Seilbruch noch mehr Unheil anrichten kann, als bei der gewöhnlichen Bauart, und dass Schlamm und Unreinlichkeiten in die hängende Stopfbüchse einzudringen suchen. Man muss daher die Vorsicht gebrauchen, wie Eilert, vergl. Taf. 87, den unteren Cylinderkopf zu einem Schlamm-sammler auszubilden, der sich durch das Entwässerungsrohr von Zeit zu Zeit ausspülen lässt, und unten auf den Führungstangen kräftige Pufferfedern anbringen, die den stürzenden Kolben abfangen.

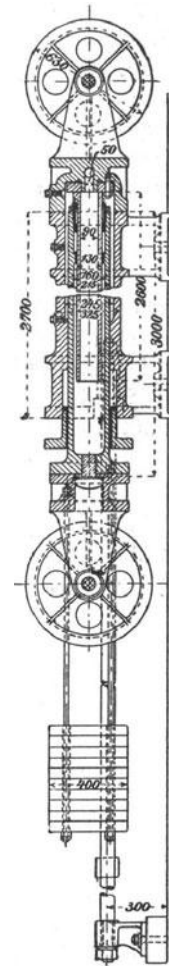


Fig. 529.

Inbezug auf den Vorzug der Konstruktion, dass das Förderseil durch das Kolbengewicht stets gespannt bleibt und der beim Senken nur durch das Fahrstuhlgewicht in den Cylinder zurückgedrängte Kolben, nicht etwa selbstthätig voreilen und die Seile knicken kann — ein Fall, der bei aufrechtstehenden Kolben bisweilen vorkommt, wenn die Stopfbüchsenpackungen zu leicht angezogen sind — ist zu bemerken, dass sich die Cylinder mit hängenden Kolben durch undichte Stopfbüchsen unbemerkt entleeren können, falls der Fahrstuhl am Sinken gehindert ist. Unter solchen Verhältnissen wurde in Hamburg, wo die Fahrstühle während der Betriebspausen an die Steuerseile angeschlossen werden, um ihre beliebige Benutzung zu verhindern, ein Unfall herbeigeführt. Die Förderschale stürzte beim Loskuppeln vom Steuerzuge, infolge der unbemerkten Entleerung des Cylinders, zunächst nach unten und wurde dann wieder durch den Luftpuffer, auf den der Kolben im Cylinder stiess, emporgeschleunigt. Man hat also wenigstens bei Aufzügen dieser Bauart die Vorsicht zu gebrauchen, dass der Fahrstuhl nicht während längerer Betriebspausen irgendwie an der vollen Belastung des Förderseiles gehindert wird.

Im übrigen gewähren aufrecht stehende Kolben den Vortheil, dass sie durch ihr Eigengewicht den Druckhöhenwiderstand der Steuerung beim Senken überwinden und daher kleinere Anlasskanäle und Schieber zulassen, wenn man nicht andererseits bei hängenden Kolben den nicht ausgeglichenen Theil der Förderschale oder das Hakenbelastungsgewicht entsprechend erhöht.

Zwei- und dreistufige Maschinen von C. Hoppe.

D.R.P. 36580.

C. Hoppe baut die Cylinder für seine zwei- und dreistufigen Maschinen in ähnlicher Weise, wie Neukirch, concentrisch zusammen, indem er zwei Cylinder *A* und *C*, Fig. 531, durch ihre Fussflanschen miteinander ver-

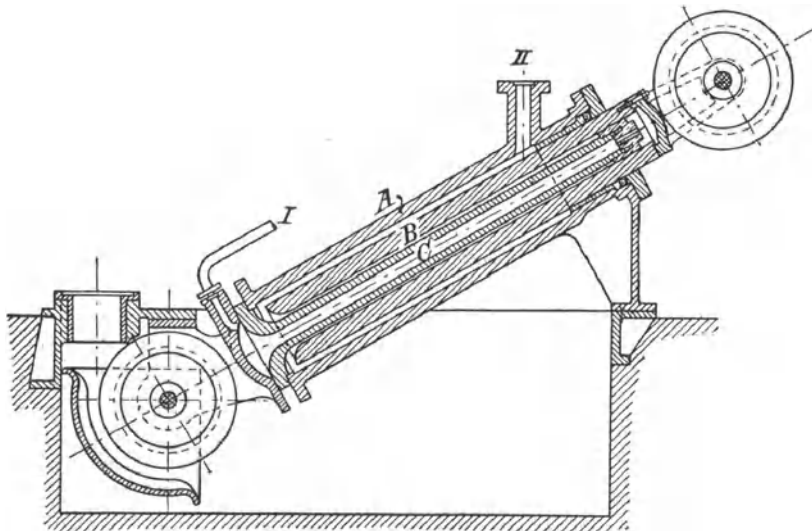


Fig. 531.

schraubt und einen Tauchcylinder *B* als Ringkolben zwischen beiden einschaltet, aber er verlegt die beiden Stopfbüchsen, die den Ringkolben innen und aussen abdichten, in die Köpfe der Cylinder und macht dadurch auch die innere Stopfbüchse leichter zugänglich, die nach Entfernung des oberen Rollenkopfes frisch verpackt werden kann. Als Stopfbüchsenabdichtung sind in der Figur Ledermanschetten angedeutet, die aber, wie schon

mehrfach hervorgehoben, wegen ihres schnellen Verschleisses besser durch Baumwollpackung ersetzt werden, wozu nur ein tieferer Packungsraum erforderlich ist.

Bei dieser Bauart stehen alle inneren Hohlräume frei mit den tiefsten Punkten der Cylinder in Verbindung und lassen sich ohne Schwierigkeiten durch Ablaufventile entwässern, wenn man in den zugehörigen, höchsten Punkten die erforderlichen Entlüftungsventile anbringt. Nur der mittlere, enge Ringraum bietet dem Einbau einer Entlüftung Schwierigkeiten. Hier sind aber auch Luftsäcke kaum zu befürchten, weil das Druckwasser, bei der Lage der Einströmröhre, mitgerissene Luft wohl nur in den entlüftbaren Cylinderräumen absetzt, und ausserdem das vollkommene Entwässern der Maschine durch mangelnde Entlüftung des mittleren Ringraumes nicht gehindert wird.

In einer ausgeführten Maschine, die mit 50 Atm. Akkumulatordruck und 10facher Übersetzung durch umgekehrten Flaschenzug arbeitet und einen Aufzug von 1200 kg Tragkraft betreibt, dessen Förderschale durch Gegengewichte bis auf das Übergewicht zum selbstthätigen Rücklauf entlastet ist, hat der Tauchkolben 230 mm äusseren und 85 mm inneren Durchmesser, um beim Senken von Lasten den Wasserverbrauch auf die Triebkraft zum Heben der unbelasteten Förderschale zu beschränken.

Für gewöhnlich benutzt Hoppe die Maschine nur für zwei Stufen, indem er entweder in den kleineren oder in den grösseren Cylinderraum Druckwasser einleitet. Es lässt sich aber auch ohne weiteres noch eine dritte Stufe herstellen, wenn man schliesslich beide Cylinderräume gleichzeitig mit Druckwasser füllt.

Zweistufige Maschine von G. Luther.

D. R. P. 45 316.

Die Cylinderanordnung von G. Luther, Fig. 532, unterscheidet sich von der Hoppe'schen dadurch, dass sich das Kernrohr C, welches den Hauptcylinder in zwei getrennte Druckräume abtheilt, nicht unmittelbar gegen den Ringkolben B abdichtet, sondern im Innern einen zweiten Kolben D aufnimmt, der in die Kopfhaube des Ringkolbens

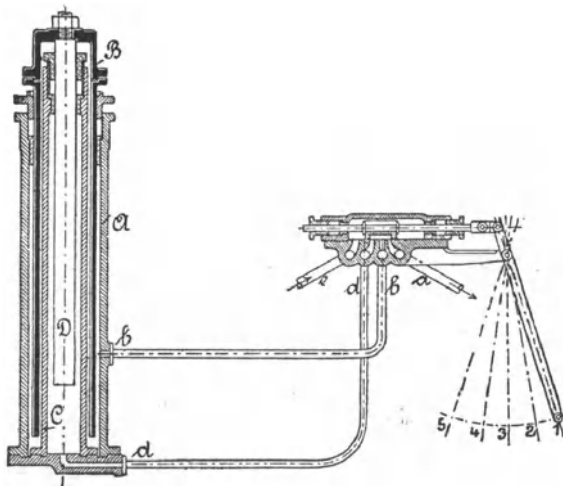


Fig. 532.

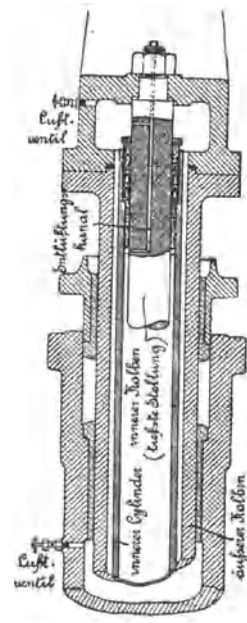


Fig. 533.

eingesetzt ist und durch eine Stopfbüchse von oben in das Kernrohr eintritt. Es sind also zwei Cylinder auf gemeinschaftlicher Bodenplatte in-

einander gebaut, in denen zwei miteinander gekuppelte Kolben arbeiten. Die innere Stopfbüchse im Kopf des Kernrohres ist durch Lösen der Kopfschraube des äusseren Kolbens zugänglich. Etwaige Undichtheiten der Stopfbüchsen verbinden die getrennten Cylinderräume miteinander, ohne dass die Wasserverluste unmittelbar wahrzunehmen sind.

Die Entlüftung der drei inneren Ringräume ist aus Fig. 533 zu entnehmen. Zum Entwässern genügen zwei Auslässe in den tiefsten Punkten der beiden getrennten Cylinder.

Die zugehörige Steuerung ist in Fig. 532 nur schematisch dargestellt. Der Muschelschieber überdeckt in der gezeichneten Lage die beiden Cylinderkanäle *d*, *b* und den Ausströmkanal *a*. Das Druckwasser tritt durch den Kanal *e* ein. In der gezeichneten Steuerhändellage 1 sperrt also der Schieber das Druckwasser von den Cylinderkanälen und dem Ablauf ab, während die gegenseitige Verbindung dieser drei Kanäle durch die Schiebermuschel den Rücklauf des unbelasteten Kolbens veranlasst. In der Stellung 2 überdeckt der linke Schieberfuss den Kanal *d* und stützt den sinkenden Kolben ab. Durch die Händellage 3 wird der Schieber bis zum Öffnen des Kanals *d* für den Druckwassereintritt zurückgezogen und dem kleinen Kolben Druckwasser zugeführt, während der grosse Kolben beim Aufsteigen totes Wasser aus dem Ablauf in seinen Cylinder nachsaugt. Hierbei wird die erste Laststufe gehoben, gleichzeitig aber auch die Möglichkeit geboten, grössere Lasten zu senken, indem die Füllung des äusseren Cylinders in den Ablauf entweicht, und die des Kerncylinders in die Druckleitung zurückgepresst wird. Bei der Händellage 4 überdeckt der linke Schieberfuss den Kanal *b*, und hält Lasten, die mit der Stellung 3 niedergehen oder mit der Stellung 5 aufsteigen, an. In der Endstellung 5 öffnet der Schieber beide Cylinderkanäle für das Druckwasser zum Heben der grössten Lasten. Wenn sich bei dieser Bauweise der Steuerung störend grosse und schwer bewegliche Schieber ergeben, kann man durch zwangsläufige Ventilstufensteuerungen oder durch getrennte Steuerungen für die verschiedenen Cylinderräume Abhilfe schaffen.*)

Fünfstufige Maschine von Haniel & Lueg.

D.R.P. 39 694 und 40 904.

Haniel & Lueg haben für die Ausrüstung der Hamburger Freihafenspeicher den S. 583 allgemein behandelten Fall der Verbindung eines Tauchkolbens mit einem Scheibenkolben, der bei drei getrennten Druckräumen auch noch sechs Kraftstufen zulässt, zur Konstruktion fünfstufiger Hakenwinden benutzt. Der Cylinder ist in Fig. 534, skizzirt.

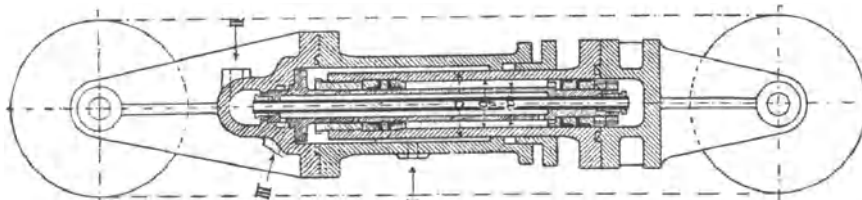


Fig. 534.

In den grossen, hohlen, gusseisernen Plunger mit dem losen Rollenkopf ist ein feststehender Scheibenkolben mit Rothgusskörper und doppelten Stulpdichtungen eingebaut, dessen ebenfalls hohle Kolbenstange aus Stahlguss

*) Vergl. Stufenventilsteuerung von Haniel & Lueg, S. 612.

gleichzeitig als Leitungsrohr für die Wasserzufuhr auf die kleine Ringfläche des Scheibenkolbens dient und ausserdem noch ein Kernrohr aufnimmt, durch das Druckwasser in den hohlen Kopf des Plungers treten kann.

Die Cylinder wurden im oberen Dachraum der Speicher auf einem geeigneten Balkenrahmen, unter einem Winkel von etwa 30° aufgestellt.

Bezeichnet a den äusseren Durchmesser der hohlen Stange des Scheibenkolbens,

b den äusseren Durchmesser des Scheibenkolbens oder den gleichgrossen inneren des Plungers,

c den äusseren Plungerdurchmesser,

I, II und III die verschiedenen Druckwassereinströmungen und die zugehörigen Druckräume,

so stellen Haniel & Lueg, unter Verzicht auf die sechste Kraftstufe, folgende fünf verschiedene Verbindungen durch die Steuerung her:

Laststufe	Druckwasser	Abwasser	Wirksamer Querschnitt
1	II und III	I	$a^2 \frac{\pi}{4}$
2	II	I und III	$b^2 \frac{\pi}{4}$
3	I	II und III	$(c^2 - a^2) \frac{\pi}{4}$
4	I, II und III	—	$[c^2 - a^2 + b^2 - (b^2 - a^2)] \frac{\pi}{4} = c^2 \frac{\pi}{4}$
5	I und II	III	$(c^2 - a^2 + b^2) \frac{\pi}{4}$

Der Rücklauf des unbelasteten Kolbens wird bei der geneigten Lage der Cylinder nach dem Einstellen der Steuerung auf Abwasser durch den Druck des Kolbengewichtes bewirkt und durch das Belastungsgewicht des Seilhakens unterstützt, das im übrigen nothwendig ist, um das Schlawen des Seillaufes zu verhüten und den leeren Haken flott zu senken.

Mit den Kolbendurchmessern $a = 85$, $b = 120$ und $c = 170$ mm und den zugehörigen, vollen Querschnitten 57, 113 und 227 qcm erhalten wir für 50 Atm. Betriebsdruck, bei 12facher Übersetzung durch einen vierrolligen Kettenflaschenzug, im Verein mit einem Seiltrommelvorgelege, falls der Gesamtwirkungsgrad, einschliesslich der Arbeitsverluste durch das Kolben- und Hakeneigengewicht, zu 55% geschätzt wird, die einzelnen Laststufen der Reihe nach zu 130, 260, 390, 520 und 650 kg.

Die Skizze lässt erkennen, dass sich für den Betrieb aus den mehrfachen inneren Dichtungen und aus der Schwierigkeit, die Innenräume der Maschine zuverlässig zu entwässern und zu entlüften, Missstände ergeben müssen. Unter den besonders ungünstigen Verhältnissen in Hamburg, wo die Maschinen in ungeheizten Bodenräumen aufgestellt waren, zersprangen verschiedene Cylinder im ersten Betriebswinter durch Einfrieren. Hierzu kamen die später zu erörternden Nachteile der verwickelten Steuerung, so dass schliesslich die ganze Konstruktion aufgegeben ist, und die Maschinen in gewöhnliche, ein cylindrige Hakenwinden umgebaut sind.

Haniel & Lueg haben nach den gemachten Erfahrungen die gedrängte Cylinderkonstruktion für weitere Anlagen fünfstufiger Maschinen durch zwei hintereinander liegende Cylinder ersetzt — D.R.P. 40904 — und die von

Chatwood in London für hydrostatische Gewichtsausgleichung von Aufzügen gewählte Bauweise für den hier in Rede stehenden Zweck verwerthet. *)

Die hintereinander liegenden Cylinder, Skizze Fig. 535 und Konstruktionszeichnung Fig. 1 bis 3, Taf. 95, beanspruchen zwar wesentlich mehr Platz,

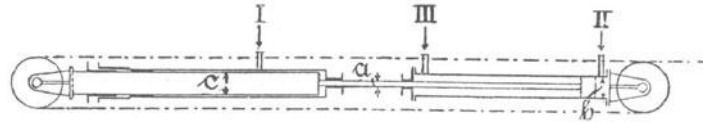


Fig. 535.

gewähren aber den Vortheil, dass die innen liegenden Dichtungen auf die Liderung des einen Scheibenkolbens beschränkt werden, und dass sich die Cylinder leicht und zuverlässig entwässern und entlüften lassen.

Die Konstruktion ist in Hamburg für sämtliche Krahe der Zollabfertigungschuppen im Freihafengebiet verwerthet, deren Bauart auf Taf. 95 dargestellt ist.

Parallele Cylinder mit gekuppelten Kolben und Wechsel der wirksamen Kolbendruckflächen durch Stufensteuerung.

Maschinen mit getrennten, parallelen Cylindern und gekuppelten Kolben für wechselnden Wasserverbrauch sind schon frühzeitig von Armstrong ausgeführt und besitzen durch ihre leichtere Überwachung im Betriebe nicht zu unterschätzende Vorzüge. **) Für die Ausführung sind folgende Bedingungen zu erfüllen:

1. Die resultirende Kolbenkraft muss in die Symmetrieachse der Cylindergruppe fallen.
2. Die Cylinder sind möglichst dicht aneinander zu rücken.
3. Die Kolben sind starr miteinander zu kuppeln.
4. Die Kolben und ihre Cylinder müssen mit den zusammengehörigen Achsen genau zusammenfallen, und untereinander vollkommen parallel sein.

Die erste Bedingung führt dazu, dass schon für zwei Kraftstufen drei Cylinder nebeneinander angewendet werden müssen, von denen die beiden äusseren gleiche Kolbendurchmesser erhalten und symmetrisch neben dem Mittelcylinder aufzustellen sind. In der hieraus für die Anlage, im Vergleich zu concentrischen Cylindern, neben dem grösseren Platzbedarf entstehenden Vertheuerung ist einer der Hauptgründe zu suchen, weshalb die concentrische Bauart, trotz der Nachtheile innenliegender Dichtungen, vielfach bevorzugt ist.

Je nach der Wahl der Kolbendurchmesser wird der Mittelkolben für die untere Laststufe allein mit Druckwasser versorgt, während die beiden äusseren Kolben leer mitlaufen und totes Wasser in ihre Cylinder nachsaugen, oder man verbindet die beiden äusseren Cylinder mit der Druckleitung und den mittleren zum Nachsaugen mit dem Abwasser. Für die höhere Laststufe arbeiten alle drei Kolben gleichzeitig mit Druck. Die Maschine kann aber auch dreistufig ausgenutzt werden, indem man zunächst den Mittelkolben, dann die beiden äusseren gemeinschaftlich und schliesslich alle drei Kolben zusammen mit Druckwasser versorgt. Beim Lastsenken ist ebenso, wie in früheren Fällen, ein theilweiser Wiedergewinn

*) Engineering vom 13. Januar 1888, S. 34, Fig. 1.

**) Vergl. die nach Armstrong'schen Vorbildern ausgeführten hydraulischen Krahe von Welkner für Harburg und Geestemünde. Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins zu Hannover 1860, S. 443 und 1866, S. 316.

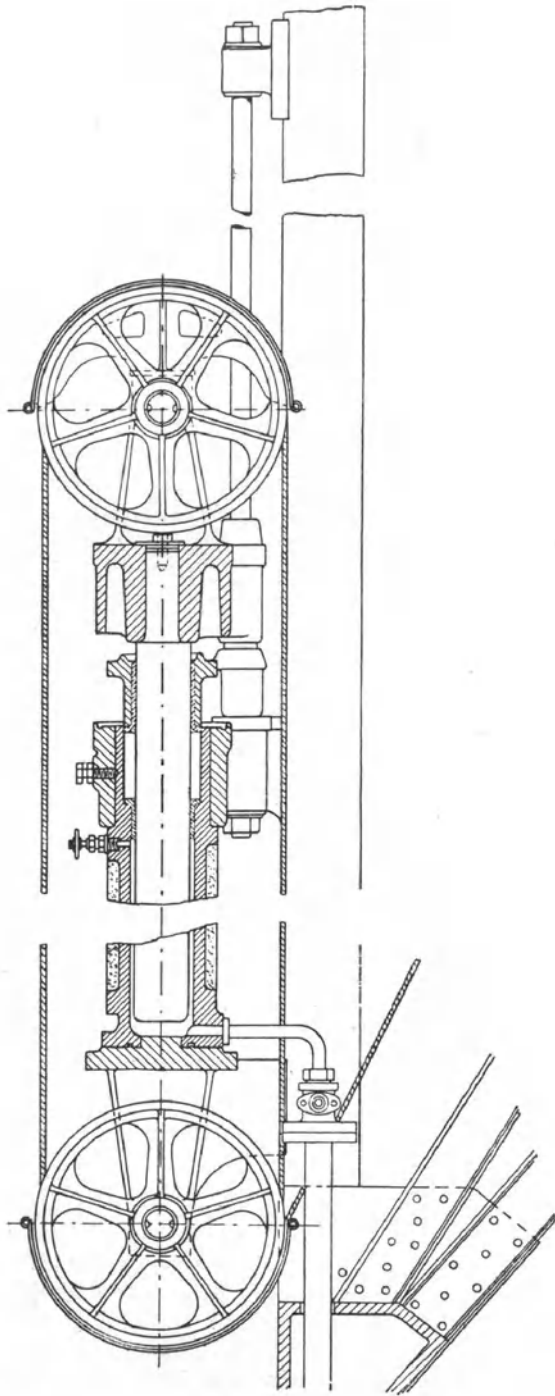


Fig. 536. 1 : 20.

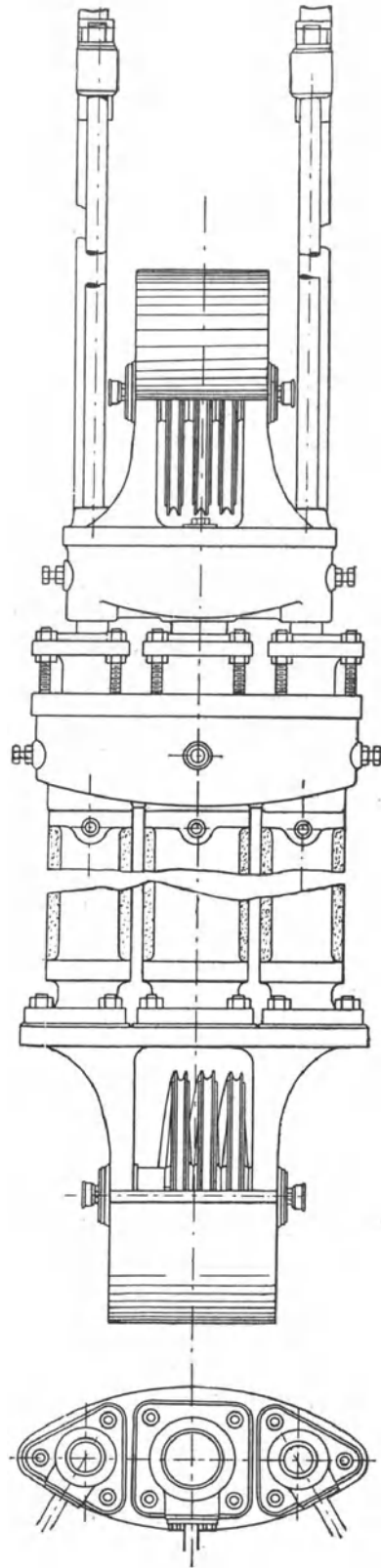


Fig. 537 u. 538. 1 : 20.

des verbrauchten Arbeitswassers durch Zurückpressen in den Akkumulator möglich, sobald man den Lastdruck auf einen Kolben oder auf eine Kolbengruppe vereinigt, und die hierdurch erzeugte Wasserpressung den Akkumulatordruck übersteigt.

Die zweite und dritte Forderung entspringt dem schon früher hervor gehobenen Umstande, dass eine Last, welche gleichzeitig auf mehreren von derselben Druckwassersäule bethätigten Kolben ruht, sich im labilen Gleichgewichtszustande befindet, und dass die zusammenarbeitenden Kolben mit willkürlich verschiedener Hubgeschwindigkeit aufsteigen können, sofern sie nicht durch eine starre Verbindung zu gemeinsamer Bewegung gezwungen werden, weil sonst geringfügige Verschiedenheiten in den Widerständen der Zuflusskanäle, verschieden grosse Stopfbüchsenreibung u. a. die Übereinstimmung der Kolbengeschwindigkeiten stören.

Fig. 536 bis 538, S. 597, veranschaulichen die Verspannung der Kolbenköpfe durch lange Zapfen in den Angusschülern eines gemeinsamen, kräftigen Querhauptes, das im vorliegenden Fall den Rollenbock für den Übersetzungsflaschenzug einer von Dinglinger entworfenen Krahnmaschine trägt. Schwankungen in den Kolbenkräften können sich bei dieser Konstruktion mit der starren Kupplung der Kolben nur als wechselnde Drucke in den Führungen bemerkbar machen und bleiben unschädlich, weil der Hebelarm der Kolbenkräfte bei den dicht zusammengedrängten Cylindern im Verhältniss zum Abstand der doppelten Gleitführungen an den Stangen und in den Cylinderköpfen klein ist.

Die feste Verbindung der Kolben durch ihr gemeinschaftliches Querhaupt führt zu der vierten Bedingung, dass auch die zugehörigen Cylinder in ähnlicher Weise und genau im Abstände der Kolbenachsen parallel miteinander gekuppelt werden. Hierfür hat Dinglinger, wie aus den Zeichnungen hervorgeht, eine kräftige Brille als Klammer für die drei Cylinderköpfe gewählt, während die Cylinderfüsse auf einer gemeinschaftlichen Bodenplatte, der Grundplatte des unteren Rollenbocks, durch vorspringende, niedrige Zapfenscheiben centrirt sind. Die ganze Konstruktion sichert leichtes und zuverlässiges Montiren der unmittelbar voneinander abhängigen Theile und verlegt zweckentsprechend die Verantwortlichkeit für die sorgfältige Ausführung der Arbeit in die Werkstatt.

Die Wahl der im nächsten Abschnitt behandelten Stufensteuerungen ist für alle vorstehend beschriebenen Gruppencylinder nur von der Zahl der Laststufen, nicht von der Bauart und Anordnung der Cylinder, abhängig.

δ. Stufensteuerungen für veränderlichen Kraftwasserverbrauch bei wechselnden Lastgrössen.

Zwanglose Stufensteuerung.

Die älteren Stufensteuerungen bestehen aus zwanglos steuerbaren Ein- und Auslassventilen für jeden Cylinderraum der mehrstufigen Lasthebemaschinen, die durch belastete Hebel selbstthätig geschlossen werden und in beliebiger Reihenfolge und Verbindung von dem Maschinisten gelüftet werden können, so dass die Auswahl im einzelnen Fall ganz der Umsicht des Wärters überlassen bleibt.

Zweistufige Steuerung von Armstrong für doppelwirkende Eincylindermaschinen.

Figur 539 giebt eine schematische Skizze der Armstrong'schen zweistufigen Ventilsteuerung für Eincylindermaschinen mit doppelwirkendem Scheibenkolben. In der gezeichneten Stellung sind die Einlassventile A und C geöffnet, die anderen Ventile geschlossen. Das Druckwasser strömt

auf beide Kolbenseiten, aber die vordere Cylinderfüllung wird in die Druckleitung zurückgepresst, und die Maschine arbeitet mit dem Unterschied der beiden Flächendrucke und einem der Differenz der Füllungsräume vor und hinter dem Kolben entsprechenden Wasserverbrauch. Der Ventilschluss stellt den Kolben fest. Tritt der Stillstand nicht gleichzeitig hiermit ein, so lüftet sich *C* als Sicherheitsventil selbstthätig. Der Kolbenrücklauf erfolgt unter Einwirkung der Last, sobald man *B* und *C* öffnet, indem sich die Cylinderfüllung hinter dem zurückweichenden Kolben, theils unmittelbar in das Ablaufrohr *E* entleert, theils den vorderen Cylinderraum wieder füllt. Lässt man beim Lastsenken *C* geschlossen, so kann sich der vordere Cylinderraum auch mittelbar aus dem Ablauf durch das Saugventil *D* füllen. Bei plötzlichem Abschluss der Senkventile öffnet sich das Stossventil *F* als

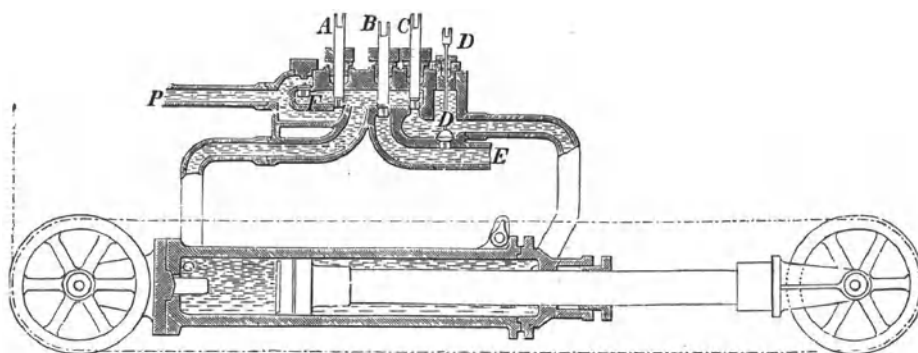


Fig. 539.

Sicherheitsauslass. Für die obere Kraftstufe bleiben die Ventile *B* und *C* zum Heben der Last geschlossen, während *A* und *D* gelüftet werden, um einerseits das Druckwasser von hinten auf den vollen Kolbenquerschnitt zu leiten, andererseits die vordere Cylinderfüllung frei in den Ablauf entweichen zu lassen. Die Maschine arbeitet dann mit vollem Kolbendruck und ganzer Füllung. Die Last senkt sich für die obere Belastungsstufe unter denselben Verhältnissen, wie für die untere.

Dreistufige Steuerung von Armstrong für Gruppencylindermaschinen.

Figur 540 und 541, S. 600, veranschaulichen die Abänderung der Konstruktion für dreistufige Maschinen nach einer für das Hebewerk des Ruhrort-Hamburger Rheintrajekts 1854 gewählten Ausführung.*)

Figur 541 giebt einen Querschnitt durch den Ventilkasten, Fig. 540 seine Ansicht von oben.

Die Steuerung hat zwei Treibcylinder entweder gemeinsam oder, unabhängig voneinander, nur den einen oder den anderen von beiden mit Kraftwasser zu versorgen und zu entleeren.

E ist das Akkumulatorrohr, *A* führt zum Rücklaufbehälter, *M* steht mit dem einen, *N* mit dem anderen Treibcylinder in Verbindung.

Für den Eintritt des Wassers in das Ventilgehäuse ist das Einströmventil *C* zu öffnen, dessen Hebel nach Massgabe des Wasserdrucks belastet ist, um es selbstthätig geschlossen zu halten. Das einströmende Kraftwasser füllt die ganze Ventilkammer und kann von hier aus in beide Treibcylinder gelangen oder nur einem von beiden zugeführt werden, je nachdem man die Ventile *D* und *G* zusammen öffnet, oder nur eins von beiden lüftet.

Füllt man den einen Treibcylinder allein, zum Beispiel den mit *N* ver-

*) Erbkam, Zeitschrift für Bauwesen 1857.

bundenen, durch Öffnen von *D*, so saugt der mitgehende Kolben des anderen bei geschlossenem Einlassventil *G* durch das Ventil *K* Wasser aus dem Ab-

lauf an. Ebenso füllt sich der andere Cylinder aus der Rücklaufleitung durch das Saugventil *L*, falls nur das Ventil *G* geöffnet wurde.

Beide Saugventile treten auch in Thätigkeit, wenn nach Absperrn der Zufuhrleitung die Treibkolben durch die Bewegungsenergie der aufsteigenden Massen nicht sofort zum Stillstand gelangen.

Zum Entleeren der Treibcylinder ist zunächst das Haupteinströmungsventil *C* zu schliessen und dafür das Ablaufventil *F* zu öffnen. Als dann entweicht das Druckwasser durch die Ventile *G* und *D* in das Ablaufrohr.

Bei plötzlichem Absperrn des Ausflusses durch schnelles Schliessen von *F*, öffnet sich

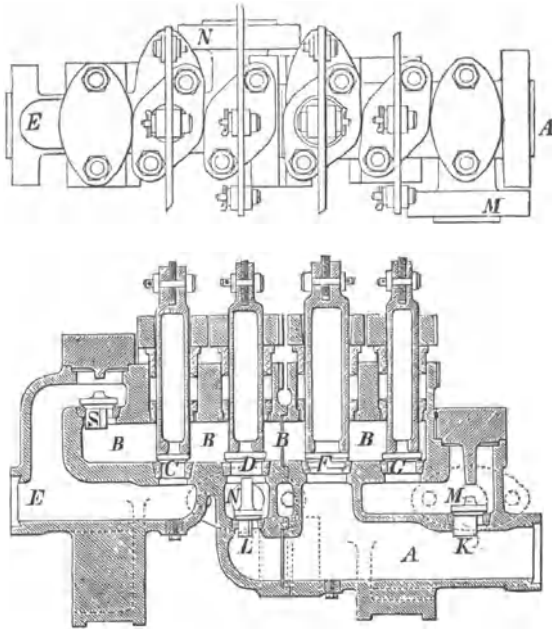


Fig. 540 u. 541.

das Sicherheitsventil *S* vorübergehend zum Druckausgleich.

Beim Lüften der Ventile ist nur der Widerstand der äusseren Hebelbelastung zu überwinden, weil die Ventilstempel gleichen Durchmesser mit ihren Kegeln haben, und damit der Wasserdruck von oben wirkungslos bleibt.

Dass bei den Eincylindermaschinen mit Scheibenkolben und abgestuftem Wasserverbrauch auf theilweise Wiedergewinnung des verbrauchten Arbeitswassers für den Akkumulator verzichtet werden muss, ist schon früher erwähnt, aber auch die vorliegende Steuerung für Doppelcylinder gestattet durch ihre Anordnung diese Ersparniss nicht, weil sich beide Cylinder unmittelbar in die gemeinsame Ventilkammer und von hier durch *F* in den Ablauf entleeren.

Stufensteuerung mit Umschalter von Neukirch.

Statt jeden Cylinderraum einer mehrstufigen Maschine für sich mit besonderer Hub- und Senksteuerung zu versehen und zu bedienen, kann man den Steuerapparat in zwei Theile zerlegen, in eine für alle Cylinderräume gemeinsame Ein- und Auslasssteuerung und in einen Umschalter, der zwischen dieser und den Arbeitscylindern in die Rohrleitung eingefügt wird, um die wechselnden Verbindungen zwischen den einzelnen Cylinderräumen und der geöffneten Ein- oder Ausströmung, sowie mit dem Füll- oder Nachsaugbehälter für die leer laufenden Kolben herzustellen. Da der Umschalter für jeden Laststufenwechsel besonders eingestellt werden muss, bietet die Neukirch'sche Anordnung, im Vergleich zur Armstrong'schen, nur den Vortheil einer etwas grösseren Übersichtlichkeit für die Bedienung und verhindert Irrthümer, wenn längere Zeit mit derselben Laststufe gearbeitet wird.*)

*) Der neuere selbstthätige Füllungswechsel von Neukirch ist in dem nachfolgenden Kapitel über zwangsläufige Stufensteuerungen, S. 613, besprochen.

Neukirch hat seinem Umschalter die in Fig. 542 bis 544 dargestellte Form eines cylindrischen Drehschiebers mit vier Vertheilungswegen für die S. 587 u. f. beschriebenen, dreistufigen Maschinen gegeben. Die zugehörige Ein- und Auslasssteuerung ist auf S. 567 durch Fig. 504 bis 507 erläutert.

In der Stellung, Fig. 543, sind die seitlichen Anschlussstutzen für die Rohrbranche nach den beiden Arbeitscylindern von dem oben in das Gehäuse einmündenden Verbindungsrohr mit dem Nachsaugbehälter abgesperrt, während der vierte Rohrstutzen beide Cylinderräume mit dem Venilgehäuse der Ein- und Auslasssteuerung verbindet und bei geöffnetem Einlass mit Druckwasser füllt, bei geöffnetem Auslass durch das Ablaufventil der Hauptsteuerung entleert. Die Stellung entspricht dem Arbeiten mit der grössten Laststufe.

In Fig. 543 a u. 544 b sind die Stellungen des Umschalters für die kleinste und für die mittlere Laststufe wiedergegeben, für die nur der kleine oder der grössere Arbeitscylinder mit der Hauptsteuerung in Verbindung steht, und gleichzeitig zwischen dem nicht benutzten Cylinder und dem Nachsaugbehälter ungehinderter Füllungsaustausch stattfindet.

Der Umschalter wird durch eine Spindel mit Handrad verstellt, Fig. 527, S. 589, und seine jeweilige Stellung durch eine geradlinig auf der Spindel fortschreitende Mutter mit Zeiger und festliegender Skala angegeben.

Der Umschaltenschieber ist gegen den grossen Centriwinkel seiner Muschelfüsse an beiden Enden durch ringförmige Bunde im Gehäuse abgestützt, weil sich sonst die keilförmig aufruhenden Füsse festkleben würden. Der allseitig dichte Schluss und das Nachschleifen werden durch eine geringe, kegelförmige Verjüngung des Schiebers und Gehäuses mit der Steigung 1:50 ermöglicht, aber auch mit diesem Hilfsmittel lässt sich der Schieber nur bei grösster Sorgfalt zuverlässig herstellen und betriebsfähig erhalten, weil

er bereits den Übergang zu einer Hahnkonstruktion bildet, und gleichzeitig mit dem dichten Schluss der Mantelflächen auch der Deckel genau aufgepasst werden muss, damit der Kegel in seinen Sitz eingepresst wird. Der Ersatz des Drehschiebers durch einen ebenen Muschelschieber oder durch einen Ventilapparat wäre vorzuziehen. Die Neukirch'sche Steuerung gestattet ebensowenig, wie die Armstrong'sche, einen theilweisen Wiedergewinn des Arbeitswassers beim Lastsenken durch Zurückpressen in den Akkumulator, weil sich die Arbeitscylinder entweder unmittelbar in den Ablauf oder in den Nachsaugbehälter entleeren. In der zwanglosen Auswahl der Steuerstufe liegt die Gefahr, dass der Arbeiter bei häufigem Wechsel der Last-

Fig. 542.

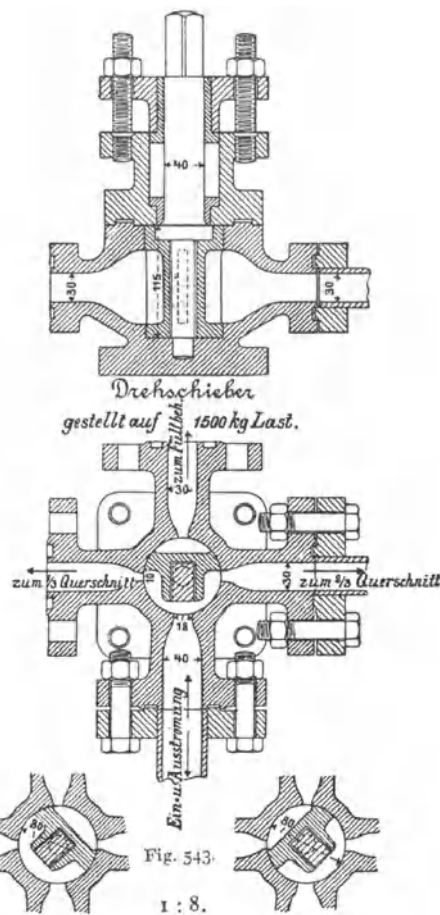


Fig. 544 a.

Fig. 544 b.

grössen, der Bequemlichkeit halber stets mit grösster Füllung arbeitet, und die beabsichtigte Wasserersparniss im Betrieb nicht erreicht wird.

Die gemeinsame Ein- und Auslasssteuerung für die verschiedenen grossen Durchflussmengen der einzelnen Laststufen schliesst ferner den Nachtheil in sich, dass die Kanalquerschnitte, welche für die grössten Durchflussmengen passen, für die kleineren Füllungen zu gross ausfallen, und dass durch unvorsichtiges Steuern die Maschine beim Heben oder Senken durchgeht. Infolge hiervon hat sich auch in Bremen die schon früher erwähnte Nothwendigkeit herausgestellt, in das Zuflussrohr, zwischen zwei Flanschen eine Scheibe mit kleiner Durchbohrung als Sicherheitsdrosselung einzuschalten, die andererseits die Hubgeschwindigkeit grosser Lasten erheblich beschränkt.

Um die volle Willkür im Gebrauch der zwanglosen Stufensteuerungen zu beseitigen und grössere Betriebsicherheit zu gewinnen, sind zwangsläufige Konstruktionen ausgebildet, die den Arbeiter beim Anlassen der Maschine zum Lastheben zwingen, mit den unteren Füllungstufen zu beginnen, und ihm nur gestatten, die höheren Kraftstufen der Reihe nach einzuschalten. Andererseits genügen solche Steuerungen zugleich der Bedingung, dass sich zum Senken die einzelnen Cylinderräume nur der Reihe nach in wachsender Grösse mit dem Ablauf verbinden lassen. Die nachfolgenden Beispiele werden zeigen, dass auch auf diesem Wege eine unbedingt zuverlässige, vom Arbeiter unabhängige Betriebsicherheit nicht in allen Fällen zu erreichen ist.

Zwangsläufige Stufensteuerung.

Flachschiebersteuerung von C. Hoppe für zwei und drei Laststufen.

D. R. P. 44 198.

Hoppe hat zuerst die Aufgabe gelöst, die Steuerung so zu gestalten, dass beim Auslegen des Händels aus der Mittellage die verschiedenen Füllungsstufen der Maschine der Reihe nach durchlaufen werden, und dass umgekehrt beim Senken erst dem kleinsten Druckeylinder, dann dem grösseren und ganz zuletzt beiden gemeinsam der Auslass geöffnet wird, wenn der Arbeiter das Händel bis in die Grenzlagen vor- und zurückführt. Hierbei wird gleichzeitig die eine der beiden Cylinderfüllungen in die Druckleitung zurückgepresst, falls die Last ausreicht, die Kolben zurückzudrängen, bevor beide Cylinder mit dem Ablauf verbunden sind.

In Fig. 545 bis 548 ist der Hoppe'sche Stufenschieberapparat nach einer Ausführung für die Hamburger Freihafenspeicher wiedergegeben.

Die Einströmkanäle im Schieberspiegel, Fig. 547, *I* für den kleinen, *II* für den grossen Druckraum, liegen auf verschiedenen Seiten der Längsmittellinie in der Gleitrichtung des Schiebers gegeneinander versetzt. Der Ausströmkanal *a* mündet hinter der grossen Einströmungsöffnung und kann durch die Schiebermuschel, deren Grundriss in der punktirten Umgrenzung des in grösserem Massstabe von oben gezeichneten Schiebers, Fig. 548, angegeben ist, entweder mit dem grossen Cylinder allein oder in der äussersten Schieberstellung mit beiden Cylinderräumen gleichzeitig in Verbindung treten. Die Hauptmuschel ist hierfür mit einer entsprechenden Seitenhohlung ausgeführt, die sich über die Kanalmündung *I* legt, wenn die grosse Muschelmulde noch *II* überdeckt, wie sich vor allem auch aus den weiteren Fig. 549 bis 554 ergibt.

Da der Reihe nach erst der Kanal *I* allein, dann *II* und zuletzt *I* und *II* gemeinsam geöffnet werden sollen, muss der Schieber ohne Richtungswechsel den Kanal *I* nach einander öffnen, schliessen und wieder öffnen. Dies ist mit Hilfe des rechteckigen Schlitzes *b*, Textfig. 549 bis 554, erreicht, der die Schieberplatte durchbricht und *I* zuerst öffnet, während später der

Kanal II und schliesslich gemeinsam mit ihm nochmals I durch die zurückweichende, gebrochene, vordere Abschlusskante des Schiebers nacheinander frei gelegt werden.

Fig. 545.

1 : 10.

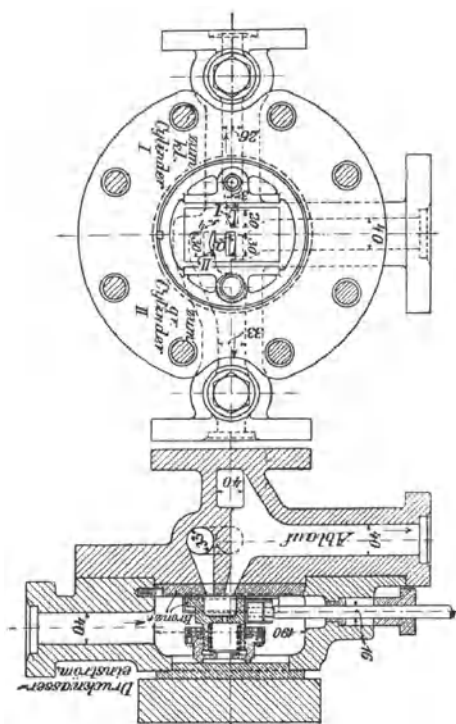
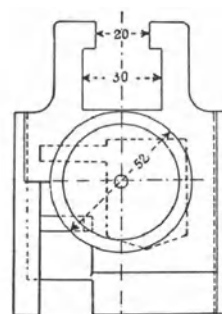
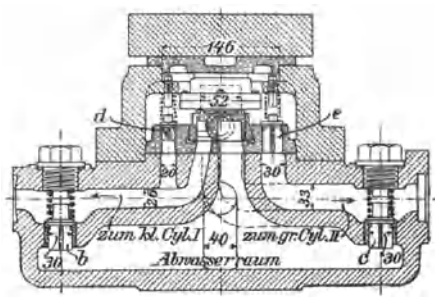


Fig. 546.



0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 mm

Fig. 548.

1 : 3.

Fig. 547.

Die nachstehenden Figuren veranschaulichen die Aufeinanderfolge der verschiedenen Hauptschieberstellungen. Dem Heben entsprechen Fig. 549

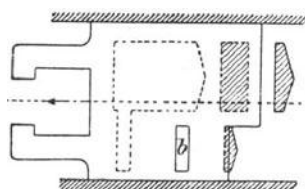


Fig. 549.

Stellung links, beide Kanäle geöffnet.

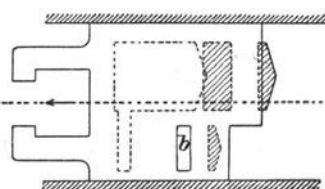


Fig. 550.

Grosser Kanal geöffnet.

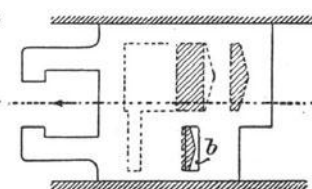


Fig. 551.

Kleiner Kanal geöffnet.

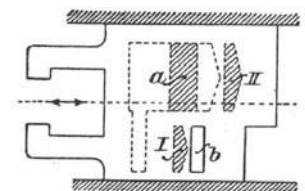


Fig. 552.

Mittelstellung, beide Kanäle abgeschlossen.

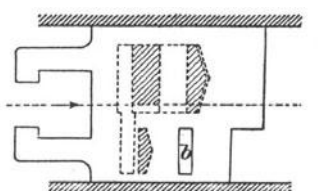


Fig. 553.

Grosser Kanal in Verbindung mit dem Ablauf.

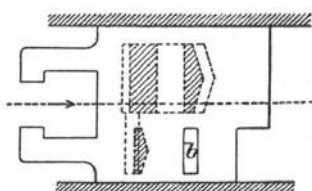


Fig. 554.

Stellung rechts, beide Kanäle in Verbindung mit dem Ablauf.

bis 551, dem Senken, Fig. 553 und 554. Zwischen beiden Steuergruppen befindet sich die Mittellage für die Lastruhe, Fig. 552. Die Kanal­mündungen im Schieberspiegel sind durch Schraffur hervorgehoben.

Wenn Druckwasser in den kleinen Cylinder I einströmt — Schieberstellung Fig. 551 — saugt der grosse Kolben durch das Ventil *c*, Fig. 546, aus der Ablaufleitung Wasser selbstthätig nach. Ebenso tritt das Saugventil *b* für den kleinen Cylinder in Thätigkeit, falls nur dem grossen Cylinder II durch die Schieberstellung, Fig. 550, Druckwasser zugeführt wird. Die Saugventile verhindern ferner etwaiges Auftreten von Luftleeren, wenn die Kolben durch unvorsichtig rasches Heben und plötzliches Abstellen des Zufusses noch selbstthätig weiter laufen.

Die Ventile müssen wegen des geringen äusseren Überdruckes reichlich gross gewählt werden, damit sie ihren Zweck erfüllen. Arbeitet man, wie beim Leerfördern zum nachfolgenden Senken von Waaren, nur mit theilweiser Druckfüllung für die Auffahrt, so ruht bei unzureichendem Nachsaugen von Ablaufwasser die zu senkende Last allein auf der vorher eingeströmten Druckfüllung und erzeugt in dieser unter Umständen eine derartig gesteigerte Pressung, dass der Fahrstuhl mit gefährlicher Geschwindigkeit niedergeht, sobald der Schieber geöffnet wird.

Die Druckventile *d* und *e* im Schieberspiegel, Fig. 546, dienen als Stossventile und öffnen sich bei unvorsichtig schnellem Stoppen des Kolbenrücklaufs durch den Überdruck der plötzlich vernichteten Bewegungsenergie über die Betriebsspannung; ausserdem wird aber auch die Füllung des kleinen Cylinders durch das Druckventil *d* in den Akkumulator bei der Schieberstellung, Fig. 553, zurückgepresst, wenn das Öffnen des Auslasses II bereits die Last zum Sinken bringt.

Durch veränderte Schieberkonstruktion lässt sich der Druckwasserwiedergewinn dahin ausdehnen, dass beim Senken der grössten Lasten die Füllung des grossen Cylinders durch das Druckventil *e* in den Schieberkasten zurückströmt und erst für mittlere Lasten, wie bei der vorstehend besprochenen Ausführung, die Füllung des kleineren Cylinders in die Druckleitung zurücktritt.

Die Hauptmuschel des Schiebers erhält in diesem Fall zwei Seitenhöhlungen statt einer, weil der Schieber in zwei verschiedenen Stellungen, einmal für den kleinen Cylinder, das andere mal für den grossen allein den Ablauf öffnen muss. *)

Der Schieber ist wegen des hohen Betriebsdrucks und seiner grossen Grundrissfläche mittelst einer Kappe, Fig. 545, theilweise entlastet, die auf dem cylindrischen Stutzen des Schieberrückens durch eine Lederstulpe abgedichtet und von einer kräftigen Spiralfeder getragen, mit ihrer oberen, ringförmigen Dichtungsfläche durch den unteren Wasserüberdruck gegen die Rothgussgleitplatte angepresst wird, die Hoppe unter dem Schieberkasten- deckel eingeschaltet hat, um rostfreie Gleitflächen zu erhalten.

Die bewegliche Entlastungskappe schmiegt sich der Lage des Schieberkastendeckels an, falls er ungleichmässig angezogen wird oder in den Gleitflächen Verschleiss auftritt. Berücksichtigt man, dass im vorliegenden Falle die nicht entlastete Druckfläche der Kappe ungefähr 13 qcm beträgt, so ist bei 50 kg/qcm Wasserpressung und einem mittleren Reibungskoeffizienten von 0,15 auf $13 \cdot 50 \cdot 0,15 = \sim 100$ kg Gleitwiderstand am Deckel zu rechnen. Dieser Widerstand sucht an einem Hebelarme von 4 cm die Kappe in der Lederstulpe um den cylindrischen Schieberstutzen zu kippen und bringt diese Wirkung thatsächlich hervor, weil der Stutzen zum Ausgleich kleiner Abweichungen zwischen dem Schieberspiegel und Schieberkastendeckel nicht ganz dicht eingeschliffen werden darf. Der Stutzenboden ist nun zwar nach der Schiebermuschel zu durchbohrt, so dass beim

*) Nähere Angaben hierüber finden sich in dem Aufsätze des Verfassers Z. d. V. d. Ing. 1891, S. 639, Fig. 36 bis 42.

Kanten der Kappe oben eintretendes Druckwasser sofort nach dem Ablauf entweicht und die Entlastung nicht aufhebt, aber sobald diese Vorkehrung in Wirksamkeit tritt, sind erhebliche Druckwasserverluste unvermeidlich.

Durch Kippen der Kappe kneift sich ferner die Vorderkante der ringförmigen Anlage in die Gleitbahn ein und hobelt Riefen, die zu dauernden Wasserverlusten führen müssen, bis der Schaden beseitigt wird. Diese Vorgänge liessen sich an einem Schieber, der ein Jahr lang in Hamburg in Betrieb gewesen war, deutlich erkennen. Während sich die Gleitfläche des Schieberfusses noch in vollkommen tadellosem Zustande befand, war die Gleitfläche der Entlastungskappe stark mitgenommen. Im vorliegenden Falle ist der Schieber bei ungefähr 53 qcm Grundfläche durch den cylindrischen Rückenstützen auf ungefähr 27 qcm entlastet. Hieraus folgt mit einem für unregelmässige Schmierung niedrig geschätzten Reibungskoeffizienten $\mu = 0,15$ der Schieberwiderstand ≈ 200 kg und, einschliesslich der Kappenreibung, die erforderliche Schubkraft im ganzen 300 kg. Ohne Entlastungskappe würde der Widerstand bis auf 400 kg steigen. Dass solche Belastungen für lange Steuerzüge störend gross sind, liegt auf der Hand, während die Werthe noch durchaus zulässig erscheinen, wenn der Schieber, wie bei den Packhofanlagen in Berlin, den Speichern in Mainz u. s. f. unmittelbar durch ein Händel bethätigt wird.

Beträgt nach den vorstehenden Zahlen der Einfluss der Entlastung auf die leichtere Schieberbeweglichkeit nur 25 Procent des sonst auftretenden Widerstandes, so wird andererseits die Flächenpressung zwischen Schieberfuss und Spiegel ganz erheblich herabgesetzt — von annähernd 80 kg/qcm auf 40 kg/qcm —. Hierin läge ein beachtenswerther Vortheil, wenn die Entlastung dauernd zuverlässig arbeitete. Man hat diesen Weg im allgemeinen verlassen und sucht die Schieber nur möglichst klein zu halten. *)

In dem D. R. P. No. 43913 hat Hoppe eine Steuerung bekannt gegeben, die mittelst 3 von einem Händel aus gemeinschaftlich bewegter Flachschieber die zwangläufige Aufeinanderfolge des Füllungs- und Entleerungswechsels mit selbstthätig zunehmender Steigerung für eine Viercylindermaschine von 3 Kraftstufen auf 15 ausdehnt. Da sich Hoppe an anderer Stelle selbst abfällig über so zahlreiche Abstufungen ausgesprochen hat, verdankt das Patent seine Entstehung wohl nur dem Umstande, dass eine Zeitlang die Bauverwaltungen grosser Betriebsanlagen die Frage der Kraftwasserersparniss auf die Spitze getrieben haben, und daher die Firma ein gewisses Interesse daran hatte, die Verwerthbarkeit ihres Steuersystems in den weitesten Grenzen unter Patentschutz zu stellen. **)

Zweistufige Schiebersteuerung von Eilert.

D. R. P. 63 197.

Die zweistufige Schiebersteuerung von Eilert ist bereits im Zusammenhang mit der zugehörigen Aufzugmaschine S. 577 u. f. beschrieben und hier an Hand der Taf. 86, Fig. 1—5, nur noch darauf hinzuweisen, dass sie auch die Eigenschaft der Zwangläufigkeit für die innezuhaltende Reihenfolge der Kraftstufen besitzt. Beim Ausweichen des Schiebers aus seiner Mittellage nach links, stellt sich die Steuerung zum Senken der Last ein und öffnet den Druckwasserkanal für den unteren Cylinderraum zur Unterstützung

*) Vergl. die dreistufigen Aufzugschieber mit selbstthätigen Abstellvorrichtungen für das Anhalten in verschiedenen Stockwerken. Schönbach, Die hydraulischen Hafeneinrichtungen in Triest. Z. d. österr. Ing.- und Architekten-Vereins, 1893, mit Taf. IX bis XII.

**) Glasers Annalen 1887, Bd. XXI, Novemberheft.

des Kolbenrücklaufs erst, wenn der Schieber zum Senken des leeren Hakens ganz nach links hinübergeführt wird. Ebenso gelangt der Schieber beim Ansteuern nach rechts aus der Mitte zunächst in die Lage zum Heben des leeren Hakens, und der Arbeiter muss die Steuerung in demselben Sinne weiter bewegen, wenn die Maschine mit angehängter Last bei der Schieberstellung für den leeren Haken noch nicht anläuft.

Drehschiebersteuerung von Haniel & Lueg für fünffache Laststufen.

D.R.P. 39694.

Der Drehschieber, Fig. 15 bis 20, Taf. 86, löst die Aufgabe zwangläufiger Aufeinanderfolge der einzelnen Kraftstufen und der theilweisen Wiedergewinnung des Arbeitswassers beim Senken für mehr als drei Stufen mit einem einzigen Steuerorgan.

Die Schwierigkeiten, welche Drehschieber, auch abgesehen von ihrer Verwendung für umlaufende Motoren mit ununterbrochenem Betriebe, hinsichtlich des dauernd dichten und zuverlässigen Abschlusses bieten, sind bekannt. Es kann daher nicht überraschen, dass ihre Benutzung bei hydraulischen Hebezeugen, unter der hohen Belastung von 50 Atm., mit erheblichen Unzuträglichkeiten zu kämpfen hatte, die erst allmählich vermindert sind. Wenn man auch niemals mit einem Drehschieber dieselbe Betriebsicherheit, wie mit einem kleinen Schubschieber erreichen wird, darf doch ausgesprochen werden, dass für vielstufige hydraulische Hebewerke wenigstens keine gedrängtere Steuerung herzustellen ist, als der Haniel'sche Schieber in seiner schliesslich gewonnenen Durchbildung. Mit der Zahl der Stufen wächst die Zahl der erforderlichen Dichtungsflächen zwischen Druck und Abwasserräumen und damit die Gefahr der Undichtheiten, infolge des gewöhnlichen Verschleisses oder durch zufälliges Eindringen von Fremdkörpern, gleichgültig, ob man es mit einer Schieber- oder mit einer Ventilsteuerung zu thun hat. Diese Gefahr, die auch geradlinig bewegte Planschieber genau so wie Drehschieber trifft, ist viel mehr die Ursache von Störungen, als der Einfluss der verschieden starken Abnutzung selten benutzter Drehschieber in radialer Richtung, gegenüber der gleichmässigen geradlinig bewegter Schieber. Man kann den nachtheiligen Einfluss bei Handsteuerungen durch Beschränken des spezifischen Flächendrucks, sorgfältige Schmierung und geeigneten Abstand der Schleiffläche von der Drehachse herabmindern.

Aber andererseits darf man nicht ausser Acht lassen, dass die zufälligen Beschädigungen einer grossen Zahl von Dichtungsflächen, und die unvermeidlichen Widerstände in den verschiedenen Kanälen die Frage nahe legen, ob die Vortheile der vielstufigen hydraulischen Hebemaschinen genügend gross sind, um auf einfachere und deshalb unbedingt betriebssichere Steuerungen zu verzichten. Entscheidet man sich für die Vielstufigkeit, dann bietet der elektrische Betrieb die einfachste Lösung der Aufgabe.

Aus der nachfolgenden Darstellung geht hervor, dass für eine fünfstufige Steuerung die drei Einströmkanäle I, II, III im Schieberspiegel, Fig. 555, in der Bewegungsrichtung des Schiebers ziemlich weit auseinander gerückt werden müssen, um, ähnlich wie beim Hoppe'schen Stufenschieber, die erforderliche Zahl von Durchbrechungen für den Druckwasserdurchtritt und von Muschelzellen für den Auslass in den entsprechenden Zwischenräumen des darüber liegenden Deckschiebers unterzubringen. Jeder Spiegelkanal muss, je nach der Stufenfolge, einzeln und dann wieder in verschiedener Verbindung mit den übrigen für den Druckwasserzutritt freigelegt, dann aber auch wieder abgesperrt und nach dem Auslass zu, in

gleicher Mannigfaltigkeitszahl geöffnet werden. Vertheilt man zu diesem Zweck die Einströmkanäle in dem erforderlichen gegenseitigen Abstände auf eine Kreisringfläche und verlegt den Ausflusskanal, wie in Fig. 15, Taf. 86 und Textfig. 555, in die Mitte des Schieberspiegels, so wird die zwischen Ein- und Ablauf, durch die Schiebermuschel zu überdeckende Fläche für alle Kanäle auf den gleichen Abstand und damit auf den kleinsten, überhaupt möglichen Werth beschränkt. Dabei erhält also auch die ganze Schieberplatte die verhältnissmässig kleinsten Abmessungen.

Wenn die Masse trotzdem noch so gross ausfallen, dass dadurch wenigstens für bestimmte Einzelfälle unbequem grosse Gleitwiderstände auftreten, so liegt der Grund hierfür, ebenso wenig, wie für die oben hervorgehobenen Ursachen des Undichtwerdens, in besonders ungünstigen Eigenheiten des Drehschiebers, sondern vielmehr in der Forderung, die Aufgabe mit einem einzigen Steuerorgane zu lösen, und vor allem in der Stellung der Aufgabe selbst, vielstufige hydraulische Steuerungen auszuführen.

Das vorstehende wird zur eingehenderen Begründung meiner Ansicht dienen, dass die Vortheile des Vielstufensystems hinsichtlich der Kraftwasserersparniss bei den unvermeidlichen Nachtheilen einen fraglichen Gewinn darstellen.

Durch den kreisförmigen Ablaufkanal in der Schieberspiegelmitte, ist für die vorliegende Ausführung das Einschleifen der sternförmig verzweigten Schiebermuschel erleichtert. Beachtenswerth ist ferner die zuverlässige Entlastung durch den Gegenstempel mit der freien Beweglichkeit des Schiebers, der lose an dem Vierkant der Drehspindel hängt und sich jederzeit zwanglos dem Spiegel anschmiegt. Letzterer wird, ähnlich wie bei den Hoppe'schen Schieberkasten, unmittelbar durch die Gehäusehaube auf die gusseiserne Grundfläche niedergedrückt, ausserdem greift aber die Haube auch noch mit einer zweiten eingedrehten Ringnuthe über den äusseren Rand des Drehschiebers fort und verhindert dadurch vollständiges Abklappen bei Rohrbrüchen und den Absturz schwebender Lasten. Durch späteres Nachschleifen der Schiebergleitflächen wird dieser Sicherheitschutz nachtheilig beeinflusst. Die Schieberentlastung darf wegen der zahlreichen Dichtungsflächen und der dadurch vermehrten Unsicherheit in bezug auf die thatsächliche Dichtungszone nicht weit gesteigert werden. Hieraus ergeben sich im Hinblick auf die Grösse der Schieberscheibe, die für ihre Aufgabe nicht wesentlich kleiner gewählt werden kann, sehr grosse, weiter unten durch Rechnung noch näher zu bestimmende Bewegungswiderstände, die erst gemildert wurden, als man in Hamburg die bis dahin ganz ausser Acht gelassene Frage der Schmierung der Schieber ins Auge fasste und löste.*) Die nachträglich eingebauten Schmierapparate sind in der Schnittfigur 15, Taf. 86, gezeichnet und gleichen den schon früher für gewöhnliche Schieber beschriebenen Konstruktionen.

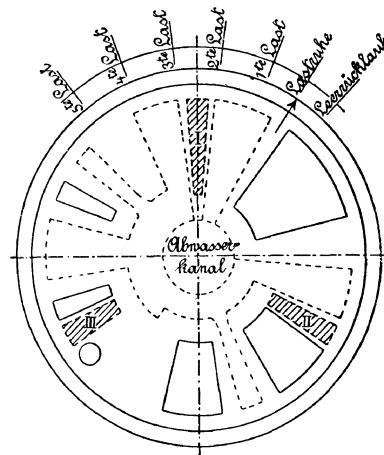


Fig. 555.

*) Die auffallende Erscheinung, dass diese wichtige Zuthat für hydraulische Maschinen, trotz der zahlreichen Erfahrungen und ausgedehnten Betriebe in England nicht früher ausgebildet ist, erklärt sich durch das Vorherrschen von Ventilsteuerungen in England. Auch hat man dort theilweise das Hilfsmittel benutzt, bei Schiebersteuerungen dem Betriebswasser Seife zuzusetzen, falls das Vorhandensein von Rücklaufleitungen dies ohne dauernd fortlaufende Betriebsunkosten gestattet.

Eine zweite Schwierigkeit bestand im Auffinden der geeigneten Anordnung der Durchflusskanäle im Schieber und Spiegel, um den Druck möglichst gleichmässig zu vertheilen und Kipp-, d. h. Lüftneigungen des Schiebers, sowie ungleichförmigen Verschleiss durch etwaige excentrische Belastung zu verhüten. Diese Nothwendigkeit wurde erst im Laufe der Betriebserfahrungen erkannt.

Textfig. 555 zeigt die ursprüngliche Vertheilung der Schieberplattenlöcher mit den darunter liegenden Spiegelkanälen. Der Schieber ist ohne Kopf, von oben gesehen, gezeichnet. Im Spiegel sind die drei Kanal-mündungen für die drei verschiedenen Cylinderräume I, II und III — in der Figur durch Schraffirung hervorgehoben — gleichmässig um 120° gegeneinander versetzt und wegen der verschieden grossen Arbeitcylinder auch untereinander im Durchflussquerschnitt abgestuft. Der Querschnitt von I beträgt 1,7, von II 1,4, von III 1,1 qem.

Der Wasserdurchtritt nach diesen Kanälen findet durch die über die Schieberplatte vertheilten, in der Zeichnung vollausgezogenen Schlitze statt, die beim Steuern derart nacheinander in Wirksamkeit treten, dass die geforderte Kraftabstufung in richtiger Aufeinanderfolge zwangläufig gesichert ist, während gleichzeitig durch die strahlenförmig verzweigte Schiebermuschel — in der Figur durch den punktirten Linienzug dargestellt — die erforderliche Verbindung der nicht wirksamen Druckräume mit dem Abwasserkanal in der Spiegelmitte hergestellt wird.

Bei den gewählten Verhältnissen rückt allerdings die Belastungsergebnisse nur etwa um 5 mm von dem Mittelpunkt ab; erwägt man aber, dass etwa 86 qem der ganzen Schieberfläche nicht entlastet sind, so entspricht diesem Hebelarm immerhin in bezug auf eine Mittelachse, bei 50 kg/qem Betriebsdruck, ein Kippmoment von 2150 kgem, das durch geringe Ungenauigkeiten in der Schleiffläche den dichten Abschluss stören und zufälliges Eintreten von kleinen Fremdkörpern zwischen die Gleitflächen erleichtern kann.

Textfig. 556 bis 562 zeigen die verbesserte Ausführung und gleichzeitig zur bequemen Übersicht die verschiedenen Schieberlagen für die verschiedenen Laststufen.

Wie ersichtlich, ist bei der neuen Anordnung die Lage der Schieberspiegelschlitz II und III gegen die ursprüngliche miteinander vertauscht. Hierdurch ist es möglich geworden, die Schlitz in der Schieberplatte so abzuändern und zu verlegen, dass nunmehr der Druckmittelpunkt der Wasserpressung in die Drehachse fällt.

Mit dem Vertauschen der Spiegelschlitz sind selbstverständlich auch die Rohrstützen des Gehäuses und die in den Fig. 15 bis 20, Taf. 86, noch nach der früheren Ausführung gezeichneten Cylinderanschlüsse entsprechend auszuwechseln.

Figur 556 bis 562 lassen erkennen, dass beim Drehen des Schiebers nach links aus der Stellung Fig. 561, in der sämtliche Cylinderkanäle für die Lastkolbenruhe abgeschlossen sind, nacheinander die früher S. 595 angegebenen Laststufen auftreten, nämlich:

Textfig. 560	für	1. Last,	II und III	Druckwasser	I	Abwasser,
„ 559	„	2. „	II	„	I und III	„
„ 558	„	3. „	I	„	II „ III	„
„ 557	„	4. „	I, II und III	„	—	„
„ 556	„	5. „	I und II	„	III	„

Bei der wagerechten Lage der Maschinencylinder, Fig. I, Taf. 95, der langen Kettenführung und der Gegendrucksäule des Abwassers stellte sich die Nothwendigkeit heraus, zum Senken des leeren Lashakens den Betriebs-

wasserdruck in umgekehrter Richtung auszunutzen, weil das Belastungsgewicht des Kettenhakens bereits auf 200 kg gesteigert war, ohne damit den Rücklauf zu erreichen.

Dazu dient die kleine kreisrunde Durchbrechung der Schieberplatte, die bei der Stellung des Schiebers rechts von der Ruhelage, Fig. 562, zur Wirkung gelangt und den Rücklauf des Kolbens veranlasst, indem Raum III, Fig. 535, S. 596, mit Druckwasser gespeist wird, während I und II ihre Füllung in den Abwasserkanal entleeren.

Der volle Drehwinkel des Schiebers, von einer Endstellung bis in die andere, beträgt ungefähr 90°. Die Steuerung ist so eingerichtet, dass zunächst bei regelrechtem Betriebe das Ansaugen von totem Wasser aus der Ablaufleitung zum Anfüllen der jeweilig vom Druckwasser abgesperrten Cylinderräume durch die vom Schieber vermittelte Kanalverbindung bewirkt wird, und dass auf gleiche Weise auch beim Lastheben das Gegendruck-

Fig. 556.

Fig. 557.

Fig. 558.

Fig. 559.

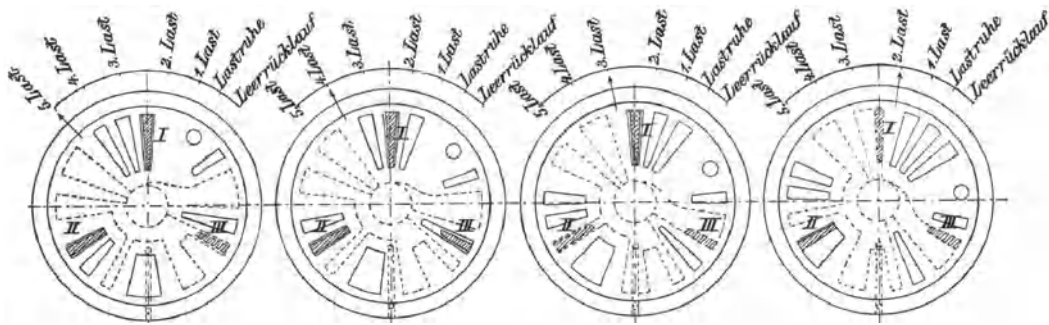


Fig. 560.

Fig. 561.

Fig. 562.

wasser von dem kleinen Ringkolbenquerschnitt III, Fig. 535, in den Schieberkasten durch den Schieber zurückströmt, ohne Druckventile in Thätigkeit zu setzen.

Ferner ist nur zum Senken der leeren oder mit der niedrigsten Lastgrösse beschwerten Kette der Schieber auf die Endstellung, Fig. 562, zurückzustellen. Im übrigen sollte jede Schieberlage zum Heben gleichzeitig zum Senken einer grösseren Last dienen. Um aber eine gehobene Last wieder zu senken, ist die Steuerung auf diejenige Laststufe zurückzustellen, welche um das Doppelte der gesammten Widerstände der Maschine, in den Druckleitungen und im Akkumulator, unter der Hubstufe liegt, denn zum Heben muss ja die verfügbare Kraft um den Betrag dieser Widerstände grösser als die Nutzlast sein, und beim Senken büsst die Nutzlast denselben Betrag an ihrer Wirkung ein. Da im Mittel der Gesamtwirkungsgrad hydraulischer Hebezeuge mit Flaschenzugübersetzung 0,6, d. h. die Kraft zum Heben von $x \text{ kg } \frac{10 x}{6}$ beträgt, die Kraftwirkung von

x kg beim Senken sich auf $0,6x$ vermindert, so ist der Wirkungsgrad der sinkenden Last nur $0,6^2 = 0,36$ der zum Heben aufgewandten Kraft. Wenn also eine Last mit einer Stufenmaschine, die 5 gleichmässig ansteigende Kraftstufen besitzt, mit $\frac{3}{5}$ der vollen Kraftleistung gehoben war, kann sie nur mit einer Stufe gesenkt werden, die $\leq \frac{3}{5} \cdot 0,36$ also $\leq 0,22$ ist, d. h. mit der Stufe $\frac{1}{5} = 0,2$. Da nun die nächste Kraftstufe $\frac{2}{5} = 0,4$ entspricht, besteht dieselbe Beschränkung auch noch für die mit $\frac{4}{5}$ und mit voller Kraft gehobenen Lasten, denn $0,8 \cdot 0,36 = 0,288$ und $1 \cdot 0,36 = 0,36$ sind ebenfalls noch kleiner als $0,4$. Der überhaupt erreichbare Rückgewinn von Arbeitswasser für den Akkumulator beim Lastsenken ist also, wie auch die weiter unten folgende Versuchstabelle zeigt, ein sehr beschränkter und viel kleiner, als bei flüchtiger Schätzung angenommen zu werden pflegt.

Thatsächlich wird aber auch die überhaupt mögliche Wasserersparniss im Betriebe nicht erreicht, weil das Bestreben, die Lasten möglichst schnell zu senken, dazu führt, mehr Wasser frei in den Ablauf zu entleeren, als zum Senken an sich nothwendig ist. Weil sich die Last langsam in Bewegung setzt, wird der Krahnführer die Steuerung auch nicht gleich ganz genau passend einstellen. Ferner ist daran zu erinnern, dass zum Senken der kleinsten Lasten und des leeren Hakens sogar noch Kraftwasser geopfert werden muss, und dass erst von der dritten Laststufe an Betriebswasser wieder gewonnen werden kann.

Aus Fig. 15 bis 20, Taf. 86 ersieht man, dass durch Rohranschlüsse und Kanäle noch ein besonderer Ventilkasten mit dem Drehschiebergehäuse verbunden ist, der 3 Druck- und 3 Saugventile enthält, die zu je zweien gepaart zu den drei verschiedenen Cylinderräumen gehören.

Fig. 16 stellt den Schnitt durch die Saugventile, Fig. 17 den durch die Druckventile dar. Erstere treten durch plötzlich unterbrochenen Lastrücklauf als Stossventile in Thätigkeit und lassen die im zugehörigen Cylinderraum abgesperrte Wassersäule bei auftretendem Kolbenstoss in die Druckleitung entweichen, letztere hindern das Abreissen der Kolben von der stützenden Wassersäule bei zu schnellem Abschluss der Steuerung während der Hubperiode, indem sie durch die noch frei weitergehenden Kolben Wasser aus der Ablaufleitung nachsaugen. Gleichzeitig ergänzen die Saugventile aber auch die Saugfüllung im normalen Betriebe, wenn bei der geringen Pressung von 1 Atm. die für den Druckwassereintritt gewählten Schieberschlitz nicht ausreichen, um das Saugwasser schnell genug durchströmen zu lassen. Die Ventilkammern sind oberhalb der Druckventile mit der Druckleitung, unterhalb der Saugventile mit dem Ablauf verbunden; die Cylinderkanäle verzweigen sich nach den Kammern zwischen den zugehörigen Saug- und Druckventilen.

Die Konstruktion gehört zu einem 1500 kg-Krahn mit 4facher Übersetzung des Kolbenhubes und den Kolbendurchmessern 150 und 108 mm bei 76 mm Dicke der Kolbenverbindungstange. Diese Verhältnisse finden sich auch in der Krahnmaschine, Fig. 1, Taf. 95, deren Tragkraft nur durch 6fache Übersetzung auf 1000 kg beschränkt ist.

Versuche lieferten bei 50 Atm. Betriebsdruck die auf S. 611 zusammengestellten Werthe.

Die Werthe zeigen, dass die Hubkraft des Krahnes die geforderten Grenzen ganz wesentlich überschreitet, dass aber andererseits die Senkgeschwindigkeiten hinter den Hubgeschwindigkeiten zurückbleiben, wenn die Steuerung zum Rückgewinn eines Theiles des Betriebswassers eingestellt wird, und dass sich erst von der vierten Laststufe ab der beabsichtigte Vortheil mit vollem Erfolg ausnutzen lässt.

Die Auflagefläche des Schiebers entspricht ziemlich genau dem nicht entlasteten Theil der Schieberrückenfläche, so dass sich in der Gleitfläche

Steuerungstellung	Regelrechte Nutzbelastung kg	Hubgeschwindigkeit m	Senkgeschwindigkeit		Erreichbare Belastungsgrenze mit schwebend gehaltener Nutzlast kg
			Alles Wasser in den Ablauf entleert m	$\frac{1}{8}$ des Betriebswassers in den Akkumulator zurückgepresst m	
1. Laststufe	200	0,57	1,00	—	240
2. Laststufe	585	0,57	1,14	—	637
3. Laststufe	900	0,94	1,23	0,4	1067
4. Laststufe	1200	0,94	1,33	0,7	1500
5. Laststufe	1500	1,00	1,45	1,0	1920

auf dem Spiegel annähernd ein spezifischer Druck von 50 kg/qcm einstellt. Hieraus berechnet sich das Reibungsmoment, unter Annahme eines Reibungskoeffizienten $\mu = 0,2$ bei mangelhafter Schmierung zu 4100 kgcm.

Aus diesen Zahlen erhellt die Nothwendigkeit des nachträglich angeordneten Schmierapparates, um den Widerstand beim Umsteuern zu ermässigen, weil sich der oben angenommene Werth für μ bei ganz trockenen laufenden Flächen bis auf 0,3 und darüber erhöhen kann und nur bei reichlicher Fettzufuhr auf 0,1 zurückgeht.

Im günstigsten Fall entspricht demnach der Bewegungswiderstand immerhin noch einem Drehmoment von ~ 2000 kgcm, und da der Drehwinkel 90° beträgt, gelangt man hiermit entweder zu sehr grossem Händeldruck, wenn man den Händelausschlag zu beschränken sucht, oder zu unbequem grossem und unübersichtlichem Händelhub, falls man die bewegende Kraft möglichst herabzusetzen bestrebt ist.

Beschränkt man, wie in der Ausführung für den Krahn Taf. 95, Fig. 1, den Ausschlag des 1,5 m langen Steuerhändels durch ungleichlange Zwischenhebel mit Kuppelstange für die volle Schieberdrehung um 90° auf 38° , so erhält man bei ungefähr 1 m Steuerweg ~ 30 kg Händeldruck.

Daraus folgt, dass sich die Steuerung nicht wohl durch weit fortgeleitete Steuerzüge von entfernten Punkten aus bedienen lässt, ohne störende Durchfederungen im Gestänge in den Kauf zu nehmen, aber auch für den günstigsten Fall kurzer und kräftig ausgeführter Bewegungsorgane ist doch schon unter den obwaltenden Verhältnissen ungefähr die Grenze genügend leichter Handhabung erreicht. Haniel & Lueg haben selbst die Drehschiebersteuerung in Hamburg noch für einen 2500 kg-Krahn verwandt, dessen Kolbendurchmesser (vergl. Skizze Fig. 535, S. 596) 195 und 140 mm bei 100 mm starker Verbindungstange betragen. Mit 4facher Übersetzung und 0,6 m Lastgeschwindigkeit ist die für die Steuerkanäle in Betracht zu ziehende Kolbengeschwindigkeit, wie im vorliegenden Fall $= 0,15$ m, so dass die Wasserdurchflussmengen sich wie die Quadrate der Kolbendurchmesser für den 1500- und 2500 kg-Krahn verhalten, wenn man dieselben Schieberquerschnitte beibehalten will. Dies entspräche einer Zunahme der Durchflussgeschwindigkeit im Verhältniss von 1,7 : 1. Für den untersuchten Schieber des 1500 kg Krahns beträgt die Durchflussgeschwindigkeit im Schieberschlitz I, bei 0,6 m/sec Lasthubgeschwindigkeit, unter Vernachlässigung der Kontraktion ~ 15 bis 16 m; für den 2500 kg-Krahn würde sie in demselben Schieber auf ~ 26 m/sec steigen.

Damit wird also jedenfalls die zulässige Grenze der Verwendbarkeit des Schiebers für die in Rede stehenden Durchflussmengen und Betriebsdrucke erreicht oder schon überschritten, und für grössere Maschinen muss man zu Ventilsteuerungen greifen.

C. Hoppe hat für die Portalkrahne des neuen Kölner Hafens die Haniel'sche Steuerung auf 3 Stufen beschränkt und öffnet zum schnellen Lastsenken die Nachsaugventile durch einen Fusstritthebel. — Siehe: „Neue Werft- und Hafenanlagen zu Köln“. Festschrift 1898, S. 124 mit Taf. 72.

Stufenventilsteuerung von Haniel & Lueg.

Fig. 1 bis 6, Taf. 88, veranschaulichen eine Stufenventilsteuerung von Haniel & Lueg für 5000 kg-Krahne der Zollabfertigungsschuppen im Hamburger Freihafengebiet. Zu jedem der drei Cylinderräume für die fünfstufige Maschine (vergl. die schematische Skizze Fig. 535, S. 596) gehören zwei gesteuerte Ventile für Ein- und Auslass, die übereinstimmend mit den bisherigen Bezeichnungen nach den zugehörigen Cylinderräumen durch I, II und III und ausserdem durch den Zeiger *e* oder *a* gekennzeichnet sind, je nachdem sie für den Druckwassereintritt oder für den Ablauf in Betracht kommen.

Im geöffneten Zustande sind die Ventile durch ihre beiderseits aus dem Gehäuse oben und unten frei austretenden Führungstempel vollkommen entlastet. Im geschlossenen Zustande bleibt der Flüssigkeitsdruck oberhalb der Kegel wirkungslos, weil der Durchmesser der Führungstempel gleich dem äusseren Durchmesser der Ventilsitzfläche ist. Dagegen überwiegt im unteren Raume die abwärts gerichtete Druckfläche die aufwärts gerichtete um den Betrag der Dichtungsfläche und hält die geschlossenen Ventile daher mit der dem Kolbendruck entsprechenden specifischen Pressung fest, ganz unabhängig von der Druckverschiedenheit oberhalb und unterhalb ihres Sitzes. Die Ventile werden von der Steuerwelle *W*, Fig. 1, sowie 7 und 8, Taf. 88, durch unrunde Scheiben oder Hubdaumen gelüftet, die nach Massgabe der Steuerreihenfolge über die Welle vertheilt sind, und während ihrer Arbeitszeit den kurzen Arm der auf der Achse *O* lose drehbaren Hebel niederdrücken, indem sie gleichzeitig den mit Gewicht belasteten Gegenarm sammt der Ventilstange anheben. Der Gewichtshebel bewirkt den selbstthätigen Schluss der Ventile, sobald der Hubdaumen den Druckarm wieder frei giebt.

Das Druckwasser tritt durch die jeweilig geöffneten Eintrittsventile *Ie*, *IIe* oder *IIIe* aus dem Zuleitungsrohr, Fig. 2 und 3, nach unten und gelangt dadurch in den zugehörigen, mit dem anschliessenden Cylinderraum in Verbindung stehenden Querkanal Fig. 3 und 4. Neben der gemeinschaftlichen Druckzuleitungskammer liegt im Ventilgehäuse der Ablaufsammelkanal, Fig. 2, dessen Verbindung mit dem Cylinder durch Anlüften der Auslassventile *Ia*, *IIa* und *IIIa* hergestellt wird, wobei das ausströmende Wasser durch die Ventilsitze von unten nach oben abfließt.

Die erforderlichen Stoss- und Nachsaugventile sind in einem benachbarten, mit dem Hauptgehäuse verschraubten Kasten untergebracht und so eingebaut, dass jeder Cylinderkanal nach rückwärts zwischen einem Stoss- und dem zugehörigen Saugventile endigt. Die gemeinsame Kammer unter den Nachsaugventilen ist durch ein gekrümmtes, an den Stützen *A* angeschlossenes Kupferrohr, Fig. 2, mit dem Abwasserkanal der Auslassventile des Hauptgehäuses verbunden; ebenso wird Druckwasser, das durch die Stossventile aus den Cylindern entweicht, durch ein kleines Rohr in die Hauptleitung übergeführt.

Bei der Konstruktion der Ventile ist dafür gesorgt, dass sie leicht nachgesehen und nachgeschliffen werden können, ohne Gefahr zu laufen, dass die Schleifachse beim Wiederzusammenbauen aus ihrer Lage verdrängt wird.

In den Fig. 7 und 8 ist das im vorliegenden Falle mit der Steuerung für die Krahnswenkeylinder vereinigte äussere Steuerwerk dargestellt.

Die beiden Steuerhebel sind in einem gemeinsamen Bock gelagert. Die Drehachse des Laststeuerhändels bildet die Kernwelle für die lose darüber geschobene, hohle Antriebswelle des Schwenkhändels. Die Schubstange der Laststeuerung wirkt als Zahnstange auf das Stirnrad der Ventildaumenwelle W und ist durch ein Anschlussgestänge mit Winkelhebel bis in den Bereich der hydraulischen Arbeitskolben weitergeführt, um in den äussersten Hubgrenzen der Maschine die Steuerung durch den Kolben selbstthätig in die Abschlusslage zurückzuführen.

Die in der Zeichnung angedeutete, hydraulische Schwenkvorrichtung besteht aus zwei entgegengesetzt gelagerten Cylindern mit Tauchkolben, über deren lose Kopfrollen eine an beiden Enden festgelegte Kette geführt ist, die in ihrem Lauf die Krahnssäule umschlingt und durch entgegengesetzten Zug den Krahn rechts oder links schwenkt, indem der ausfahrende Kolben den entgegengesetzten durch die Kette zurückschiebt. Der in der Zeichnung auf der rechten Seite liegende, nicht mehr gezeichnete Schwenkzylinder steht frei mit der Druckleitung in Verbindung, während der links gelagerte Cylinder mit doppelt so grossem Kolbenquerschnitt abwechselnd mit Druckwasser gespeist wird und dann durch Ausfahren seines Kolbens gleichzeitig den Gegenkolben zurückdrängt, oder mit dem Ablauf verbunden wird und die entgegengesetzte Bewegung veranlasst, indem der kleine, ständig unter Druck stehende Kolben den grossen zurückschleppt. Für die Schwenkzylinder ist demnach nur ein einziges, gewöhnliches Steuerventilpaar erforderlich, ein Einlass- und ein Auslassventil, die im übrigen ebenso konstruiert sind, wie die Ventile der Stufensteuerung. Ihre belasteten Lüfthebel werden von dem Steuergestänge abwechselnd durch einen einfachen, doppelarmigen Hebel mittelst untergreifender Druckrollen in den Hebelköpfen aufgehoben, wenn man das zugehörige Händel nach entgegengesetzten Seiten auslegt.

Selbstthätige Einstellvorrichtung für verschiedene Laststufen von Fr. Neukirch.

D.R.P. 60919.

Den allgemeinen Einwand gegen die mehrstufigen Steuerapparate, dass die beabsichtigte Wasserersparniss nur bei sorgfältigem Steuern erreicht wird, und dass selbst die zwangsläufigen Stufensteuerungen die Willkür des Arbeiters nur beschränken, aber nicht ganz aufheben, sucht Neukirch dadurch zu beseitigen, dass er an Stelle seines schon früher S. 601 besprochenen Wechselschiebers Fig. 542 bis 544 einen selbstthätig wirkenden Stellschieber setzt, dessen Bau und Wirkungsweise in den Fig. 563 bis 567, S. 614, schematisch dargestellt sind. Die nicht mitgezeichnete Handsteuerung steht durch das Rohr p , Fig. 567, mit dem Schiebergehäuse des Füllwechsels für die verschiedenen Laststufen in Verbindung und hat nur den Ein- und Ablauf des Druckwassers zu vermitteln.

Das sonst am Maschinenrahmen befestigte Ende der Flaschenzugkette ist mit einem Hebel h , Fig. 563, verbunden, dessen fester Drehzapfen x hinter dem Cylinder liegt. Der Hebel dient zum Verstellen des Füllschiebers und ist dem Kettenzug entgegengesetzt durch eine Feder oder ein Gewicht belastet, die entweder unmittelbar am Hebel angreifen oder mit beliebiger Übersetzung auf ihn einwirken können, um ihre Grösse zu beschränken. Die Belastung ist so zu bemessen, dass der Hebel für die unteren Laststufen in seiner tiefsten Stellung verharrt, für die mittleren Förderlasten in die mittlere Lage 2 übergeht und erst beim Anheben grösserer Lasten in die obere Grenzlage 3 ausweicht. In den beiden Endstellungen findet der Hebel durch die Anschläge m und n feste Stützen. Um die mittlere Lage für genügend weite Lastgrenzen zu sichern, ist die Ausföhrung, Fig. 564, am geeignetsten, die dem Hebel gestattet, seine Mittel-

stellung einzunehmen, sobald der Kettenzug das einfache Belastungsgewicht g_1 lüftet, aber ihn dann solange festhält, bis auch das mit Lenkschienen angekuppelte Zusatzgewicht g_2 in die Höhe gezogen wird, das durch den toten Gang der Hängeschienen den Hebel erst in seiner wagerechten Lage beschwert.

Der Füllwechsel wird durch den in Fig. 563, 565 und 566 gezeichneten Schieber, im Verein mit vier Ventilen vermittelt, deren Wirkungsweise aus ihrer Anordnung in Fig. 567 hervorgeht. In Fig. 563 befindet sich der Schieber in seiner tiefsten Lage. Druckwasser, das von der Hand-

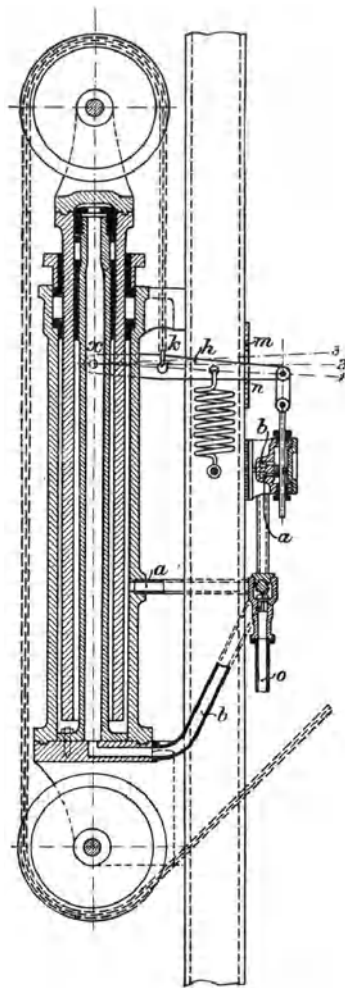


Fig. 563.

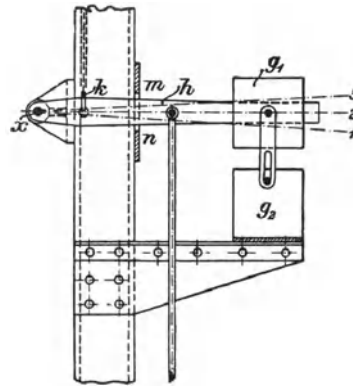


Fig. 564.

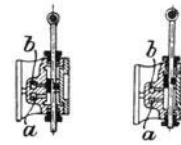


Fig. 565. Fig. 566.

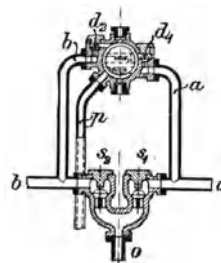


Fig. 567.

steuerung beim Öffnen des Einlasses durch das Rohr p einströmt, wird, wie aus Fig. 565 und 567 zu entnehmen ist, durch das Rohr b in den Kerncylinder zum Heben der kleinsten Lasten geleitet. Bei der Hebellage 2, der die Stellung des Füllschiebers, Fig. 566, entspricht, tritt das Druckwasser durch a in den äusseren Treibcylinderraum für mittlere Lasten und schliesslich bei der Hebellage 3 mit der Schieberstellung, Fig. 565, durch a und b gleichzeitig in beide Cylinderräume für die höchste Laststufe.

Die Ventile d_1 und d_2 , Fig. 567, werden durch den Leitungsdruck geschlossen gehalten, solange die Handsteuerung nicht auf Ablauf steht, und lüften sich erst beim Lastsenken für den Austritt der verbrauchten Cylinderfüllung. Die Ventile s_1 und s_2 dienen als Saugventile zum selbstthätigen

Füllen der beim Lastheben nicht unter Druck stehenden Cylinderräume und sind deshalb durch das Rohr *o* mit dem Sammelbehälter, der das Rücklaufwasser wieder aufnimmt, verbunden.

Im übrigen ist noch darauf hinzuweisen, dass Neukirch für die Arbeitscylinder, statt seiner älteren Bauweise, Fig. 524, S. 588, die früher beschriebene Anordnung von Hoppe, Fig. 531, S. 592, gewählt hat, wie aus der Skizze, Fig. 563, hervorgeht. Die Vorzüge dieser Bauart, hinsichtlich des leichtern Erneuerns der inneren Stopfbüchsenpackung und des bequemeren Entlüftens und Entwässerns, sind früher hervorgehoben. Eine Maschine dieser Art ist in Bremen aufgestellt und im Betrieb.

In anderer Weise haben Thorpe*) mit einem als Druckwasserwage konstruirten Ventil, und Carey**) mit Bethätigung des Steuerwechsels durch einen Schwungkugelregulator die Aufgabe gelöst.

Rückblick auf den Werth zwangläufiger Stufensteuerungen.

Die vorstehenden Beispiele zeigen, dass die Frage der Konstruktion von Stufensteuerungen durch das Einschlagen verschiedener Wege zu einem gewissen Abschluss gekommen ist. Wesentlich neue Lösungen der Aufgabe sind kaum noch zu erwarten. Die Konstruktionen fallen selbstverständlich um so verwickelter aus, je grösser die Zahl der Kraftstufen gewählt wird. Mit der Zahl der Stufen wachsen ausserdem die erforderlichen Durchlässe für Ein- und Ausströmen, für Nachsaugen u. s. f. Hiernach erhält man, wie die Ausführungen beweisen, entweder grosse Schieber mit vielen Abschlusskanten und getrennten Dichtungsflächen oder zahlreiche Ventile. Der Haniel'sche fünfstufige Schieber ist in seiner Gleitfläche mit 28 radial gerichteten Abschlusskanten versehen und erfordert ausserdem noch 6 Hilfsventile, die 5stufige Ventilsteuerung arbeitet mit 12 einzelnen Ventilen. Dass sich mit der Zahl der dichtenden Kanten und Flächen die Betriebsstörungen durch ungleichmässigen Verschleiss und durch zufällige Wirkung von Fremdkörpern mehren, ist selbstredend und kann nicht der Ausführung, sondern nur der Wahl der Steuerart, d. h. der Forderung, überhaupt mit grosser Stufenzahl zu arbeiten, zur Last gelegt werden. Die Schiebergrössen wachsen mit der Zahl der Durchflusskanäle und mit den Wassermengen. Die Untersuchungen zeigen, dass hierbei die Bewegungswiderstände wegen der beschränkten Schieberentlastung bald störend gross ausfallen. Unter diesen Verhältnissen bilden fünfstufige Steuerungen die Grenze, bis zu der man im Betrieb gegangen ist, und die nach meiner Ansicht bereits das gerechtfertigte Mass überschreitet.

Weitere Grenzen in der Anwendbarkeit zwangläufiger Stufensteuerungen ergeben sich aus den besonderen Eigenthümlichkeiten ihrer Wirkungsweise. So ist vor allen Dingen aus den nachstehenden Gründen vor ihrem Gebrauch für Lukenwinden mit festen Auslegern zu warnen, wenn es sich um mehr als zwei Stufen handelt.

Zwischen den einzelnen Schieber- oder Ventilstellungen für verschiedene Laststufen liegt jedesmal, wie auch aus den Figuren ersichtlich, eine kurze Raststellung, weil eine stetige Aufeinanderfolge der Füllstufen die Grenze zwischen zwei aufeinanderfolgenden Kraftstufen aufheben würde, und dadurch die Sicherheit ihrer Trennung beim Steuern verloren ginge. Diese Rast unterbricht aber gleichzeitig die Kanalverbindungen derart, dass mit ihr der Stillstand der Maschine zusammenfällt, und damit verschwindet für

*) Vergl. Gutermuth, Neuere Konstruktionen amerikanischer Aufzüge. Z. d. V. d. Ing. 1893, S. 1092, ferner: „Glasgow Harbour Tunnel“. Engineering, Mai- und Juniheft 1895.

**) Aufzüge von Waygood & Co., H. Carey's Patent. Engineer Mai 1894, S. 416 u. Juli, S. 38

den Arbeiter der Zwang, zum Stoppen jedesmal bis in die regelrechte Ruhelage zurückzusteuern. Bei den Lukenwinden wird die schwebende Last von den Arbeitern durch die Maueröffnung hereingezogen, während man den Lasthaken schnell mit der Winde zurücksenkt, weil die Last auf dem Boden abgesetzt sein muss, bevor das in die Luke hineingezogene Hakenseil nach aussen zurückpendelt. Wenn nun beim Aufwinden aus Versehen, oder um mit grösserer Geschwindigkeit zu fördern, die Steuerung auf eine höhere Stufe, als unbedingt zum Heben nothwendig, eingestellt war, und sie dann zum Anhalten nur bis auf die benachbarte Rast zurückgestellt wird, so tritt beim weiteren Zurücksteuern zum Senken und Absetzen der Last anfangs die vorher übersprungene, kleinere Hubstufe in Wirksamkeit. Die Last steigt also vorübergehend, statt sofort zu sinken, und damit ist die Gefahr verbunden, dass die Arbeiter, welche die aussen schwebende Last zum Einschwenken bereits erfasst haben, zur Luke herausgeschleudert werden.

Eine gewisse Unsicherheit tritt ferner bei allen hydraulischen Hebewerken mit zwangläufiger Stufensteuerung in der Benutzung der höheren Laststufen dadurch ein, dass die Steuerung zum Stoppen über die Lagen zurückgeführt werden muss, welche zum Senken der gehobenen Last mit theilweisem Wiedergewinn des verbrauchten Arbeitswassers bestimmt sind, und dass die Last daher thatsächlich etwas zurücksinkt, und zwar um so mehr, je langsamer zurückgesteuert wird. Dies kann für Aufzüge mit Förderschalen störende Folgen haben, ohne bei sonst ausreichenden Schutzvorkehrungen unmittelbare Gefahren herbeizuführen. Schliesslich ist noch darauf hinzuweisen, dass bei richtig gewählter Kraftstufe die gehobene Last beim Zurücksteuern zum Stoppen, auf dem ganzen Steuerweg, der zwischen der benachbarten Rast der benutzten Stufe und der Senkstufe für die Last liegt, schwebend gehalten wird. Hier wird der Arbeiter durch die für die Dauer eines längeren Steuerweges eintretende Ruhe besonders leicht verleitet, die Steuerung auf halbem Wege stehen zu lassen. Steht der Schieber dann nicht auf einer Rast, sondern auf Einlass, so fährt bei Aufzügen die Förderschale während des Entladens plötzlich weiter; Krahne und Hakenwinden dagegen lassen sich unter solchen Verhältnissen nicht entlasten, weil das Hakenseil gespannt bleibt.

Bei den Eincylindermaschinen wird die Last sofort mit dem Auslegen der Steuerung in Bewegung gesetzt, und nur die Fördergeschwindigkeit wächst mit der Ausschlagweite, bei mehrstufigen Maschinen bleibt aber die sichtbare Wirkung des Steuerns so lange aus, bis die zugehörige Kraftstufe erreicht ist. Wenn über die erforderliche Grenze hinausgesteuert wird, können nach dem Vorstehenden Erscheinungen auftreten, die einen Uneingeweihten verwirren müssen, weil ihm der Einblick in die Vorgänge fehlt.

Aus diesen Erwägungen folgt, dass zwangläufige Steuerapparate für mehr als zwei Stufen unbedingt nur von sachkundiger Hand bedient werden sollten. Damit wird aber ihre Verwendbarkeit in grossen Speicherbetrieben, ganz abgesehen von ihren Gefahren für Lukenwinden mit festen Auslegern, von vornherein sehr beschränkt und zum Theil ganz ausgeschlossen, weil die Lohnverhältnisse es nicht gestatten, bei grosser Winden- und Aufzugzahl ein entsprechend zahlreiches, geschultes Wärterpersonal anzustellen, während andererseits die Steuerung der Eincylindermaschinen so einfach und leicht verständlich ist, dass sie nach kurzer Unterweisung jedem beliebigen Speicherarbeiter anvertraut werden kann. Ferner ergibt sich im Hinblick auf die Empfindlichkeit der Stufensteuerungen die Nothwendigkeit, die Steuerzüge kurz zu halten und den Standort des Wärters so zu wählen, dass er die Last oder wenigstens den Lauf der Maschine verfolgen kann,

weil Dehnungen in den Zügen oder toter Gang die Zuverlässigkeit des Steuerns in Frage stellen, und unbemerkte Irrthümer leicht verhängnissvoll werden können. Dabei ist im Auge zu behalten, dass nach möglichst leichter Beweglichkeit zu streben ist, weil der Arbeiter sich durch schweren Steuergang verleiten lässt, vor allem dem Stellzeug seine Aufmerksamkeit zu widmen, und deshalb gehindert wird, eine freie Körperhaltung anzunehmen, die ihm das bequeme Beobachten der sonstigen Vorgänge im Triebwerk ermöglicht.

Da keine dieser Bedingungen in den ersten Maschinen der Hamburger Freihafen-Speicheranlagen erfüllt war, sah man sich veranlasst, die ursprünglich dort aufgestellten, mehrstufigen Hakenwinden und Aufzüge, die allerdings auch mit anderen, bereits besprochenen Mängeln behaftet waren, wieder zu entfernen und in Eincylindermaschinen umzuwandeln.

Nach diesen Erfahrungen bleiben die zwangsläufigen Stufensteuerungen auf Aufzüge mit besonderem Wärter und auf hydraulische Krahné beschränkt, die auch sonst durch angestellte Führer bedient werden. Für Aufzüge sind sie dadurch von Werth, dass diese Hebewerke im allgemeinen ebenso häufig zum Senken, wie zum Heben von Waaren benutzt werden, und ihr Wasserverbrauch ohne besondere Sparvorkehrung, bei den grossen Förderhöhen und dem häufigen Leerlauf meist ziemlich erheblich ist. Hier kann die erreichbare Wasserersparniss unter Umständen 40% betragen. Für Krahné tritt der Umstand in den Vordergrund, dass ihre Nutzbelastungen sehr stark zu schwanken pflegen, und dass sie beim Befrachten von Schiffen die Lasten meist nur anzuheben haben, um sie in den Schiffskörper hinabzusenken.

Die vorangegangenen Erörterungen zeigen, dass man alle Ursache hat, die Vortheile der Stufensteuerung nicht durch übermässige Anforderungen in Frage zu stellen, weil unter allen Umständen mit vermehrter Stufenzahl die Schwierigkeiten befriedigender Ausführung und Bedienung, sowie die Unterhaltungskosten wachsen.*) In jedem einzelnen Fall wird man ausserdem gut thun, sorgfältig zu erwägen, ob die verwickeltere und kostspieligere Anlage einen genügenden Ausgleich für den Verzicht auf die grösste Einfachheit bietet. Man darf hierbei nicht übersehen, dass der verminderte Wasserverbrauch sich keineswegs unmittelbar in eine entsprechend grosse Kohlenersparniss umsetzt. Bei der ausserordentlich schwankenden Wasserentnahme — vergl. die Schaulinien, Fig. 474, S. 507 — treten trotz der Akkumulatoren im Laufe des Tages häufige Betriebspausen für die Dampfpumpe ein, in denen die Feuerung der Kesselanlage nicht ganz unterbrochen werden kann, und in kleineren Betrieben mit Gasmotoren verbraucht die nicht auf kurze Zeit abstellbare Gasmaschine mindestens das Füllgas für den Leerlauf. Unter diesen Verhältnissen macht es sich nur in beschränktem Masse geltend, ob die Betriebsmaschinen etwas länger oder kürzer vollbelastet arbeiten.

In einer Sitzung des Vereins Deutscher Maschinen-Ingenieure zu Berlin theilte Hoppe 1887 mit, dass der ganze Kohlenverbrauch der Betriebsmaschine für die hydraulischen Hebewerke des Berliner Packhofes nur $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ des zur Verzinsung der Gesamtmaschinenanlage, einschliesslich der Rohrleitungen, erforderlichen Betrages ausmacht, trotzdem die Dampfpumpe dort als gewöhnliche Zwillingsmaschine ohne Kondensation arbeitet, und dass die Verminderung des Arbeiterpersonals um einen einzigen Mann einer Kohlenersparniss um 33% gleichkommen würde.**)

*) Die im Hamburger Freihafengebiet von Haniel & Lueg aufgestellten Krahné werden mit ihrer fünfstufigen Steuerung weiter betrieben, und nur die fünfstufigen Winden sind beseitigt.

***) Glaser's Annalen 1887, Bd. XXI, November- und Decemberheft, sowie Januarheft 1888, Bd. XXII.

Diese Bemerkung ist sehr beachtenswerth, denn je empfindlicher die einzelnen Maschinen konstruirt werden, um so mehr ist man auf gut geschultes und gut bezahltes Arbeiterpersonal angewiesen, um so mehr steigern sich auch die unvermeidlichen Betriebsstörungen durch zeitweise Reparaturbedürftigkeit. Man darf also die erreichbare Wasserersparniss nicht allein in Rechnung stellen, ohne gleichzeitig die vorstehenden Gesichtspunkte mit zu berücksichtigen. Es darf ferner nicht übersehen werden, dass der Wirkungsgrad mehrstufiger Maschinen häufig erheblich niedriger ausfällt, als der einfacher, und dass schon hierdurch allein unter Umständen die beabsichtigte Wasserersparniss thatsächlich verloren geht.*)

Von den besprochenen Maschinen haben nur die für zwei, höchstens für drei Stufen unbestrittene Berechtigung. Die Konstruktion von Eilert, S. 577 u. f., für Winden und Aufzüge, welche dem hängenden Einbau der Treibcylinder mit abwärts gerichtetem Kolben an den vorhandenen Mauern keine Schwierigkeiten bieten, gehört hier zu den besten. Zu Gunsten der Dreikolbenmaschinen spricht selbst für zwei Kraftstufen, an Stelle von Differentialscheibenkolben, die Aussenlage aller Stopfbüchsen; aber die Maschinen bauen sich theurer. Sie kommen vor allem für Krähne in Betracht.

Beschränkt man die Kraftstufen auf zwei, so ist auch kaum gegen zwanglose Steuerungen, statt zwangläufiger Stufensteuerungen, etwas einzuwenden, wenn ein ständiger Maschinenwärter vorhanden ist, weil die Steuerfolge hierbei so einfach ausfällt, dass der Wärter ohne Schwierigkeit die erforderliche Bedienung übersieht. Man benutzt dann Zwillingsteuerapparate, die sich getrennt oder gemeinsam bedienen lassen und die kleinsten Schieber- oder Ventilquerschnitte gestatten.

Die Unmöglichkeit, den Kraftwasserverbrauch der hydraulischen Hebezeuge stark schwankenden Belastungen auf einfache und zuverlässige Weise anzupassen, ist trotz mannigfacher sonstiger Vorzüge der hydraulischen Anlagen eine der hauptsächlichsten Ursachen für den raschen Erfolg des jüngeren elektrischen Betriebes, bei dem sich diese Frage ganz von selbst löst, weil sich der Stromverbrauch ohne weitere Zuthat selbstthätig nach der zu leistenden Arbeit regelt. Dass aber im übrigen der elektrische Betrieb inbezug auf die Steuerung, vorzüglich bei grösseren Anforderungen an die Fördergeschwindigkeit eigenartige, nicht zu unterschätzende Schwierigkeiten bietet und beim Entwerfen, wie in der Ausführung besondere Sorgfalt voraussetzt, ist im fünften Abschnitt eingehend erörtert.

g. Hydraulische Aufzüge.

Die Förderschale ruht bei Aufzügen mit Druckwasserbetrieb entweder unmittelbar auf dem Treibkolben, dessen Hub der Förderhöhe entspricht, oder sie hängt an Seilen, die mittelbar vom Kolben bethätigt werden. In diesem Fall wird meist gleichzeitig ein Übersetzungstriebwerk eingeschaltet, damit der Kolbenhub kleiner, als die Lastförderhöhe ausfällt.

α. Aufzüge mit unmittelbar wirkenden Treibkolben.

Die Bauweise der direkt wirkenden Aufzüge mit stehenden Treibcylindern und unmittelbar auf dem Kolbenkopfe ruhender Förderschale wird wegen ihrer grossen Einfachheit und Zuverlässigkeit und im Hinblick auf ihre bequeme Ausführung bei kleinen Förderhöhen für Lasthebungen bis etwa 3 oder 4 m fast ausnahmslos gewählt. Für grössere Förderhöhen

*) Vergl. den Nachweis hierfür in dem späteren Kapitel: Hydraulische Uferkrähne von Haniel & Lueg mit fünffacher Stufensteuerung.

wachsen die Schwierigkeiten und Unkosten der Anlage in rasch steigendem Masse, weil nicht nur Cylinder und Kolben dann Längen erhalten, die das Mass der gewöhnlichen Werkzeugmaschinen überschreiten oder wegen der Form- und Giessarbeit getheilte und verschraubte Konstruktionen notwendig machen, sondern weil auch gleichzeitig zum Aufstellen und Einsetzen der Cylinder Tiefbohrungen auszuführen sind, die je nach der Beschaffenheit des Baugrundes nicht selten auf erhebliche Hindernisse stossen. Aber auch in solchen Fällen entscheidet man sich sowohl bei Anlage von leichten Personenaufzügen, wie bei besonders schweren Lastaufzügen für das reine Kolbentriebwerk ohne Seile und Ketten, wenn man in dem beschränkten und ungefährlichen Kolben- und Dichtungsverschleiss, im Vergleich zur Abnutzung von Ketten und Seilen, die unvermeidlich bis zum vollständigen Unbrauchbarwerden und wiederholten Ersatz führt, für die Dauer eine grössere Betriebsicherheit der Anlage erblickt, oder falls die zu hebenden Lasten zu gross sind, um den Kolbenhub auf Kosten des Kolbendurchmessers durch Übersetzungen verkleinern zu können. Schon an dieser Stelle ist aber darauf hinzuweisen, dass die Wahl des Querschnitts für unmittelbar wirkende Treibkolben einerseits von dem vorhandenen Betriebsdruck und der zu hebenden Last, andererseits von der erforderlichen Knickfestigkeit und damit von der Förderhöhe abhängt. Bei hohem Betriebsdruck und grosser Förderhöhe fällt der Festigkeitsquerschnitt grösser aus, als der erforderliche Kolbendruckquerschnitt, und die Folge ist ein unverhältnissmässig grosser Wasserverbrauch, wenn man die Konstruktionsgrundlagen nicht ändern kann. Wir werden sehen, dass sich in solchen Fällen die einander widerstrebenden Forderungen nur in beschränkten Grenzen oder mit Hilfsmitteln ausgleichen lassen, die von zweifelhaftem Werth sind, und dass direkt wirkende Treibkolben daher nur unter bestimmten Verhältnissen wirtschaftlich vortheilhaft arbeiten. In den meisten Fällen sind der Wirkungsgrad und die erreichbare Fahrgeschwindigkeit erheblich kleiner, als für die indirekt wirkenden mit Übersetzungstriebwerken.

Aufzüge ohne Ausgleich der toten Last und des wechselnden Kolbenauftriebs.

Einfache Lasthebebühne.

In Fig. 1 bis 4, Taf. 92, ist ein Aufzug einfachster Bauart mit unmittelbar wirkendem Treibkolben dargestellt. Die Nutzlast beträgt 1500 kg, die Förderhöhe 3,1 m, der Betriebsdruck in der Leitung 49 Atm. Auf einen Ausgleich der toten Last durch Gegengewichte wurde verzichtet. Zur Beurtheilung der zu hebenden Gesamtlast ist deshalb zunächst die Lastbühne zu entwerfen. Ihr Gewicht ermittelt sich nach der in der Zeichnung angenommenen Ausführungsweise zu 400 kg. Die Stopfbüchsenreibung ist wegen der hohen Pressung bei dem andererseits jedenfalls dünn ausfallenden Kolben auf etwa 100 kg und die zusätzliche Führungsreibung der Bühne auf 50 kg zu schätzen.

Die Steuerung verlangt enge Durchflusskanäle, damit die Gefahr des Durchgehens der leeren Bühne möglichst ausgeschlossen bleibt. Die Querschnitte mögen so gewählt werden, dass sich für die regelrechte Fördergeschwindigkeit ein Druckhöhenverlust von 5 kg/qcm ergibt, und der Betriebsdruck im Cylinder auf 44 kg/qcm beschränkt bleibt. Der Einfluss der Druckhöhenabnahme beim Auffahren ist angesichts der kleinen Förderhöhe, im Verhältniss zur Betriebsdruckhöhe, vernachlässigbar.

Abgesehen von dem nachträglich zu bestimmenden und zu berücksichtigenden Kolbengewicht berechnet sich der erforderliche Kolbendurchmesser d für die vorstehend angenommenen Verhältnisse aus:

$$\frac{\pi d^3}{4} \cdot 44 = 1500 + 400 + 150$$

$$d = 7,6 \sim 8 \text{ cm.}$$

Die Baulänge des Kolbens ist für 3,1 m Förderhöhe auf 3,8 m zu schätzen, und mit dem spezifischen Gewicht 7,8 für Gussstahl das Kolbengewicht

$$= \frac{0,8^3 \pi}{4} 38 \cdot 7,8 = 150 \text{ kg.}$$

Demnach die Gesamtlast, einschliesslich der Führungswiderstände = 1500 + 400 + 150 + 150 = 2200 kg, die Triebkraft des Kolbens $\frac{8^3 \pi}{4} \cdot 44 = 2211 \text{ kg}$, also hierfür ausreichend.

Bei ganz langsamer Fördergeschwindigkeit verschwindet der Druckhöhenverlust in der Steuerung fast vollständig, und damit steigt die Tragkraft der Maschine im äussersten Fall auf $\frac{8^3 \pi}{4} \cdot 49 \sim 2460 \text{ kg}$, so dass noch Nutzlasten bis etwa 1760 kg gehoben werden können.

Nach den Gesetzen der Knickfestigkeit ist die Belastungsfähigkeit des Kolbens bestimmt durch

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{E}} \frac{I}{l^3} \theta.$$

Mit dem Sicherheitskoeffizienten $\mathfrak{E} = 10$, dem Dehnungskoeffizienten $\alpha = 1 : 2200000$ für Flusstahl, dem Trägheitsmoment $\theta = \frac{\pi d^4}{64} = 64\pi$ und der freien Knicklänge $l = 350 \text{ cm}$, fällt die zulässige Knickbelastung = 3560 kg, wesentlich höher, als die vorliegende Nutzlast aus.

Zur Ermittlung der Kolbenlänge, für welche die statthafte Knickkraft auf die Grösse der gegebenen Nutzlast herabsinkt, ist zu bemerken, dass der Einfluss des Kolbeneigengewichtes auf die Knickung ausreichend berücksichtigt wird, wenn man statt seines über die ganze Länge gleichmässig vertheilten Gewichtes $\frac{1}{4}$ als Kopfbelastung dem Bühnengewicht zurechnet. Da ferner die Stopfbüchsenreibung wegen ihres tiefliegenden Angriffspunktes ausser Betracht kommt, setzt sich die Knickkraft zusammen aus $1500 + 400 + \frac{150}{4} + 50 \sim 1988 \text{ kg}$ und damit

$$l_{\max} = \sqrt{\frac{64 \pi^3 2200000}{10 \cdot 1988}} = 468 \text{ cm Knicklänge für ungefähr } 430 \text{ cm freien Förderhub.}$$

Bei Förderhöhen über 4,3 m müsste hiernach der Kolbendurchmesser aus Festigkeitsrücksichten grösser gewählt werden, als die Hubkraft für die angenommene Belastung erfordert, und abgesehen von der Gefährdung des Betriebes durch die Möglichkeit, die Bühne stark zu überlasten, wird dann gleichzeitig durch den für die vorgeschriebene Last übergrossen Wasserverbrauch Wasser vergeudet.

Einfluss des Betriebsdruckes, der Knickfestigkeit und der vorgeschriebenen Hubkraft auf die Wahl des Kolbenquerschnitts.

Kann man über die Höhe des Betriebsdruckes frei entscheiden, so ist in allen Fällen, in denen die Knickfestigkeit grössere Kolbenquerschnitte verlangt, als sich für die vorgeschriebene Hubkraft ergeben, durch Wahl einer kleineren Betriebspressung Abhilfe zu schaffen. Sonst bieten sich noch zwei Auskunftsmittel, die Cramer in Berlin mehrfach angewendet hat. Das eine besteht darin, dass man den vorhandenen Akkumulatordruck für den Aufzug in einem besonderen Vorzylinder durch einen Kolben mit starker Stange umsetzt, indem man den hohen Betriebsdruck auf die Ringfläche des Übersetzungskolbens wirken lässt und die Wassersäule unterhalb der vollen Kolbenfläche mit dem Aufzugeylinder frei verbindet. Hierdurch wird eine abgesperrte Wassersäule von verminderter spezifischer Pressung gebildet, die mit dem wechselnden Kolbenspiel aus einem Cylinder in den anderen übertritt, wenn man aus der Druckleitung durch den Steuerapparat Betriebswasser von oben auf den Übersetzungskolben einströmen lässt, oder den Einlass schliesst und den Ablauf für das verbrauchte Wasser

öffnet, das durch das Übergewicht des Aufzuges aus dem Voreylinder, oberhalb des Übersetzungskolbens, nach aussen gedrängt wird. Diese Bauart ist nur in vereinzelt Fällen brauchbar, weil jeder Aufzug einen besonderen Übersetzungscylinder verlangt.

Das andere Mittel besteht darin, hohle, unten offene Kolben anzuwenden und die Druckwassersäule bis in den Kolbenkopf treten zu lassen, so dass hier ein Theil der Kopfbelastung unmittelbar durch das Druckwasser abgestützt wird, und nur der Druck gegen die Kolbenringfläche als Knickkraft auftritt. In einem später zu behandelnden Beispiel wird sich zeigen, dass man unter Umständen durch die Kernwassersäule, ausser der Kopflast, noch einen Theil des Eigengewichtes des Kolbenrohres tragen kann. Dann treten in der oberen Rohrstrecke sogar Zug- statt Druckkräfte auf, und die ganze Knickbelastung bleibt auf einen Theil des Kolbenrohr-eigengewichtes beschränkt. Cramer hat derartige Kolben sowohl aus gezogenen, schmiedeeisernen, wie aus gusseisernen Rohren mit bestem Erfolg benutzt, aber der Ausweg führt nicht immer zum Ziel.

Weniger nachahmenswerth ist die Konstruktion, den Kolben nicht unter die Mitte der Lastbühne, sondern in die Mitte einer Seite zu versetzen und die Bühne durch Schellen und konsolartig angeordnete Streben derart abzustützen, dass der Kolben auf seiner ganzen Länge, in Abständen von 3 bis 4 m, mit den versenkt eingelassenen, auf den Kolbendurchmesser abgeschlichteten Schellenbändern in geschlitzten Hülsen geführt werden kann, die durch ihren Längsschlitz der Konsolstrebe freien Durchgang gewähren.*) Abgesehen von dem schwierigen Ausrichten getrennter Führungen ist auf ihre dauernd unveränderliche Lage beim Setzen des Bauwerkes nicht zu rechnen. In solchen Fällen ist sicher der Verzicht auf direkt wirkende Kolben angezeigt und den Maschinen mit Förderseil und Übersetzungstriebwerken, die auch sonst mannigfache, schätzenswerthe Eigenschaften haben, unbedingt der Vorzug einzuräumen.

Aufzüge mit Ausgleichplunger für einen Theil der toten Last.

Bei Aufzügen für grosse Lasten fällt das Eigengewicht der Hebebühne so bedeutend aus, dass auch bei mässigen Hubhöhen dahin zu streben ist, den Arbeitsaufwand zum Heben der toten Last beim Senken wieder zu gewinnen oder von vornherein die tote Last soweit wie möglich durch Gegengewichte auszugleichen. Das zum Heben der toten Last verbrauchte Druckwasser lässt sich zum grössten Theil wieder gewinnen, wenn man die Lastbühne durch zwei Plunger abstützt, von denen der eine dauernd unter dem Druck des Akkumulators steht und so zu bemessen ist, dass er die tote Last bis auf den zum selbstthätigen Rücktrieb erforderlichen Überschuss ausgleicht, während der andere Tauchkolben für den Rest der toten Last, die Hubwiderstände und die Nutzlast ausreichen muss und durch die Steuerung in Thätigkeit gesetzt wird. Beim Senken tritt die Füllung des Ausgleichcylinders frei in die Druckleitung zurück.

Hydraulische Aufzüge für Eisenbahnwagen von Haniel & Lueg.

Haniel & Lueg haben diese schon früher von C. Hoppe für die Spirituskrahe der Berliner Packhofanlage benutzte Bauart, unter anderem für Eisenbahnwagenaufzüge in Triest, in Vorschlag gebracht. In Fig. 568 u. 569, S. 622, stehen die beiden Kolben mit versenkten Cylindern unter der Hebebühne und sind im umgekehrten Verhältniss ihrer Druckflächen seitlich zur Mittelebene der Bühne versetzt.

*) H. Keller, Die Tiefbauten und Hebewerke der neuen Packhofanlage in Berlin. Zeitschrift für Bauwesen 1887, S. 522.

Da der Flächeneinheitsdruck unter dem Ausgleichplunger so gross wie der Akkumulatordruck ist, die Pressung unter dem gesteuerten Kolben aber beim Heben, wie beim Senken, von der Grösse der wechselnden Nutzlast und von der Öffnungsweite der Steuerkanäle abhängt, tritt im allgemeinen ein Kräftepaar auf, das die Bühne und die Kolben zu ecken sucht. Die Konstruktion verlangt daher möglichst lange Führungen und kräftige Führungssäulen, die im vorliegenden Fall durch schmiedeeiserne Gitterwerkständer gebildet werden. Bei einem anderen Projekt für Triest sind die beiden Bühnenkolben seitlich neben der Bühne in den Führungsständern untergebracht, weil die örtlichen Verhältnisse nicht gestatteten, die Cylinder in den Untergrund einzusenken. *)

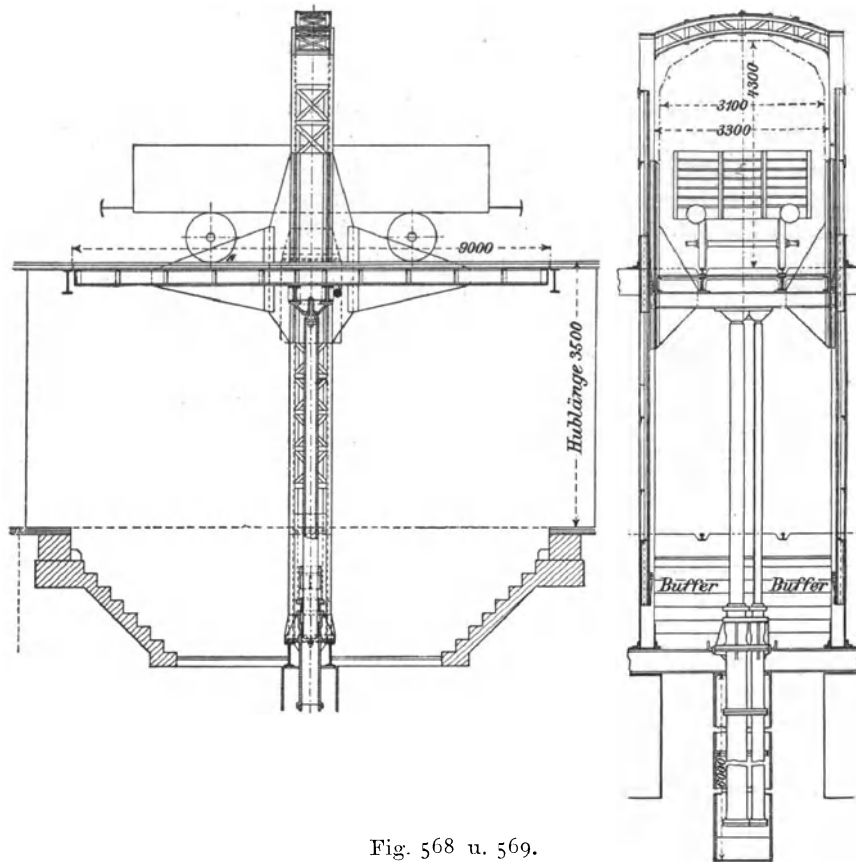


Fig. 568 u. 569.

Die Wahl dieser Bauart erregt Bedenken hinsichtlich der Ausführbarkeit, weil hierbei im Betrieb sehr starke, einseitige Kippkräfte auftreten müssen, die grosse Führungswiderstände hervorrufen.

Mit der Grösse der Förderhöhe wachsen die Kosten für die doppelten Cylinder und Kolben erheblich und beschränken die Anwendbarkeit der Konstruktion. Man pflegt dann gewöhnlich zum Ausgleich der toten Last zu starren Gegengewichten seine Zuflucht zu nehmen, deren Wirkungsweise bei der späteren Beschreibung des Edoux'schen Aufzuges behandelt ist. In einzelnen Fällen muss man wegen der Knicksicherheit der Aufzugkolben auf jede Ausgleichung der toten Last verzichten, weil dadurch der Kolbenquer-

*) Gerdau, Lösch- und Ladevorrichtung für Schiffe und Eisenbahnen. Z. d. V. d. I. 1892, S. 489 u. f., Fig. 91 bis 95. Diese Aufzüge sind in Triest nicht ausgeführt und Entwürfe geblieben. Vergl. Z. d. österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1893, S. 223.

schnitt verkleinert wird, und sich die Knicksicherheit mit der vierten Potenz des Kolbendurchmessers verändert. Für solche Fälle haben Haniel & Lueg vorgeschlagen, bei Hebebühnen mit einfachem Kolben das verbrauchte Wasser in einen Rücklaufakkumulator zu leiten, dessen Pressung kleiner gewählt wird, als der spezifische Druck in den Arbeitseylindern beim Senken der leeren Bühne. Die Druckpumpe des Hauptakkumulators soll aus diesem Hilfsakkumulator gespeist werden, um so wenigstens an Betriebsarbeit zu sparen und das sonst noch unter Druck frei abströmende Wasser zu verwerten. Der Gedanke wird sich nur in wenigen Fällen mit Vortheil verwenden lassen, weil die Anlagekosten meist nicht durch die Wasserersparnis ausgeglichen werden.*)

Doppelaufzüge mit gegenseitigem Ausgleich der toten Last.

Wenn man zwei hydraulische Pressen von gleichen Kolbendurchmessern durch ein Rohr miteinander verbindet und beide Kolben gleich belastet, so bilden sie eine hydrostatische Wage, und beide Kolben halten sich in gleicher Höhenlage gegenseitig im Gleichgewicht. Belastet man den einen Kolben stärker, so sinkt er, während der andere steigt, sobald der Belastungszuwachs grösser wird, als die Reibung der Stopfbüchsen. Ausserdem hat der Antrieb noch den Druckunterschied auszugleichen, der während der Bewegung durch den Wechsel der Eintauchtiefen beider Kolben entsteht. Die erforderliche Triebkraft ist hiernach ausschliesslich von den Reibungswiderständen und der Grösse des Auftriebes abhängig, also von der Förderhöhe und den Kolbendurchmessern, während sowohl die tote Last, wie die Nutzlast, an sich beliebig gross gewählt werden können und nur mittelbar dadurch Einfluss auf den Arbeitsverbrauch gewinnen, dass sie innerhalb gewisser Grenzen die Grösse des Kolbenquerschnitts bestimmen, weil sowohl die Knickanstrengung, wie der spezifische Druck in den Treibeylindern in zulässigen Grenzen bleiben muss. Derartige Doppelaufzüge sind von Edwin Clark im grossartigsten Massstabe ausgeführt, um Schiffe, in geschlossenen Trogschleusen schwimmend, mit hydraulischen Pressen aus einem Schifffahrtskanal in einen höher liegenden zu heben oder aus der Höhe in die Tiefe zu senken, wenn der Höhenunterschied so gross ist, dass er sich sonst nur durch eine ganze Reihe aufeinanderfolgender Kammer-schleusen staffelförmig überwinden lässt. Der ersten derartigen Anlage, die Clark 1875 für Anderton in England gebaut hatte, sind weitere in Frankreich und Belgien gefolgt.

Schiffshebwerke bei Les Fontinettes und La Louvière.

Der allgemeine Entwurf des Trogschleusenwerkes für Les Fontinettes ist umstehend in Fig. 570 und 571 wiedergegeben. Die an beiden Enden durch Fallthore geschlossenen Schleusentröge sind zur Aufnahme von Schiffen bestimmt, die 38,5 m Länge, 5 m Breite und 1,8 m Tiefgang für 300 t haben. Hierfür sind die Tröge 40,35 m lang, mit 5,6 m lichter Weite, und 3,5 m Tiefe ausgeführt. Die kleinste Wasserfüllung beträgt 2,1 m, die grösste im regelrechten Betrieb 2,4 m. Jeder Trog wird von einem einzigen Kolben getragen und ist in sich möglichst steif konstruirt. Beim Wechsel des Kolbenspiels sinkt der eine Trog mit einem Schiff aus dem Ober- zum Unterkanal hinab, während umgekehrt der andere Trog nur mit seiner Wasserfüllung oder mit einem Schiff aus dem Unterkanal zum oberen aufsteigt. Die För-

*) Gerdau, Z. d. V. d. I. 1892, S. 486 mit Textfig. 90, S. 489. D. R. P. 62 249. Neuman & Esser in Aachen haben den Gedanken in dem D. R. P. 67 671 mit Benutzung ihres Patentes 67 319 nach ihren Mittheilungen in „Stahl und Eisen“ 1893, S. 331, „Neuerungen an Druckwasserleitungen“ mit Erfolg weiter ausgebildet.

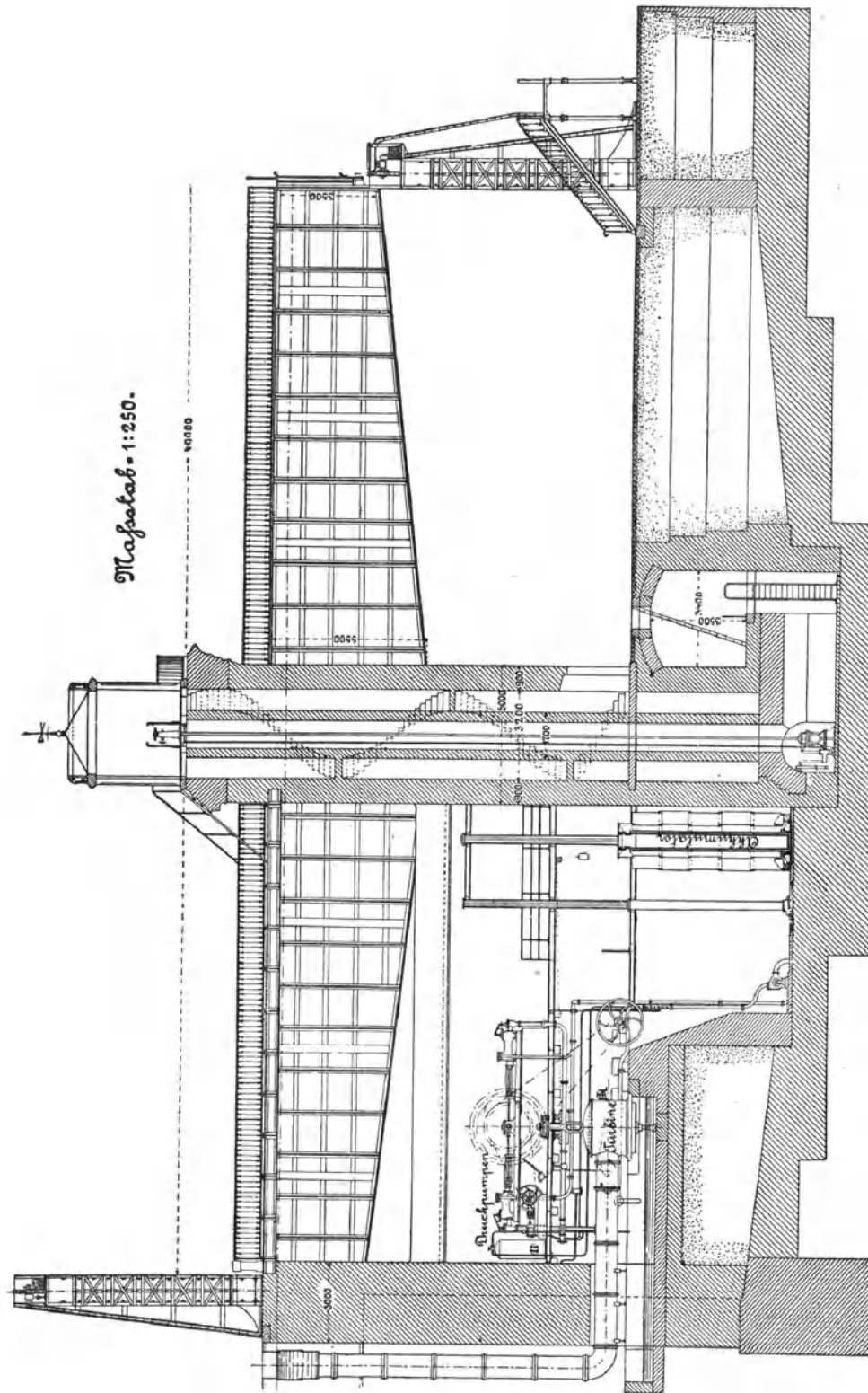


Fig. 57 I.

derhöhe beträgt 13,13 m. Die Stirnenden der Kanäle sind, wie der Trog, durch Fallthore verschlossen. Bevor die Thore zum Einfahren der Schiffe aus dem Kanal in den Trog oder zum Ausfahren aus der Schleusenkammer in den anschliessenden Kanal geöffnet werden, wird die Fuge zwischen den Stirnflächen des beweglichen Troges und der festen Kanalhaltung durch Aufblasen eines Kautschukschlauches mittelst komprimierter Luft abgedichtet, der die Mündung der festen Kanalhaltung in der ganzen Fugenausdehnung umgiebt. Dann wird zunächst der freie Raum zwischen beiden Thoren durch Öffnen einer Schütze mit Wasser gefüllt: nachdem sie hierdurch entlastet sind, kuppelt man beide durch Haken zusammen und zieht sie gemeinsam mittelst einer hydraulischen Maschine an Ketten in den Portalgerüsten in die Höhe, um den Schiffen freie Durchfahrt zu gewähren. Beim ersten vorsichtigen Anlüften der Fallthore erfolgt auch der allmähliche Ausgleich der etwaigen Höhenunterschiede im Wasserspiegel zwischen Kammer und Kanal. Die Triebkraft wird durch Mehrbelastung des oben stehenden Troges aus der oberen Kanalhaltung gewonnen, indem man vor Beginn der Fahrt diesen Trog um die Höhe der beabsichtigten Mehrfüllung gegen den anschliessenden Kanal senkt und dann Wasser zur selbstthätigen Füllung einströmen lässt, während das Verbindungsrohr beider Cylinder durch einen Absperrschieber geschlossen ist. Nach beendeter Füllung und Schluss der Fallthore setzt sich der Aufzug durch Öffnen des Absperrschiebers selbstthätig in Bewegung, und die verbrauchte Arbeitsfüllung wird schliesslich aus dem niedergesunkenen Trog in den Unterkanal entleert.

Der niedergehende Tragkolben verdrängt bei 13,13 m Eintauchtiefe während des vollen Hubes mit 2 m Durchmesser eine Wassermenge von ~ 41 t. Um den Hub bis zu Ende zu führen, muss also der zu senkende Trog zum Ausgleich des Auftriebes eine Ergänzungsfüllung von 41 cbm aus dem Oberkanal aufnehmen. Da bei Beginn der Fahrt die unten stehende Schleusenkammer durch den Auftrieb ihres Kolbens im Vergleich zur oben stehenden um 41 t entlastet ist, beginnt unter den vorstehenden Voraussetzungen die Anlaufperiode mit 82 t Übergewicht. In der Mitte der Fahrt ist der Auftrieb beider Kolben gleich gross und daher inzwischen die Triebkraft des niedergehenden auf den Belastungsüberschuss von 41 t herabgemindert. Am Ende des Hubes ist der Auftrieb des unten angelangten Kolbens um 41 t geringer, als der des obenstehenden, und die zusätzliche Belastung mit 41 t Wasser reicht gerade nur aus, um den Aufzug im Gleichgewicht zu halten. Die Triebkraft ist Null.

Die Versuche haben ergeben, dass wegen der gleichzeitig auftretenden Führungswiderstände und Stopfbüchsenreibungen, welche die Triebkraft des abwärtsgehenden Kolbens in eben dem Masse abschwächen, wie sie den Bewegungswiderstand des aufsteigenden vermehren, die Antriebbelastung mindestens auf 51 t gesteigert werden muss, d. h. der obere Trog verlangt eine zusätzliche Füllung von 0,24 m Höhe. Hiernach betragen die Widerstände insgesamt 5000 kg. Im Betriebe wird im Hinblick auf die zeitweisen Schwankungen der Kanalspiegel, der oben stehende Trog mit seinem Boden ein für allemal 300 mm unter die Kanalsohle zum Aufnehmen der Zusatzfüllung gesenkt und andererseits durch eine Drosselklappe im Verbindungsrohre der Treibcylinder gefährlichen Fahrgeschwindigkeiten vorgebeugt. Der Wasserverbrauch beträgt hiernach für jede Förderung 64,6 t. *)

*) Der Gesamtwasserverbrauch aus dem Oberkanal steigt durch die Wasserverluste zwischen den Abschluss-thoren und vor allem durch den Kraftwasserbedarf der Turbine für die Akkumulatorpumpenanlage zum Betrieb der Hilfsmaschinen und zum Einstellen der Presskolben auf ~ 434 cbm für jeden Hub. — Vergl. Gruson und Barbet, *Études sur les moyens de franchir les chutes des canaux.* Paris 1890, S. 174.

Die Fördergeschwindigkeit erreicht nur 43,8 mm in der Sekunde, so dass der volle Hub 5 Minuten erfordert.

Ursprünglich war eine Beschränkung des Wasserverbrauchs durch vollständigen Ausgleich des wechselnden Auftriebes in Aussicht genommen. Es sollten dazu in den beiden seitlichen Führungsthürmen, wie in Fig. 570 angedeutet, eiserne Cylinder von gleicher lichter Weite, wie die Presskolben, aufgestellt und mit den benachbarten Trögen durch bewegliche Stopfbüchsenrohre frei verbunden werden, damit der aufsteigende Trog einen Theil seiner Füllung in das Thurmrohr abgiebt und sich dadurch genau in dem Masse selbstthätig entlastet, wie sein Auftrieb abnimmt, während andererseits der niedersinkende Trog sich umgekehrt aus dem anderen Thurmrohr selbstthätig belastet und den zunehmenden Auftrieb ausgleicht. Von der Ausführung dieses Entwurfes ist Abstand genommen, weil der Oberkanal genügend wasserreich ist, um den Verzicht auf die Wasserersparniss zu gestatten, und weil andererseits der vollständige Ausgleich der wechselnden Triebkraft mit dem Nachtheil verbunden ist, dass der für die Anlaufperiode zum Überwinden der Beschleunigungswiderstände nothwendige Kraftüberschuss stetig bis zum Ende des Hubes fortwirkt und durch vorsichtiges Steuern vernichtet werden muss. In der vorliegenden Ausführung zehrt sich dagegen der anfängliche Kraftüberschuss selbstthätig auf, wird also voll ausgenutzt. Hierzu kam die Erwägung, dass durch den Bruch eines Gelenkrohres sich der zugehörige Schleusentrog entleeren und das Schiff trocken legen würde, während gleichzeitig der plötzliche Wechsel in den Belastungsverhältnissen des Aufzuges in solchen Fällen weitere Gefahren herbeiführen müsste.

Die erste Füllung der Druckcylinder, sowie das Einstellen der Tröge auf die für den Betrieb erforderlichen Füllungshöhen und die Bewegungen für das Heben und Einsenken der Fallthore sind durch einen Akkumulator mit getrennten Ventilsteuerungen für jeden Cylinder vermittelt, die bei geschlossenem Absperrschieber in dem Verbindungsrohre der Treibcylinder gestatten, jeden Trog für sich zu heben oder zu senken. Die Akkumulatorpumpen werden, wie in der Zeichnung, Fig. 571, angedeutet, durch eine aus dem Oberkanal gespeiste Turbine von 55 PS betrieben.

Das Gewicht eines Schleusentroges beträgt	. . .	196 000 kg
„ „ des Presskolbens	60 500 „
„ „ der Wasserfüllung bei 2,4 m Höhe		<u>535 500 „</u>
		insgesammt 792 000 kg

Für 2 m Kolbendurchmesser entspricht dem eine spezifische Pressung von 25,2 kg/qcm im Treibcylinder unter dem Kolbenboden, bei höchster Stellung, und von $25,2 + 1,3 = 26,5$ kg/qcm bei tiefster. Nach diesem Überschlag ist der Akkumulator auf 29 kg/qcm Kolbenfläche belastet, um die Reibungswiderstände sicher zu überwinden. Der Akkumulator hat 126 ltr Inhalt, so dass seine Füllung gerade ausreicht, um jederzeit einen Trog gegen den anderen um 4 cm heben und kleine Fehler beim Einstellen auf die Fördergrenzen schnell ausgleichen zu können. Das Pumpwerk liefert mit 28 minutlichen Umdrehungen 10 ltr. Wasser in der Sekunde.

Das Durchschleusen zweier Schiffe, von denen das eine zu Thal, das andere zu Berg fährt, nimmt einschliesslich der Ein- und Ausfahrt, für die grössten Fahrzeuge etwa 40 Minuten in Anspruch. Bei einem Vorversuch über die Leistungsfähigkeit der Anlage wurden im April 1888 in 18 Stunden mit 22 Hüben 43 Schiffe berg- und thalwärts gefördert. Bis 1897 waren im ganzen 41 000 Schiffe gehoben und gesenkt.

In Anbetracht des wesentlichen Einflusses, den die Konstruktion und Ausführung der Cylinder auf die Betriebsicherheit hat, sind eingehende

Versuche angestellt, die schliesslich dazu geführt haben, den ganzen 15,8 m hohen Cylinder aus frei übereinandergesetzten Stahlringen von 2,06 innerem Durchmesser, 55 mm Dicke und 140 mm Höhe, nach Fig. 572, aufzubauen, weil man Gusseisen nicht für ausreichend sicher hielt. Die einzelnen Ringe greifen nur mit Ringfalzen ineinander, und ihre Fugen sind dadurch gegen Wasserdurchsickern geschützt, dass nachträglich der ganze Cylinder mit einem dünnen, zusammengelötheten Kupfermantel von 2,5 mm Dicke ausgekleidet ist, dessen umgebördelte Stirnränder oben und unten durch Boden- und Deckplatte des Cylinders eingeklemmt werden. Die Ausführung erwies sich bei 52 Atm. Probedruck vollkommen dicht, und ein Versuchscylinder von 2 m Höhe widerstand noch 175 Atm. innerem Überdruck. Um die Stopfbüchse möglichst niedrig zu halten und dem Kolben die geringen

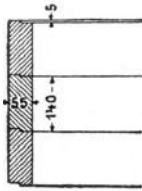


Fig. 572.

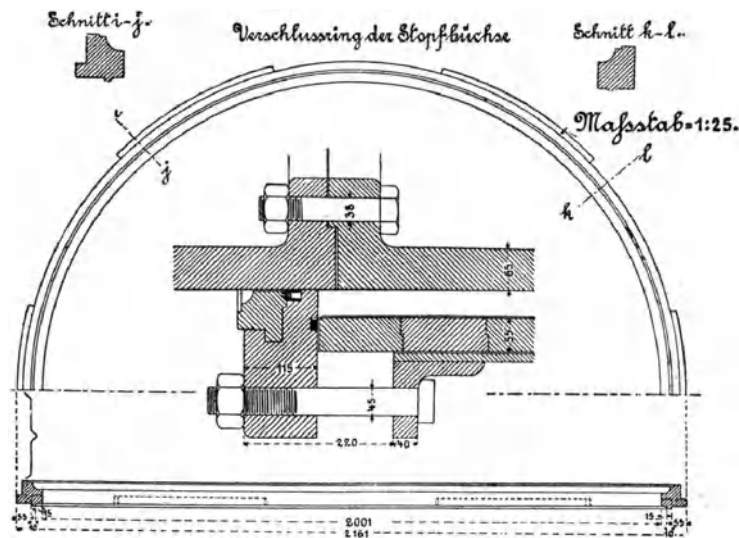


Fig. 573.

Schwankungen, welche der kleine Spielraum in den Trogfürungen zulässt, ohne Zwangswiderstände im Cylinderkopf zu gestatten, ist in die Ringnuthe der Kopfplatte ein starker Kautschukstrang von rechteckigem Querschnitt mit schräg geschnittener Stossfuge eingelegt, und nach anfänglich schneller Abnutzung, zum Schutz des Kautschuks auf der Kolbenseite ein U-förmig übergreifendes Schutzblech aus biegsamem, 2 mm starkem Kupferblech verwendet, dessen Stossfuge ebenfalls mit schrägen Schnittflächen übereingreift. Diese Kupferlinderung wird durch den Kautschukring gleichmässig angepresst. Der Schlussring der Stopfbüchse ist mit vorspringenden Sektoren in die entsprechenden Ausschnitte des Cylinderkopfes, Fig. 573 und 574, eingesenkt und nachträglich gedreht, wobei die Sektoren sich, wie bei Bajonettbefestigungen auf Gewehrläufen, gegenseitig überdecken. Der Kolben besteht aus einzelnen, gusseisernen Rohrschüssen von 65 bis 70 mm Wanddicke mit innerer Flanschenverschraubung und Fugendichtung durch Kupferringe. Der Cylinder steht mit seiner Fussplatte auf dem Betonfundament in einem mit gusseisernen Ringen ausgemantelten Schacht und wird von einem leichten, schmiedeeisernen Gerüst umschlossen, das mehrfach mit vorspringenden Konsolen versehen ist, um den Cylinder durch Holzkeile gegen den äusseren Schachtmantel abzustei­fen und auszurichten. — Vergl. Fig. 575, S. 630. Das 250 mm weite Verbindungsrohr zwischen beiden Cylindern des

Doppelaufzuges mündet in den Bodenplatten und vermeidet jede Schwächung der Cylinderköpfe.

Die Trogfürungen liegen in der Mittelebene des Kolbens und bestehen aus einer kräftigen, gusseisernen Schiene von **L**-förmigem Querschnitt, welche mit dem Mauerwerk der Führungsthürme verankert ist, und aus paarweise auf jeder Trogseite in 5 m senkrechtem Abstand voneinander angebrachten, stählernen Gleitschuhen, Fig. 576, S. 630, die durch Nachstellkeile genau justirt werden können. Um Drehungen durch Winddruck zu verhindern, sind weitere Führungen für die Trogköpfe an dem massiven Stirnmauerwerk der oberen Kanalhaltung angebracht, die hier, wegen etwaiger Längenänderungen des Troges bei wechselnder Temperatur aus einfachen, ebenen Gleitbacken mit glatten Schienen bestehen.*)

Fast gleichzeitig mit dem Beginn der französischen Arbeiten für Les Fontinettes hatte die belgische Regierung für die Ausführung des Kanals

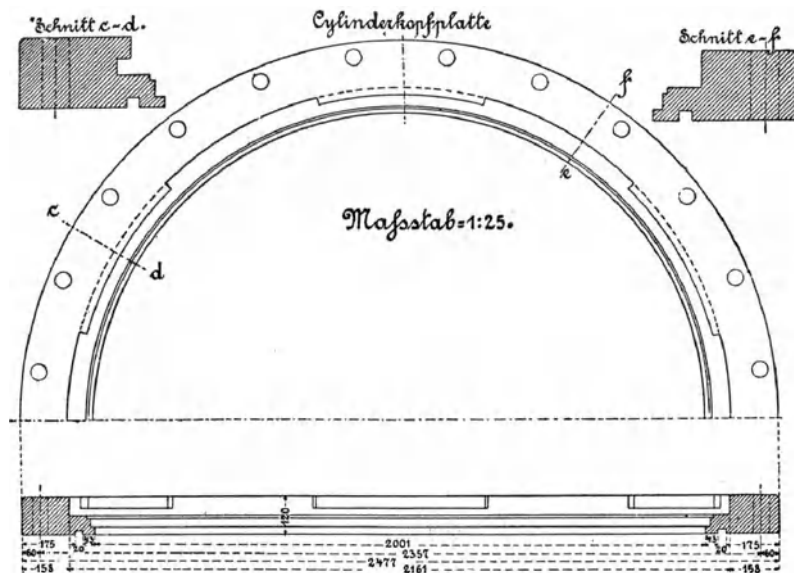


Fig. 574.

du Centre, der den Kanal von Charleroi bei Brüssel mit dem von Mons bei Condé verbinden soll, von Clark vier ähnliche Schiffshebwerke entwerfen lassen, die zusammen einen Höhenunterschied von 66,2 m zu überwinden haben. Von diesen ist das erste bei La Louvière mit 15,4 m Förderhöhe fertiggestellt, aber dem Verkehr noch nicht übergeben, weil der Kanal noch nicht vollendet ist. Die Verhältnisse sind hier noch grösser als bei Les Fontinettes, da die Tröge zur Aufnahme von Schiffen bis 400 t Ladefähigkeit 43 m lang, 5,8 m breit und für 2,4 m kleinste Wassertiefe ausgeführt sind.

Jede Schleusenkammer wiegt	296 t
der Presskolben	80 t
die kleinste Wasserfüllung	598 t
die Zusatzfüllung des niedergehenden Troges	74 t
also der niedergehende Trog mit Zubehör im ganzen	1048 t

*) Ausführliche Zeichnungen und Angaben über alle Einzelheiten der Anlage finden sich in H. Gruson und L. A. Barbet. Etudes sur les moyens de franchir les chutes des canaux. Paris 1890, woselbst auch alle früheren und gleichzeitigen Ausführungen und Projekte für Schiffshebwerke behandelt sind. Vergl. ferner P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen und Trogschleusen mit lothrechtem Hub. Berlin 1891.

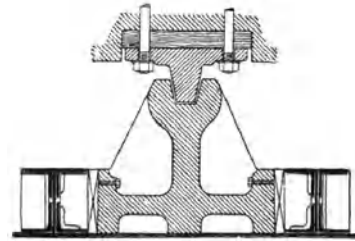
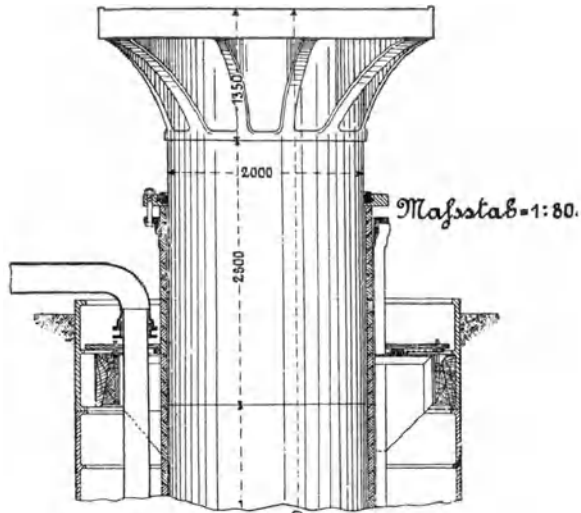
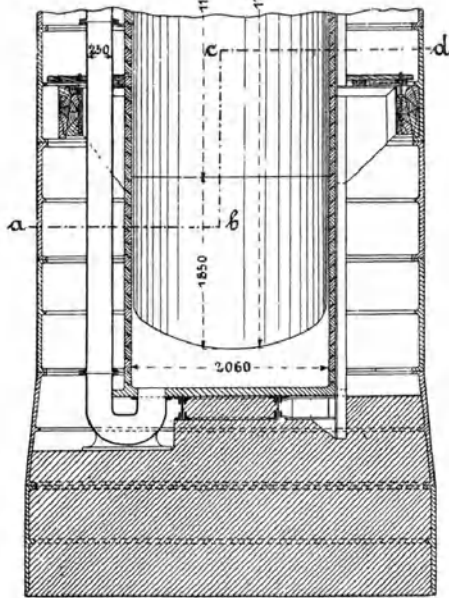


Fig. 576.



Schnitt a-b-c-d.

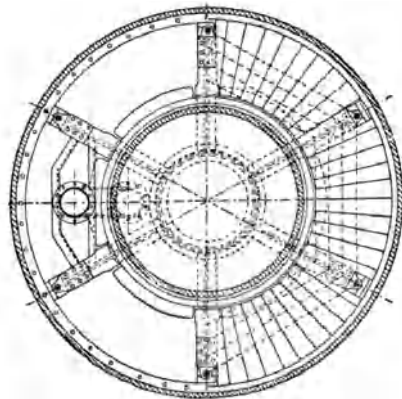


Fig. 575.

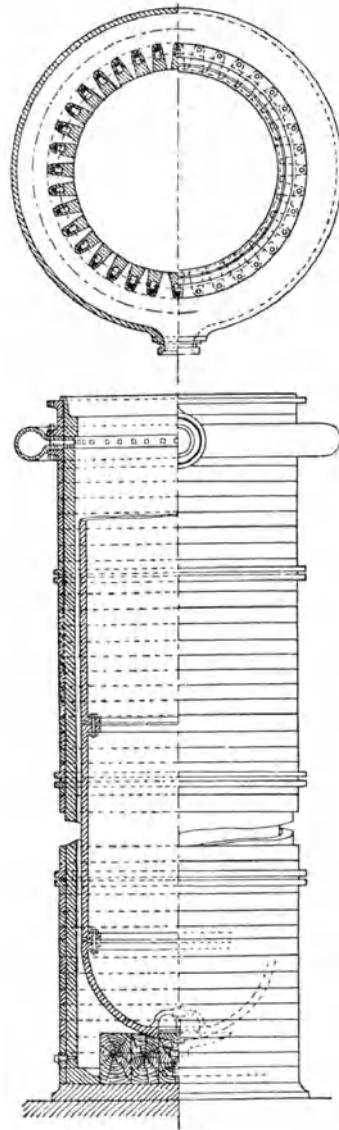


Fig. 577 u. 578.

der aufsteigende 974 t. Hieraus folgt bei 2 m Kolbendurchmesser eine spezifische Pressung in den Treibeylindern von ungefähr 34 Atm. Der Entwurf entspricht im grossen und ganzen dem für Les Fontinettes, enthält aber in den Einzelheiten mehrfache Abänderungen. Statt der gemauerten Führungsthürme und Unterbauten für den Oberkanal sind durchweg Eisenkonstruktionen verwendet. Die Cylinder sind mit ihrer vollen Bodenplatte frei auf das Betonfundament des ausgemantelten Schachtes aufgestellt und gegen den Schachtmantel abgesteift. Sie bestehen aus einzelnen, gusseisernen Schüssen von 2060 mm lichtigem und 2260 mm äusserem Durchmesser bei 2 m Höhe, die durch warm aufgezoogene, dicht aneinandergereihte Stahlreifen von 50 mm Dicke und 152 mm Höhe gepanzert sind und bei 265 Atm. Probedruck noch keine nachtheiligen Einwirkungen erkennen liessen. Die Bandagen an den Schussenden bilden gleichzeitig die Verschraubungsflanschen und sind zur sicheren Befestigung beim Warmaufziehen über einen kleinen, vorspringenden Wulst des gusseisernen Kerncylinders fortgeschoben, der als Schutzschulter dient. Die Rohrleitung mündet im Kopf der Cylinder ein. Um den Kopf selbst nicht zu schwächen, wird die Einströmung durch einen hohlen Ringwulst vermittelt, der an Stelle der Stahlbandage den gusseisernen Kern umschliesst und mit seinen abgedrehten Stirnrändern, mit durchgreifenden Schrauben, zwischen die benachbarten Stahlwinkelringe wasserdicht eingeklemmt ist. Der hohle Ringwulst steht, wie in Fig. 577 und 578, S. 630, angedeutet, durch 36 radial gerichtete Kanäle von quadratischem Querschnitt und je 50 mm Lichtweite mit dem inneren Cylinderraum in Verbindung. Die Schussfugen sind mit Bleiringen gedichtet. Die Stopfbüchse hat gewöhnlichen Brillenverschluss.

Der Fugenschluss zwischen den Trogstirnflächen und den anschliessenden Kanalköpfen wird durch hydraulisch bewegte Keilrahmen, statt durch aufgeblasene Gummischläuche bewirkt. Der Betrieb des Akkumulators für alle hydraulischen Hilfsmaschinen und für das genaue Einstellen der Kammern erfolgt, wie bei Les Fontinettes, durch eine Turbine mit Druckpumpen. Die Hubgeschwindigkeit ist doppelt so gross, wie bei der französischen Anlage gewählt, so dass der ganze Hub in 2 Min. 30 Sek. beendet wird.*)

Schiffshebewerk mit Schwimmern bei Henrichenburg.

Die Entwürfe für neue Kanalanlagen in Deutschland haben zur Untersuchung der Frage geführt, ob für die hier in Betracht kommenden grösseren Schiffe von 600 bis 1000 t Tragfähigkeit der Clark'sche hydraulische Betrieb zum Heben von Trogschleusen beizubehalten sei oder nicht. Die in Les Fontinettes gesammelten Erfahrungen sprechen gegen die Anwendung des Einkolbensystems für Schiffe von mehr als 300 bis 400 t Tragfähigkeit und beschränken auch die Hubhöhe auf ungefähr 15 m. Die Konzentration der riesigen Kräfte führt trotz der scheinbaren Einfachheit zu bedenklichen Konstruktionsverhältnissen und erheblichen Kraftverlusten. Senkungen des Grundmauerwerks in Les Fontinettes haben schwierige Neufundierungen mit empfindlichen Betriebsstörungen veranlasst. Die Schwierigkeiten wachsen mit der Grösse der Last und der Länge des Troges, dessen Eigengewicht und elastische Formänderung nur beschränkt werden können, falls man die Last auf mehrere Druckkolben vertheilt, statt einen einzigen in der Mitte aufzustellen.

Wenn nun auch Vorkehrungen bekannt sind, die das gleichmässige und gleichzeitige Aufsteigen mehrerer zusammenarbeitender Druckkolben

*) Vergl. Gruson und Barbet, Taf. 26—28. A. Smrcek: Canal du Centre in Belgien 1888. Deutsche Bauzeitung 1888, No. 104. Engineer Januar 1889, S. 76.

regeln, und sich unter anderem die Hoppe'schen Konstruktionen für diesen Zweck bei der Hebung von grossen Dachkonstruktionen praktisch bewährt haben, so beruhen diese Einrichtungen doch alle auf einem nacheilenden, selbstthätigen Ausgleich der auftretenden Ungenauigkeiten, beschränken also nur die Fehler auf bestimmte Grenzen, ohne ihr Entstehen verhindern zu können.*) Unter diesen Umständen ist es fraglich, wie weit derartige Apparate auch noch für Trogschleusen genügen, bei denen im Laufe der Zeit durch den dauernden Wechsel der Spannungen in den Stützpunkten, selbst wenn diese in kleinen Grenzen bleiben, nachtheilige Wirkungen auf die Gesamtkonstruktion nicht ausgeschlossen sind. Unzweifelhaft wird aber durch derartige Einrichtungen die Zahl der zu überwachenden und in Stand zu haltenden Steuerventile lästig vermehrt. Gegen die Anwendung des hydraulischen Betriebes mit Presskolben für grössere Schiffshebewerke als in Les Fontinettes sprechen ausserdem die ausserordentlich hohen Anlagekosten und der immerhin nicht unbedeutende Wasserverbrauch.

Auf Grund dieser Erwägungen wurden für das Schiffshebewerk bei Henrichenburg, welches in dem Kanal zwischen Dortmund und den Emshäfen einen Höhenunterschied von ~ 15 m mit Schiffen von 600 t Tragfähigkeit zu überwinden hat, eine Reihe von Entwürfen ausgearbeitet, die den bereits 1883 von Seyrig entwickelten und später von Jebens, Prüsmann, Gruson, Haniel & Lueg u. a. weiter ausgebildeten Gedanken verfolgen, den Schleusentrog auf Schwimmer zu setzen, die sich unter Wasser in versenkten Brunnenschächten bewegen, und deren Auftrieb gleich oder nahezu gleich dem Gesamtgewicht des gefüllten Schleusentroges ist.**)

Hierbei lässt sich der grosse Trog in einfachster Weise durch eiserne Gerüstpfeiler auf den versenkten Schwimmern gleichmässig abstützen, und da die Bewegungswiderstände der letzteren verschwindend klein sind, genügt eine verhältnissmässig kleine Zusatzfüllung zum Senken des Troges und eine geringe Entlastung, durch Vermindern der Füllung, zum selbstthätigen Heben.

Zum Regeln der Geschwindigkeit und zur Sicherung der parallelen Trogbewegung ist mit den Schwimmern ein mechanisches Triebwerk zu verbinden, das etwaige Kraftüberschüsse im regelmässigen Betrieb aufzunehmen oder den Auftrieb zu unterstützen hat, und gleichzeitig zum An- und Festhalten des Troges in der höchsten und tiefsten Stellung dient.***) Dasselbe muss kräftig genug ausgebildet werden, um im ungünstigsten Fall den Überschuss des Auftriebes aufzunehmen, wenn die Wasserfüllung des Troges auslaufen sollte.

Diese Aufgabe ist von Haniel & Lueg durch den Oberingenieur Gerdau mit Benutzung der Jebens'schen Schraubenführung in der Weise gelöst, dass zur Parallelführung des mit eisernen Gerüstpfeilern auf fünf Schwimmern von 8,3 m Durchmesser und 13 m Höhe ruhenden, 72 m langen und 11 m breiten Troges in den Eckpunkten vier doppelgängige Schraubenspindeln von 24,6 m Länge, 280 mm äusserem und 245 mm Kerndurchmesser aufgestellt sind, deren am Trog drehbar gelagerte Muttern mit gemeinsamen Vorgelegen von einem Elektromotor angetrieben werden, welcher im regelrechten Betrieb etwa 50 bis 60 PS bei einem zu bewegenden

*) Siehe die Hoppe'schen Patente D.R.P. 42347, 83698 u. 91919 sowie das D.R.P. 91774 von Dankworth. Vergl. ferner P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen und Trogschleusen mit senkrechtem Hub, Berlin 1891, und von demselben Verfasser: „Die von der Firma Fried. Krupp, Grusonwerk ausgebildeten Schiffshebewerke auf Schwimmern.“ Deutsche Bauzeitung 1893.

**) Z. d. österr. Ing.- u. Arch.-Vereins, April 1894: „Die für die deutschen Schiffahrtskanäle geplanten Hebewerke mit Schwimmern.“

***) A. Wöhler, Parallelführung und Hubgeschwindigkeitsregelung bei Schiffshebewerken mit Schwimmern. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1070.

Gesammtgewicht von 3000 t zu leisten hat. Eine ausführliche Beschreibung dieses hervorragenden Bauwerkes mit zahlreichen konstruktiven Einzelheiten und photographischen Aufnahmen aus der Bauzeit findet sich in der Z. d. V. d. I. 1899, S. 946 bis 972 mit Taf. 13 bis 15 von Gerdau selbst. Siehe ferner auch die in der Fussnote angegebenen Quellen.*)

Entwürfe der Schiffshebwerke für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal und für den Marne-Saône-Kanal.

Trotz der unleugbaren Vorzüge, welche die schwimmenden Schleusentroege im Vergleich mit den durch Pressstempel bewegten bieten, sind auch hier die Ausführungskosten sehr hoch und lassen es nicht wahrscheinlich erscheinen, dass derartige Hebwerke noch für Hubhöhen über 20 m wirthschaftlich vortheilhaft Anwendung finden können, weil dann zwei und mehr solche Anlagen hintereinander aufgestellt werden müssten, um die Gesamthöhe zu überwinden.

Für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal mit 100 m Höhenunterschied ist eine Reihe von Entwürfen ausgearbeitet, die den Transport der Schiffe von 600 t Tragfähigkeit in einem mit Wasser gefüllten Schleusentrog auf einer schiefen Ebene durch eine Schiffseisenbahn in Aussicht nehmen. Das Preisgericht hat sich für den Entwurf einer einfachen Querbahn mit Gegengewichtsausgleichung entschieden, der von fünf böhmischen Fabriken gemeinsam ausgearbeitet worden ist. — Vergl. die unten angeführten lebhaften Verhandlungen im österreichischen Ingenieur- und Architektenverein und den eingehenden, von Riedler erstatteten Bericht des Preisgerichts.**)

Bei Bearbeitung der Aufgabe in Frankreich, für den Marne-Saône-Kanal Schiffe von 300 t auf einer Strecke von etwa 3 km über einen Höhenunterschied von etwas mehr als 40 m zu befördern, ist die Entscheidung zu Gunsten der Anwendung von acht Kammerschleusen gefallen.***)

Differentialpresse mit hydrostatischem Ausgleich für grosse tote Gewichtsmassen von C. Hoppe.

D. R. P. 62 304.

Während bei den vorstehend besprochenen Schiffshebwerken mit hydraulischem Betrieb durch Zwillingshebwerke ein unmittelbarer Ausgleich der toten Lasten herbeigeführt werden kann, muss in anderen Fällen, wie z. B. zum Anheben von Drehbrücken, deren Drehstützzapfen vor dem Schwenken mit der ganzen aufruhenden Last so weit in die Höhe gepresst wird, dass die Brückenenden sich von ihren Auflagern ablüpfen, ein besonderer Gegendruckakkumulator aufgestellt werden, welcher der Betriebsmaschine in der Hauptsache nur die Arbeit zum Überwinden der Bewegungswiderstände überlässt und selbst dem Eigengewicht der Brücke

*) Z. d. V. d. I. 1896, S. 57 u. 165. Schiffshebwerke unter Berücksichtigung desjenigen zu Henrichsburg im Kanal von Dortmund nach den Emshäfen von B. Gerdau, und Centralblatt der Bauverwaltung 1896, S. 308 u. f.

**) Z. d. österr. Ing.- u. Arch.-Vereins 1895, S. 294 u. 441 mit Diskussionen, S. 271, 453, 464 u. 475, ferner 1898, S. 365 u. 377. — A. Riedler, Berlin 1897. Neuere Schiffshebwerke, unter besonderer Berücksichtigung der Entwürfe für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal.

***) Nouvelles Annales de la Construction 1898, Mai- bis Oktoberheft mit Taf. 18—50. Der hier von dem Chef-Ingenieur Cadart erstattete Bericht behandelt 13 verschiedene zum Wettbewerb eingegangene Entwürfe in grosser Ausführlichkeit. Vergl. im übrigen auch als allgemeine Litteraturquelle: „Handbuch der Ingenieurwissenschaften“ die Kapitel Schleusen und Schiffahrtskanäle.

durch einen entsprechenden Gegendruck dauernd das Gleichgewicht hält, das sonst jedesmal von der Betriebsmaschine mitzuheben wäre.

Figur 579 liefert eine Skizze des hierfür von C. Hoppe entworfenen Differentialakkumulators, der, im Vergleich zu anderen Konstruktionen für denselben Zweck, den Vorzug besitzt, dass die beweglichen Kolben nur durch aussenliegende Stopfbüchsen abgedichtet sind.

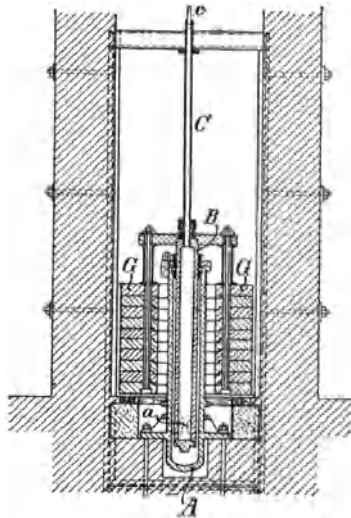


Fig. 579.

Der Cylinder *A* bildet mit seinem belasteten Tauchkolben *B* einen Akkumulator, der durch ein Anschlussrohr *a* mit dem Hebecylinder der Brücke verbunden ist, und dessen Gewichtsbelastung so gewählt wird, dass die Brücke sich selbstthätig auf ihre Auflager niedersenkt und den Akkumulatorkolben in die Höhe treibt, wenn auf ihn nur die Gewichtsbelastung *G* wirkt. Die erforderliche Druckzunahme im Akkumulator zum Heben der Brücke wird dadurch erreicht, dass man mit einer Presspumpe von oben durch das feststehende Rohr *C* Wasser in den hohlen Tauchkolben *B* drückt. Der Plungerkopf gleitet während des Akkumulatorspiels an dem Rohr *C* auf und nieder, und der Kolbenschaft wird hierbei in üblicher Weise durch eine Stopfbüchse im Kopf des äusseren Cylinders wasserdicht geführt.

während des Akkumulatorspiels an dem Rohr *C* auf und nieder, und der Kolbenschaft wird hierbei in üblicher Weise durch eine Stopfbüchse im Kopf des äusseren Cylinders wasserdicht geführt.

Aufzüge mit theilweisem Ausgleich für die tote Last und den wechselnden Kolbenantrieb.

Edoux-Aufzug der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Personenaufzüge werden meist aus Betriebsbehältern gespeist, die, wie schon früher mitgeteilt ist, entweder offen im Dachgeschoss des Gebäudes oder in Form von Druckwindkesseln im Keller aufgestellt und unmittelbar aus einer öffentlichen städtischen Wasserleitung oder mittelst eines besonderen Pumpwerkes gefüllt werden. Der verfügbare Betriebsdruck beträgt bei offenen Behältern 2 bis $2\frac{1}{2}$ Atm. und steigt nur ausnahmsweise für Aufzulanlagen in grossen Monumentalbauten durch aussergewöhnliche Bauhöhen bis auf 3 Atm. Unter solchen Verhältnissen ist die bewegte tote

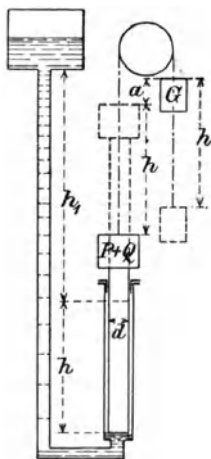


Fig. 580.

Last so weit wie irgend möglich auszugleichen, und ferner dafür zu sorgen, dass auch der Wechsel der Druckhöhe im Treibcylinder, im Hinblick auf den erheblichen Verlust, der sonst aus den grossen Förderhöhen im Verhältniss zur Betriebswassersäule entsteht, zum grössten Theil oder ganz ausgeglichen wird. Edoux hat zu dem Zweck die für grosse Gasbehälterglocken übliche Ausgleichung auf hydraulische Aufzulanlagen übertragen. Fig. 580 veranschaulicht schematisch seine Konstruktion. Das Eigengewicht der Personenzelle und des Tauchkolbens wird bis auf den zum selbstthätigen Rücklauf erforderlichen Überschuss durch ein starres Gegengewicht *G* ausgeglichen, das in üblicher Weise an der Wand des Fahrschachtes neben der Förderbahn auf- und niedergeht. Die Gegengewichtskette läuft oben im Schacht über eine Leitrolle nach dem Förderkorb. Bisweilen findet man auch zwei Ketten mit zwei Gegen-

gewichten angewendet. Da bei der Auffahrt die Kette aus der Kolbenbahn in die des Gegengewichtes übertritt und dessen Wirkung gleichmässig erhöht, während die Druckhöhe im Treibcylinder, unterhalb des aufsteigenden Tauchkolbens, gleichmässig abnimmt, lässt sich durch ausreichendes Kettengewicht für die Längeneinheit ein vollständiger Ausgleich der sonst wechselnden Triebkraft erreichen. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft hat für ruhigen und geräuschlosen Gang vielfach statt der Ketten Drahtgurte aus gehämmertem Holzkohleneisen von 1,5 mm Drahtstärke verwendet, je nach dem erforderlichen Eigengewicht, in Breiten von 300 bis 500 mm, auf schwach gewölbten Leitscheiben von etwa 1250 mm Durchmesser.

Bezeichnet mit Bezug auf die Fig. 580

- d den Kolbendurchmesser,
- h die Förderhöhe,
- h_1 die Höhe der Druckwassersäule, bei tiefstem Wasserstand im Behälter, bis Unterkante Kolbenboden, bei höchster Fahrstuhlstellung,
- a den Abstand der Ketten- oder Gurtbefestigung am Förderkorb, bei höchster Stellung, von dem Aufhängepunkt des Gegengewichtes in seiner oberen Grenzstellung,
- P die Nutzlast,
- Q das Eigengewicht von Förderschale und Tauchkolben,
- G das Gegengewicht,
- q das Gewicht der Längeneinheit Kette oder Drahtgurt,
- γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser,
- R_1 die Stopfbüchsenreibung,
- R_2 die Führungsreibung des Fahrstuhles,
- R_3 den Führungswiderstand des Gegengewichtes, einschliesslich der Wirkungsverluste durch die Leitrolle,

so erhalten wir zunächst die Bedingung für den vollständigen Ausgleich der wechselnden Druckhöhe im Treibcylinder durch die laufende Gegengewichtskette oder durch einen hierfür gewählten Drahtgurt, unter Vernachlässigung der während der Fahrt unveränderlichen und deshalb auf den Ausgleich wirkungslosen Reibungswiderstände, durch Gleichsetzen der Triebkräfte in der tiefsten und in der höchsten Kolbenstellung

$$(h + h_1) \frac{\pi d^2}{4} \gamma + G - (P + Q) - (h + a) q = h_1 \frac{\pi d^2}{4} \gamma + G + h q - (P + Q) - a q$$

$$\text{d. i. } q = \frac{\pi d^2}{8} \gamma \dots \dots \dots \mathbf{271.}$$

Wird d in cm gemessen, q auf das dem als Längeneinheit bezogen, so ist γ als Gewicht von 1 cbcm Wasser = 1 und demnach

$$q = 0,3927 d^2 \dots \dots \dots \mathbf{272.}$$

Hiernach würde beispielsweise für einen Aufzugkolben mit $d = 200$ mm eine Ausgleichkette von 26 mm Eisenstärke und 15,7 kg Gewicht für das laufende Meter oder ein Drahtgurt von 500 mm Breite und 1,5 mm Drahtdicke von annähernd gleichem Längeneinheitsgewicht 15,2 kg zu wählen sein.

Da im Verhältniss zur Nutzlast die tote Masse des schweren Tauchkolbens und der Förderschale sehr beträchtlich ist und durch die Gegengewichtsmassen noch erheblich erhöht wird, treten beim Anlassen des Fahrstuhles sehr starke Beschleunigungswiderstände auf, welche die Dauer der Anlaufperiode störend verlängern. Beim Anhalten bewirkt die Bewegungsenergie leicht Stösse, falls nicht sehr vorsichtig gesteuert wird. Man

pflügt deshalb meist auf die Unveränderlichkeit der Triebkraft zu verzichten und wählt q kleiner, als nach Gleichung 272.

Hierdurch wird für die Auffahrt aus der tiefsten Stellung und für das Senken aus der höchsten ein entsprechender Überschuss an Triebkraft gewonnen, der nach den entgegengesetzten Fördergrenzen allmählich abnimmt und somit die Anlaufperioden für Heben und Senken erheblich verkürzt, wobei gleichzeitig die Gefahr von Stößen an der oberen Hubgrenze durch die Abnahme der Triebkraft während der Fahrt vermindert wird. Zum genauen Einstellen des Fahrstuhles auf Stockwerkhöhe ist für die höchste Stellung noch ein gewisser Kraftüberschuss zum Heben, wie zum Senken nothwendig, damit sich etwaige Fehler beim Steuern berichtigen lassen. Dies führt zu einem entsprechend erhöhten Kraftwasserverbrauch. Soweit nur der Überschuss zum Anlauf in Betracht kommt, wäre dieser auch mit vollständigem Ausgleich der Triebkraft während der ganzen Fahrt durch reichlicher gewählte Kolbendurchmesser zu gewinnen, aber damit nicht der gleichzeitige Vortheil verbunden, dass sich die Triebkraft gegen Ende der Fahrt, unter allmählicher Abnahme der Bewegungsenergie, selbstthätig vermindert.

Im allgemeinen müssen im Entwurf folgende vier Gleichungen erfüllt sein:

1. Die Triebkraft für die Auffahrt aus der tiefsten Stellung

$$(h_1 + h) \frac{\pi d^2}{4} \gamma \geq P + Q - G + (a + h) q + R_1 + R_2 + R_3 \quad . \quad 273.$$

2. Die Triebkraft am Ende der Auffahrt in der höchsten Fördergrenze, der punkirt gezeichneten Stellung Fig. 580, S. 634, entsprechend,

$$h_1 \frac{\pi d^2}{4} \gamma \geq P + Q - G - (h - a) q + R_1 + R_2 + R_3 \quad . \quad . \quad . \quad 274.$$

Ferner für den Rücklauf, unter der Voraussetzung, dass der Steuerapparat für den Ablauf, wie üblich, in der Höhe der Kolbenunterfläche bei höchster Kolbenstellung eingebaut ist und im Hinblick darauf, dass der Fahrstuhl auch unbelastet selbstthätig niedergehen muss,

3. Die Senkkraft in der höchsten Stellung mit leerer Förderschale

$$Q - G - R_1 - R_2 - R_3 \geq (h - a) q \quad . \quad . \quad . \quad 275.$$

4. Die Senkkraft in der tiefsten Stellung mit leerer Förderschale

$$Q - G + (a + h) q - R_1 - R_2 - R_3 \geq h \frac{\pi d^2}{4} \gamma \quad . \quad . \quad 276.$$

Falls der Ablauf um h_2 höher, als vorstehend angenommen, liegt, würden sich in den beiden letzten Gleichungen die Senkwiderstände auf der rechten Seite um $h_2 \frac{\pi d^2}{4} \gamma$ erhöhen, umgekehrt, wenn der Ablauf um h_2 tiefer liegt, um diesen Werth vermindern.

Wählt man $q < 0,393 d^2$, so wird nach den früheren Erörterungen den Gleichungen 273 und 275 sicher genügt, falls 274 und 276 durch den Entwurf erfüllt sind. Man hat aus Gleichung 276 zunächst die zulässige Grösse von $Q - G$ zu ermitteln und hiermit aus Gleichung 274 den zum Heben der Grenzlast erforderlichen Werth von h_1 oder d zu berechnen. Die Gleichungen 273 und 275 dienen dann nur dazu, die Triebkraftüberschüsse beim Anfahren aus der tiefsten Stellung, sowie beim Senken aus der höchsten zu ermitteln und nöthigenfalls die Annahmen und die abhängigen Werthe durch geänderte Wahl des Werthes für q zu verändern. Für $q = 0,393 d^2$ liefern die Gleichungen 273 und 274, sowie 275 und 276 paarweise gleiche Werthe. Der Rechnungsgang bleibt im übrigen für den Entwurf derselbe, wie vorher.

In der Entwurfsrechnung ist zunächst eine Entscheidung über q zu treffen und im Hinblick auf die Abhängigkeit dieses Werthes von d in erster Linie der Kolbendurchmesser d schätzungsweise zu bestimmen. Dieser ist von der verfügbaren Druckhöhe h_1 und dem Wirkungsgrad der Anlage abhängig, der in den gewöhnlichen Fällen $\leq 0,44$ ausfällt, wie auch aus dem nachfolgenden Zahlenbeispiel hervorgeht.

Beispiel: Für 300 kg Nutzlast, 16 m Förderhöhe und 20 bis 25 m Aufstellungshöhe des Wasserbehälters über dem Erdboden, also etwa 2,25 kg/qcm Betriebsdruck, ist nach dem Vorstehenden, mit $\eta = 0,44$ schätzungsweise

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 2,25 \cdot 0,44 = 300$$

$$d = 19,5 \text{ cm} = 1,95 \text{ dcm.}$$

Mithin $q \leq 0,393 \cdot 1,95^2$, d. i. $\leq 1,5$ kg für das laufende Decimeter.

Wir wählen einen Drahtgurt von 300 mm Breite und 12,5 kg Gewicht für das laufende Meter.

Mit dem im Entwurf, der Einfachheit halber, innezuhaltenden Werthe $a = 0$, ferner $h = 160$ dcm, $\gamma = 1$ kg, dem vorläufigen Werthe $d = 1,95$ dcm und den Schätzungswerten für die passiven Widerstände $R_1 = 50$ kg, $R_2 = 50$ kg, $R_3 = 50$ kg folgt aus Gleichung 276

$$Q - G \geq 427 \text{ kg.}$$

Zum ausreichenden Schutz gegen etwa zu niedrige Schätzung der passiven Widerstände setzen wir

$$Q - G = 460 \text{ kg.}$$

Mit diesen und den obigen Werthen folgt weiter aus Gleichung 274

$$h_1 = \frac{300 + 460 - 160 \cdot 1,25 + 150}{\frac{1,95^2 \pi}{4}} \sim 237 \text{ dcm.}$$

Rechnen wir noch auf 5% Druckhöhenverlust in der Steuerung $= 5 \cdot 2,37 \sim 12$ dcm; so müsste der Behälterboden in $237 + 12 \sim 250$ dcm $= 25$ m Höhe über dem Erdboden aufgestellt werden, unter der Voraussetzung, dass sich der Steuerapparat mit dem Ablauf und die Unterfläche des Treibkolbens in der höchsten Stellung im Niveau des Erdbodens befinden. Wegen der Eigenhöhe des Behälters und der Annahme, dass der höchste Punkt des Dachraumes nur 25 m über dem Erdboden liegt, ist diese Aufstellhöhe etwas zu beschränken und d dafür entsprechend grösser zu wählen. Stellen wir den Behälter in 23,8 m Höhe über dem Steuerapparat auf, so verbleibt, abzüglich des Druckhöhenverlustes in der Steuerung, eine Betriebsdruckhöhe $h_1 = 22,6$ m zur Verfügung, und wählen wir dann in Anbetracht der Gleichung 274, $d = 200$ mm, statt 195 mm, so liefern die Gleichungen 273 bis 276 mit den übrigen Werthen folgende Vergleichszahlen:

1. die Triebkraft des Aufzuges bei der Auffahrt in der tiefsten Stellung,

$$(226 + 160) \frac{\pi \cdot 2^2}{4} - 460 - 160 \cdot 1,25 - 150 = 403 \text{ kg oder } 103 \text{ kg Überschuss}$$

über die geforderte Grenzlast 300 kg, nutzbar zum schnellen Überwinden der Beschleunigungswiderstände.

2. Die Triebkraft beim Eintritt in die höchste Stellung,

$$226 \frac{\pi \cdot 2^2}{4} - 460 + 160 \cdot 1,25 - 150 = 300 \text{ kg, gerade dem Grenzwert entsprechend.}$$

3. Die Sennkraft in der höchsten Fahrstuhlstellung mit leerem Förderkorb, $460 - 150 - 200 = 110$ kg.

4. Die Sennkraft in der tiefsten Stellung mit leerem Förderkorb.

$$460 + 160 \cdot 1,25 - 150 - 160 \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 7 \text{ kg.}$$

Die anfänglichen Triebkraftüberschüsse werden also, sowohl beim Heben, wie beim Senken zweckentsprechend im Laufe der Fahrt aufgezehrt, so dass die Bedingungen erfüllt sind, den Aufzug leicht in Gang zu setzen und möglichst stossfrei anzuhalten.

Wenn der vollständige Ausgleich der im Laufe der Fahrt wechselnden Triebkraft durch die Wahl von $q = 0,393 \cdot d^2 = 0,393 \cdot 4 = 1,57$ kg für das Eigengewicht von 1 m Drahtgurt herbeigeführt wäre, würde unter sonst gleichen Verhältnissen

der Überschuss der Triebkraft zum Heben nur rund 50, zum Senken rund 60 kg betragen und bei gleichem Wasserverbrauch das Anfahren weniger leicht von statten gehen, das Anhalten aber, wegen der Unveränderlichkeit des Überschusses während der ganzen Fahrt, schwerer ohne Stoss zu bewirken sein.

Der Wasserverbrauch für einen vollen Hub beträgt

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 160 = \frac{\pi \cdot 4}{4} \cdot 160 = 503 \text{ Liter von } 23,8 \text{ m Druckhöhe, einer Pumpenarbeit von } 503 \cdot 23,8 = \sim 11970 \text{ kgm}$$

entsprechend. Die hiermit geleistete Nutzarbeit ist $= 300 \cdot 16 = 4800 \text{ kgm}$, mithin der Wirkungsgrad des Aufzuges ohne die Verluste in der Pumpe,

$$\eta = \frac{4800}{11970} = 0,40.$$

Das geringe Güteverhältniss hat, abgesehen von den Reibungswiderständen, vor allem seinen Grund darin, dass von der toten Last, die mitzuheben ist, 460 kg nicht ausgeglichen werden können, um den Rücklauf des Aufzuges zu sichern.

Der Gesamtentwurf einer derartigen Aufzuanlage ist nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft auf Taf. 89, in Fig. 1 bis 4 wiedergegeben.

Der Cylinderkopf mit seiner Stopfbüchse und der Steuerapparat sind im Keller von allen Seiten zugänglich. Zwischen dem Steuerapparat und dem Aufzugeylinder ist ein Regulirapparat eingeschaltet, der von der Durchflussgeschwindigkeit des Wassers bethätigt wird und den Wasserstrom drosselt, sobald die Geschwindigkeit das zulässige Mass überschreitet. Verschiedene Konstruktionen solcher Apparate sind am Schluss des Abschnittes, S. 654 u. f. beschrieben. Der Fahrstuhl ist zur Abgrenzung eines etwa ausbrechenden Brandes über das Dach hinaus geführt und wird durch Oberlicht erhellt. Die Schachthüren werden abgeschlossen und können nur mit einem Schlüssel durch den Fahrstuhlwärter geöffnet werden, der stets im Aufzug mitfährt. Die Fahrzelle ist im Grundriss quadratisch und hat ungefähr 1,7 m Seitenlänge. Zwei Γ -Eisen von 175 mm Höhe, die fest mit der Kopfhäube des Kolbens verschraubt sind, bilden die Unterzüge des Fahrstuhlbodens und dienen zur Auflage der Rahmenhölzer, auf denen der Bretterbelag befestigt ist. Von den eisernen Unterzügen, wie vom mittleren Rahmenholz, gehen nach einer um den Kolbenhals gelegten Schelle schräge Streben, die einerseits zum Versteifen der Fussbodenkonstruktion dienen, andererseits durch senkrechte Verlängerung der Streben, welche sich an die Γ -Eisen anschliessen, Stützfüsse bilden und die Fahrzelle im tiefsten Punkt auf Puffern abfangen. Fussboden und Decke sind durch senkrechte Winkel-eisen in den vier Ecken, sowie durch Flacheisen-Diagonalen in den Seitenflächen verbunden. Der Bügel für den Gegengewichtsgurt ist zwischen zwei Γ -Eisen eingienietet, welche die Hauptdeckenträger bilden. Die beiden Gurtschlingen zum Einhängen des Fahrstuhles und seines Gegengewichts werden durch Flachschienepaare mit durchgreifenden Schrauben geschlossen. Das Gegengewicht legt sich in seiner tiefsten Stellung auf Puffer und verliert dadurch für den höchsten Fahrstuhlstand seine treibende Kraft. Es ist aus einzelnen Gusseisenklötzen zusammengesetzt, deren Zahl beim Montiren nach Bedarf geändert werden kann. Der Steuerapparat wird durch ein Seil bethätigt, das in der angedeuteten Weise durch den Fahrstuhl über vier Leitrollen im Schacht auf- und niedergeführt ist und in seinem geschlossenen Lauf die Antriebscheibe der Steuerung in fünffacher Umwicklung umschlingt, damit die Bewegungsübertragung sicher erfolgt. Die Seilenden werden an eine gemeinsame Spannvorrichtung angeschlossen, die zum Ausgleich auftretender Dehnungen dient. Zum selbstthätigen Anhalten an den Fördergrenzen sind in das Steuerseil Mitnehmerklöben eingeschaltet, die von dem Fahrstuhlboden oder von der Fahrstuhldecke vor dem Eintreffen in den Grenzstellungen erfasst und mitgeschleppt werden, bis der Stillstand durch Umsteuern erfolgt.

Das Bohrloch zum Einsenken des Aufzugcylinders muss zum Schutz gegen Nachstürzen des Erdreiches durch ein Blechrohr ausgekleidet werden, das gleichzeitig mit dem Abteufen des Bohrloches niedergesenkt wird. Diese Schutzrohre werden mit innenliegender Laschenvernietung der einzelnen Schüsse aus 7 bis 10 mm starkem Blech hergestellt. Zweckentsprechend wählt man die Blechstärke der unteren Schüsse grösser, als für die oberen. Das Schutzrohr ist mit reichlich grossem Durchmesser im Verhältniss zum Kerncylinder auszuführen, um bequemes Einsenken des Arbeitcylinders zu gestatten. Je nach der Tiefe und den sonstigen Verhältnissen findet man den Schutzcylinderdurchmesser um 350 bis 480 mm grösser gewählt, als den des Kerncylinders. In einzelnen Fällen geht man mit der Vorsicht noch weiter, senkt in das äussere Schutzrohr ein zweites von etwa 200 bis 250 mm kleinerem Durchmesser ein und giesst den hohlen Mantelraum mit Cementbeton aus, damit man einen dauernden Schutz gegen das Nachstürzen von Erdreich gewinnt, wenn im Laufe der Zeit das Eisenblech ganz durch Rost zerstört werden sollte. Der innere Schutzcylinder erhält dann nur 4 mm Wandstärke. Die Sohle des Bohrlochs wird stets mit Cementbeton ausgegossen, um das Eindringen von Grundwasser zu verhindern. Es ist rathsam, das Bohrloch für den Aufzug womöglich vor Beginn des Hochbaues niederzutreiben, weil bisweilen unerwartete Hindernisse auftreten. So sind z. B. beim Antreffen von Findlingen Sprengungen vorzunehmen, die nach beendetem Hochbau bedenkliche Wirkungen haben können, oder es kann auch durch den Druck benachbarter und schon belasteter Fundamente das Bohrloch während des Abteufens derart aus dem Loth gedrängt werden, dass hieraus Schwierigkeiten erwachsen, die von vornherein ausgeschlossen bleiben, wenn man die Bohrarbeit zuerst vornimmt.

Bei der Konstruktion des Aufzuges darf nicht übersehen werden, dass das Gegengewicht und, je nach der Stellung, auch der Ausgleichgurt durch den Überschuss ihres Eigengewichtes über das Gewicht des leeren Förderkorbes, letzteren von dem Kolbenkopf zu trennen suchen. Diese Wirkung kann sich durch die Bewegungsenergie der Gegengewichtsmassen bei plötzlichem Stoppen der Auffahrt so weit steigern, dass der Fahrstuhl noch nach abgesperrtem Wasserzufluss eine kurze Strecke weiter läuft, und die Stützkraft des Kolbens verloren geht. Alsdann hängt der Kolben mit seinem ganzen Eigengewicht an der Fahrzelle, und die Verbindung beider Theile muss für diesen ungünstigen Fall noch genügend sicher ausgeführt werden. Unter denselben Verhältnissen werden Gurtbügel und Gerüstkonstruktion der Fahrzelle ausser durch das Kolbengewicht auch noch durch ihr Eigenwicht, sowie bei voll belastetem Aufzuge, durch die ganze Nutzlast in Anspruch genommen. Der Umstand, dass eine fahrlässig schwache Verbindung zwischen Kolben und Förderkorb bei einem Aufzuge im Grand Hôtel du Louvre in Paris seiner Zeit durch Trennung beider Theile einen schweren Unfall herbeigeführt hat, rechtfertigt aber in keiner Weise die Bedenken, welche hiernach gegen die Betriebsicherheit der Edoux'schen Aufzüge erhoben sind, denn die Konstruktion lässt sich so vollkommen zuverlässig, wie jede andere Eisenverbindung herstellen, dass besondere Sicherheitsvorkehrungen, wie z. B. die in der Zeichnung angedeuteten Nothkuppelketten zwischen Kolben und Fahrstuhl, durchaus entbehrlich sind.

Gepäck- und Postpaketkarrenaufzüge.

Die Aufzüge für Gepäck- und Postpaketkarren auf Bahnhöfen und ähnliche Lastaufzüge für kleine Förderhöhen werden meist nach der Edoux'schen Bauart mit Gegengewichten und theilweisem Ausgleich der wechselnden Druckhöhe durch das Eigengewicht der laufenden Gegengewichtsketten ausgeführt, weil einerseits kleine Förderhöhen die Wahl

direkt wirkender Treibkolben empfehlenswerth erscheinen lassen und andererseits das Eigengewicht der Hebebühnen und der Transportkarren im Verhältniss zur Nutzlast so gross ausfällt, dass man wenigstens die tote Last der Bühne und des Treibkolbens so weit wie möglich auszugleichen sucht, um an Betriebswasser zu sparen, wenn nicht hoher Leitungsdruck bereits so kleine Kolbenquerschnitte liefert, dass wegen der erforderlichen Knickfestigkeit eine weitere Verkleinerung der Druckfläche durch Gegengewichte ausgeschlossen bleibt. Da auf Bahnhöfen, in Markthallen u. s. f. in der Regel eine grössere Anzahl solcher Aufzüge zu betreiben ist, stellt man mit Vortheil ein eigenes Pumpwerk mit einem Akkumulator auf und pflegt die Betriebspressung so zu wählen, dass man mit Treibkolben von 100 bis 250 mm Durchmesser auskommt. Meist arbeitet man mit 20 Atm., weil höhere Betriebsdrucke, wie bereits betont, zu schwachen Kolben mit ziemlich beschränkter Knickfestigkeit führen, und niederer Betriebsdruck unbequem dicke Kolben bedingt. Da solche Aufzüge ferner meist zwischen der Keller- oder Tunnelsohle und dem Fussboden eines Hallenraumes fördern, ist die Schachtöffnung gegen den übrigen Verkehr in der Halle durch ein Geländer abzugrenzen, das auf den gegenüberliegenden Ladeseiten für die Hebebühne mit beweglichen Schlagbäumen versehen wird. Man pflegt ferner die Schachtmündung noch durch eiserne Klappen zu überdecken, die sich selbstthätig durch den auffahrenden Förderkorb öffnen und beim Niederfahren durch ihr Eigengewicht dem zurücksinkenden Korbe bis in die Abschlusslage folgen. Die Schlagbäume werden,

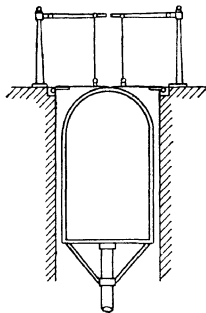


Fig. 581.

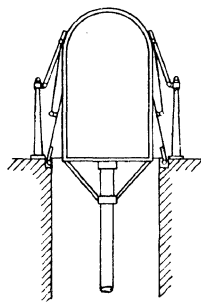


Fig. 582.

angedeutet, mit den Klappen derartig durch Lenkstangen gekuppelt, dass sie sich selbstthätig öffnen und schliessen. Statt der skizzirten Halbkreisform für den Öffnungsbügel des Förderkorbes ist die Spitzbogenform empfehlenswerther und neuerdings meist üblich, weil sie allmählicher und deshalb sanfter wirkt.**) Im Scheitel des Öffnungsbügels wird zweckentsprechend ein Puffer untergebracht, um den starren Zusammenstoss zu mildern. In Frankfurt a/M. hat man statt der Klappen einen Deckel gewählt, der sich beim Auffahren des Förderkorbes auf die Ecksäulen des Korbgerüsts legt, als Korbdach mit emporsteigt und sich umgekehrt bei der Niederfahrt auf die Schachtmündung zurücksenkt, sobald der Fahrstuhl unter dem Bahnsteig verschwindet. Die Wagen werden auf der Bühne durch Leitschienen festgestellt und zum sicheren Einfahren die Bortplatten an der Zufahrt mit aufgegossenen Zungen hergestellt, um Mittel- und Seitenränder in die Schienenbahn auf der Bühne zu leiten.**)

Direkt wirkender Aufzug mit Gegengewichtskolben von Heurtebise und Tommasi.

Heurtebise und Tommasi haben den Grund zu einer Reihe verschiedener Konstruktionen gelegt, die hydraulische Gestänge mit Gegenkolben

*) Vergl. den elektrischen Gepäckaufzug, Taf. 23.

**) Vergl. Zeitschrift für Bauwesen 1879, S. 504. Heim und O. Peters, Der hydraulische Gepäckaufzug des Centralbahnhofes zu Magdeburg. Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, 1880, Blatt 13—22. Die hydraulischen Hebevorrichtungen der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ing. 1892, S. 487. B. Gerdau, Lösch- und Ladevorrichtungen für Schiffe und Eisenbahnen. Gepäckaufzuganlage im Centralbahnhof Düsseldorf.

benutzen, um das Gegengewichtstriebwerk des Edoux'schen Aufzuges aus dem Fahrshacht zu beseitigen. Fig. 585 veranschaulicht den Entwurf der Konstruktion. Das Druckwasser tritt nicht, wie sonst gewöhnlich, von dem Steuerapparat *V* unmittelbar in den Aufzugcylinder, sondern durch das Rohr *E* in einen Voreylinder — vergl. auch dessen Schnitt in grösserem Massstabe, Fig. 583 und 584 — treibt hier den mit Gewichtsplatten *G* beschwerten Tauchkolben *K* abwärts in den darunter stehenden Gegencylinder und presst seine Füllung durch *D* in den Aufzugcylinder. Beim Einstellen der Steuerung auf Ablauf drängt der Aufzugkolben den Gegenkolben zurück, der deshalb nur einen beschränkten Theil des Eigengewichts der toten Last des Aufzuges ausgleichen darf. Der Hub des Gegenkolbens wird im Vergleich zur Förderhöhe des Aufzuges durch das Verhältniss seines Querschnittes zu dem des Aufzugkolbens verkürzt. Die veränderliche Eintauchtiefe der unteren Gegenkolbenstrecke bleibt wegen des durchweg gleichen Kolbenquerschnittes ohne Einfluss auf die Druckwirkung, weil dem vermehrten Auftrieb eine genau gleiche Mehrbelastung durch die zunehmende Druckwassersäule oberhalb des Kolbens entspricht. Zum Ausgleich der veränderlichen Druckhöhe im Aufzugcylinder ist demnach noch ein besonderer, veränderlicher Gegengewichtsausgleich nothwendig. Heurtebise verwendet hierfür die Edoux'sche Ausgleichung mit Gegengewichten an Ketten und verlegt sie nur aus dem Fahrshacht von dem Förderkorb an den Gegenkolben. Die Anordnung ist so getroffen, dass bei seiner tiefsten Stellung das Eigengewicht der schweren, beiderseits an Lappen *O*, Fig. 584, angreifenden Ketten durch das Belastungsgewicht am frei herabhängenden Ende ausgeglichen wird. In der Figur ist der zweite symmetrisch liegende Lappen *O* und die zweite Kettenrolle fortgelassen. Steigt der Gegenkolben bei sinkendem Aufzug, erhöht sich also der hemmende Auftrieb des Fahrstuhlkolbens, so vermindert sich gleichzeitig der Gegendruck des Gegengewichtskolbens, indem durch das Übertreten der Ausgleichketten auf die andere Rollenseite eine stetig zunehmende Entlastung eintritt. Die Konstruktion erfüllt somit ihren Zweck, wurde aber, wie wir S. 642 u. f. sehen werden, durch Cramer wesentlich vereinfacht und hat nur noch geschichtliches Interesse, obwohl sie mehrfach seit ihrem ersten Auftauchen im Jahre 1880 ausgeführt ist.*) Da das hydraulische Gestänge zwischen

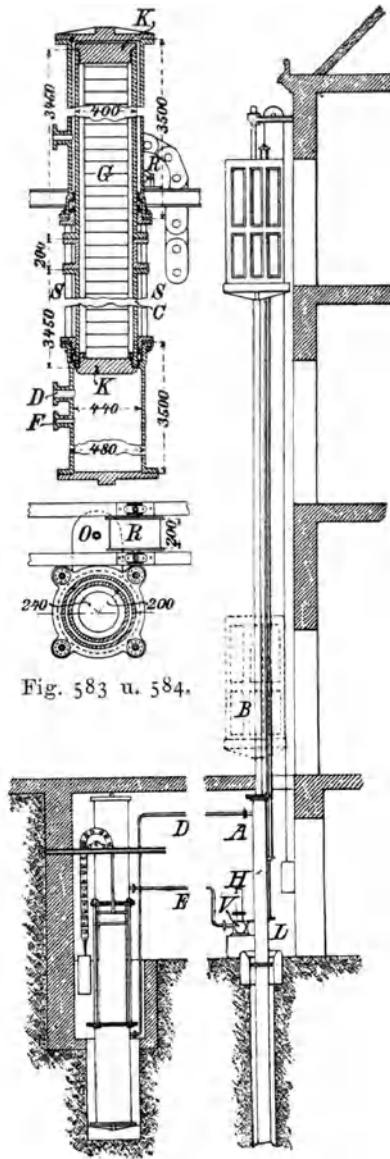


Fig. 583 u. 584.

Fig. 585.

*) Ausführlich findet sich die Konstruktion in der ersten Auflage meiner Hebezeuge, S. 573, und in Armengaud Publication industrielle 1881, S. 550, Taf. 47, behandelt.

dem Aufzug und dem Gegenkolben durch Undichtheiten in den Stopfbüchsen Wasserverluste erleidet, ist für zeitweisen Ersatz der Füllung mittelst einer Handpumpe zu sorgen, deren Druckrohr hier am Gegencylinder in F mündet. Dieselbe Fürsorge ist bei allen Konstruktionen zu treffen, die mit einem abgesperrten, hydraulischen Gestänge arbeiten. Die Steuerung wird von Heurtebise durch ein Gasrohrgestänge bethätigt, das in senkrechten Führungshülsen im Schacht an einem über eine hochliegende Leitrolle, Fig. 585, geführten Seil hängt und durch ein Gegengewicht frei schwebend gehalten wird.

**Direkt wirkender Aufzug mit Gegengewichtskolben und Druckübersetzung.
Bauart Cramer.**

D. R. P. 27 181.

R. Cramer in Berlin hat die in Fig. 586 schematisch dargestellte Bauweise für Aufzüge in die Praxis eingeführt, um, wie Heurtebise, die laufenden Gegengewichte im Fahrtschacht zu beseitigen und durch einen Gegengewichtskolben, in Verbindung mit einem Druckwassergestänge, zu ersetzen. Der Zwischenkolben dient hierbei auch zum Vergrössern des Betriebsdruckes und gleicht nur einen Theil des Eigengewichts der Förderschale und des Aufzugkolbens aus. Cramer benutzt hierfür einen Scheibenkolben mit abwärts gerichteter, starker Kolbenstange und bringt ihn in einem Voreylinder neben dem Treibeylinder des Aufzuges unter. Der untere Raum des Voreylinders steht in freier Verbindung mit dem Haupteylinder und vermittelt beim wechselnden Kolbenspiel den Übertritt der zwischen beiden Kolben abgesperrten Wassersäule von einem Cylinder in den anderen. Das Betriebswasser gelangt durch den Steuerapparat nur in den oberen Raum des Voreylinders und treibt bei geöffnetem Einlass den

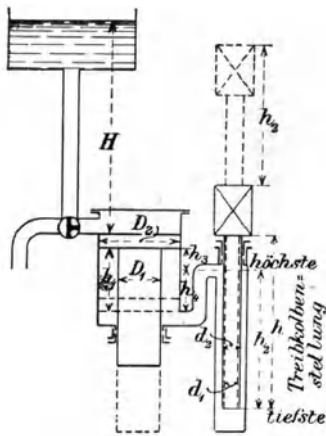


Fig. 586.

Gegenkolben abwärts, also den Aufzug in die Höhe, während umgekehrt, bei geöffnetem Auslass und abgesperrtem Zufluss, das Übergewicht des Aufzuges den Gegenkolben zurückdrängt, und die verbrauchte Füllung des oberen Voreylinderraumes in den Ablauf entleert wird. Der Unterschied zwischen dem vollen Druckquerschnitt des Scheibenkolbens und seinem Ringquerschnitt steigert den spezifischen Druck im Treibeylinder im Vergleich zur äusseren Wassersäule. Das Verhältniss zwischen dem Ringquerschnitt und dem Aufzugkolbenquerschnitt verkleinert den Hub des Gegenkolbens gegenüber der Förderhöhe des Aufzuges. Da auch hier der selbstthätige Rücklauf der unbelasteten Förderschale gesichert bleiben muss, sind im Entwurf zunächst die Senkverhältnisse festzustellen. Mit aufsteigendem Fahrstuhl nimmt die Druckhöhe im Treibeylinder ab, im Voreylinder dagegen zu, und deshalb ist, wie die nachfolgenden Untersuchungen zeigen werden, ein vollkommener Ausgleich der Druckschwankungen während der Fahrt möglich.

Bezeichnet H die Druckhöhe des Betriebsbehälters über der höchsten Stellung des Gegenkolbens,

h_1 den Gegenkolbenhub,

h_2 den Aufzugkolbenhub,

h_3 den Höhenunterschied zwischen der Gegenkolbenunterfläche und dem Treibkolbenboden bei höchster Stellung beider Kolben,

- h_4 den Höhenunterschied zwischen den Kolbenunterflächen bei tiefster Stellung des Gegenkolbens und höchster des Aufzugkolbens,
- D_2 den vollen Durchmesser des Gegenkolbens,
- D_1 den Durchmesser seiner frei austretenden Stempelstange,
- d_2 den äusseren Durchmesser des Aufzugkolbens,
- d_1 den inneren Durchmesser des Aufzugkolbens,
- γ das spezifische Gewicht des Wassers,
- γ_1 das spezifische Gewicht des Rohrmaterials im Aufzugkolben,
- h die ganze Länge des Kolbenrohres,
- P die Nutzlast,
- G das Eigengewicht des Gegenkolbens sammt Stange,
- Q das Eigengewicht der Förderschale und ihres Kolbens, sammt der in den hohlen Kern von unten frei eintretenden Wassersäule, einen unten offenen Ringkolben vorausgesetzt,
- R_1 die Kolben- und Stopfbüchsenreibung im Voreylinder,
- R_2 die Stopfbüchsenreibung im Aufzugcylinder,
- R_3 die Führungsreibung des Förderkorbes,

so ist zunächst der Wasserdruck auf die Flächeneinheit im Aufzugcylinder unterhalb des Treibkolbens bei Beginn seines Hubes

$$\frac{H\gamma \frac{\pi D_2^2}{4}}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} + \frac{G - R_1}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} + h_3\gamma + h_2\gamma \dots \dots \dots \mathbf{277.}$$

und die erforderliche Triebkraft zum Lastheben aus der tiefsten Stellung

$$\left[\left(\frac{H D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} + h_2 + h_3 \right) \gamma + \frac{G - R_1}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \right] \frac{\pi d_2^2}{4} \geq P + Q + R_2 + R_3 \mathbf{278.}$$

Da ferner
$$h_1 = h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} \dots \dots \dots \mathbf{279.}$$

und $h_3 + h_4 = h_1$, also $h_4 = h_1 - h_3 = h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} - h_3$ ist $\dots \dots \dots \mathbf{280.}$

berechnet sich der Wasserdruck auf die Flächeneinheit im Aufzugcylinder unterhalb des Treibkolbens bei seiner höchsten Stellung zu

$$\frac{\left(H + h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} \right) \gamma \frac{\pi D_2^2}{4}}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} + \frac{G - R_1}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} - \left(h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} - h_3 \right) \gamma \dots \mathbf{281.}$$

und die Bedingung für die Triebkraft an der oberen Fördergrenze

$$\left[\left(\frac{\left(H + h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} \right) D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} - h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} + h_3 \right) \gamma + \frac{G - R_1}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \right] \frac{\pi d_2^2}{4} \geq P + Q + R_2 + R_3 \dots \dots \dots \mathbf{282.}$$

Unter der Voraussetzung, dass der Skizze entsprechend der Ablauf unmittelbar über der höchsten Gegenkolbenstellung liegt, muss die Senkraft des Aufzugkolbens mit leerem Förderkorb in der tiefsten Stellung

$$\left[\frac{Q - (R_2 + R_3)}{\pi d_2^2} - (h_2 + h_3) \gamma \right] \frac{(D_2^2 - D_1^2) \pi}{4} \geq G + R_1 \dots \dots \dots \mathbf{283.}$$

und in der höchsten Förderstellung mit dem Werth von h_4 aus Gleichung 280 und von h_1 aus Gleichung 279,

$$\left[\frac{Q - (R_2 + R_3)}{\pi d_2^2} + \left(h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} - h_3 \right) \gamma \right] \frac{(D_2^2 - D_1^2) \pi}{4} \geq G + R_1 + h_2 \frac{d_2^2}{D_2^2 - D_1^2} \frac{\pi D_2^2}{4} \gamma \mathbf{284.}$$

sein. Liegt der Ablauf höher, so vergrößert sich der Widerstand um die zusätzliche Wassersäule.

Im allgemeinen nimmt die Hubkraft mit aufsteigendem und die Senkraft mit sinkendem Treibkolben ab, so dass vor allem die Gleichungen 282 und 283 erfüllt sein müssen, um den Betrieb für Heben und Senken zu sichern.

Wenn die Triebkraft bei Beginn und am Ende des Hubes gleich gross sein soll, müssen die linken Seiten der Gleichungen 278 und 282 einander gleich werden, d. h.

$$HD_2^2 + h_2 (D_2^2 - D_1^2) = HD_1^2 + h_2 \frac{d_2^2 D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} - h_2 d_2^2$$

$$D_2^2 - D_1^2 = \frac{D_1^2 d_2^2}{D_2^2 - D_1^2}$$

$$\frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} = \frac{D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \dots \dots \dots \mathbf{285.}$$

Dieselbe Bedingung ergibt sich für die Niederfahrt durch Gleichsetzen der Senktriebkraft aus Gleichung 283 und 284. Da in dieser Bedingung für die Unveränderlichkeit der Triebkraft nur die Kolbenquerschnitte vorkommen und die Förderhöhe, wie alle Druckhöhen ausgeschieden sind, bleibt der Beharrungszustand während der ganzen Auf- und Niederfahrt bestehen.

Bezeichnet man das Übersetzungsverhältniss zwischen Förderhöhe und Gegengewichtskolbenhub

$$\frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} \text{ mit } \varphi$$

so erhalten wir aus $\frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} = \frac{D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} = \varphi$

folgende Einzelwerthe:

$$D_1^2 = (D_2^2 - D_1^2) \varphi, \quad D_1^2 = D_2^2 \frac{\varphi}{\varphi + 1}, \quad d_2^2 = \frac{D_2^2 - D_1^2}{\varphi} = \frac{D_2^2 \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi + 1} \right)}{\varphi}$$

$$D_2^2 = d_2^2 \varphi (\varphi + 1); \quad D_2 = d_2 \sqrt{\varphi (\varphi + 1)} \dots \dots \dots \mathbf{286.}$$

ferner

$$D_1^2 = D_2^2 - d_2^2 \varphi = d_2^2 \varphi (\varphi + 1) - d_2^2 \varphi$$

$$D_1 = \varphi d_2 \dots \dots \dots \mathbf{287.}$$

und schliesslich für das Übersetzungsverhältniss des Gegenkolbens

$$\frac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{d_2^2 \varphi (\varphi + 1)}{d_2^2 \varphi}$$

$$\frac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} = \varphi + 1 \dots \dots \dots \mathbf{288.}$$

Hieraus bestimmen sich die nachstehenden Vergleichswerte:

Für $\varphi = \frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2}$	D_1	D_2	$\frac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2}$
= 2	$2 d_2$	$d_2\sqrt{6} = 2,45 d_2$	3
= 3	$3 d_2$	$d_2\sqrt{12} = 3,464 d_2$	4
= 3,5	$3,5 d_2$	$d_2\sqrt{15,75} = 3,97 d_2$	4,5
= 4	$4 d_2$	$d_2\sqrt{20} = 4,472 d_2$	5
= 5	$5 d_2$	$d_2\sqrt{30} = 5,477 d_2$	6

Beispiel: Stellen wir uns die Aufgabe, auf Grundlage der vorstehenden Ergebnisse einen Personenaufzug für 300 kg Nutzlast und 16,5 m Förderhöhe zu entwerfen, dessen Betriebswasser einem Behälter im Dachgeschoss entnommen werden soll, so hat man sich zunächst über die Wahl von φ zu entscheiden, um den Hub des Gegenkolbens und damit die Tiefe des zugehörigen Senkschachtes in ausreichend kleinen Grenzen zu halten.

Wir setzen $\varphi = \frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} = 3,5$.

Der zugehörige Werth $D_2 = 3,97 d_2$ erfordert möglichste Beschränkung von d_2 , um D_2 nicht störend gross zu erhalten. Entscheidet man sich von vornherein über die Grösse von d_2 , so führt der Rechnungsgang, bei der Abhängigkeit aller übrigen Werthe, zu einem zugehörigen, bestimmten Werth von H . Falls der Werth von H für die örtlichen Verhältnisse zu gross ausfällt, ist durch Vergrössern von d_2 und durch entsprechende Änderung der übrigen abhängigen Werthe H bis auf das erforderliche Mass zu verkleinern.

Der kleinste, zulässige Werth von d_2 wird durch die erforderliche Knicksicherheit bestimmt. Die Knickbelastung fällt am kleinsten bei Wahl eines unten offenen Rohrkolbens mit tragender Kernwassersäule aus.

Setzen wir zunächst versuchsweise $d_2 = 100$ mm, $d_1 = 80$ mm, ferner die ganze Kolbenlänge $h = 18$ m für 16,5 m Förderhöhe, so wiegt das Kolbenrohr, mit dem spezifischen Gewicht $\gamma_1 = 7,8$ kg für das cbdm

$$\frac{(d_2^2 - d_1^2)}{4} \pi h \gamma_1 = \frac{(1^2 - 0,8^2)}{4} \cdot \pi \cdot 180 \cdot 7,8 = 397 \text{ kg}$$

Die Verschraubungen der einzelnen Rohrschüsse untereinander sind auf etwa 43 kg zu schätzen.

Das Gewicht der Kernwassersäule $\frac{\pi d_1^2}{4} \gamma h$ ist, mit $\gamma = 1$ für das cbdm, = 90 kg.

Das Förderkorbgewicht lässt sich bei Wahl sechseckiger Grundrissform von 740 mm Seitenlänge zur Aufnahme von 4 Personen mit Absteifung der Eckpunkte gegen den Kolbenkopf durch Streben und mit vergitterten Seitenwänden auf 300 kg beschränken.

$$\begin{array}{l} \text{Demnach insgesamt } Q = 397 + 43 + 90 + 300 = 830 \text{ kg} \\ \text{Hierzu } P = \dots \dots \dots 300 \text{ " } \\ \text{ferner } R_2 \text{ schätzungsweise } \dots \dots 50 \text{ " } \\ \text{und } R_3 \text{ " } \dots \dots 50 \text{ " } \end{array}$$

Die Summe der Kolbenbelastung, Eigengewichte und Widerstände 1230 kg
und die hierfür erforderliche Betriebspressung unterhalb des Kolbens

$$p = \frac{1230}{\frac{10^2 \pi}{4}} = 15,6 \text{ kg/qcm.}$$

Bei diesem Druck werden von der Gesamtlast durch die Kernwassersäule unmittelbar unter der Förderschale $\frac{8^2 \pi}{4} \cdot 15,6 = \sim 785$ kg getragen, und der Stützdruck gegen den Kolbenringquerschnitt beträgt nur $1230 - 785 = 445$ kg.

Da der auf 50 kg geschätzte Reibungswiderstand der Stopfbüchse unmittelbar über der unteren Kolbenführung angreift, beschränkt sich die Knickbelastung des Kolbenrohres in der ungünstigsten Stellung auf $445 - 50 = 395$ kg, so dass sogar noch 45 kg von dem Eigengewicht des Kolbenrohres ($397 + 43$) durch die Kernwassersäule getragen werden und dementsprechend in der oberen Kolbenstrecke bis etwa 2 m unterhalb des Kopfes noch Zug, statt Druck herrscht, und nur die unteren 16 m durch ihr Eigengewicht auf Knicken beansprucht werden. Die Knickwirkung des Eigengewichtes wird, wie schon früher hervorgehoben, ausreichend berücksichtigt, wenn man ein Viertel des Eigengewichtes als Kopfbelastung der Knickstrecke in Rechnung stellt. Dann ergibt sich die Sicherheit gegen Knicken

$$\mathcal{S} = \frac{\pi^2}{P} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}$$

mit $P = \frac{395}{4} \sim 99$ kg, dem reciproken Werth des Dehnungskoefficienten $\frac{1}{\alpha}$ für Schmiedeeisen = 2 000 000, dem Trägheitsmoment des Kolbenquerschnitts $\Theta = \frac{10^4 - 8^4}{64} \sim 92$ und der freien Knicklänge $l = 1600$ cm

$$\mathcal{S} = \sim 7.$$

Mit der gewählten Kolbenstärke ist jedenfalls die unterste, zulässige Grenze erreicht, da man meist sogar $\mathcal{S} \geq 10$ anzunehmen pflegt. Da \mathcal{S} aber nur bei voller Belastung und in der höchsten Aufzugstellung bis auf 7 herabgeht, und ausserdem die Verschraubungen der einzelnen Rohrschüsse in Abständen von etwa 5 m das Rohr noch versteifen, bietet die Ausführung bei sorgfältig montirten Führungen noch hinreichende Sicherheit und ist für etwas kleinere Förderhöhen, bei gleicher Belastung, ganz unbedenklich. Die gleichzeitige Zuganstrengung durch den inneren Überdruck fällt klein aus und hat verschwindenden Einfluss.*)

Für den weiteren Entwurf werde die naheliegende Anordnung gewählt, dass man die beiden Cylinderköpfe derart annähernd in gleicher Höhe unterbringt, dass $h_3 = 0$ gesetzt werden kann.

Dann geht die Senkgleichung 283 über in

$$\frac{[Q - (R_2 + R_3)](D_2^2 - D_1^2)}{d_2^2} - \frac{h_2 \gamma (D_2^2 - D_1^2) \pi}{4} \geq G + R_1.$$

Mit den Werthen $Q - (R_2 + R_3) = 830 - 100 = 730$ kg, $\frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} = 3,5$, $h_2 = 165$ dem, $\gamma = 1$ und $d_2 = 1$ dem folgt die Bedingung

$$2100 \geq G + R_1.$$

Zur Beurtheilung des Werthes von R_1 ist die Annahme zu Grunde zu legen, dass der Scheibenkolben mit selbstthätiger Lederliderung ausgerüstet wird. Beim Senken mit leerer Förderschale ist der spezifische Druck im Vorcylinder im Mittel $\frac{730}{\pi d_2^2} = 9,3$ kg/qcm, beim Heben mit voller Last, wie früher ermittelt, 15,6 kg/qcm.

Rechnen wir auf 1 cm Anlagehöhe der Ledermanschette und auf einen Reibungskoefficienten $\mu = 0,1$, so erzeugt der Kolben vom Durchmesser $D_2 = 3,97$ dem $= 39,7$ cm beim Senken mit leerer Förderschale $39,7 \pi \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 9,3 = 116$ kg, beim Heben mit voller Last $39,7 \pi \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 15,6 = 195$ kg Reibung.

Die Stopfbüchse der Kolbenstange wird meist mit Baumwollpackung gedichtet werden, die selbstverständlich so scharf angezogen werden muss, dass sie auch für die höhere Pressung beim Heben von vornherein dicht hält. Schätzen wir den Reibungswiderstand dieser Packung nach Massgabe einer selbstthätigen Lederliderung für die höchste spezifische Pressung, so ist bei $D_1 = 3,5$ dem $d_2 = 35$ cm auf 176 kg Reibung zu rechnen. Sicherheitshalber werde hierfür 185 kg angenommen.

Damit erhalten wir beim Senken mit leerer Förderschale

*) Der schwache Kolbendurchmesser ist für das vorliegende Beispiel unverändert beibehalten, um durch den späteren Vergleich mit der abgeänderten Konstruktion besonders scharf hervortreten zu lassen, dass der vollständige Ausgleich der wechselnden Druckhöhen für den Wirkungsgrad des Aufzuges selbst dann keine Vortheile bietet, wenn man im übrigen die Verhältnisse hierfür auf Kosten der Festigkeitsabmessungen so günstig, wie nur irgend möglich gestaltet.

$$R_1 = 116 + 185 \sim 300 \text{ kg}$$

und beim Heben mit voller Last

$$R_1 = 195 + 185 = 380 \text{ kg},$$

und somit das zulässige Gesamtgewicht des Gegenkolbens

$$G = 2100 - 300 = 1800 \text{ kg}.$$

Die erforderliche Betriebsdruckhöhe H bestimmt sich aus der Hubgleichung 282 mit den vorliegenden Werthen, unter Benutzung der Bestimmung von $R_1 = 380 \text{ kg}$ durch

$$\left[\left(H + \frac{165}{3,5} \right) 4,5 - \frac{165}{3,5} + \frac{1800 - 380}{\frac{\pi}{4} \cdot 3,5} \right] \frac{\pi}{4} \geq 1230$$

$$H \geq 196 \text{ cm} \geq 1,96 \text{ m}.$$

Zur Deckung der Druckhöhenverluste in der Steuerung ist der Boden des Betriebsbehälters, wenn man den Verlust auf 1,2 bis 1,4 m schätzt, etwa 21 m über der Unterflache des Gegengewichtskolbens bei höchster Stellung einzubauen. Diese Höhe ist bei den Gebäuden grosser Städte durch das Dachgeschoss geboten, weil die Cylinder im Keller untergebracht und dort in den Untergrund eingesenkt werden. Es bedarf somit für die vorliegenden Verhältnisse keiner Vergrösserung von d_2 mit entsprechender Veränderung der übrigen abhängigen Werthe, um H zu ermässigen.

Der Wasserverbrauch des Aufzuges beträgt für jeden vollen Hub

$$\frac{\pi D_2^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \cdot 3,97^2}{4} \cdot \frac{165}{3,5} = 584 \text{ Liter}.$$

Die aufgewendete Arbeit zum Ergänzen der Behälterfüllung ist $= 584 \cdot 21 = 12264 \text{ kgm}$ und die hiermit bei voller Belastung und voller Hubhöhe durch den Aufzug geleistete Nutzarbeit $= 300 \cdot 16,5 = 4950 \text{ kgm}$, mithin der Wirkungsgrad der Maschine

$$\eta = \frac{4950}{12264} = 0,40.$$

Im Falle einer Ausführung ist noch zu erwägen, dass im Hinblick auf die grossen Trägheitsmassen die für den Steuerapparat in Rechnung gestellte Druckhöhe, welche beim Anlassen, wegen der erst allmählich auftretenden Durchflussgeschwindigkeit als Beschleunigungskraft zur Verfügung steht, nicht ausreicht, genügend schnell die erforderliche Fahrgeschwindigkeit zu erreichen, und dass deshalb hierfür noch eine weitere Steigerung der Druckhöhe nothwendig ist, die andererseits auch eine Vermehrung des Gegengewichts gestattet, und hierdurch gleichzeitig für das Senken einen entsprechenden Überdruck liefert. Opfert man für diesen Zweck eine Erhöhung der Triebkraft um etwa 50 kg, so sinkt das Güteverhältniss der Maschine im Verhältniss der Druckhöhenvergrösserung unter 0,4.

Die grossen Arbeitsverluste werden durch die erheblichen Reibungswiderstände der Kolbengleitdichtungen bedingt, die sowohl unmittelbar Arbeit aufzehren, als auch mittelbar dadurch nachtheilig einwirken, dass sie das zulässige Gewicht des Gegenkolbens, der zum Ausgleich der toten Lasten dient, sehr beschränken. Im vorliegenden Fall werden von der toten Last des Aufzuges, im Betrage von 830 kg, durch den 1800 kg schweren Gegenkolben bei der Übersetzung 3,5 nur 514 kg, d. h. etwa 60% ausgeglichen, und dieses wenig günstige Verhältniss tritt dadurch besonders in den Vordergrund, dass bei allen direkt wirkenden Aufzügen für kleine Lasten und grosse Förderhöhen das Eigengewicht der bewegten Massen, im Verhältniss zur Nutzlast, sehr gross ausfällt. Da die Reibungswiderstände mit den Durchmessern der Kolben zunehmen, gestalten sich die Verhältnisse noch ungünstiger, wenn entweder d_2 oder φ grösser gewählt wird, weil sich die Durchmesser D_1 und D_2 mit d_2 und φ nach Massgabe der Vergleichstabelle, S. 645, steigern. Weiter oben ist bereits klargelegt, dass für die gewöhnlichen, dem durchgerechneten Beispiel zu Grunde gelegten Bedingungen d_2 nicht kleiner gewählt werden kann, vielmehr mit Rücksicht auf ruhigen, schwankungslosen Kolbenlauf d_2 mit höherer Sicherheit gegen Knickdeformationen eher grösser zu wählen ist. Auch eine Verkleinerung von φ erscheint wegen der Tiefe des Senkschachtes für den Gegencylinder nicht empfehlenswerth. Da bei einer bestimmten Grösse von d_2 und bei fester Entscheidung über φ die Werthe von D_1 und D_2 für mässige Kolbenreibung und Gegencylinderdurchmesser in engeren Grenzen gewählt werden müssten, als nach den Tabellenwerthen S. 645, ist zu untersuchen, wie sich die Betriebsverhältnisse, unter Verzicht auf die Unveränderlichkeit des

Betriebsdruckes während der Fahrt gestalten, falls man dafür den Hauptwerth auf möglichst kleine Abmessungen des Scheibenkolbens legt. Zum Vergleich werde ein Entwurf von R. Cramer herangezogen, der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft für die gleiche Last und Förderhöhe, wie im vorstehenden Beispiel, mit der sehr nahe übereinstimmenden Übersetzung $\varphi = 3,43$ statt 3,5 ausgeführt ist. Soll D_2 und D_1 kleiner gewählt werden, als den Tabellenwerthen S. 645 für φ entspricht, so fällt auch die Druckübersetzung $D_2^2 : (D_2^2 - D_1^2)$ entsprechend kleiner aus, und der von der Gebäudehöhe abhängige Werth von H lässt sich dann nur innerhalb der üblichen Grenzen 20 bis 25 m halten, wenn man d_2 für die Förderlast angemessen vergrößert. Dies entspricht gleichzeitig den bereits weiter oben geltend gemachten Forderungen grösserer Sicherheit gegen Knickdeformationen. In der Cramer'schen Konstruktion ist $d_2 = 125$ mm. Auf Grunde der früher eingehend klargelegten Rechnungsweise erhalten wir hierfür bei 10 mm Wandstärke, für das

Rohrgewicht nebst den Schussmuffen	550 kg.
Gewicht der Kernwassersäule	150 "
Gewicht des Förderkorbes	300 "
Summa $Q =$	1000 kg.
Hierzu $P =$	300 "
ferner $R_2 =$	60 " schätzungsweise
und $R_3 =$	50 " wie früher.

Die Summe der Kolbenbelastung, Eigengewichte
und Widerstände 1410 kg.

Daraus berechnet sich der Wasserdruck unterhalb des Treibkolbens

$$\text{beim Heben mit voller Last} = \frac{1410}{12,5^2 \pi} = 11,5 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{und beim Senken mit leerer Förderschale} = \frac{890}{12,5^2 \pi} = 7,25 \text{ kg/qcm}$$

Mit den Werthen $h_3 = 0$, $\varphi = \frac{D_2^2 - D_1^2}{d_2^2} = 3,43$, $Q - (R_2 + R_3) = 890$, $\frac{\pi d_2^2}{4} = 1,227$ qdcm, $h_2 = 165$ dcm und $\gamma = 1$ schreibt sich die Senkgleichung 283 in der Form

$$\left(\frac{890}{1,227} - 165 \right) 1,227 \cdot 3,43 \geq G + R_1$$

$$2358 \geq G + R_1.$$

Beschränkt man den Stangendurchmesser des Gegenkolbens D_1 , wie in der Ausführung, auf 295 mm, statt nach Gleichung 287, S. 644, $D_1 = \varphi d_2 = 3,43 \cdot 125 = 428$ zu wählen, so folgt aus dem angenommenen Verhältniss $\varphi = 3,43$ für $D_2^2 - D_1^2 : d_2^2$

$$D_2 = \sqrt{3,43 \cdot 125^2 + 295^2}$$

$$D_2 = 375 \text{ mm.}$$

Für diese Werthe ist der Reibungswiderstand im Voreylinder aufgrund derselben Rechnungsweise wie früher.

beim Senken mit leerer Förderschale $R_1 =$	190 kg
beim Heben mit voller Last $R_1 =$	240 "
und demnach $G \leq 2358 -$	190 ≤ 2168 "

Weiter erhalten wir mit den vorliegenden Werthen die Hubgleichung 282

$$\left[\left(H + \frac{165}{3,43} \right) 2,623 - \frac{165}{3,43} + \frac{2168 - 240}{4,21} \right] 1,227 \geq 1410.$$

$$H = 234 \text{ dcm} = 23,4 \text{ m.}$$

Auch hier wird in der Ausführung, mit Rücksicht auf die Druckhöhenverluste in der Steuerung, eine kleine Steigerung von H auf etwa 24,6 m erforderlich. Der Werth liegt noch innerhalb der zulässigen Grenzen. Hätte sich H grösser ergeben, so wäre durch Vergrößerung von D_1 und demgemäss auch von D_2 die Druckübersetzung $D_2^2 : (D_2^2 - D_1^2)$ zu erhöhen und hierdurch H zu verkleinern.

Zur Prüfung des Einflusses der gewählten Verhältnisse auf die Schwankungen der Triebkraft sind zum Vergleich noch die Beziehungen 278 und 284 S. 643 und 644 mit $H = 234$ dcm auszuwerthen.

Wir erhalten mit Gleichung 278

$$\left(234 \cdot 2,623 + 165 + \frac{2168 - 240}{4,21} \right) 1,227 = 1520 \text{ kg, gegen } 1410 \text{ aus Gleichung 282,}$$

d. h. die Triebkraft des Aufzuges ist beim Heben in der tiefsten Stellung um 110 kg grösser, als in der höchsten.

Die Gleichung 284 lautet mit den vorliegenden Werthen:

$$\left(\frac{890}{1,227} + \frac{165}{3,43} \right) 4,21 - \frac{165}{3,43} \cdot 11,04 = 2724 \text{ für } G + R_1, \text{ gegen } 2358 \text{ aus Gleichung 283,}$$

d. h. die Senkkraft des Aufzuges ist bei leerer Förderschale in der höchsten Stellung um 366 kg grösser, als in der tiefsten.

Der grössere Werth der Senkkraft im Verhältniss zum Triebkraftüberschuss beim Anfahren aus der tiefsten Stellung entspricht dem Umstande, dass die Masse des in Bewegung zu setzenden Gegenkolbens erheblich grösser ist als die Masse des Aufzugkolbens mit seinem Förderkorb.

Der Aufzug verbraucht für den vollen Hub $\frac{3,75^2 \cdot \pi \cdot 165}{4 \cdot 3,43} = 530$ Liter von 24,6 m Druckhöhe, also eine Arbeit von $530 \cdot 24,6 = 13038$ kgm und leistet mit 300 kg Nutzlast bei 16,5 m Förderhöhe $300 \cdot 16,5 = 4950$ kgm. Mithin folgt als Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{4950}{13038} \sim 0,38$$

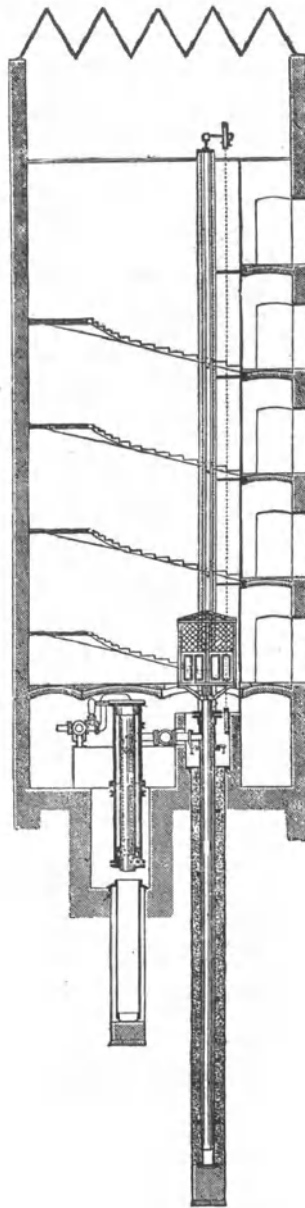


Fig. 587.

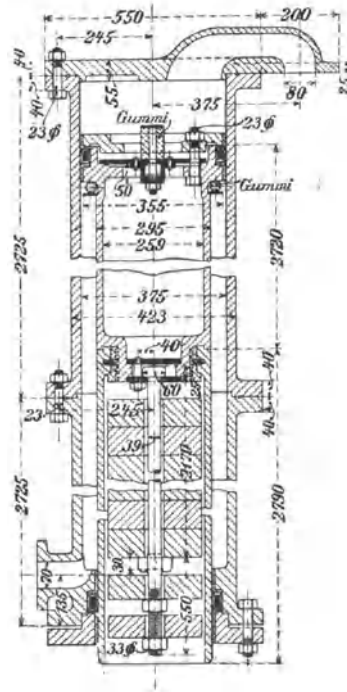


Fig. 588.

Ähnlich wie beim Edoux'schen Aufzug stellt sich auch hier heraus, dass bei Erfüllung aller Betriebsforderungen der Verzicht auf die vollständige Unveränderlichkeit der Triebkraft während der Fahrt schliesslich einen nahezu gleich hohen Wirkungsgrad liefert, wie sich mit vollständigem Ausgleich der wechselnden Druck-

höhen erzielen lässt. Der Verzicht auf den vollständigen Ausgleich ist aber bei der Cramer'schen Bauart noch mehr, als bei der Edoux'schen geboten, weil sich hier neben den Vortheilen für das leichtere Anfahren und das sanftere Anhalten auch nur auf diesem Wege die Abmessungen des Gegencylinders innerhalb wünschenswerther Grenzen halten lassen.

Im übrigen lässt der Vergleich beider Konstruktionen erkennen, dass der Wirkungsgrad des Cramer'schen Aufzuges eher noch etwas niedriger ist, als für den von Edoux, und die Anlage wird erheblich theurer, die Unterhaltung schwieriger. Die Cramer'sche Bauweise bietet aber den Vorzug, dass Ketten, wie Gurte ganz vermieden sind, dass trotz der vergrößerten Gegengewichtsmassen ihr Trägheitsvermögen, wegen der in eben dem Masse geringeren Geschwindigkeit kleiner ausfällt, weil die Trägheitskräfte nur mit der ersten Potenz der Masse, dagegen mit der zweiten Potenz der Geschwindigkeit wachsen.

Die Gesamtanordnung des besprochenen Aufzuges ist in Fig. 587 nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft für die Dependence des Central-Hôtels zu Berlin skizzirt, der Gegencylinder in grösserem Massstabe in Fig. 588 gezeichnet.*) Der Kolben ist so gebaut, dass sowohl der obere Hohlraum mit schweren Massen ausgefüllt, wie auch die Belastung ausserdem noch durch die unten eingehängten Gewichte bis auf das erforderliche Mass gesteigert werden kann. Dass die Lederstulpen im Kolben und in der Stopfbüchse besser durch Baumwollpackung zu ersetzen sind, ergibt sich aus früheren Hinweisen auf den schnellen Verschleiss von Leder auf Gusseisen. Der Gegencylinder hängt in einem ausgemauerten Fundamentschacht, der für die austretende Kolbenstange durch ein Bohrloch mit eingesenktem Blechrohr brunnenförmig vertieft ist.

Direkt wirkender Aufzug von Ellington mit hydrostatischem Gegengewicht und Druckübersetzung.

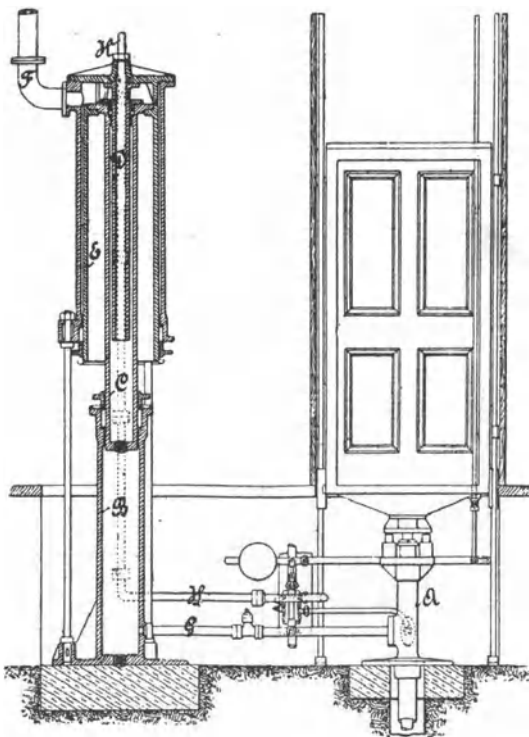


Fig. 589.

Ellington hat bei Aufzügen für den Ausgleich der toten Lasten und der wechselnden Druckhöhe die in Fig. 589 skizzirte Anordnung gewählt, welche durch die Hydraulic Engineering Company zu Chester mehrfach ausgeführt ist. Er belastet zum Ausgleich der bewegten toten Aufzugmassen und der wechselnden Druckhöhe den als

Tauchkolben ausgeführten Gegenkolben *E* mit einer Wassersäule, die durch das freie Einströmrohr *F* einem hochgelegenen Hilfsbehälter entnommen wird und beim Rücktrieb wieder in denselben zurückfliesst. Die Kolbenstange *C* schiebt sich mit einer Stopfbüchse über das Kernrohr *D*, das vermittelst des Rohres *H* durch den Steuerapparat aus der Druckleitung gespeist wird und die unten geschlossene Kolbenstange als Stempel in den Gegencylinder *B* hineintreibt,

*) Eine ausführliche Darstellung der ganzen Anlage findet sich in der Sammlung von Zeichnungen für die Hütte 1884, Taf. 4a, b u. s. f.

der durch G in freier Verbindung mit dem Aufzugcylinder A steht. Wird H mit dem Ablauf verbunden, so vermittelt der Überschuss des Aufzuggewichtes den Rücklauf sämtlicher Kolben. Es ist zunächst klar, dass mit der Abnahme der Druckhöhe im Aufzugcylinder, beim Aufwärtsfahren die stetige Gegengewichtsbelastung des Kolbens E durch die Zunahme der Druckhöhe aus dem Hilfsbehälter wächst, wobei auch gleichzeitig die Druckhöhe für den hohlen Treibkolben C zunimmt, und dass sich hiermit der beabsichtigte Ausgleich auf Grund von Rechnungen, die ganz nach dem früher eingeschlagenen Wege durchzuführen sind, erreichen lässt. Da der Betriebsdruck in dem Cylinderkolben C auf einen Querschnitt wirkt, der gleich dem äusseren Durchmesser des feststehenden Kernrohres D ist, während die Druckfläche im Gegencylinder B dem vollen Querschnitt von C entspricht, so findet gleichzeitig eine Druckübersetzung statt, die im umgekehrten Verhältniss zu den Querschnitten steht und die spezifische Pressung im Aufzugcylinder gegenüber der in der Druckleitung herabsetzt, soweit nicht andererseits durch den Gegengewichtskolben eine Erhöhung eintritt. Ellington erreicht, wie ersichtlich, mit erheblich verwickelterer Bauart nicht mehr als Cramer, so dass auf die Konstruktion im einzelnen nicht näher einzugehen ist. *)

Direkt wirkender Aufzug mit Gegenkolben und hydraulischem Gestänge für Druckübersetzung mit theilweisem Wiedergewinn der verbrauchten Füllung, von Cramer-Hoppe.

Die hydraulische Belastung, welche Ellington für seinen Gegengewichtskolben einem Hilfsbehälter entnimmt, in den die verbrauchte Füllung jedesmal beim Senken des Aufzuges zurückströmt, hat Cramer dazu veranlasst, diese Belastung unmittelbar der Hauptleitung zu entnehmen und die Gegengewichtswassersäule durch den sinkenden Aufzugkolben in den Akkumulator zurückzupressen. Der Gedanke ist für Aufzüge im Berliner Packhof durch Hoppe ausgeführt, bei denen es sich gleichzeitig darum handelte, den verfügbaren Betriebsdruck von 50 Atm. auf etwa 24 Atm. herabzusetzen, um für die erforderliche Knickfestigkeit der Kolben, die bei 17,4 m Förderhöhe mit 2000 kg Nutzlast, 300 kg Karrenge wicht und 1460 kg Förderkorbgewicht belastet sind und ein Eigengewicht von etwa 1270 kg haben, genügend grosse Querschnitte zu gewinnen. **) Die äussere Form der Vordruckcylinder ist in der schematischen Skizze, Fig. 590, gezeichnet, und unterscheidet sich von der Ellington'schen nur dadurch, dass hier das feststehende Kernrohr B in freier Verbindung mit der Akkumulatorleitung steht, die andererseits durch den Steuerapparat auch mit dem äusseren Ringraum C des oberen Gegencylinders in Verbindung gesetzt werden kann und dann den Kolben D abwärts treibt. Die verstärkte Fortsetzung von D , der Tauchkolben E , treibt seine Cylinderfüllung in den frei angeschlossenen

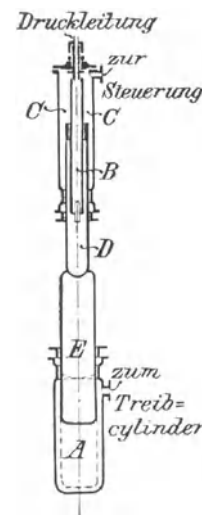


Fig. 590.

*) Vergl. über die leitenden Gesichtspunkte der vorstehend besprochenen Konstruktionen auch: Claussen, Neuerungen an hydraulischen Aufzügen. Stosswirkungen des Wassers in Druckleitungen und ihre Beseitigung, sowie Ersatz der Gegengewichtsketten durch Wasser. Glasers Annalen 1894, S. 47, 71, 99, 123 u. 131. Der Aufsatz enthält Druckmessungen und Diagramme.

**) Zeitschrift für Bauwesen 1887, S. 524. Keller, Die Tiefbauten und Hebewerke des Berliner Packhofes. Die Aufzugkolben sind zum Vermindern der Knickbelastung, wie in früher besprochenen Fällen, hohl und unten offen ausgeführt, um die eintretende Druckwassersäule unmittelbar mit zum Tragen der Kopflast auszunutzen.

Aufzugcylinder. Beim Heben wird der volle Querschnitt des Kolbens D theils durch die innere Füllung, theils durch Einströmen des Druckwassers aus dem Steuerapparat mit dem Betriebsdruck belastet. In der Ausführung ist der äussere Durchmesser von $D = 414$ mm, der volle Querschnitt daher 1346 qcm und bei 600 mm Durchmesser des unteren Plungers E die hydraulische Pressung im Cylinder A , abgesehen von dem Einfluss des Kolbengewichtes und der Dichtungsreibungen, im Verhältniss von $414^2:600^2$ kleiner, als im oberen, also annähernd halb so gross. Der Kolbenquerschnitt von E ist bei 190 mm Durchmesser des Aufzugkolbens etwa zehnmal so gross wie dieser und sein Hub demnach auf $\frac{1}{10}$ der Förderhöhe beschränkt.

Beim Senken treibt das Übergewicht des Aufzuges den Gegenkolben zurück, indem sich die Kernfüllung des Kolbens D durch B frei in die Druckleitung zurückergiesst, und der Inhalt des Ringraumes C durch den Steuerapparat in den Ablauf entweicht. Bei 250 mm äusserem Durchmesser des Kernrohres B beträgt die Belastung des Gegenkolbens $490 p$ kg, wenn p den Akkumulatordruck auf das qcm bezeichnet. Hierzu gesellt sich das Eigengewicht und der Einfluss der verschiedenen Stopfbüchsenreibungen bis zum Akkumulator, der durch das zurückgedrängte Wasser wieder gespeist wird. Die S. 643 u. f. durchgeführten Rechnungen, die sich in entsprechender Weise leicht auch auf die vorliegende Konstruktion übertragen lassen und zum vollständigen Überblick für die Bedingungen beim Heben mit voller Last und beim Senken mit leerer Förderschale für die Grenzstellungen aufzustellen sein würden, führen zu dem Schluss, dass auch hier nur ein sehr beschränkter Ausgleich der toten Lasten und ein mässiger Nutzeffekt zu erwarten ist, obgleich die Anlage noch theurer und verwickelter, als die Konstruktion mit freiem Gegengewichtskolben ausfällt, und die innenliegende Stopfbüchsendichtung erhebliche Schwierigkeiten bereitet. Die Abnahmeversuche ergaben einen Nutzeffekt von etwa $0,47$ bis $0,54$, je nachdem man die Lastkarren als tote Last oder als Nutzlast in Anrechnung bringt, bei $0,4$ m Fördergeschwindigkeit mit voller Last und $0,26$ m Senkgeschwindigkeit mit leerem Förderkorb. Hierbei darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass der verhältnissmässig hohe Gütegrad wesentlich in dem hohen Betriebsdruck seinen Grund hat, der in seiner Leistung durch Führungswiderstände, Verluste in der Steuerung u. s. f. procentual erheblich weniger beeinflusst wird, als niedrige Spannungen, und dass andererseits hoher Akkumulatordruck mit Treibkolben und Flaschenzugübersetzung, bei bedeutend geringeren Gesamtanlagekosten der Maschine und leichter Überwachung, wie spätere Rechnungen zeigen werden, noch Wirkungsgrade von $0,6$ und mehr liefert. Die Ausgleichvorrichtung verursachte im vorliegenden Fall allein einen Aufwand von etwa 5000 Mark.

Im Vergleich zu der Konstruktion von Ellington verdient die von Cramer-Hoppe den Vorzug, weil sie einen besonderen Hilfsbehälter mit anschliessender Rohrleitung entbehrlich macht und den hohen Betriebsdruck für das Gegengewicht ausnutzt, also die erforderlichen Druckflächen verkleinert.

Aufzug von Leroy.

D. R. P. 29531.

Bei weitem weniger glücklich ist noch eine andere Abänderung der Ellington'schen Bauart durch Leroy, den Aufzugcylinder in den Kern des Gegencylinders einzusetzen, den Gegengewichtskolben als Ringkolben und den Aufzugkolben als Scheibenkolben auszuführen, dessen obere Ringfläche aus einem Hilfsbehälter mit einer Wassersäule belastet wird. Die Höhe derselben nimmt bei der Auffahrt durch Zurückströmen in den Behälter in

eben dem Masse ab, wie sich die Druckhöhe der treibenden Wassersäule unter dem Aufzugkolben vermindert. Bei der umgekehrten Bewegung füllt sich der Raum über dem Scheibenkolben wieder selbstthätig aus dem Hilfsbehälter und liefert einen Ausgleich für die Abnahme der Senkkraft des Aufzuges.

Die freie Verbindung zwischen dem Gegencylinder und dem unteren Treibcylinderraum wird durch Löcher im Kerneylinder über der Bodenplatte vermittelt. Andererseits ist auch die Stange des Aufzugkolbens als Rohr hergestellt und oberhalb des Scheibenkolbens durchbohrt, um den inneren Hohlraum mit für die zusätzliche Wasserbelastung auszunutzen.

Trotz einer Reihe sinnreicher Gedanken und der Vorsicht, sowohl den äusseren Gusseisencylinder mit einem Messingfutter auszukleiden, wie den Kerneylinder und das Kolbenrohr ganz aus gezogenen Messingrohren herzustellen, um Verschleiss durch Rost möglichst fern zu halten, bleibt doch der Schutz für die Dichtungen nur ein beschränkter, wenn auch jahrelange Dauer anzunehmen ist. Jedes Erneuern einer Liderung erfordert das vollständige Herausnehmen des betreffenden Kolbens. Bei den grossen Förderhöhen der Personenaufzüge, im vorliegenden Fall 18 m, verursacht diese Arbeit unverhältnissmässig lästige Störungen und Unkosten.*)

Hoppe's hydrostatischer Ausgleich der veränderlichen Druckhöhe für direkt wirkende Aufzüge.

C. Hoppe hat die Konstruktion von Leroy wesentlich vereinfacht. Er verwendet nur einen Scheibenkolben mit hohler Stange und beseitigt den störenden Einfluss der zwischen den Fördergrenzen wechselnden zusätzlichen Betriebsdruckhöhe dadurch, dass er das Druckwasser im tiefsten Punkt des Cylinders unter den Scheibenkolben ein- und austreten lässt, während er den oberen Cylinderraum mit einem auf der Kellersohle aufgestellten Hilfsbehälter durch eine im Cylinderkopf einmündende doppelte Rohrleitung in freie Verbindung setzt. Die Wasserfüllung dieses Hilfsbehälters tritt je nach der Laufrichtung des Kolbens in den Treibcylinder über oder wird wieder zurückgedrängt und liefert für jede Kolbenstellung eine Gegendruckssäule von derselben Höhe, wie die Veränderung der Druckhöhe des Betriebswassers auf der anderen Kolbenseite unterhalb der Kellersohle. Um aber auch annähernd denselben Druckquerschnitt zu gewinnen und dadurch den Ausgleich möglichst vollständig herzustellen, ist die hohle Kolbenstange dicht über dem Scheibenkolben mehrfach radial durchbohrt, so dass die Gegendruckwassersäule auch in die Stangenhöhlung eintritt und die Kerndruckfläche, mit Ausnahme des ringförmigen Stangenquerschnitts, belastet. Der für den Druckausgleich unwirksame Ringquerschnitt der Stange lässt sich ziemlich weit beschränken, wenn man die im übrigen für die Stange erforderliche Knickwiderstandsfähigkeit durch möglichst grossen äusseren Durchmesser bei dünner Wandung erzielt, weil in der Ausführung der Stangendurchmesser nur so viel kleiner als der Scheibenkolbendurchmesser gewählt zu werden braucht, dass die Gegendruckwassersäule frei hin- und herspielen kann. Dieses Spiel lässt sich ausserdem durch eine Erweiterung des Cylinderkopfes oberhalb der Scheibenkolbenbahn und durch einen Lufteinlass im höchsten Punkt der hohlen Kolbenstange erleichtern. Im übrigen wird im Betriebe der nicht ausgeglichene Druckquerschnitt des Stangenringquerschnitts für den Beschleunigungsüberdruck beim Anfahren aus der tiefsten Stellung nutzbar und liefert umgekehrt beim Zurücksenken in die tiefste Stellung einen erwünschten Bremswiderstand.

*) In den Verhandlungen zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen hat Specht 1891 den Aufzug in seinem Aufsatz: Die gebräuchlichsten Bauarten der Personen- und Lastenaufzüge, Taf. X, veröffentlicht.

Die sinnreiche Konstruktion bietet demnach in einfacherer Form dieselben Vortheile, wie die vorstehend behandelten Ausführungen zum hydrostatischen Ausgleich der wechselnden Druckhöhen oder des veränderlichen Auftriebes, aber auch hier verlangt der verwendete Scheibenkolben, wie bei Leroy, vollständig ausgebohrte Cylinder und besondere Vorkehrungen, um zum Auswechseln schadhafter Liderung den ganzen Kolben aus dem Cylinder herausheben zu können.*)

Selbstthätige Durchflussregler als Fahrgeschwindigkeitsbremsen für hydraulische Aufzüge.

Aus den vorstehenden Beispielen geht hervor, dass die Aufzüge mit unmittelbar wirkendem Druckkolben einen erheblichen Triebkraftüberschuss verlangen, um angesichts der grossen Beschleunigungswiderstände der toten Massen die Anlaufperioden beim Heben der vollen Last, wie beim Senken des leeren Förderkorbes ausreichend zu verkürzen. Hieraus erwächst aber die Gefahr, dass der leere Fahrstuhl unzulässig rasch aufsteigt oder der Aufzug mit voller Last bedenklich schnell niedergeht, wenn unachtsam gesteuert wird. Als Schutz gegen diese Gefahr pflegt man entweder hydraulische Bremsen in die Rohrleitung einzubauen, die den Durchfluss selbstthätig drosseln, sobald die Durchflussgeschwindigkeit die regelrechte Grenze überschreitet, oder man stellt Centrifugalregulatoren auf, die vom Fahrstuhl aus angetrieben werden, und lässt sie auf Aufzugbremsen oder Durchflussregler in der Druckleitung einwirken. Der Antrieb des Regulators wird in bekannter Art durch ein Seil ohne Ende vermittelt, das unten und oben im Fahrschacht über Leitrollen geführt, mit beiden Enden am Fahrstuhl befestigt ist und an dessen Lauf theilnimmt. Hierbei kann ferner das Seil unmittelbar eine Centrifugalbremse in Thätigkeit setzen, die seine Geschwindigkeit und damit die des Fahrstuhls begrenzt, oder die Triebseilenden des Centrifugalregulators werden mit den Einrückhebeln der Fahrstuhlfangbremsen am Förderkorb verbunden und wirken auf die Bremsfanghebel ein. Da die verschiedenen Fahrstuhlbrems- und Fangapparate schon im ersten Bande behandelt wurden, sind hier nur noch die hydraulischen Bremsen zum Regeln der Durchflussgeschwindigkeit zu besprechen.

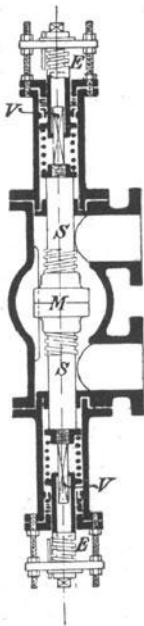


Fig. 591.

Hydraulische Bremse der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

D. R. P. 27 181.

Die Geschwindigkeitsbremse, Fig. 591, ist als Federwage gebaut. Mit wachsender Durchflussgeschwindigkeit weicht die Spindel *S* durch den Wasserdruck gegen die Muffe *M* aus und verengt den Durchflussquerschnitt im äussersten Fall bis zum vollkommenen Abschluss. Bei der symmetrischen Anordnung aller Theile wirkt die Federwage für Heben und Senken in gleicher Weise; ihre Empfindlichkeit kann an Ort und Stelle geregelt werden. Die Spannung der beiderseitigen Stützfedern wird durch Nachziehen oder Nachlassen der äusseren Widerlagplatten verändert. Gleichzeitig lässt sich aber auch die innere Spindel *S* durch den Eingriff ihrer vierkantigen Endzapfen *V* in die hohlen Stellspindeln *E* von aussen drehen, welche in die Widerlagplatten eingesetzt sind und damit die zweitheilige Muffe *M* auf dem Rechts- und Linksgewinde der

*) Eine Skizze der Gesamtanordnung findet sich in Dingler, April 1896, S. 80.

Kernspindel auseinander- oder zusammenschrauben, so dass der Ausschlag der Wage bis zum vollständigen Abschluss des Durchflusses je nach Bedarf verschieden gross ausfällt. Die achsiale Verschiebung der Muffenhälften wird beim Drehen der Kernspindel *S* durch einen Schlitz und eine seitlich im Gehäuse angegossene Führungsrippe gesichert und die nachträgliche, willkürliche Drehung der Stellspindeln durch Einschieben von Nuthfedern in die Widerlagplatten gehindert.

Geschwindigkeitsregler von Gebr. Weismüller.

D. R. P. 53 484.

Gebr. Weismüller verwenden für denselben Zweck den in Fig. 592 gezeichneten, cylindrischen Drehschieber, der je nach der Durchflussrichtung

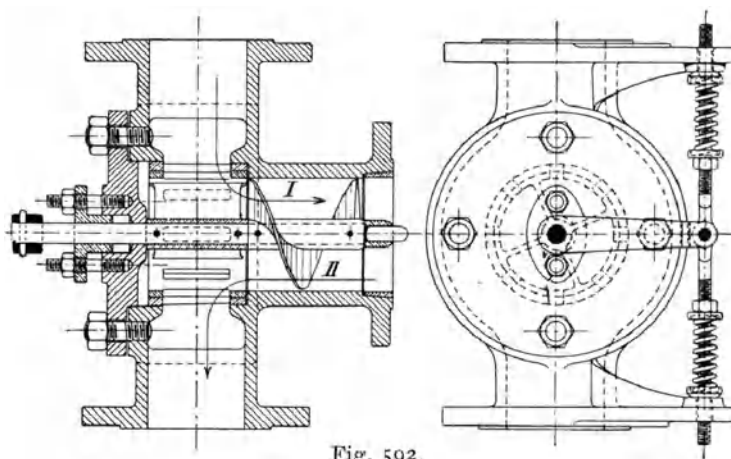


Fig. 592.

durch den Wasserdruck gegen die steilgängige Schaufelschnecke auf seiner Achse in einem oder im anderen Sinne gedreht wird und mit steigender Durchflussgeschwindigkeit den Wasserstrom zunehmend drosselt, indem der äussere Arm den Gegendruck seines Federwiderlagers überwindet.

Hydraulische Bremse von C. Flohr.

D. R. P. 45 797.

C. Flohr schaltet in die Durchflussleitung einen Kolbenschieber als Bremsventil ein, Fig. 593, S. 656, der für gewöhnlich durch sein Eigengewicht in der gezeichneten tiefsten Stellung verharrt und dem Wasser durch die siebförmig durchlochte Mantelfläche des Gehäusefutters freien Durchtritt gestattet. Der Raum unterhalb des Kolbenschiebers wird durch einen kleinen Steuerschieber mit der Druckleitung in Verbindung gesetzt, sobald der mittelst eines endlosen, an den Fahrstuhl angeschlossenen Schnurlaufes beim Auf- und Niederfahren angetriebene Regulator ausschlägt und die Schieberstange senkt. Damit hebt sich der Kolbenschieber und drosselt den Durchfluss, bis wieder die regelrechte Fördergeschwindigkeit eintritt und sich durch Sinken des Regulators der kleine Bremssteuerschieber auf Abwasser für den selbstthätigen Niedergang des Bremskolbenventils einstellt.

Für Aufzüge mit einem Cylinder werden die hydraulischen Bremsen zwischen dem Steuerapparat und dem Aufzugeylinder eingeschaltet. Wenn ein Vorcylinder vorhanden ist, baut man das Bremsventil erst hinter diesem ein. Die selbstthätigen Bremsventile dienen gleichzeitig als Rückschlagventile bei etwaigen Rohrbrüchen, da sie in solchen Fällen durch den frei

abströmenden Wasserstrahl in die volle Abschlusslage gedrängt werden. Die Flohr'sche Konstruktion bietet diesen Schutz nicht, weil der Brems-

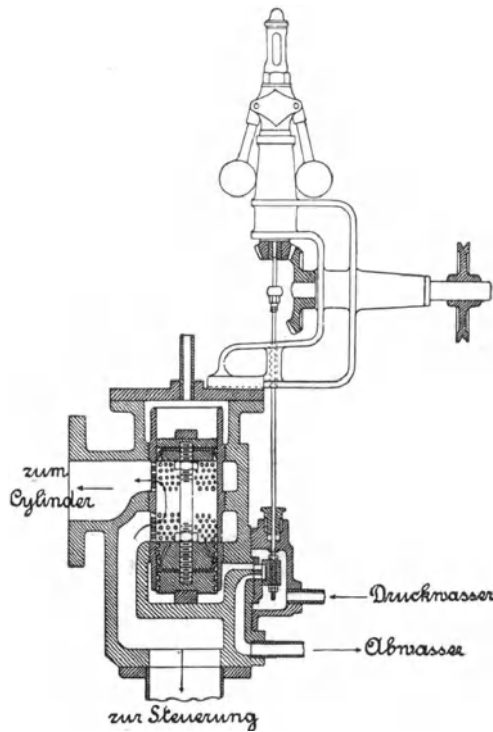


Fig. 593.

dass man die Anlage den örtlichen Verhältnissen ohne schwierige Erdarbeiten anpassen und sonst unbenutzbare Räume verwerthen kann. Schaltet man gleichzeitig noch zwischen Kolben und Lastträger ein Übersetzungstriebwerk ein, so lassen sich auch die Cylinderlänge und der Kolbenhub auf bequeme Ausführungsgrenzen und mässigen Platzbedarf beschränken. Diese Bauart wird daher für Förderhöhen von 6 bis 20 m und darüber vorzugsweise gewählt, nachdem die früheren Vorurtheile gegen die Sicherheit des Betriebes mit Drahtseilen, auch für Personenaufzüge durch zuverlässige Konstruktionen und geeignete Schutzvorkehrungen überwunden sind. Ein amerikanischer, hydraulischer Aufzug mit Drahtseilen in Hoboken befördert 130 Personen gleichzeitig, also eine Nutzlast von über 9000 kg 44 m hoch, vom Ufer des Hudson zu einer darüber gelegenen Eisenbahnstation.**)

Aufzüge mit mittelbar wirkendem Treibkolben ohne Übersetzung.

Mit dem Verzicht auf die Übersetzung zwischen Kolben und Last geht von vornherein ein Theil der allgemeinen Vortheile verloren, aber auch diese Bauart ist hie und da ausgeführt und deshalb auf ihren Werth zu prüfen.

Aufzug von Freissler.

In Fig. 594 bis 596, S. 657 ist eine derartige Ausführung von Freissler aus dem Jahre 1873 skizzirt.***) Der Fahrstuhl B, für 2 Personen bestimmt,

*) Vergl. auch das hydraulische Bremsventil der Dampfkrahe von Nagel & Kaemp, Taf. 96, Fig. 4 u. 5, und den Geschwindigkeitsregulator von Stigler, Taf. 91, Fig. 15—17.

***) Engineering Mai 22. 1891.

***) Deutsche Bauzeitung 1874, S. 285.

kolben hier nur durch den Druck in der Zuleitung des Betriebswassers geschlossen werden kann. Im übrigen sind alle vorstehenden Durchflussbremsen für mittelbar und unmittelbar wirkende Treibkolben von Krahen und Aufzügen mit Druckwasserbetrieb benutzbar.*)

β. Aufzüge mit mittelbar wirkendem Treibkolben.

Zwischen dem Treibkolben und der Last eingeschaltete Seile oder Ketten bieten den wesentlichen Vortheil, dass Aufstellung und Lage der Treibcylinder unabhängig von der Förderbahn gewählt werden können, weil sich der Seillauf durch Leitrollen beliebig ablenken lässt. Die Betriebsmaschine kann wagrecht, geneigt oder stehend ausserhalb des Fahr-schachtes und, bei ausreichender Druckhöhe des Betriebswassers, auch in beliebigen Stockwerken des Gebäudes aufgestellt werden, so

ist unmittelbar mit seinem Treibkolben durch ein 14 mm starkes Drahtseil verbunden, das von der Leitrolle *C* frei in den oben offenen Cylinder *A* übertritt und den schweren Scheibenkolben trägt. Das Kolbengewicht zieht

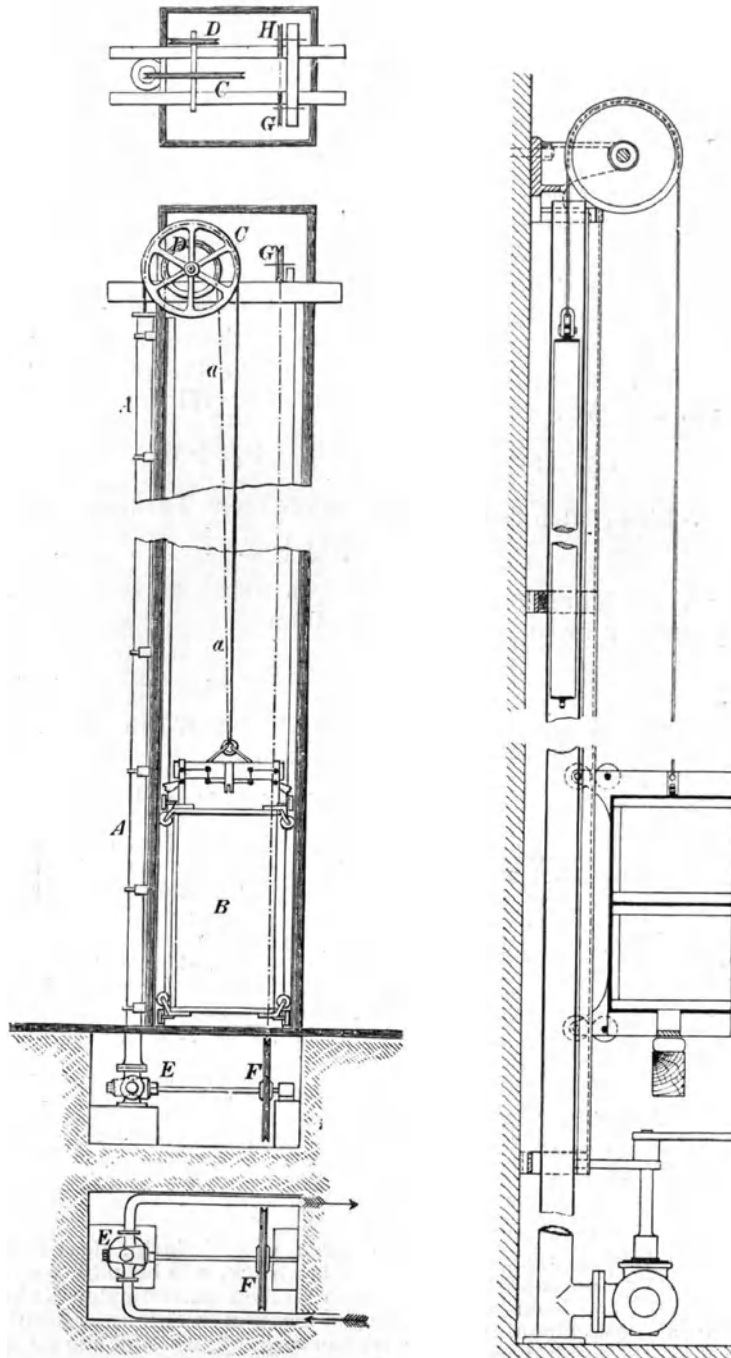


Fig. 594 bis 596.

Fig. 597.

den belasteten Fahrstuhl beim Abströmen des Druckwassers aus dem Cylinder in die Höhe, während der Kolben umgekehrt durch Einströmen von Druckwasser aufwärts getrieben wird, und der Aufzug durch sein Eigengewicht niedersinkt. Das Förderkorbgewicht ist mittelst eines besonderen Gegen

gewichtetes am Seil a bis auf den zum selbstthätigen Zurücksinken erforderlichen Überschuss ausgeglichen. Die Steuerung E wird durch ein Seil mit den Leitrollen F , G und H vom Fahrstuhl aus bedient.

Bezeichnet G_1 das Gewicht der leeren Förderschale,
 G_2 die Grösse des Gegengewichtes,
 G_3 das Kolbengewicht,
 Q die Nutzlast,
 R die Summe aller Reibungswiderstände im Cylinder und in den Führungen,
 d den Kolbendurchmesser,
 h die Förderhöhe,
 H die Druckhöhe des Betriebswassers, gemessen bis Kolbenunterfläche bei tiefster Stellung,
 γ das spezifische Gewicht des Wassers = 1 kg/cbcm,

so muss, unter Vernachlässigung der geringen Seilgewichte zum Zurücksinken der leeren Förderschale bis zum tiefsten Punkt in der höchsten Kolbenstellung, der Wasserdruck die Bedingung erfüllen,

$$(H-h)\gamma \frac{\pi d^2}{4} \geq G_3 - (G_1 - G_2) + R \quad \dots \quad 289.$$

und um den vollbelasteten Fahrstuhl bis an die obere Fördergrenze zu heben

$$G_3 \geq G_1 - G_2 + Q + R \quad \dots \quad 290.$$

Aus der Vereinigung beider Gleichungen durch Einsetzen des Werthes für $G_1 - G_2$ aus der zweiten in die erste folgt

$$(H-h)\gamma \frac{\pi d^2}{4} \geq Q + 2R \quad \dots \quad 291.$$

Hieraus bestimmt sich d für einen gegebenen Werth $H-h$ oder umgekehrt ($H-h$) für eine bestimmte Grösse von d .

Als Beispiel möge eine Nutzlast von 150 kg für 15 m Förderhöhe angenommen werden.

Da der leere Fahrstuhl beim Aufsteigen des Kolbens durch sein Übergewicht sein Gegengewicht in die Höhe ziehen und dabei die beiderseitigen Führungswiderstände überwinden muss, wie auch gleichzeitig die anfängliche Beschleunigung zu leisten hat, wird $G_1 - G_2$ nicht wohl kleiner, als 50 kg gewählt werden dürfen. Der Gesamttreibungswiderstand des Kolbens und der Führung R werde auf $R = 50$ kg geschätzt und ferner zunächst angenommen, dass der Betriebsbehälter in 26 m Höhe aufgestellt werden kann. Rechnen wir von der verfügbaren Druckhöhe 1 m auf Verluste in der Steuerung ab, so ist $H = 25$ m und $H-h = 100$ dcm, $\gamma = 1$ zu setzen und hiermit nach Gleichung 291, $d = 1,8$ dcm = 180 mm, ferner nach Gleichung 290, $G_3 = 250$ kg.

Der Aufzug verbraucht für den vollen Förderhub $\frac{1,8^2 \pi}{4} \cdot 150 = \sim 382$ Ltr. von 26 m Druckhöhe, also ~ 9930 mkg und leistet damit $150 \cdot 15 = 2250$ mkg, besitzt somit einen Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{2250}{9930} \sim 0,23.$$

Die grossen Wirkungsverluste haben ihren Grund darin, dass sowohl beim Heben der anfänglich um 1,5 Atm. grössere Überdruck, wie beim Senken die Saugkraft des während der ersten 5 m unter dem Kolben auftretenden Vakuums von 1 kg/qcm nur als Beschleunigungskräfte ausgenutzt werden. Diese Kraftverschwendung und die damit verbundene Wasservergeudung sind um so grösser, je grösser d gewählt wird. Sofern die Druckwasserhöhe auf Kosten von d gesteigert werden kann, gestalten sich die Verhältnisse für kleinere Werthe von d günstiger. Wählen wir zum Vergleich $d = 105$ mm, so erhält man

$$H-h = \left(\frac{150 + 100}{\pi \cdot 1,05^2} \right) 4 = 288,7 \text{ dcm}$$

und somit $H = 43,8$ m, und unter Berücksichtigung des Druckhöhenverlustes in der

Steuerung von etwa 1 m die Aufstellhöhe des Betriebsbehälters ~ 45 m. Falls diese Höhe vorhanden ist, wird der Arbeitsaufwand für eine volle Cylinderfüllung mit 130 Ltr. von 45 m Druckhöhe = 5850 mkg für 2250 mkg Nutzarbeit, also

$$\eta = \frac{2250}{5850} \sim 0,38.$$

Die Eigenschaften des Freissler'schen Aufzuges beschränken seine Anwendbarkeit auf kleine Nutzlasten. Auch dann lassen sich nur annähernd die schon sehr mässigen Güteverhältnisse des Edoux'schen Aufzuges in bezug auf den Wirkungsgrad erreichen, wenn die Druckhöhen, im Verhältniss zur Förderhöhe, wesentlich grösser gewählt werden können, als dies bei den zum Vergleich herangezogenen Edoux'schen Aufzügen der Fall und mit offenen Druckwasserbehältern in gewöhnlichen Stadthäusern möglich ist, wenn der Aufzug alle Stockwerke bedienen soll.

Aufzug von Ph. Mayer in Wien.

D. R. P. 36412.

Ph. Mayer hat den Freissler'schen Aufzug für kleine Anlagen zum Fördern von Brennmaterialien in Wohnhäusern, für das Aufziehen von Akten, Speisen u. s. f. weiter vereinfacht, indem er das besondere Gegengewicht für den Förderkorb beseitigt und den Kolben frei ohne Dichtung im Standrohr als Schwimmer auf- und niedersteigen lässt, Fig. 597, S. 657. Der Förderwechsel wird hierbei ausschliesslich durch den Unterschied des Kolbengewichtes in der Luft und im Wasser vermittelt. Die Verhältnisse sind so zu wählen, dass der vollbelastete Fahrstuhl durch das Kolbengewicht beim Entleeren des Cylinders in die Höhe gezogen wird, während umgekehrt die leere Förderschale schwer genug sein muss, um das Kolbengewicht nach seiner Verminderung durch den Auftrieb der Wasserfüllung im Standrohr zu überwinden. Die Höhe des Rohres entspricht der Summe der Förderhöhe und der Kolbenlänge. Der Betriebsbehälter kann unmittelbar über dem Rohrkopf aufgestellt werden, weil es sich nur um die vollständige Füllung des offenen Rohres handelt.

- Bezeichnet G_1 das Förderschalengewicht,
- G_2 das Kolbengewicht,
- Q die Nutzlast,
- R den gesammten Reibungswiderstand während des Betriebes, im Standrohr, an der Seilrolle und in der Förderkorbführung,
- d den Durchmesser und l die Kolbenlänge,
- γ das specifische Gewicht des Wassers = 1 kg/cbcm,

so ist für die Auffahrt

$$G_2 \geq Q + G_1 + R \quad \quad 292.$$

und zum Senken des leeren Förderkorbes

$$G_2 - \frac{\pi d^2}{4} l \gamma + R \leq G_1 \quad \quad 293.$$

oder nach Einsetzen des Werthes für G_1 aus der zweiten in die erste Gleichung

$$\frac{\pi d^2}{4} l \gamma = Q + 2R \quad \quad 294.$$

Setzen wir $Q = 50$ kg, $G_1 = 50$ kg und R , das hier sehr klein ausfällt, = 20 kg, so folgt $G_2 \geq 120$ kg. Die letzte Gleichung gestattet die freie Wahl von l oder d . Da aber auch hier ganz ähnlich, wie beim Freissler'schen Aufzuge nur die Tragkraft der verbrauchten Wassersäule in der Endstellung für die Nutzlast ausschlaggebend ist, wächst die Wasserverschwendung mit d . Andererseits kann d nicht

beliebig klein gewählt werden, weil sonst l störend gross ausfällt. Wählen wir $d = 1$ dcm, so folgt mit $\gamma = 1$, $l = \frac{90}{\pi \cdot 1} \cdot 4 \sim 115$ dcm = 11,5 m.

Stellt man den Wasserbehälter nur 0,5 m über den Standrohrkopf auf, so ist seine Höhe über dem tiefsten Punkt des Aufzuges bei 14 m Förderhöhe = $14 + 11,5 + 0,5 = 26$ m.

Für ein gezogenes Standrohr genügen 5 mm Kolbenspielraum, und wir erhalten den Wasserverbrauch für den vollen Förderhub $\frac{1,05^2 \pi}{4} 140 = 121$ Liter von 26 m Druckhöhe mit einer Arbeitsleistung von $121 \cdot 26 = 3146$ mkg für $14 \cdot 50 = 700$ mkg Nutzarbeit, also den Wirkungsgrad $\eta = \frac{700}{3146} = 0,22$. Für grössere Lasten ist die Bauart überhaupt nicht anwendbar und auch nach der Patentschrift nicht beabsichtigt, aber selbst für kleinere Lasten als 50 kg wird das Güteverhältniss nicht wesentlich günstiger, weil die passiven Widerstände, die weniger von der Last, als von den unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Führungen abhängen, hier im Verhältniss zur Nutzlast noch mehr in den Vordergrund treten.

Aufzüge mit mittelbar wirkendem Treibkolben und Hubübersetzung durch Rollenzüge.

Otis-Aufzug der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

In Fig. 598, S. 661, ist der Aufzug von Hale in New-York schematisch skizzirt, der seit seinem ersten Bekanntwerden durch die Weltausstellung in Philadelphia vor allem durch Otis vielfach ausgeführt ist und jetzt unter dem Namen Otis-Aufzug weite Verbreitung gefunden hat.*) Die Maschine arbeitet mit einem Scheibenkolben, dessen obere Fläche ständig unter dem Druck der Betriebsleitung steht, während der untere Cylinderraum durch die Steuerung entweder in der skizzirten Weise mit dem Ablauf oder mit der Druckleitung verbunden wird. Bei geöffnetem Ablauf treibt die Druckwassersäule den Kolben nieder, indem gleichzeitig die abfliessende Cylinderfüllung unterhalb des Kolbens saugend wirkt. Die Summe der Saug- und Druckhöhe bleibt für den ganzen Förderhub unveränderlich und damit auch die Triebkraft, falls man von dem Lastwechsel durch das Eigengewicht des laufenden Fahrstuhlseiles und von dem geringen Einfluss des Kolbenstangenquerschnitts auf die Verschiedenheit der Druck- und der Saugfläche des Kolbens absieht.

Bei gesperrtem Ablauf und freier Verbindung zwischen dem oberen und dem unteren Cylinderraum hebt sich der entgegengesetzte Druck gegen die beiden Kolbenflächen annähernd auf, und das Übergewicht des Fahrstuhles zieht den entlasteten Kolben aufwärts, während der Förderkorb selbst sinkt, und die Füllung aus dem oberen Cylinderraum in den unteren übertritt. Der Grössenunterschied beider Räume, der durch die Kolbenstange erzeugt wird, veranlasst noch eine gleichzeitige, theilweise Wasserentnahme aus dem Druckrohr, die sich selbstthätig vollzieht.

Für Förderhöhen bis 20 m wird der Kolbenweg meist nur durch eine lose Kraftrolle im Stangenkopf mittelst des Fahrstuhlseiles im Verhältniss von 1 : 2 übersetzt. Grössere Förderhöhen verlangen stärkere Übersetzungen durch mehrrollige Flaschenzüge derart, dass die dem Atmosphärendruck entsprechende Saughöhe von ~ 10 m im Cylinder nicht überschritten wird, der Kolbenhub also ≤ 10 m bleibt. Meist findet man den Kolbenhub auf 8 m oder weniger beschränkt und auch für Förderhöhen ≤ 16 m bisweilen dreifache Übersetzung, um kurze Cylinder zu erhalten.

Der Kolben dient mit seiner Stange und ihrem Rollenkopf unmittelbar als Gegengewicht für die tote Fahrstuhllast und wird deshalb entweder als massiver, gusseiserner Klotz mit der erforderlichen Gleitdichtung aus-

*) Vergl. A. Riedler, Personen- und Lastenaufzüge, S. 62.

geführt oder auch mit getrennter Kopf- und Bodenplatte und besonderen Belastungsplatten zwischen beiden, die nach Bedarf in grösserer oder kleinerer Zahl eingeschaltet werden können.

Um die Kolben- und die Cylinderhöhe nicht störend weit zu steigern, pflegt man einen Theil der im ganzen erforderlichen Gegengewichtsplatten ausserhalb des Cylinders unmittelbar unterhalb des Rollenkopfes auf der Kolbenstange anzubringen. Unter allen Umständen ist aber das Gewicht des Kolbenkörpers mindestens gleich oder grösser, als die Resultante der aufwärts wirkenden Wasserdruckkräfte zu wählen, damit die langen Kolbenstangen ausschliesslich auf Zug beansprucht bleiben.

Hieraus ergeben sich mit wachsender Stangenstärke und mit zunehmendem Betriebsdruck sehr erhebliche Kolbengewichte, weil die untere Druckfläche um den Stangenquerschnitt grösser ist, als die obere, und auch die bedeutende Kolbenhöhe durch die Verschiedenheit der Druckwasserhöhen eine weitere Zunahme des Wasserdrucks gegen die untere Kolbenfläche im Vergleich zur oberen, erzeugt. Beim Bestimmen der entgegengesetzt gerichteten Kräfte hat man sicherheits halber den Druckhöhenverlust in der Steuerung zu vernachlässigen.

Die Ausgleichung des Fahrstuhl eigengewichts bis auf den zum selbstthätigen Rücklauf erforderlichen Überschuss durch den Treibkolben nebst Zubehör gewährt den Vortheil, dass besondere Gegengewichte mit eigenen Tragseilen, Leitrollen und Führungen erspart werden, vermehrt aber andererseits die mitlaufenden toten Massen und ihre Beschleunigungswiderstände, weil durch die Übersetzung die Ausgleichgewichte im umgekehrten Verhältniss zur Hubübersetzung grösser ausfallen, als bei unmittelbarer Verbindung ihrer Zugseile mit dem Fahrstuhl. Bei grossen und schweren Aufzügen mit starken Übersetzungen gleicht man daher nur einen Theil des Fahrstuhlgewichtes durch den Kolben aus und ordnet für den Rest, d. h. für den grösseren Theil, besondere Gegengewichte an, die mit ihren Tragseilen unmittelbar am Fahrstuhl angreifen und durch getrennte Leitrollen sich ausserhalb der Kolbenbahn ohne Hubübersetzung in der sonst bei Aufzügen üblichen Weise bewegen.

Bisweilen begnügt man sich mit der Seilschlinge der Kolbenstangenrolle als Geradföhrung, weil aber hierbei zufällige Drehungen des Kolbens und der Schlinge, die nachtheilig auf das Drahtseil einwirken können, nicht vollkommen verhindert werden, findet man meist, nach dem Vorbild

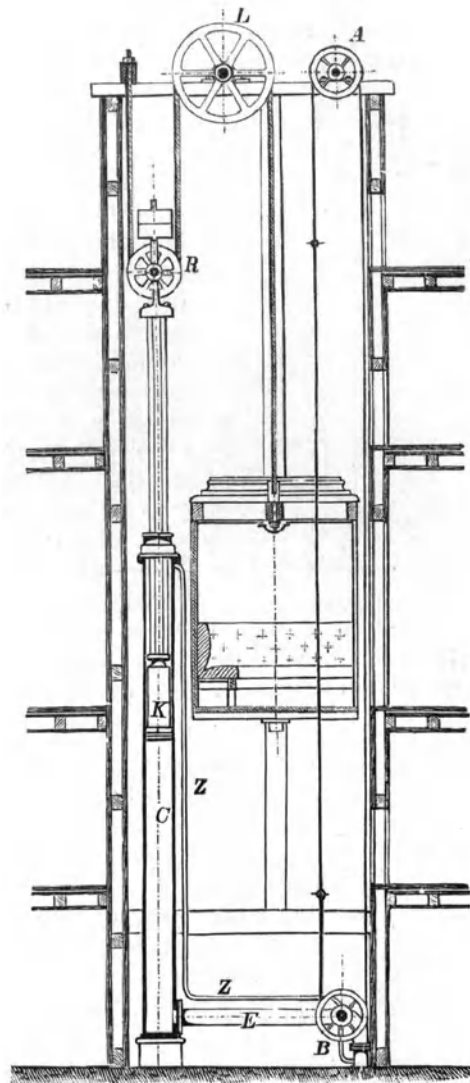


Fig. 598.

der ursprünglichen Otis'schen Ausführungen zum Schutz hiergegen, doppelte Kolbenstangen, die durch ihre getrennten Stopfbüchsen ausserhalb der Cylinderachse jede Drehung unmöglich machen.

Bei freistehenden, dem Winddruck ausgesetzten Aufzügen, führt man den Rollenkopf zwischen Schienen. Dieser Ausweg wird auch benutzt, um die Führung doppelter Kolbenstangen zu ersetzen.

Das Eigengewicht der Fahrzelle fällt für die Otis-Aufzüge erheblich grösser aus, als bei unmittelbarer Abstützung des Zellenbodens durch einen Treibkolben. Vorzüglich bei Aufhängung des Förderkorbes an seiner Decke

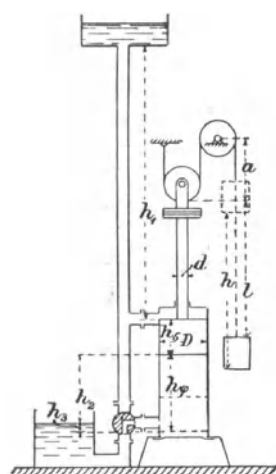


Fig. 599.

muss das ganze Korbgerüst kräftiger gehalten werden, weil Decke, wie Seitenwände, die sonst nur als Schutzhüllen dienen, hier belastet sind. Ferner ist auf die Gefahr des Seilbruchs Rücksicht zu nehmen, und die unentbehrlichen Fangapparate erhöhen das Gesamtgewicht, sowohl durch ihr Eigengewicht, wie mittelbar durch die Nothwendigkeit weiterer Verstärkungen des Fahrstuhlgerüsts, damit die Konstruktion auch gegen den Rückdruck der Fänger, sowie gegen die dynamischen Wirkungen ihres Eingriffs hinreichend widerstandsfähig wird. Unter solchen Verhältnissen steigt z. B. das Gewicht einer Fahrzelle für 4 Personen oder 300 kg Nutzlast, bei 1,5 m Seitenlänge der quadratischen Grundfläche und 2,4 m lichter Höhe, auf 750 kg und mehr.

Die Grösse der zu bewegenden toten Massen des Fahrstuhles und seiner Gegengewichte, wie die Anforderungen, welche an die Fahrgeschwindigkeit der Personenaufzüge gestellt werden, verlangen ähnlich,

wie bei den Aufzügen von Edoux und Cramer, einen entsprechenden Triebkraftüberschuss zum Überwinden der Beschleunigungswiderstände.

Bezeichnet, mit Bezugnahme auf Fig. 599

- Q die Nutzlast,
- G_1 das Förderkorbgewicht,
- G_2 das Kolbengewicht, einschliesslich der Gewichte seiner Stange, des Rollenkopfes und der sonstigen Stangenbelastung,
- D den Kolbendurchmesser,
- d den Stangendurchmesser — bei doppelten Stangen den Durchmesser einer Stange, deren Querschnitt gleich der Summe der Querschnitte der einzelnen Stangen ist, d. i. $d = 1,414 d_0$, wenn d_0 der Durchmesser der einzelnen Stangen eines gekuppelten Paares —
- φ das Übersetzungsverhältniss zwischen Kolbenhub und Förderweg
- R_1 den Führungswiderstand des Fahrstuhles,
- R_2 die Kolben- und Stopfbüchsenreibung,
- η den Wirkungsgrad des Flaschenzuges,
- h die Förderhöhe, $h\varphi$ den Kolbenhub in dem,
- h_1 die Höhe des Betriebsbehälters über der oberen Kolbenfläche bei höchster Kolbenstellung in dem,
- h_2 die Höhe der unteren Kolbenfläche bei höchster Kolbenstellung über der Mündung des Ablaufrohres oder über dem Wasserspiegel im Rücklaufbehälter, falls das Ablaufrohr unterhalb dieses Wasserspiegels mündet, in dem,
- h_3 die Höhe der freien Mündung des Ablaufrohres oder des Wasserspiegels im Rücklaufbehälter, falls das Ablaufrohr unterhalb

dieses Spiegels mündet, über der Kolbenunterfläche bei tiefster Kolbenstellung in dem,*)

- h_4 den Druckhöhenverlust in der Steuerung bei voll geöffneten Durchlassquerschnitten in dem,
- h_5 die Kolbenhöhe in dem,
- γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser 1 kg/cbcm,
- a die Höhe der Förderseilleitrollenachse über dem tiefsten Punkt der losen Rolle bei höchster Kolbenstellung,
- l die Höhe des tiefsten Punktes der losen Rolle über der Fahrstuhldecke bei höchster Kolben- also tiefster Fahrstuhlstellung in m, entsprechend der hierbei, bezüglich der Belastung des Fahrstuhles, nicht ausgeglichenen Seilstrecke,
- z die Zahl der Förderseile, welche den Fahrstuhl tragen,
- q das Gewicht des Förderseiles in kg für das Meter,

so bestehen folgende Beziehungen:

1. Bei Beginn des Hubes aus der tiefsten Fahrstuhlstellung mit voller Belastung

$$\left[\left((D^2 - d^2) h_1 + D^2 h_2 - D^2 h_4 \right) \gamma \frac{\pi}{4} + G_2 - R_2 \right] \varphi \eta \geq Q + G_1 + qz l + R_1$$

$$\left[D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h_2 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma h_1 + G_2 - R_2 \right] \varphi \eta \geq Q + G_1 + qz l + R_1 \quad \mathbf{295.}$$

2. Am Ende des Hubes, beim Eintreffen des Fahrstuhles an der oberen Fördergrenze und des Kolbens in seiner tiefsten Stellung, ist die ursprüngliche Seillänge auf der Fahrstuhlseite $a + l$ auf $a + l - h$ verkürzt und das Seilschlingentrum auf der anderen Leitrollenseite von a auf $a + h\varphi$ verlängert, so dass auf dieser Rollenseite das Gewicht der Seilstrecke $a + h\varphi - a - l + h = h(\varphi + 1) - l$ auf die vermehrte Fahrstuhlentlastung einwirkt. Vernachlässigt man bei der Kleinheit des Werthes den zugehörigen Wirkungsverlust an der Leitrolle, so ist

$$\left[\left((D^2 - d^2) (h_1 + h\varphi) - D^2 (h_3 + h_4) \right) \frac{\pi}{4} \gamma + G_2 - R_2 \right] \varphi \eta \geq Q + G_1$$

$$- (h(\varphi + 1) - l) qz + R_1$$

$$\left[D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi - h_3 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi) + G_2 - R_2 \right] \varphi \eta \geq Q + G_1$$

$$- (h(\varphi + 1) - l) qz + R_1$$

oder da $h\varphi - h_3 = h_2$,

$$\left[D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h_2 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi) + G_2 - R_2 \right] \varphi \eta \geq Q + G_1$$

$$- (h(\varphi + 1) - l) qz + R_1 \quad \mathbf{296.}$$

3. Beim Senken des unbelasteten Fahrstuhls aus seiner höchsten Stellung ist unter Berücksichtigung des Druckunterschiedes, der durch die Verschiedenheit der Kolbenflächen und der Druckhöhen für die obere und für die untere Fläche, infolge der Kolbenhöhe und der Druckhöhenverluste in der Steuerung entsteht:

*) Wenn der Ablauf in einem Rücklaufbehälter unter Wasser mündet, so sind h_2 und h_3 mit der Füllung des Behälters veränderlich. Für diesen Fall ist in den nachfolgenden Rechnungen sicherheitshalber der kleinste Werth von h_2 mit dem zugehörigen Werthe von h_3 einzuführen, weil damit das Nutzgefälle des Betriebswassers seinen kleinsten Werth erreicht. Steht die untere Kolbenfläche bei tiefster Stellung noch oberhalb des Ablaufwasserspiegels, so ist h_3 mit negativem Vorzeichen in Rechnung zu stellen, weil sie dann als Saughöhe statt als Gegendruckhöhe wirkt.

$$\begin{aligned} & \left[G_2 + R_2 - [(D^2 - d^2)(h_5 - h_4) + d^2(h_1 + h_5 + h\varphi - h_4)] \frac{\pi}{4} \gamma \right] \varphi \\ & \quad \leq (G_1 - R_1 - [h(\varphi + 1) - l] qz) \eta \\ & \left[G_2 + R_2 - D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_5 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi) \right] \varphi \\ & \quad \leq (G_1 - R_1 - [h(\varphi + 1) - l] qz) \eta \quad \dots \quad \mathbf{297.} \end{aligned}$$

4. Bei der Rückkehr des Fahrstuhls in seine tiefste Stellung

$$\begin{aligned} & \left[G_2 + R_2 - [(D^2 - d^2)(h_5 - h_4) + d^2(h_1 + h_5 - h_4)] \frac{\pi}{4} \gamma \right] \leq (G_1 + qzl - R_1) \eta \\ & \left[G_2 + R_2 - D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_5 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma h_1 \right] \varphi \leq (G_1 + qzl - R_1) \eta \quad \mathbf{298.*} \end{aligned}$$

Für die Durchführung eines Entwurfes ist zunächst aus Gleichung 298 der zulässige Werth von G_2 zu bestimmen, um dann mit Hilfe der Gleichung 295 für eine gegebene Druckhöhe den zugehörigen Kolbendurchmesser oder umgekehrt die Höhe aus dem Durchmesser zu berechnen. Am Schluss sind die Ergebnisse aller vier Gleichungen zu prüfen.

Die Gleichung 297 enthält eine Reihe von Werthen, die nicht von vornherein bekannt sind, da aber im allgemeinen der Druckhöhenverlust h_4 in der Steuerung grösser als die Kolbenhöhe h_5 ausfällt, lässt sich wenigstens übersehen, dass unter dieser Voraussetzung das Glied $-D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_5 - h_4)$ positiv ausfällt, und der Ausdruck $-D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_5 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi)$ eine Grösse darstellt, die im Verhältniss zu $G_2 + R_2$ klein ist. Man gewinnt daher brauchbare Anhaltswerthe, wenn man zunächst statt der Gleichung 297 den Näherungswerth.

$$(G_2 + R_2) \varphi \leq (G_1 - R_1 - [h(\varphi + 1) - l] qz) \eta \quad \dots \quad \mathbf{299.}$$

benutzt und, nachdem hieraus G_2 und weiter aus Gleichung 295 D berechnet ist, auf der gewonnenen Grundlage gebotenenfalls die Rechnung mit den Gleichungen 297 und 295 wiederholt, um die Näherungswerthe zu berichtigen.

Beispiel: Für einen Personenaufzug, der 4 Personen oder 300 kg Nutzlast 16 m hoch fördern soll, sei die verfügbare Höhe für den Standort des Druckbehälters über der Kellersohle, auf welcher der Aufzugcylinder aufzustellen ist, 25 m. Die Anordnung werde so getroffen, dass der Cylinder auf einem niedrigen Bock steht, und der Wasserspiegel im Rücklaufbehälter mit der Kolbenunterfläche bei tiefster Kolbenstellung gleiche Höhe hat, also $h_3 = 0$ und $h_2 = h\varphi$ ist. Die Fahrzelle wiege $G_1 = 750$ kg, ihr Führungswiderstand R_1 und die Kolben- nebst Stopfbüchsenreibung möge je zu 50 kg geschätzt werden, der Wirkungsgrad des zweirolligen Flaschenzuges $\eta = 0,93$ für $\varphi = 1:2$. Der Fahrstuhl soll an zwei 18 mm starken Drahtseilen von $q = 1$ kg aufgehängt werden. Aus dem Entwurf ergibt sich ferner noch $l = 12$ m. Opfert man 100 kg als Triebkraftüberschuss zum Überwinden der Beschleunigungswiderstände, so ist in der Beziehung 299 mit Benutzung des Gleichheitszeichens für $G_1 750 - 100 = 650$ zu setzen, und wir erhalten:

$$\begin{aligned} (G_2 + 50) \frac{1}{2} &= \left(650 - 50 - \left[16 \frac{3}{2} - 12 \right] 1 \cdot 2 \right) 0,93 \\ G_2 &= 1021 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Zur Schätzung der erforderlichen Kolbenstangenstärke ist zu erwägen, dass von der Zugkraft im Stangenkopf $= \sim (750 + 300 + 50) 2 = 2200$ kg, ein Theil durch

*) Ist ausser dem Kolbengewicht G_2 noch ein besonderes Gegengewicht G_3 vorhanden, dessen Tragseile mit getrennten Leitrollen ohne Übersetzung unmittelbar am Fahrstuhl angreifen, so folgt die Art seiner Berücksichtigung aus dem Gange der obigen Rechnungen von selbst, und es darf nur nicht übersehen werden, dass seine Führungswiderstände und Leitrollenkraftverluste jedesmal im Sinne der auftretenden Widerstände einzuführen sind.

die unmittelbare Belastung des Stangenkopfes mit Gegengewichtsplatten geliefert wird, so dass im Stangenschaft noch nicht 2000 kg wirksam bleiben.

Die Stange ist wegen ihrer grossen Länge aus zwei nachträglich gekuppelten Strecken herzustellen. Als Kupplungsschloss verwendet man eine cylindrische Muffe von der Dicke der Kolbenstange mit innerem Muttergewinde und schraubt die Stangenenden mit abgesetztem Gewindezapfen ein. Der Kern der Gewindezapfen, der schwächste Theil der ganzen Konstruktion, würde schon mit 20 mm Durchmesser der vorhandenen Zugbeanspruchung genügen und demnach bei 10 mm Muffenwandstärke der Stangendurchmesser auf 40 mm beschränkt werden können. Wir wählen $d = 60$ mm, damit die Stange grössere Steifheit gegenüber zufälligen Schwankungen des Rollenkopfes gewinnt. Den Kolben pflegt man verhältnissmässig lang zu bauen, um durch sein Körpergewicht einen beträchtlichen Theil von G_2 am unteren Stangenende unterzubringen. Für den vorliegenden Fall möge $h_3 = 500$ mm gewählt werden.

Der Cylinderbock hat den Zweck, den Cylinderboden frei zugänglich zu lassen. Hierfür genügt eine Höhe von 400 bis 500 mm, so dass die Höhe der unteren Kolbenfläche bei tiefster Stellung 500 mm über der Kellersohle angenommen werden kann.

Nach der schematischen Skizze Fig. 599, S. 662, ist dann für 25 m Aufstellhöhe des Behälters im Dachraum über der Kellersohle

$$h_1 = 25 - 0,5 - 8 - 0,5 = 16 \text{ m.}$$

Setzen wir schliesslich den Druckhöhenverlust in der Steuerung $h_4 = 1,4$ m und sorgen auch beim Heben mit voller Last für einen Triebkraftüberschuss von 100 kg zum Überwinden der Beschleunigungswiderstände, indem wir in Gleichung 295 für Q statt der vorgeschriebenen Grenzlasterlast von 300 kg $Q = 400$ kg einführen, so geht diese Gleichung mit allen vorstehenden Werthen und $h_2 = h\varphi = 8$ m, sowie $\gamma = 1$ kg/cbdcem nach Umwandlung aller Längenmasse in dem über in:

$$\left[D^2 \frac{\pi}{4} (160 + 80 - 14) - 0,6^2 \frac{\pi}{4} \cdot 160 + 1021 - 50 \right] \frac{1}{2} 0,93 = 400 + 750 + 2 \cdot 12 + 50$$

$$D = 3,1 \text{ dcm} = 310 \text{ mm.}$$

Prüfen wir nachträglich die bei der Näherungsberechnung von G_2 entstandene Fehlergrösse, so bestimmt sich das Fehlerglied aus dem Unterschied der streng richtigen Gleichung 297 und der dafür benutzten 299

$$- D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_3 - h_4) - d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi) = - \frac{3,1^2 \pi}{4} (5 - 14) - 0,6^2 \frac{\pi}{4} (160 + 80)$$

$$= 67,5 - 67,8, \text{ d. i. } \sim 0,3^*$$

Im vorliegenden Fall entspricht der Näherungswerth zufällig dem genauen, und es bedarf daher keiner nochmaligen Rechnung mit nachträglich berichtigten Annahmen.

Bestimmt man mit den vorhandenen Werthen die Zugkraft Q des Aufzuges am Ende seines Hubes aus Gleichung 296, so erhalten wir $Q = 430$ kg. Es findet daher im Laufe der Auffahrt noch eine Zunahme der Triebkraft von 400 auf 430 für 300 kg Nutzlast statt, im wesentlichen eine Folge des Umstandes, dass die Tragseile des Fahrstuhles auf die Kolbenseite der Leitrolle hinüberlaufen. Da dieser Überschuss durch die Steuerung vernichtet werden muss, kann man den Wasserspiegel im Rücklaufbehälter, durch geeignete Aufstellung des Gefässes beim Entleeren des Cylinders über die angenommene Spiegelhöhe, ansteigen lassen und dadurch eine kleine Gegendruckhöhe schaffen, die das Anwachsen der Triebkraft beschränkt oder sogar in eine Abnahme verwandelt und der Druckpumpe zu gute kommt, die das Wasser aus dem Rücklaufbehälter in das Dachgeschoss zu fördern hat.

Bestimmt man in ähnlicher Weise mit den vorhandenen Werthen aus Gleichung 298 die Zugkraft G_1 , welche der Aufzug im Fahrstuhlseil bei der Rückkehr des Förderkorbes in seine tiefste Stellung durch den als Gegengewicht wirkenden Kolben ausübt, so ermittelt sich dieser Werth zu 612 kg, während das am Seil hängende wirkliche Gewicht G_1 des leeren Fahrstuhles 750 kg beträgt, und demnach ein Triebkraftüberschuss von 138 kg vorhanden ist. Auch hier wächst also die Trieb-

*) Für grössere Betriebsspannungen überwiegt das Glied $d^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi)$ erheblich, und man lässt dann zur Bestimmung des Näherungswerthes von Q am besten in Gleichung 297 nur das Glied $D^2 \frac{\pi}{4} \gamma (h_3 - h_4)$ fort, indem man schätzungsweise $\frac{d^2 \pi}{4} \gamma (h_1 + h\varphi)$ etwas verkleinert.

kraft im Laufe des Senkens von 100 auf 138 kg, durch Überlaufen der Tragseile vom Kolben auf die Fahrstuhlseite, ohne dass dieser Überschuss, der beim Steuern fortzubremsen ist, nutzbar wird.

Der Aufzug verbraucht für den vollen Förderhub $\frac{3,1^2\pi}{4} \cdot 80 = 600$ Ltr., die von der Druckpumpe aus dem Rücklaufbehälter bis zum Dachgeschoss $25 - 0,5 = 24,5$ m zu heben sind.

Der hierfür aufzuwendenden Arbeit von $600 \cdot 24,5 = 14700$ kgm entspricht eine Nutzleistung von $300 \cdot 16 = 4800$ kgm, mithin der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{4800}{14700} \sim 0,33.$$

Der Wirkungsgrad ist geringer, als bei einem Edoux'schen Aufzuge für gleiche Verhältnisse, weil der anfängliche Triebkraftüberschuss zum Anfahren nicht nur im Laufe der Fahrt allmählich selbstthätig verschwindet, sondern sogar noch zunimmt. Das Güteverhältniss lässt sich steigern, wenn man im Hinblick auf diese Verhältnisse den Überschuss beim Anfahren kleiner wählt, als im Entwurf geschehen, und dafür längere Anlaufperioden für das Anfahren aus den Grenzstellungen in den Kauf nimmt.*) Im übrigen bietet der Otis-Aufzug für den etwas grösseren Wasserverbrauch eine Entschädigung durch geringere Anlagekosten. Man kann den Cylinder ohne Tiefbohrungen frei im Fahrtschacht neben dem Aufzug aufstellen, aber die grosse Cylinderlänge, die unbequeme Zugänglichkeit des Kolbens und die mangelnde Schmierung sprechen im allgemeinen zu Gunsten der S. 678 beschriebenen Stigler'schen Maschinen, die bei einer Anlage im Hotel Marquardt zu Stuttgart bei gleicher Leistung 33% weniger Wasser verbrauchen als ein daneben aufgestellter Otis-Aufzug, und leichter im Stand zu halten sind.

In Fig. 5 bis 8, Taf. 89, ist die zusammengestellte Zeichnung eines Otis-Aufzuges mit doppelten Kolbenstangen nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft wiedergegeben. Auf Taf. 90 sind Steuerung und Cylinder nebst Kolben mit der Abänderung dargestellt, dass eine Kolbenstange statt eines gekuppelten Stangenpaares vorhanden ist. Die Wirkungsweise und Berechnung der Steuerung wurden schon früher S. 549 u. f. behandelt.

Die Betriebsicherheit ist in erster Linie dadurch möglichst erhöht, dass der Fahrstuhl an zwei Drahtseilen hängt, von denen jedes, bei 18 mm Dicke, allein für die volle Belastung, innerhalb der für Warenaufzüge üblichen Anstrengungsgrenzen, genügend tragfähig ist. Beide Seile laufen von ihrer Befestigung am oberen Schachtgebälk über die doppelrillige Kolbenstangenrolle und die hochgelagerte Leitrolle nach dem Fahrstuhl und werden in dem Bügel über der Fahrstuhldecke nach dem doppelarmigen Traghebel des Förderkorbes abgelenkt. Etwas höher liegen zu beiden Seiten des Traghebels zwei Wellen, von denen die eine mittelst zweier durch Spiralfedern abwärtsgezogener Querarme über die Enden des Traghebels fortgreift und sich dreht, sobald der eine oder der andere ihrer Querarme durch den Ausschlag des Traghebels bei ungleichmässiger Seildehnung gelüftet wird. Die Wellendrehung überträgt sich durch Endkurbelarme und Hängeschienen auf die unterhalb des Fahrstuhlbodens gelagerten, doppelarmigen Einrückhebel der linksseitigen Fangkeile und drängt die Keile gegen die beiden hölzernen Führungsruthen des Aufzuges.

Die andere Welle steht in gleicher Weise mit den gegenüberliegenden Fangkeilen in Verbindung und wird bethätigt, sobald der Aufzug seine zulässige Senkgeschwindigkeit überschreitet. Hierzu ist diese Welle durch einen über die Fahrstuhldecke hinausreichenden Hebelarm in einen endlosen Seillauf eingeschaltet, der durch seine Verbindung mit dem Hebel an der Fahrbewegung des Aufzuges theilnimmt und in seinem oberen Lauf eine in den Fahrtschacht eingebaute Schleuderbremse antreibt, deren Bremswider-

*) Eine andere Abhilfe bietet sich dadurch, dass man unter dem Förderkorb ein freihängendes Seil oder eine Kette anbringt, deren Belastungsgewicht sich im Verhältniss zur Länge, die der Fahrstuhl aufholt oder zurücksinken lässt, ändert.

stand bei einer bestimmten Geschwindigkeitsgrenze das Seil zurückhält und damit die zugehörigen Fangkeile am Fahrstuhl einrückt. Vorzeitiges und zufälliges Eingreifen der Keile verhindern Lüftspiralfedern an den unteren Hebeln. Der Fahrstuhl wird durch kräftige Schleiffedern sanft an den hölzernen Schachtrüthen geführt.

Das Steuerseil läuft in einer Diagonalebene des Fahrschachtes über vier Leitrollen auf der einen Seite durch den Fahrstuhl, auf der anderen Seite mit zweimaliger Umschlingung über die Antriebsrolle des Steuerapparates, in deren Umfang vier Gänge einer Spiralnuth eingedreht sind, welche dem Seil beim Steuern die erforderliche Seitenwicklung nach rechts oder links gestatten. Für jeden vollen Steuerzug aus der Mittellage dreht sich die Seilrolle ungefähr um 260° . Die Übersetzung zwischen dem Kolbenschieber und dem Steuerseil ist 1:10, so dass bei 135 mm Kolbenschieberweg nach beiden Seiten aus der Mittellage für vollständiges Öffnen der Durchflusskanäle der Steuerweg des Seiles ~ 1350 mm nach oben oder nach unten beträgt. In dieser Entfernung von den Fördergrenzen beginnt die selbstthätige Einwirkung des Fahrstuhles auf das allmähliche Abstellen der Steuerung durch das Zusammentreffen mit den Mitnehmerknaggen auf dem Steuerseil. Diese Verhältnisse wirken auf rechtzeitig und allmähliches Vernichten der grossen Bewegungsenergie des Aufzuges und verhindern hastiges Umsteuern und Anlassen. Im Erdgeschoss wird der Fahrstuhl durch Puffer abgefangen. Um das Überfahren der höchsten Stellung zu verhindern, falls die selbstthätige Umsteuerung versagen sollte, ist die Kolbenbahn über den unteren Cylinderstutzen verlängert, so dass der Kolben selbst schon vor seiner tiefsten Stellung den Ausfluss aus dem Cylinder drosselt und schliesslich dem Wasser aus dem tiefsten Theil nur noch den Austritt durch den 2 mm weiten Ringspalt zwischen der unteren Kolbenmuffe und dem Cylindermantel frei lässt, wobei er sich gleichzeitig mit seinem Stangenende auf einen Gummipuffer im Cylinderboden niedersenkt. Gelangt die Steuerung beim raschen Stoppen während des Senkens schneller in die Abschlusslage, als der Kolben zur Ruhe, so öffnet sich das Stossventil im Ablaufstutzen und lässt Wasser in die Druckleitung übertreten, bis die Ruhelage eintritt. Bei aufsteigendem Kolben wird im gleichen Fall das Druckwasser unmittelbar vom Kolben in die freie Druckleitung zurückgedrängt und durch beginnende Luftleere das weitere Aufsteigen schnell verhindert.

Zum Schonen der ledernen Kolbenliderung ist der Cylinder in seiner ganzen Länge mit einem gezogenen Messingrohrfutter von $1\frac{1}{2}$ mm Wandstärke versehen, das mit nur etwa 6 mm Ringspielraum frei in den gusseisernen Cylinder eingestellt und nachträglich in einfachster Weise durch Ausgiessen des freien Ringmantels mit Cement abgedichtet wird.

Der Cylinder steht auf einem niedrigen, gusseisernen Bock, der die Entfernung der Bodenplatte zum Erneuern der Kolbenliderung gestattet. Bei dieser Arbeit wird der Kolben mit dem oberen Bund für die Belastungsplatten bis auf die Deckelstopfbüchse niedergesenkt und trägt sich dort frei, während die Lederstulpe unten zum Cylinder hinausgetreten ist.

Die grosse Kolbenhöhe ist im vorliegenden Fall durch Eindrehen schmaler Ringnuthen für eine sogenannte Labyrinthdichtung benutzt. Thatsächlich erreicht man hiermit das Gegentheil der beabsichtigten Wirkung, d. h. die Durchlässigkeit des geringen Spielraumes zwischen Kolbenkörper und Cylinder bis zur wirklich abdichtenden Lederstulpe nimmt zu, statt ab, weil durch die Ringnuthen das Wasser keineswegs Druckverluste erleidet, wie die irrthümlichen, theoretischen Begründungen der Labyrinthdichtung behaupten, sondern der Reibungswiderstand der Flüssigkeitsschicht, im Vergleich zur ununterbrochenen Metallfläche, kleiner ausfällt.

Ganz besondere Sorgfalt ist auf Vermeiden von Luftsäcken im unteren Cylinderraum und in der Ablaufleitung zu verwenden, welche die Saugwirkung der ablaufenden Cylinderfüllung und die Leistungsfähigkeit des Aufzuges mehr oder minder abschwächen. In dieser Beziehung ist die vielfach verbreitete, glockenförmige Höhlung der unteren Kolbenmuffe fehlerhaft, weil sich hier schon beim ersten Anfüllen der Maschine die vom einströmenden Wasser verdrängte Luft zusammenpresst und ein Luftkissen bildet, das im späteren Betriebe nur theilweise entweichen kann, wenn nicht etwa die Muffe im höchsten Punkt des Hohlraumes nach dem Ablaufstutzen zu durchbohrt wird. Unter allen Umständen ist ein ebener Abschluss der unteren Kolbenfläche, wie in Textfigur 427, S. 459, oder noch besser eine Kegelform mit abwärts gerichteter Spitze vorzuziehen, um sicher jede Luftansammlung in das Ablaufrohr zu drängen. Aus denselben Gründen bietet auch die liegende Anordnung der Steuerung im Vergleich zur stehenden einige Vortheile, trotzdem sie sich sonst der ganzen Bauweise der Maschine weniger bequem anpasst, weil dann durch Verlegen des Stossventils die Luft aus dem unteren Cylinderstutzen, bei sanft von der Steuerung aufsteigendem Ablaufrohr, freier entweicht. Es dürfte dann ein Entlüftungsventil im Anschlusswulst des Steuergehäuses für den Cylinderstutzen genügen, um hier Luftsäcke zu beseitigen und nach vorangegangener Entleerung der Maschine im Winter die Luft beim Neuankfüllen schnell zu entfernen. Der Ablauf sollte an seiner Mündung stets durch Wasser gegen Eintritt von Luft abgeschlossen sein.

Passagier-Aufzug von Otis für die North Hudson County Railway.

In riesenhaften Abmessungen ist die Bauweise der Otis-Aufzüge für die bereits mehrfach erwähnten, grossen Passagieraufzüge der North Hudson County Railway in Hoboken angewendet. Es sind drei Aufzüge je für 130 Personen oder 9070 kg Nutzlast vorhanden, die bei voller Belastung mit 1 m Fördergeschwindigkeit arbeiten. Für die grosse Förderhöhe von 44,2 m sind 6rollige umgekehrte Faktorenflaschenzüge als Übersetzungstriebwerke eingeschaltet, so dass der Kolbenhub auf 7,37 m beschränkt bleibt. Die Flaschenzugrollen sind übereinander, statt nebeneinander angeordnet, um den Seillauf bis zur oberen Leitrolle in der Ebene der Cylinderachse zu führen und biegende Kräfte von den Kolbenstangen fern zu halten. Der Rollenkopf der Kolbenstange ist in Fig. 600 und 601 skizzirt.*) Das unter dem Leitrollengebälk im Aufzugerüst befestigte Seiltrum umschlingt die oberste Rolle im Stangenkopf, hierauf die entsprechende festgelagerte Leitrolle im Gerüst, steigt zur zweiten losen Rolle hinab, u. s. f., bis schliesslich das Seil von der untersten losen Rolle über die letzte oben im Gerüst liegende in den Fahrschacht nach dem Förderkorb geleitet wird. Die Rollendurchmesser steigen für jedes Paar der Reihe nach von 1325 auf 1425 und schliesslich für das letzte Paar auf 1525 mm Durchmesser, so dass die einzelnen Seilstrecken mit je 50 mm Abstand von Mitte zu Mitte frei aneinander vorbeilaufen. Der Seillauf besteht aus sechs nebeneinander angeordneten Tragseilen von je 22 mm Dicke, zu deren Aufnahme die einzelnen Rollen mit der entsprechenden Rillenzahl bei 190 mm äusserer Breite versehen sind. Der ganze Rollenkopf wird zum Schutz gegen Schwankungen durch Winddruck an Schienen geführt. Ausserdem sind zwei gekuppelte Kolbenstangen von je 115 mm Durchmesser vorhanden, deren Verbindung mit dem Rollenkopf durch ein Gelenkdreieck vermittelt wird, um beide

*) Engineering Mai 22. 1891. Die Quelle enthält auch allgemeine Entwurfskizzen der ganzen Anlage, welche durch die Mittheilungen von M. F. Guterath auf Grund der schliesslichen Ausführung in der Z. d. V. d. I. 1893, S. 1090 u. f. ergänzt sind.

Stangen gleichmässig in Anspruch zu nehmen. Die Stangenbolzen haben 100 mm, der Kopfkuppelbolzen 140 mm Durchmesser. Ein Theil der erforderlichen Ausgleichung des Eigengewichts für die 6,5 m langen, 3,7 m breiten und 3 m hohen Fahrstuhlkammern wird durch den schweren Kolben und die Stangen mit ihrem Rollenkopf, der Rest durch ein im Aufzuggerüst

laufendes Gegengewicht vermittelt, das an zwei Seilen hängt, so dass mit den Treibseilen die Fahrstuhllast im ganzen von acht Seilen aufgenommen wird.*) Die Kolben haben 965 mm Durchmesser und arbeiten mit 12,5 Atm. Sie erhalten das Betriebswasser aus einem 45,5 cbm fassenden Druckkessel auf der oberen Aufzugplattform, der theils mit Wasser, theils mit gepresster Luft gefüllt ist und hierdurch die natürliche Druckhöhe von ~ 4,5 Atm. auf 12,5 Atm. steigert. Jeder Aufzug verbraucht bei den angegebenen Cylinder- und Kolbengrössen für eine Auf- und Niederfahrt ~ 5,4 cbm Wasser von 125 m Druckhöhe, also 675 000 kgm Arbeit und leistet damit bei voller Belastung

$$9070 \cdot 44,2 = 400894 \text{ kgm.}$$

Hiernach würde sich auf Grund der Zahlenangaben der Wirkungsgrad der An-

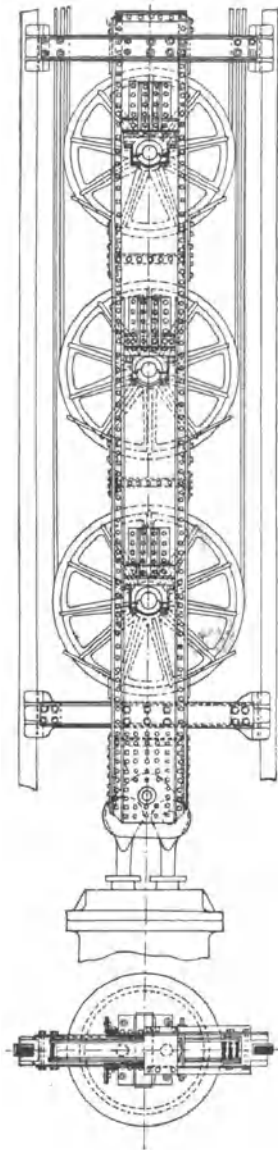


Fig. 600 u. 601.

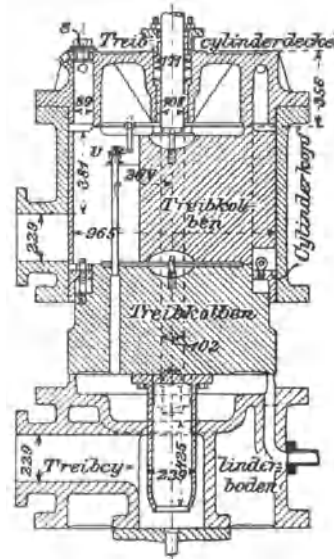


Fig. 602.

lage, abgesehen von dem Güteverhältniss der Wasser- und Luftdruckpumpen zu

$$\eta = \frac{400894}{675000} \sim 0,60$$

berechnen.

*) Bei den Grundrissabmessungen der Fahrzellen können 130 Personen nur sehr gedrängt Platz finden.

Der selbstthätige Steuerapparat für die grossen Durchflussmengen des Wasserverbrauchs ist mit seiner Vorsteuerung bereits S. 561 an Hand der Fig. 498 beschrieben. Fig. 602, S. 669, giebt eine Skizze des Treibkolbens mit dem Kopf und Boden des zugehörigen Cylinders. Der Kolben ist mit einer Pflanzenfaserpackung ausgerüstet, deren Spannschrauben durch darüberliegende Löcher im Cylinderdeckel, nach Entfernung der Verschlusschrauben s von aussen nachgezogen werden können. Ein selbstthätiges Entlüftungsventil v im Kolbenkörper öffnet sich durch Hebelanschlag beim Eintritt des Kolbens in seine höchste Stellung und sorgt für regelmässiges Entlüften des unteren Cylinderraumes. Gegen Ende seines Laufes wirkt der Kolben auf die Fahrgeschwindigkeit als hydraulische Bremse selbstthätig verzögernd ein, indem er oben durch seine Mantelfläche den Einstromstutzen des Cylinderkopfes absperrt und beim Rücklauf unten mit einem vorgeschraubten Dorn durch einen dicht anschliessenden Hals in die Bodenkammer des Cylinders eintritt, an die sich der untere Cylinderstutzen anschliesst. Das Wasser kann aus den abgesperrten Räumen nur durch kleine Anschlussrohre entweichen, deren Durchflussquerschnitt nach Bedarf durch Drosselschrauben geregelt wird. Ähnliche Hubbremsen finden sich bei den meisten neueren, amerikanischen Aufzügen mit Druckwasserbetrieb.*) Die hydraulischen Stoppbremsen verzögern auch in erwünschter Weise die Anlaufperioden.

Die Benutzung von Druckwindkesseln als Akkumulatoren bietet im vorliegenden Fall den Vortheil, dass der Betriebsdruck den wechselnden Verkehrsverhältnissen angepasst werden kann, und sichert die geforderte Leistungsfähigkeit der Anlage, für welche sich die Gesamtbetriebswiderstände im Entwurf nur annähernd schätzen lassen.

Speicheraufzug für 1000 kg Nutzlast mit zehnrölligem Übersetzungsflaschenzug für 20 m Förderhöhe und 50 Atm. Betriebsdruck.

Die Rücksichten auf beschränkte Maschinenräume und Verminderung der Anlagekosten legen die Wahl starker Übersetzungen für grosse Förderhöhen nahe. Je grösser aber die Übersetzung zwischen Treibkolbenhub und Förderhöhe gewählt wird, um so grösser fällt auch unter sonst gleichen Verhältnissen der erforderliche Kolbenquerschnitt aus, und hieraus folgt eine gewisse Beschränkung für die Wahl der Übersetzungsgrösse, die nur um so weniger eingeengt wird, je höher der Betriebsdruck im Verhältniss zur Last ist. In der Regel sucht man den Kolbenhub auf ≤ 2 m zu begrenzen und wählt deshalb für 20 m Förderhöhe eine Übersetzung von 1:10. Der Bau der Maschine fällt am einfachsten aus, wenn man einen umgekehrten Rollenzug benutzt, dessen Verbindung mit dem Treibkolben und dem Druckwassercylinder in Fig. 5, Taf. 1 gezeichnet ist.

Gewöhnlich stellt man den Maschinencylinder senkrecht auf und verankert ihn an einer Gebäudemauer. In diesem Fall hat der Wasserdruck im Treibcylinder, ausser der Nutzlast und dem nicht durch Gegengewichte ausgeglichen Theil des Förderkorbgewichtes, nebst den passiven Widerständen beim Heben der Last, auch das ganze Eigengewicht des Kolbens mit seinem Rollenkopf und den belastenden Seilstrecken zu tragen.

Die erforderliche Beschleunigungskraft für die Anlaufperiode der aufsteigenden Last wird bei Anlagen mit hohem Betriebsdruck mittelbar durch die Wahl der Durchlassquerschnitte in der Steuerung geliefert. Es ist S. 538 u. f. in dem Abschnitt über Steuerungen auseinandergesetzt, dass die Kolbengeschwindigkeit in den Beharrungszustand übergeht, sobald durch

*) Vergl. M. F. Gutermuth, Z. d. V. d. Ing. 1893, Taf. XVIII, Fig. 9 und S. 1096, Fig. 22 bis 24.

die anfängliche Beschleunigung des Triebkraftüberschusses über die Kolbenlast die Durchflussgeschwindigkeit in den Steuerkanälen und damit der Druckhöhenverlust an dieser Stelle die Pressung im Cylinder auf den spezifischen Gegendruck der Last beschränkt, und dass sich hierdurch auch für den unbelasteten Kolben eine gewisse Grenzggeschwindigkeit ergibt. Soll diese in ungefährlichen, d. h. im Verhältniss zur regelrechten Fördergeschwindigkeit in engen Grenzen gehalten werden, so muss die Wassergeschwindigkeit in dem Einströmkanal für den regelrechten Betrieb um so grösser gewählt werden, je grösser der Betriebsdruck ist, damit innerhalb der noch zulässigen Steigerungsgrenzen der Überschuss der Druckwassertriebkraft über den Gegendruck des unbelasteten Kolbens in den Durchflusskanälen vernichtet, und das Durchgehen der unbelasteten Maschine verhindert wird.

Für Hebemaschinen mit 50 Atm. Betriebsdruck folgt, wie wir sehen werden, aus diesen Bedingungen bei regelrechter Fördergeschwindigkeit nothwendig ein Druckhöhenverlust von 2 Atm. und mehr. Diese Druckhöhe ist andererseits beim Anlassen der Maschine als Beschleunigungskraft verfügbar und zehrt sich erst im Verlauf der Anlaufperiode allmählich durch die Zunahme der Geschwindigkeit auf, so dass sie so lange wirksam bleibt, bis der Zweck, dem sie anfänglich dient, erreicht ist. Je grösser man den Druckhöhenverlust wählt, um so kürzer fällt die Anlaufperiode aus, je kleiner, um so länger. Aus diesen Betrachtungen erhellt aber auch gleichzeitig, dass, während bei hohem Betriebsdruck 2 und mehr Atm. für diesen Zweck in dem Steuerapparat geopfert werden können, ohne den Wirkungsgrad der ganzen Maschine erheblich zu schädigen, eine hydraulische Hebemaschine für gleiche Last und Fördergeschwindigkeit mit niedrigem Betriebsdruck nur procentual, aber nicht absolut einen gleich grossen Druckhöhenverlust in der Steuerung gestattet, und dass demnach hier die erforderliche, zugleich grosse Beschleunigungskraft im wesentlichen unabhängig von den Verhältnissen der Steuerorgane beschafft werden muss, wie dies in den früher durchgerechneten Beispielen für verschiedenartige Fälle, S. 634 u. f., S. 642 u. f., S. 660 u. f., nachgewiesen ist.

Beim Senken der leeren Förderschale muss der Einfluss ihres unausgeglichenen Übergewichtes auf den Rücktrieb des Kolbens, im Verein mit dem Kolbeneigengewicht, nach Abzug der passiven Widerstände ausreichen, um im Cylinder eine Pressung zu erzeugen, die dem Druckhöhenwiderstand im Ausflusskanal der Steuerung das Gleichgewicht hält. Auch hier steht aber anfänglich die ganze Rücktriebkraft als Beschleunigungskraft für die Anlaufperiode des sinkenden Fahrstuhles zur Verfügung, da die Widerstandsdruckhöhe im Auslasskanal mit der beginnenden Ausflussgeschwindigkeit allmählich steigt, und der Beharrungszustand erst eintritt, wenn die Widerstandsdruckhöhe bis zur gleichwerthigen Pressung des Rücktriebs anwächst.

- Bezeichnet D den Kolbendurchmesser in cm ,
 h die Druckhöhe der Betriebswassersäule in cm ,
 h_0 den Druckhöhenverlust in der Steuerung in cm ,
 γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser = 1 kg/cbdm ,
 G das Eigengewicht des Förderkorbes, einschliesslich des Förderseils bei tiefster Fahrstuhlstellung bis zur Leitrolle, soweit es nicht durch das abwärts nach dem Treibcylinder führende Trum ausgeglichen ist,
 G_1 das Gegengewicht des Förderkorbes, abzüglich der Entlastung durch sein Tragseil auf der Fahrstuhlseite bei tiefster Aufzugstellung,

R die Führungsreibung des Förderkorbes und seines Gegengewichtes, einschliesslich des Leitrollenwiderstandes am Gegengewichtseil,

Q die Nutzlast,

G_2 das Kolbengewicht, einschliesslich der Belastung durch den Rollenkopf und durch die Seilschlingen, aber abzüglich seines Auftriebs, alle Verhältnisse auf die tiefste Kolbenstellung bezogen,

R_2 die Stopfbüchsenreibung des Treibkolbens,

φ das Übersetzungsverhältniss zwischen Kolbenhub und Förderhöhe,

η den Wirkungsgrad des Übersetzungstriebwerkes,

so ist am Schluss der Anlaufperiode, abgesehen von dem geringen Wechsel in der Lastvertheilung durch den bis dahin stattgehabten Seillauf

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} (h - h_0) \gamma - G_2 - R_2\right) \varphi \cdot \eta = Q + G - G_1 + R \quad . \quad 300.$$

Für 1000 kg Nutzlast und 600 kg Eigengewicht des zugehörigen Förderkorbes von quadratischer Grundfläche mit 2 m Seitenlänge genügt bei theilweiser Ausgleichung des Förderkorbgewichtes ein Förderseil von ~ 17 mm Dicke und 1 kg Gewicht des laufenden Meters. Vertheilt man das Gegengewicht auf zwei Seiten des Fahrstuhls, so sind hierfür Seile von etwa 0,37 kg Metergewicht, also $\sim 0,75$ kg für beide Seile zusammen, für das laufende Meter ausreichend. Setzen wir ferner voraus, dass die hydraulische Maschine ungefähr in der Höhe der unteren Fördergrenze aufgestellt wird, so vermindert sich das Gewicht G des Förderkorbes beim Auffahren um das Gewicht von 20 m Förderseil, während sich gleichzeitig das Gegengewicht durch Überlaufen von 20 m Gegengewichtseil um etwa 15 kg erhöht, so dass $G - G_1$ in der oberen Fahrstuhlstellung 35 kg weniger, als in der unteren beträgt. Der Führungswiderstand R schwankt, je nachdem der Förderkorb und die Gewichte an verschiedenen Stellen der Bahn frei hängen oder anliegen, und erscheint durch $R = 75$ kg reichlich geschätzt. Hiernach wäre $G - G_1 \geq 110$ kg zu wählen, um beim Sinken des Kolbens und dem dadurch freigegebenen Förderseil das selbstthätige Niedergehen des Fahrstuhles zu sichern.

Wir setzen wegen des erforderlichen Beschleunigungsüberschusses und im Hinblick darauf, dass der Kolben durch sein Eigengewicht selbstthätig niedersinkt, also vom Fahrstuhl aus nicht angetrieben zu werden braucht, $G - G_1 = 125$ kg. Die Kolbenreibung R_2 kann nach Mittelwerthen ähnlicher Ausführungen = 150 kg angenommen werden. Das Kolbengewicht G_2 ist, vorbehaltlich einer nachträglichen Prüfung bezüglich ausreichender Rücktriebwirkung, = 900 kg zu wählen, und der Druckhöhenverlust in der Steuerung vorläufig $h_0 = 250$ cm zu setzen. Der Wirkungsgrad des 10rolligen Flaschenzuges, einschliesslich zweier weiterer Leitrollen, beträgt bei 500 bis 600 mm Rollendurchmesser und biegsamem Förderseil $\eta = 0,74$.

Mit diesen Werthen und $h = 5000$ cm, $\varphi = 1:10$ und $\gamma = 1$ geht die obige Gleichung über in

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} (5000 - 250) - 900 - 150\right) \frac{1}{10} \cdot 0,74 = 1000 + 125 + 75,$$

$$\text{d. i. } \frac{\pi D^2}{4} = 3,63 \text{ qdem und } D = 2,15 \text{ dem} = 215 \text{ mm.}$$

Wird für die Grenzlast noch eine Fördergeschwindigkeit von 0,5 m verlangt, so beträgt die Kolbengeschwindigkeit bei der Übersetzung 1:10, 0,5 cm, und der Cylinder verbraucht in der Sekunde

$$3,63 \cdot 0,5 = 1,8 \text{ Liter.}$$

Dem Druckhöhenverlust von 250 cm oder 2,5 kg/qcm entspricht eine Durchflussgeschwindigkeit v in den Steuerkanälen, welche nach Gl. 267, S. 538, bestimmt ist durch

$$2,5 = \frac{\zeta v^2}{20 \text{ g}} = \frac{4 v^2}{196,2},$$

$$\text{d. i. } v = 11,2 = 112 \text{ cm, wenn } \zeta = 4 \text{ geschätzt wird.}$$

Hieraus berechnet sich weiter der erforderliche Durchlassquerschnitt f für sekundlich 1,8 Liter durch

$$f = \frac{1,8}{112} = 0,016 \text{ qdcm} = 1,6 \text{ qcm.}$$

Die Annahmen führen hiernach zu genügend kleinen Schieberabmessungen für den hohen Druck; anderenfalls wäre ein grösserer Druckhöhenverlust zuzulassen, der dann selbstverständlich auf eine Vergrösserung des erforderlichen Treibkolbenquerschnitts zurückwirkt, oder man müsste sich mit einer geringeren Fördergeschwindigkeit für die Grenzlast begnügen.

Ermittelt man aus der Triebkraftgleichung den Verlust h_0 , für den der Druck im Cylinder mit dem unbelasteten Kolben ins Gleichgewicht tritt, so erhalten wir hierfür ~ 40 Atm., die zugehörige Durchflussgeschwindigkeit im Einlasskanal = 44 m, die Kolbengeschwindigkeit = $\sim 0,2$ m und schliesslich die äusserste Geschwindigkeit, welche der leere Fahrstuhl bei unvorsichtigem Steuern annehmen kann = 2 m/sec, das Vierfache der regelrechten. Soll diese Grenzgeschwindigkeit herabgesetzt werden, so ist f zu verkleinern und zwar, wie kurz zuvor auseinandergesetzt, auf Kosten einer Zunahme des Druckhöhenverlustes im ergelrechten Betrieb oder auf Kosten einer Beschränkung der Fördergeschwindigkeit für die Grenzlast. — Vergl. die Betriebskurve Fig. 491, S. 539.

Bei Beginn der Fahrt liefert der Drucküberschuss von 2,5 kg/qcm mit 363 qcm Kolbenfläche 907 kg als Beschleunigungsdruck für den Kolben, der allmählich auf null abnimmt, wenn die Kolbengeschwindigkeit umgekehrt von 0 auf 0,05 m steigt. Durch die Abnahme des Auftriebs erhöht sich das wirksame Kolbengewicht während des vollen Förderhubes um $3,63 \cdot 20 = 72,6$ kg. Gleichzeitig wächst auch die Kolbenbelastung durch Aufnahme von 20 m Förderseil um etwa 20 kg, und damit ist für G_2 am Ende des Hubes $900 + 92 = 992$ kg zu setzen. Andererseits entlastet sich der Fahrstuhl, wie oben nachgewiesen, um 35 kg, so dass für die obere Fördergrenze $G - G_1 = 90$ kg ist. Mit diesen Werthen liefert die Triebkraftgleichung für die obere Fördergrenze $Q = 1033$, statt des anfänglichen Werthes 1000 kg. Es findet also eine kleine Zunahme der Triebkraft statt.*)

Beim Senken aus der höchsten Stellung wird das geringe Übergewicht des Fahrstuhls über die Führungswiderstände voraussichtlich zur eigenen Fallbeschleunigung aufgezehrt, so dass der Druck im Cylinder auf die Eigengewichtswirkung des Kolbens beschränkt bleibt, die bei $992 - 150 = 842$ kg Gesamtdruck eine spezifische Pressung $\frac{842}{363} = 2,3$ kg/qcm erzeugt. Diese wird, als Beschleunigungskraft allmählich verbraucht, bis der Druckhöhenwiderstand im Auslasskanal durch die zunehmende Senkgeschwindigkeit auf 2,3 kg/qcm steigt. Der Werth entspricht nahezu dem Druckhöhenwiderstand 2,5 kg/qcm beim Aufwärtsfördern der grössten Last, so dass unter den angenommenen Verhältnissen die leere Förderschale annähernd mit derselben Geschwindigkeit 0,5 m/sec sinkt, wie der vollbelastete Aufzug in die Höhe fährt. Die Steuerung verhindert in ähnlicher Weise, wie beim Auffahren des unbelasteten Fahrstuhls, das Durchgehen beim Senken mit voller Last.

Hätte sich eine zu kleine Senkgeschwindigkeit ergeben, so wäre entweder durch den Entwurf der Steuerung dafür zu sorgen, dass der Auslass grösser, als der Einlassquerschnitt ausfällt, und sein Druckhöhenwiderstand der vorhandenen Senkpressung angepasst wird, oder es wäre G_2 , bezw. $G - G_1$ zu vergrössern. Änderungen in den Annahmen für die beiden letzten Werthe wirken auf die Grösse des erforderlichen Treibkolbenquerschnittes zurück.

Verfolgt man die Verhältnisse beim Sinken des Fahrstuhles, so findet man, dass die Abnahme der Fahrstuhlentlastung durch die nach dem Fahrschacht hinüberlaufenden Seilstrecken, welche sich durch eine Mehrbelastung des Kolbens im Verhältniss von $\frac{\eta}{\varphi} = 10 \cdot 0,74$ äussert, die Zunahme des Kolbenauftriebes überwiegt, so dass die Senkkraft zunimmt.

Der Aufzug verbraucht für jedes Meter Förderhöhe 3,63 Liter Wasser von 500 m Druckhöhe. Mithin wird der Wirkungsgrad für 1000 kg Nutzlast

$$\eta = \frac{1000}{3,63 \cdot 500} = 0,55.$$

Dieses Ergebniss ist im Vergleich zu den Aufzügen mit unmittelbar wirkendem Treibkolben und zum Otis-Aufzug sehr günstig.

*) Für sehr grosse Förderhöhen und mehrseilige Aufzüge kann es von Vortheil sein, den Einfluss des wechselnden Förderseilgewichts durch Schleppketten auszugleichen, die unten am Fahrstuhl frei hängen, und deren Belastungslänge sich mit dem Stand des Fahrstuhls ändert.

Während in Deutschland Betriebspressungen bis zu 50 Atm. fast nur in grossen Centralen für Lastaufzüge verwendet sind, findet man Hochdruckbetrieb mit Akkumulatoren in Amerika auch für Personenaufzüge in Geschäftshäusern mit hydraulischen Druckcentralen.

Ähnliche Aufzugsanlagen mit kleinem und mittlerem Betriebsdruck werden meist mit liegenden Cylindern ausgeführt, weil wegen der geringen Druckhöhenverluste, die solche Aufzüge in der Steuerung zulassen, das sinkende Kolbengewicht nicht in gleicher Weise, wie in dem vorstehend behandelten Beispiel nutzbar gemacht werden kann. Hierbei wird also auch die Kraft zum Heben des Kolbens gespart, aber der Fahrstuhl erfordert andererseits eine verhältnissmässig grössere Beschränkung des Ausgleichs seines Eigengewichtes durch Gegengewichte, weil das verbleibende Übergewicht, ausser den eigenen Bewegungswiderständen, die Kolbenreibung und den allerdings kleinen Druckhöhenwiderstand der verdrängten Cylinderfüllung in der Steuerung zu überwinden und die ganze Senkbeschleunigung zu leisten hat. Auch für die Auffahrtbeschleunigung ist ein besonderer Triebkraftantheil, wie in den früheren Beispielen, für niedrige Betriebsdrucke in Rechnung zu stellen, weil der zulässige, kleine Druckhöhenwiderstand in der Steuerung vor seinem Verbrauch hierfür nur einen ganz unzureichenden Kraftüberschuss bietet.

Hydraulische Hakenwinde von G. Luther in Braunschweig.

Figur 603 u. 604 liefern ein Beispiel für den Einbau einer Hakenspeicherwinde von G. Luther im Dachgeschoss eines Lagerhauses des Hamburger

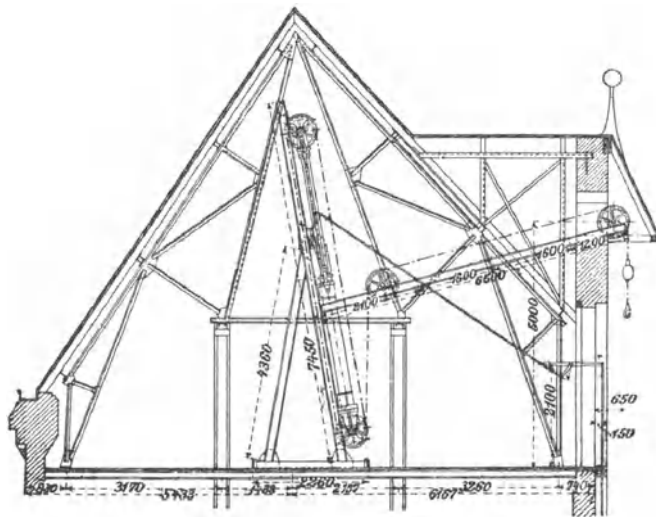


Fig. 603.

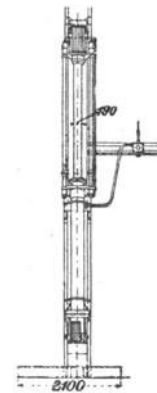


Fig. 604.

Freihafengebietes. Die Bauweise der Maschine gleicht der für den vorstehend behandelten Aufzug vorausgesetzten und bedarf keiner weiteren Erklärung. Für das frei ablaufende Hakenseil genügt ein Belastungsgewicht von 50 bis 70 kg, um beim Rücklauf des Treibkolbens das frei werdende Seil zu beschleunigen und straff zu halten.

Von Interesse sind die Messungsergebnisse, welche mit einer ähnlichen Hakenwinde von Haniel & Lueg bei vollkommen senkrechter Aufstellung gewonnen wurden und nachstehend zusammengestellt sind:

Nutzlast kg	Manometerdruck im Cylinder in kg/qcm	
	beim Heben	beim Senken
0	6,5	3,5
120	11,5	6,5
220	16	9,5
320	21	12
420	25,5	15
520	30,25	17,5
620	35	20,25
720	40	23
820	45	26
920	50	29

Das Eigengewicht des 190 mm starken Plungers betrug mit dem Rollenkopf und der mittleren Seilbelastung 775 kg.
Davon bleiben wirksam, nach Abzug des mittleren Auftriebs — 35
740 kg.

Hierzu tritt die aus den Druckunterschieden beim Heben und Senken ermittelte Stopfbüchsenreibung mit 140 kg
und der Einfluss des Haken- und Birnengewichts von 50 kg auf den Kolben bei 10facher Übersetzung mit 500 kg,
so dass der Gesamtwiderstand der unbelasteten Winde, auf den Treibkolben bezogen 1380 kg

beträgt. Mit diesen Werthen berechnet sich zunächst der Wirkungsgrad des zehnrölligen Flaschenzuges nebst weiteren vorhandenen drei Leitrollen von 600 mm Durchmesser für das benutzte 13 mm starke Stahldrahtseil aus dem Betriebsdruck im Cylinder beim Leerfördern zu 0,74 und der Wirkungsgrad der ganzen Maschine, wenn man die Arbeit zum Heben der toten Lasten und zum Überwinden der Kolbenreibung den Wirkungsverlusten zuzählt, $\eta_1 = 0,65$, bezogen auf den im Cylinder gemessenen Betriebsdruck.

Die Hubkraftgrenze der Maschine wird bei schleichender Hubgeschwindigkeit und demgemäss voller Leitungspressung im Cylinder von 50 kg/qcm mit 920 kg Hakennutzbelastung erreicht. Aus den Senkversuchen mit leerem Lashaken folgt, dass ein Druckhöhenverlust von 3,5 kg/qcm in der Steuerung zulässig ist. Wählt man für die Einlassverhältnisse denselben Druckhöhenverlust zur Anfangsbeschleunigung beim Aufwärtsfördern und zum Beschränken der Leerfördergeschwindigkeit, so entspricht dem ein Kraftverbrauch von $\frac{3,5}{50} = 0,07$ der Betriebspressung oder eine Verminderung des Gütegrades für die Ausnutzung des Betriebsdruckes auf $\eta_2 = 0,93$. Hiermit erhält man den Gesamtwirkungsgrad, bezogen auf den Leitungsdruck

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,65 \cdot 0,93 = 0,60.$$

Die grösste Betriebsbelastung der Winde sinkt für die Fördergeschwindigkeit, welche 3,5 kg/qcm Druckverlust in der Steuerung erzeugt, auf ~ 850 kg. Die Wahl der Fördergeschwindigkeit ist hierbei noch freiem Ermessen anheimgegeben und wird erst durch die Ausführung der Steuerung festgelegt, indem man nach Massgabe des weiter oben, S. 672 u. f., durchgerechneten Beispielles für eine bestimmte Fördergeschwindigkeit die Kanalquerschnitte nur so gross zu wählen hat, dass die Durchflussgeschwindigkeit dem angenommenen Druckhöhenverlust entspricht.

Der etwas grössere Wirkungsgrad der Hakenwinde, im Vergleich zum Fahrstuhlauzug, für sonst ziemlich ähnliche Verhältnisse, ist eine Folge der geringeren Beschleunigungs- und Führungswiderstände, die durch Fahrstuhl- und Gegengewichte entsprechend erhöht werden.

Für Hakenwinden mit hohem Betriebsdruck ist es vortheilhaft, die Gegengewichtsstrecke des nach dem Treibcylinder führenden Seiltrums möglichst kurz zu halten, also die Betriebsmaschine möglichst hoch und nahe der Förderluke einzubauen, weil das Gewicht der Belastungsbirne für

das selbstthätige Ablaufen des Hakens beim Senken, sowohl das Gegengewicht des abwärts hängenden Förderseilstrangs auszugleichen, wie auch den ganzen Beschleunigungsantrieb für die nachzuschleppende Seilstrecke zu vermitteln hat. Der geringe Verlust an Betriebsdruck durch die Höhenlage des Arbeitscylinders wird in solchen Fällen theils oder ganz durch die zulässige Verkleinerung des Birnengewichtes ausgeglichen, und abgesehen hiervon ist auch eine möglichst leichte Belastungsbirne für das Arbeiten mit der Winde werthvoll. Das tote Hakengewicht sollte auf 50, bis höchstens 70 kg beschränkt bleiben und damit nach ungefähr 1 m Hakenweg die Beschleunigung bis auf 1 m Senkgeschwindigkeit erreicht werden. Besonders störend macht sich die tiefe Aufstellung der Betriebscylinder bei Hakenwinden mit Ketten durch das grosse Kettengewicht im Vergleich zu Drahtseilen bemerkbar. So sah man sich in Bremen gezwungen, für Kettenwinden mit Treibcylindern im Keller, die Birnengewichte bis auf 150 kg zu steigern, bis eine befriedigende Senkgeschwindigkeit der leeren Haken eintrat, und auch in Hamburg haben Messungen ergeben, dass der Gütegrad von Hakenwinden für 28 m Förderhöhe mit Ketten, wegen der grösseren Beschleunigungswiderstände bis 10% kleiner ausfällt, als für Drahtseile. Für Aufzüge mit Förderkörben ist der Einfluss der Seil- oder Kettenstrecken auf die Wahl der Höhenlage der Betriebsmaschine im Gebäude ebenfalls zu berücksichtigen und im einzelnen Ausführungsfall näher zu untersuchen.

Aufzüge mit mittelbar wirkenden Treibkolben und Seiltrommeln unter Verwendung gemischter Vorgelege.

Aufzug von L. Hopmann in Ehrenfeld-Köln.

Fig. 7 und 8, Taf. 92, veranschaulichen die Bauart der Hopmann'schen Aufzüge. Der Kolbenhub wird hier durch ein Zahnstangengetriebe und eine Seiltrommel übersetzt, mit der das Förderseil, dessen Enden einerseits den Fahrstuhl, andererseits das Gegengewicht tragen, in fünffacher Windung nur durch Reibungschluss verbunden ist. Hopmann wählt das Gegengewicht so gross, dass nicht nur die tote Last des Fahrstuhles, sondern auch noch etwa die Hälfte der grössten Nutzlast ausgeglichen wird, um die Arbeitsleistung und den Zahndruck auf die Hub- und Senkperiode des Aufzuges gleichmässig zu vertheilen und den erforderlichen Kolbendurchmesser zu beschränken. Der Cylinder ist mit einem doppelt wirkenden Kolben und einem doppelseitigen Vertheilungsschieber nach Art der gewöhnlichen Dampfmaschinen ausgerüstet, damit das Druckwasser zum Heben des nicht ausgeglichenen Theiles der Nutzlast auf die eine Kolbenseite, und zum Zurückholen des Gegengewichts beim Senken auf die andere einströmen kann, indem stets der entgegengesetzte Cylinderraum durch die Schiebermuschel mit dem Ablauf verbunden wird. Bei der gewöhnlichen, aufrechten Stellung des Cylinders bleibt die Triebkraft des Druckwassers im Cylinder während des ganzen Kolbenweges annähernd gleichförmig, weil der Zunahme der Druckhöhe oberhalb des niedergehenden Kolbens eine entsprechende Abnahme der Saughöhe auf der unteren Kolbenseite und schliesslich ein Gegendruck entspricht, und umgekehrt beim Rücklauf die Gegendruckhöhe der zu verdrängenden, oberen Cylinderfüllung durch den grösseren Druck für die untere Kolbenfläche ausgeglichen wird. In beiden Fällen ruft der Einfluss des Kolbenstangenquerschnitts auf die Verschiedenheit der Kolbenflächen bei mässigen Druckhöhen nur kleine Kraftunterschiede hervor, die sich in ähnlicher Weise, wie beim Otis-Aufzug, leicht rechnerisch bestimmen lassen.

Der Wirkungsgrad des Übersetzungstriebwerkes ist verhältnissmässig

günstig, weil es sich nur um die geringen Widerstände einer Seillauf- und abwicklung von der grossen Trommel und um die Reibung im Zahnstangengetriebe mit den zugehörigen Zapfenreibungen handelt. Man wird hierbei $\eta = 0,85$ bis $0,90$ schätzen dürfen. Der Wahl der Übersetzung werden durch die nicht ausser Acht zu lassende Beschränkung des specifischen Drucks zwischen den Zahnflanken Grenzen gesetzt, weil sonst in kurzer Zeit störender Verschleiss auftritt.

Für den Entwurf sind in gleicher Weise, wie in dem früheren Beispiele, die Druckverhältnisse im Cylinder im Zusammenhang mit den zugehörigen Belastungsverhältnissen an den Fördergrenzen für Heben und Senken zu untersuchen. Dabei ist zu beachten, dass je nach der Wickelrichtung des Förderseiles die Gegengewichtswirkung durch das Eigengewicht des Kolbens mit seiner Zahnstange erhöht oder vermindert wird und dass, wie bereits erwähnt, die Kolbendruckflächen um den Stangenquerschnitt voneinander verschieden sind. Ferner ist nicht zu übersehen, dass das am Seil hängende Gegengewicht in der tiefsten Fahrstuhlstellung am meisten entlastet ist und mit fortschreitender Auffahrt durch den Wechsel der Seilstrecken auf der Fahrstuhlseite wachsenden Einfluss gewinnt, so dass die Seilgewichte einer Mehrbelastung des Fahrstuhls in der tiefsten und einer Entlastung in seiner höchsten Stellung entsprechen. Diese Verhältnisse verlangen für das Anfahren aus beiden Grenzstellungen einen Mehraufwand an Triebkraft, deren allmählich frei werdender Überschuss während der Fahrt durch zunehmendes Drosseln der Steuerung vernichtet werden muss, wenn sich störende Beschleunigungen einstellen.

Für den Fall, dass der Aufzug häufig als Senkwinde benutzt werden soll, vergrössert Hopmann die Muschel des Vertheilungsschiebers soweit, dass sie in der Mittelstellung nicht nur den Ablauf, sondern auch noch die zu beiden Seiten liegenden Cylinderkanäle überdeckt. Ausserdem schaltet er in das Ablaufrohr ein besonderes Absperrventil ein. Beim Schliessen des Ventils steigt der leere Aufzug, falls sich die Steuerung in ihrer Mittelstellung befindet, durch das Übergewicht seines Gegengewichtes selbstthätig ohne Wasserverbrauch auf und sinkt mit dem belasteten Förderkorb nieder, indem sich die Füllungen der beiden Cylinderräume durch die Schieberhöhlung frei austauschen. Der Kolben- und Fahrstuhlauf wird unterbrochen, sobald der Schieberfuss beim Umsteuern den einen der beiden Cylinderkanäle überdeckt. Wegen der verschiedenen Grösse der Füllungen zu beiden Seiten des Kolbens mit einseitiger Stange, ist der grössere Cylinderraum durch einen besonderen, kleinen Überströmschieber oder durch ein Spindelventil noch unmittelbar mit der Druckleitung zu verbinden, damit die aus dem oberen Cylinderraum entweichende Füllung sich auf diesem Wege ergänzen und beim Rücklauf der Überschuss frei in die Leitung zurücktreten kann, der oberhalb des Kolbens nicht Raum findet. Die Nebenverbindung ändert an den selbstthätigen Triebverhältnissen nichts, weil der specifische Wasserdruck auf beiden Kolbenseiten zwar bis auf die Höhe des Leitungsdruckes gesteigert wird, aber nach wie vor auf beiden Kolbenseiten gleich gross ausfällt.

Die beiden Hilfsventile der Maschine werden vor der Benutzung des Aufzuges als Senkwinde von Hand eingestellt und für den gewöhnlichen Betrieb wieder umgeschaltet, so dass auf ihren regelmässigen Gebrauch zur Wasserersparniss beim Senken kaum gerechnet werden darf. Auf jeden Fall sind aber noch selbstthätige Stoppvorrichtungen für die einzelnen Stockwerke nothwendig, weil die Benutzung des Aufzuges als Senkwinde seine freie Beweglichkeit beschränkt und den Arbeiter hindert, den Förderkorb zurückzusteuern, falls die beabsichtigte Fördergrenze überschritten wurde, denn die Umkehr der Fahrriichtung hängt von dem Wechsel

der Fahrstuhlbelastung ab. Die hierfür von Hopmann gewählte Form der Steuerzüge ist in Fig. 7 u. 8, Taf. 92, angegeben. Die Schieberstange hängt an einem doppelarmigen Hebel, der einerseits durch die angeschlossene Schachtsteuerstange von jedem Stockwerk aus von Hand in Thätigkeit gesetzt werden kann, andererseits durch die Gabel seines zweiten Armes mit der selbstthätigen Ausrückstange gekuppelt wird. Die Ausrückstange ist im Maschinenrahmen frei drehbar und verschiebbar gelagert und trägt eine Reihe verschieden geformter Mitnehmerscheiben, die man wechselweise in die Bahn des wagerechten Kolbenstangenarmes drehen kann, und die durch diesen Arm beim Zusammentreffen bis in die Abschlusslage des Schiebers mitgeschleppt werden. Die Zugrichtung im Handsteuergestänge entspricht der beabsichtigten Kolbenaufrichtung, während die Ausrückstange sich mit dem entgegengesetzten Schieberhebelarm entgegengesetzt bewegt und die Mitnehmerscheiben dem Kolbenlauf entgegen hebt oder senkt. Die Kolbenstange kuppelt sich durch ihren Arm schon vor dem Eintreffen an der beabsichtigten Fördergrenze mit der Ausrückstange und leitet den Schieberabschluss rechtzeitig und allmählich ein. Der Wechsel der Kupplung zwischen den Ausrückmitnehmerscheiben und dem Kolbenstangenarm wird durch eine Schubstange mit Stelleinschnitten für die verschiedenen Stockwerke vermittelt, welche durch einen Dreharm auf die Ausrückstange einwirkt. Je nach der hierdurch bewirkten Drehung lassen die segmentförmigen Scheiben den Kolbenstangenarm frei vorübergehen oder sperren seine Bahn. Die Form der Segmente und des Kolbenstangenarmes sind so zu wählen, dass das Kuppelsegment für das zweite Stockwerk den Arm frei vorbeilässt, wenn die Stoppvorrichtung für das dritte Stockwerk eingestellt ist, und umgekehrt, und dass die beiden mittleren Segmente die Bahn frei lassen, wenn die Stoppvorrichtung für das unterste oder das oberste Stockwerk in Thätigkeit treten soll. Die beiden Endscheiben können voll ausgeführt werden, weil sie die äussersten Hubgrenzen des Umsteuerwerkes bilden. Durch ihre volle Scheibenform sichern sie unter allen Umständen das Zusammentreffen mit dem Arm und das selbstthätige Stoppen an den äussersten Fahrgrenzen.

Hydraulische Aufzugmaschine von A. Stigler in Mailand.

Der häufig bei Aufzügen mit gewöhnlichen Zahnstangen und starker Übersetzung zwischen Treibkolben und Seiltrommel auftretende Übelstand schnellen Verschleisses durch mangelhaftes Anschmiegen der Zahnprofile und hohen Zahndruck macht sich, abgesehen von der Reparaturbedürftigkeit, auch noch bei voller Betriebsfähigkeit besonders für Personenaufzüge mit grosser Fahrgeschwindigkeit durch unruhigen Gang störend bemerkbar. Mit dem Auftreten von Verschleiss verlieren die Zähne ihre regelrechte Form. Damit hört die Gleichförmigkeit des Ganges im Triebwerk auf, und die wechselnden Beschleunigungen und Verzögerungen werden in der Fahrzelle, im Verhältniss der Übersetzung gesteigert, sehr unliebsam fühlbar. Dies hat Stigler veranlasst, den Kolbendruck durch zwei parallele Zahnstangen auf zwei nebeneinander sitzende Trieblinge zu vertheilen und durch einen Balancier mit Universalgelenk die beiden Stangen derart mit dem Kolben beweglich zu verbinden, dass sich jede Stange selbstthätig nach dem zugehörigen Triebling einstellt und sich demselben an der Eingriffsstelle zuverlässig in der ganzen Zahnbreite anschmiegt. Er sichert so auch bei einer Gesamtbreite der Verzahnung von 4,5 Theilung und darüber noch einen vollkommenen Eingriff über die ganze Zahnflankenbreite und beschränkt somit den specifischen Druck, sowie den hiervon abhängigen Verschleiss. Ausserdem erhöht er die Ruhe des Ganges dadurch, dass er die Verzahnung der beiden Stangen um die halbe Theilung gegeneinander

versetzt und die Trieblinge in gleicher Weise gegeneinander verschoben auf die gemeinschaftliche Trommelwelle aufkeilt. Die Aufzüge arbeiten bei dieser Bauart des Scheibenkolbens mit Universalgelenk ebenso, wie mit gewöhnlichen Plungerkolben einfach wirkend und laufen bei geöffnetem Auslass unter dem Einfluss des nicht vollständig ausgeglichenen Eigengewichts der Förderschale zuzüglich etwaiger Belastung selbstthätig zurück.

Fig. 1—22, Taf. 91, geben die Gesamtanlage einer solchen Aufzugmaschine mit allen Einzelheiten für einen Personenaufzug im Hotel Marquardt zu Stuttgart wieder. Die Druckwassercentrale mit eigenem Pumpwerk und Druckwasserwindkesseln als Akkumulatoren liefert gleichzeitig auch für die übrigen Personen-, Wein- und Geschirraufzüge das Betriebswasser mit 9 kg/qcm.

Fig. 1—3 veranschaulichen die allgemeine Anordnung der liegenden Maschine. Die beiden Tragseile der für sieben Personen bestimmten Fahrzelle laufen auf zwei Fördertrommeln, deren Achse t mit den in Fig. 1 nur durch den Theilkreis angedeuteten 14zähligen Ritzeln für den Zahnstangeneingriff des Druckkolbens im Cylinderkopf, Fig. 20 u. 21, gelagert ist.

Der aus Stahlguss hergestellte Zahnstangenbalancier, Fig. 11—14, ist mit zwei Schildzapfen um eine senkrechte Achse drehbar in den Kolbenkörper eingebaut und nimmt die Kugelstützapfen der beiden Triebstangen in passend ausgefrästen Pfannen mit übergreifendem Deckel auf. Die Trieblinge sind mit Seitenscheiben vom Durchmesser ihres Theilkreises versehen, auf denen sich die Zahnstangen durch Seitenleisten abstützen. Ausserdem hängen die Zahnstangenköpfe mittelst kleiner, in der Zeichnung nicht dargestellter Führungsbüchsen an den Führungstangen f , die mit dem einen Ende in einem schmiedeeisernen Querholm des Cylinderkopfes, Fig. 20 u. 21, befestigt sind und am anderen Ende durch einen gusseisernen Bock aufgenommen werden.

Die Kolbenpackung besteht aus stark mit Unschlitt gefetteten, vierkantig geflochtenen Baumwollschnüren, die sich nach den Betriebsergebnissen auch für liegende Maschinen sehr gut bewährt. Der abschliessende Brillenring ist so weit nach hinten verlängert, dass er in der Kolbenendstellung den Einströmkanal überdeckt und den Durchfluss auf einige siebförmige Löcher beschränkt, um den Aufzug sanft anlaufen zu lassen und heftiges Überfahren der unteren Grenzstellung zu verhindern. Die hohe Fahrgeschwindigkeit von 1 bis 1,5 m i. d. Sek. verlangte weitere Vorsichtsmassregeln, um in gleicher Weise beim Abfahren aus anderen Stockwerken und beim Anhalten in denselben Stösse zu vermeiden. Deshalb ist der mittlere, unmittelbar mit dem Treibcylinder in Verbindung stehende Siebdurchlass der Kolbensteuerung Fig. 8 mit ganz feinen Bohrungen von nur 1 mm Lochweite ausgeführt und in den Siebdurchlässen des Zufluss- und Abflusstutzens die Lochzahl in den einzelnen Reihen, Fig. 7, derart abgestuft, dass auch bei unvorsichtigem Steuern der Wasserzufluss möglichst allmählich zu- und abnimmt. Ausserdem ist noch ein besonderer Geschwindigkeitsregulator, Fig. 15—17, D. R. P. 88 259 vorhanden, der die Drosselklappen a und b im Ablauf- und Zuflusstutzen des Steuerapparates, Fig. 6—8, verstellt, wenn der Wasserdruck im Treibcylinder durch die Trägheit der Triebwerkmassen bei ungeschicktem Steuern stossartig emporschnellt.

Der Apparat besteht aus einem als Druckmesser dienenden, belasteten Kolben, Fig. 16, dessen Cylinder mit dem hinteren Treibcylinderraum, Fig. 18 u. 19, verbunden ist, und dessen Belastung durch den Eingriff eines Zahntrieblings in die Kolbenverzahnung und durch eine unrunde Scheibe u vermittelt wird, in deren Umfang sich eine am Ende mit dem Gewicht g , Fig. 2, beschwerte Schnur einlegt. Beim Aufsteigen des Kolbens durch wachsenden Druck vergrössert sich mit der Scheibendrehung der Belastungsarm bis

zum Eintritt des Gleichgewichts, so dass der Apparat für jede Druckhöhe eine ganz bestimmte Stellung einnimmt. Die beiden Drosselklappen sind mit dem Druckmessertrieb durch eine in Dreieckform über die Kettenräder a , b und c gespannte Gall'sche Kette, Fig. 1—3, zwangsläufig verbunden. Schliesslich ist zum Schutz gegen zu schnelles Umsteuern noch ein Bremskolben auf die Steuerstange s gesetzt, der sich in dem Cylinder l , Fig. 1 u. 2, bewegt, und dessen Bremswirkung durch kleine Drosselhähne an den Cylinderenden geregelt werden kann.

Das über dem Ablaufstutzen des Steuerapparates eingebaute Rückschlagventil, Fig. 1, 4 u. 5, trägt nur besonderen örtlichen Verhältnissen Rechnung. Es ist für Revisionen des Steuerapparates eingeschaltet, weil die Maschine tiefer als das Rücklaufbassin steht.

Der Aufzug wird von der Fahrzelle aus durch ein Handseil gesteuert. Die Drehung der 1 m grossen Steuerscheibe pflanzt sich durch ein 14zähniiges Ritzel r von 70 mm Durchmesser auf die ringförmig verzahnte Stange s fort und setzt durch den Hebel h den entlasteten Kolbenschieber mit einer Gesamtübersetzung von $\sim \frac{70}{1000} \cdot \frac{1}{2} = \sim \frac{1}{28}$ in Thätigkeit. Unter diesen Verhältnissen lässt sich der Steuerzug mit sehr geringem Kraftaufwand bewegen und zuverlässig auf verschiedene Fahrgeschwindigkeiten einstellen. An den äussersten Fahrgrenzen stellt sich die Maschine selbstthätig durch Zusammentreffen des an einer der beiden Treibzahnstangen befestigten Armes m mit den Hubgrenzscheiben e oder o auf der Steuerstange s ab.

Die Schubkraft der Kolbenzahnstangen erreicht bei 9 Atm. Betriebsdruck und 40 cm Cylinderdurchmesser 11310 kg. Mit 4,5 cm Theilung und 20 cm Gesamtbreite des Zahneingriffs steigt der spezifische Zahndruck k beim Anfahren auf $\frac{11310}{4,5 \cdot 20} \sim 125$ kg/qcm, bleibt aber im Mittel erheblich unter diesem Grenzwert, weil die Fahrzelle selten voll besetzt ist, und weil im Beharrungszustand durch die Druckhöhenverluste in der Steuerung eine erhebliche Verminderung des spezifischen Druckes im Cylinder hinter dem Kolben eintritt. Die Zähne zeigen nach achtjährigem sehr starkem Betriebe bei meist 200 täglichen Fahrten bis jetzt noch keine Abnutzung. Zu diesem günstigen Ergebniss trägt ausser der selbstthätigen Anpassung des Eingriffs, der Wahl von Cykloidenverzahnung und von Stahl als Triebwerkmaterial die ununterbrochene Schmierung wesentlich bei. Die Trieblinge baden sich in einem untergesetzten Ölgefäss, das sich in Form einer flachen, sanft ansteigenden Rinne unter der ganzen Zahnstangenbahn fortsetzt und das abtropfende Öl stets wieder dem Rädertrog zuführt. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt $\sim 0,51$ gegenüber von $\sim 0,38$ des Vergleichsaufzuges von Otis in demselben Hotel.

Der Aufzug, dessen Aufhängung und Fangapparate dem im Band I beschriebenen, für eine elektrische Anlage von Stigler, Fig. 1 u. 2, Taf. 14, entsprechen, zeichnet sich durch besonders sanften Gang aus. Die starke Übersetzung zwischen Kolben und Seiltrommel, im vorliegenden Fall 1:11, beschränkt den Platzbedarf in erwünschter Weise. Im Vergleich zu den Otis-Maschinen, die meist nur mit einer Übersetzung von 1:2 bis 1:3 ausgeführt werden, liefert die Stigler'sche Bauart den Vortheil kleinerer Kolbengeschwindigkeit und geringeren Liderungsversehisses. Ferner ist der Kolben leichter zugänglich, und der vorn offene Cylinder ermöglicht auch eine regelmässige Schmierung der Cylinderwandungen. Ausserdem kann die Maschine je nach den Platzverhältnissen ebensogut stehend, wie liegend gebaut werden. Die Textfig. 605 u. 606, S. 681, liefern ein Bild der stehenden Anordnung, die in allen wesentlichen Theilen mit der liegenden übereinstimmt. Die Skizze veranschaulicht gleichzeitig die Einrichtung des

Steuerstange zum selbstthätigen Anhalten in den verschiedenen Stockwerken durch Klinkenocken *1, 2* u. s. f., die durch Drehen der Steuerstange in die Bahn des Abstellarmes *A* gebracht werden können. Zu dem Zweck ist ausser der Steuerrolle *R* eine zweite *r* zur Aufnahme des Stockwerkseiles vorhanden, die durch das Winkelräderpaar *W* die Drehung der

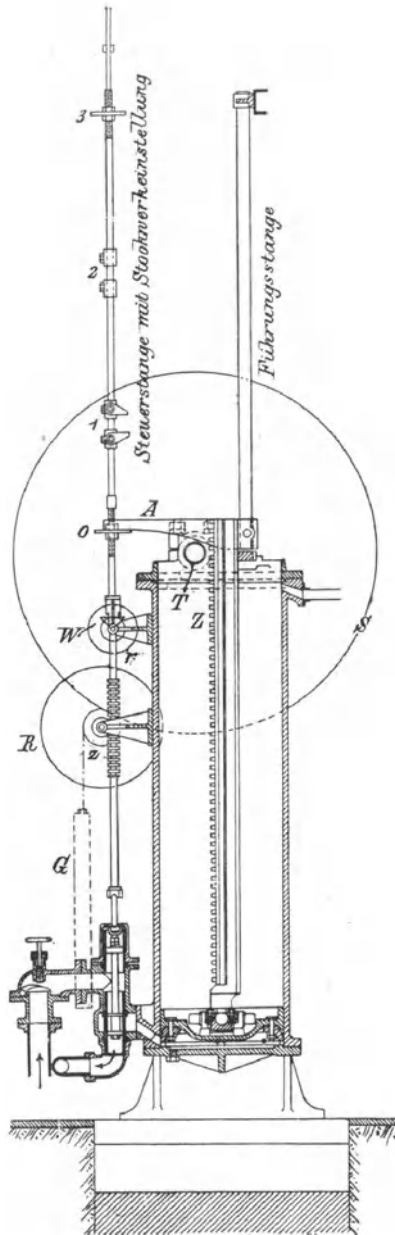


Fig. 605.

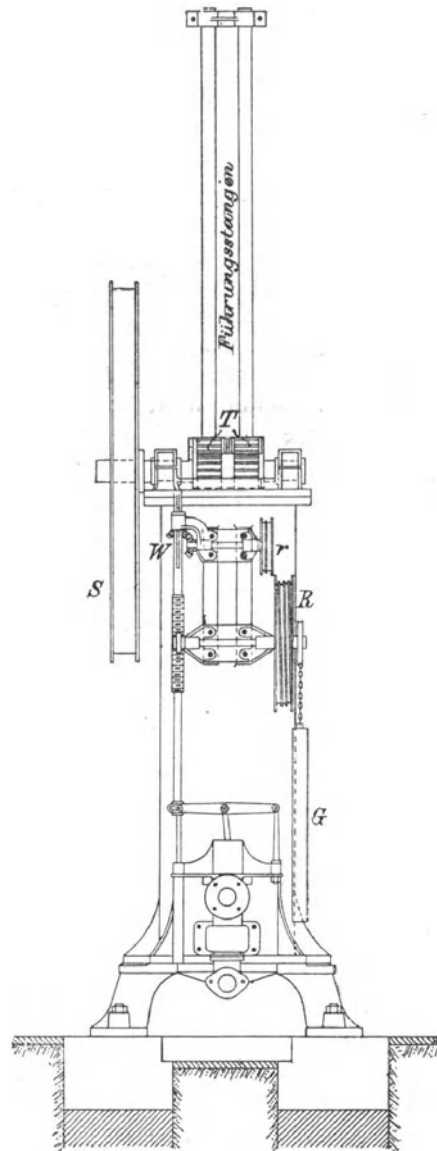


Fig. 606.

Steuerstange vermittelt, welche bei ihrer ringförmigen Verzahnung im übrigen jederzeit unbehindert die Kolbenschieber bethätigen kann. Das Eigengewicht des senkrechten Steuergestänges wird durch ein Gegengewicht *G* ausgeglichen.

Bei stehenden Cylindern führt Stigler das Ablaufrohr stets eine genügende Strecke senkrecht in die Höhe, um durch die Gegendruckwasser-

säule das Eigengewicht des Kolbens mit seinen Zahnstangen ins Gleichgewicht zu setzen und dadurch den gefährlichen selbstthätigen Kolbenrücklauf zu verhindern, wenn sich die Fahrzelle zufällig während der Niederfahrt, also bei geöffnetem Ablauf fängt, weil in solchen Fällen der Aufzug sonst nach dem Lösen der Fangkeile abstürzt.

Auf Verlangen führt Stigler seine hydraulischen Aufzüge auch mit elektrischer Knopfsteuerung aus. — Siehe S. 410 u. f. mit Fig. 360 bis 364.

Hydraulischer Jigger von G. Luther in Braunschweig.

Gemischte Vorgelege finden sich häufig bei hydraulischen, fahrbaren Winden für grosse Förderhöhen, weil hier wegen der Standsicherheit der freistehenden Maschinen möglichst beschränkte Cylinderlängen und kurzer Kolbenhub wünschenswerth sind, und sich diese Forderungen in solchen Fällen nur durch Übersetzungen erreichen lassen, die das Verhältniss von 1:10 wesentlich überschreiten, also Doppelvorgelege verlangen. Gewöhnlich verbindet man deshalb den umgekehrten Flaschenzug mit einem Trommelvorgelege. In der vorliegenden Ausführung, Fig. 5 und 6, Taf. 92, be-thätigt die Flaschenzugkette die Welle der Förderseiltrommel, indem sie sich beim Ausfahren des Kolbens von der kleinen Kettentrommel abwickelt und durch ihren Zug das Trommelpaar antreibt. Beim Ablauf der Cylinderfüllung sinkt der Kolben durch sein Eigengewicht zurück, und das schlaife Kettentrum wird durch das niedergehende Hakengewicht auf die Trommel zurückgewickelt.

Mit der Übersetzung 1:6 für den sechsrolligen Flaschenzug und dem Verhältniss 1:5 zwischen Ketten- und Seiltrommeldurchmesser erreicht man eine Gesamtübersetzung zwischen Kolbenhub und Förderhöhe von $1:6 \cdot 5 = 1:30$, d. h. für 21 m Förderhöhe 0,7 m Kolbenhub. Der Wirkungsgrad des 6rolligen Flaschen-zuges kann bei 2,6 bis 3 cm Ketteneisenstärke und 650 mm Rollendurchmesser zu $\eta_1 = 0,86$ angenommen werden. Das Güteverhältniss des Trommelvorgeleges ist im Hinblick auf den kleinen Kettentrommeldurchmesser von nur 400 mm im Verhältniss zu der starken Kette, trotz der geringen Biegungswiderstände an der grossen Seiltrommel von 2000 mm Durchmesser auf $\eta_2 = 0,94$ zu schätzen, und schliesslich der Wirkungsgrad einer Seileitrolle für die Ablenkung des Lastseiles in die Förderbahn $\eta_3 = 0,96$. Mit diesen Werthen folgt der Gütegrad des ganzen Übersetzungstriebwerkes, einschliesslich der erforderlichen Leitrolle,

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,86 \cdot 0,94 \cdot 0,96 \sim 0,77.$$

Durch den Druckhöhenverlust in der Steuerung, durch die Kolbenreibung und das Eigengewicht des Kolbens sammt seiner Kettenbelastung, sowie durch das ziemlich erhebliche Belastungsgewicht des leeren Hakens für den Rücktrieb des Trommelvorgeleges sinkt das Güteverhältniss der ganzen Maschine, ähnlich wie bei den früher erörterten Hakenwinden mit ausschliesslicher Rollenzugübersetzung auf etwa 0,60.

Unter diesen Verhältnissen berechnet sich für 50 Atm. Betriebsdruck und 750 kg Nutzlast der erforderliche Kolbendurchmesser d in cm durch die Beziehung:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 50 \cdot \frac{0,6}{30} = 750$$

$$d \sim 31 \text{ cm.}$$

in Übereinstimmung mit der für diese Annahmen bestimmten Ausführung.

Hydraulische Jigger der österreichischen Alpinen Montangesellschaft.

In Fig. 607, S. 683, ist eine neuere Bauart hydraulischer Jigger wiedergegeben, die im Hafen von Triest benutzt werden.*) Die Antriebs-daumenrolle der Förderdrahtseiltrommel von 2200 mm Durchmesser ist durch Verwendung einer Gall'schen Kette für den Rollenzug der Treib-

*) V. Schönbach, Die hydraulischen Hafeneinrichtungen in Triest. Z. d. österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1893, Taf. XIII.

kolben auf 175,5 mm Durchmesser beschränkt und damit ein Übersetzungsverhältniss von $\sim 1:12,5$ gewonnen, das durch die lose Daumenrolle des Treibkolbens auf $1:25$ gesteigert wird, so dass für 18 m Hakenförderhöhe etwas über 700 mm Kolbenhub genügen. In den Kettenlauf sind zwei Treibkolben eingeschaltet, die durch ihre Stellung auf gegenüberliegenden Seiten des Trommeltriebrades beim wechselnden Spiel die Last aufwinden oder den leeren Haken senken. Der Lastkolben hat 250 mm, der Senkolben 65 mm Durchmesser. Die Nutzlast ist zu 750 kg angenommen. Die Zwillingskolben beschränken das erforderliche Hakenbelastungsgewicht, welches sonst leicht störend gross ausfällt. Der kleine Kolben steht ständig unter Druck und schiebt daher den grossen zurück, sobald für diesen der Ablauf geöffnet wird, während umgekehrt beim Einströmen von Druckwasser

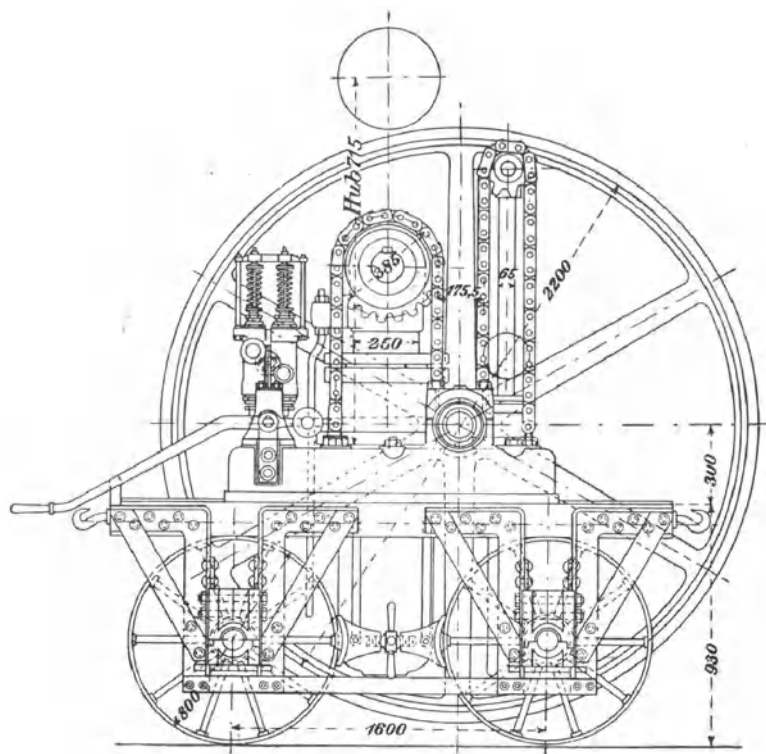


Fig. 607. 1:30.

in den grossen Cylinder zum Heben der Last gleichzeitig auch der kleine Kolben zurückweicht. Die Treibkette bleibt demnach stets gleichmässig gespannt.

Die hydraulischen Jigger werden ähnlich, wie die fahrbaren hydraulischen Krähne, durch Teleskop- oder Gelenkrohre an vorhandene Hochdruckleitungen angeschlossen und sowohl als Speicherwinden, wie zum Löschen und zum Befrachten von Schiffen benutzt. Es bedarf nur einer Leitrolle in der Speicherluke oder im Takelwerk des Schiffes, um das Förderseil vom Jigger in die Lastbahn abzulenken, wenn sich in genügender Nähe ein Anschlusshydrant für die Aufstellung des Jiggers befindet.

Die Verbindung von Flaschenzug- und Trommelvorgelege lässt sich auch für stationäre Anlagen verwerthen, sobald beschränkter Platz besonders starke Übersetzungen nothwendig macht, um Cylinder- und Kolbenlänge zu verkürzen.

Der Beschleunigungswiderstand und die Bewegungsenergie des Vorgeleges können aber bei einfachen Kolbenmaschinen dazu führen, dass der vollkommen zwangläufige Zusammenhang zwischen dem Kolbenlauf und der Last innerhalb gewisser Grenzen verloren geht, und nachträglich heftige Stösse auftreten. Die Flaschenzugketten oder Seile werden ferner stärker belastet, als wenn die ganze Übersetzung ausschliesslich durch einen Rollenzug mit entsprechend grösserer Rollenzahl vermittelt wird. Hieraus folgen demnach stärkere Ketten oder Seile und mittelbar auch grössere Rollendurchmesser, und die Massen des Trommelvorgeleges erfordern für den flotten Rücklauf schwerere Hakengewichte, als sonst. Unter diesen Verhältnissen geht dann der günstige Wirkungsgrad der Trommelvorgelege durch die Einflüsse der dynamischen Vorgänge in anderen Theilen des Triebwerks wieder verloren.

Speicherwinden mit wechselndem Betrieb zweier Förderbahnen.

Für Speicher ist häufig doppelseitiger Förderbetrieb für zwei gegenüberliegende Luken erforderlich, wenn die Waarenzu- und -abfuhr auf zwei gegenüberliegenden Seiten erfolgt, sei es, dass der Speicher auf der einen

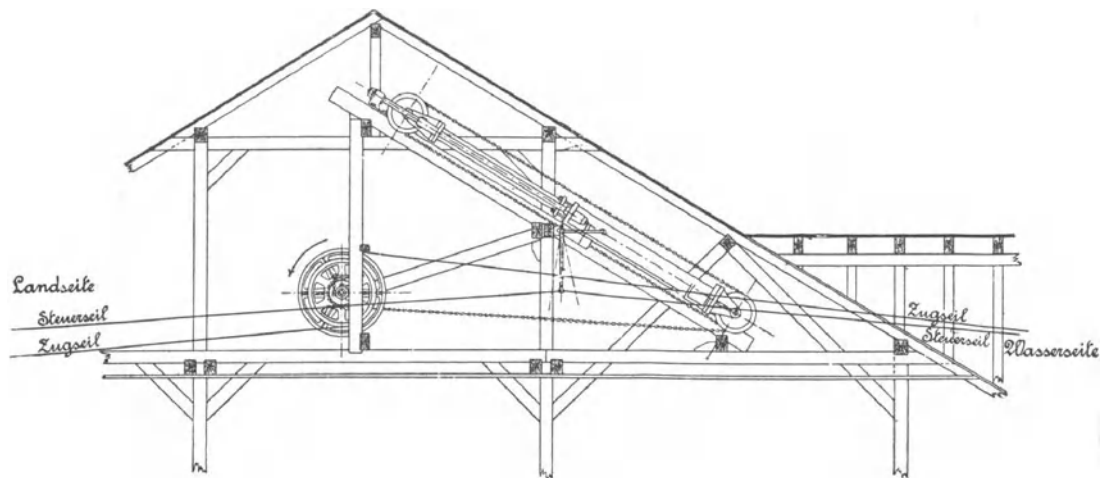


Fig. 608.

Seite an einem Kanal oder einem Hafen, auf der anderen Seite an einer Landstrasse oder einem Eisenbahngleise liegt, oder auf beiden Seiten Landtransportwege vorhanden sind. Der Kürze halber sei in der Folge, dem häufigsten Falle entsprechend, nur immer von der Land- und von der Wasserseite die Rede.

Da der Verkehr selten so lebhaft ist, dass es sich lohnte, für zwei gegenüberliegende Luken getrennte Betriebsmaschinen aufzustellen, entsteht das Bedürfniss, mit einer hydraulischen Winde nach Bedarf die eine oder die gegenüberliegende Luke zu bedienen. Die Aufgabe hat bei der Anlage der Hamburger Freihafenspeicher eine Reihe verschiedener, allmählich mehr und mehr vereinfachter Lösungen gefunden. Bei den ersten Ausführungen begnügte man sich mit dem Antrieb einer gemeinsamen Trommelwelle für beide Förderseiten durch den Übersetzungsflaschenzug einer hydraulischen Betriebsmaschine, wählte also im wesentlichen die kurz zuvor erörterte Bauweise mit Antrieb- und Förderseiltrommel und benutzte nur statt einer Fördertrommel zwei, deren Seile zu den gegenüberliegenden Luken geführt wurden, wie dies in Fig. 608 angegeben ist. Der Übelstand, dass hierbei die beiden Lastseile gleichzeitig und gemeinsam aufsteigen und ablaufen,

wurde später dadurch beseitigt, dass man die seltener benutzte Trommel für die Ladeseite lose auf die Welle setzte und, wie aus Fig. 609 zu entnehmen ist, erst für den Gebrauchsfall durch eine Klauenkupplung oder durch eine Sperrklinke mit der Welle kuppelte. In der Skizze sind ferner eine Bremsscheibe und ein Haspelrad, im Zusammenhang mit der losen Trommel angedeutet, die dazu dienen sollten, die Winde gelegentlich auch ohne hydraulischen Betrieb als Senkbremse zu benutzen. Der Zweck wurde durch die Ausführung nicht erreicht, weil bei den Senkbremsen die Last zum Ausschwenken aus der Luke zunächst stets angehoben werden muss, und hierzu das Haspelrad ohne Übersetzung nicht genügt.

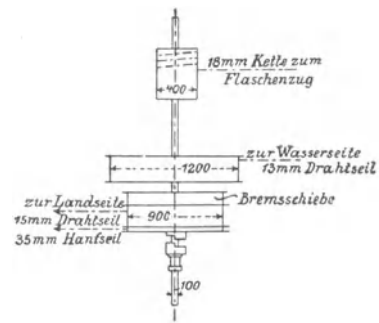


Fig. 609.

Umschaltvorrichtung von Hoppe für Hakenwinden.

D.R.P. 38762.

Hoppe hat die Trommelvorgelege für den in Rede stehenden Zweck beseitigt und dafür den Gedanken verfolgt, dass es für die Wirkung des Übersetzungsflaschenzuges einer hydraulischen Betriebsmaschine gleichgiltig ist, welches von beiden Seilenden festgelegt, und welches frei gegeben wird, dass man also ohne weiteres mit dem Flaschenzugseil selbst den doppelseitigen Betrieb vermitteln kann, wenn man die von den äussersten, festen Rollen

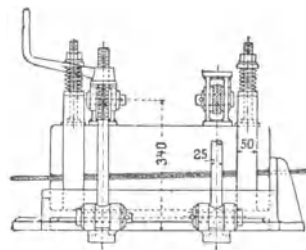


Fig. 610.

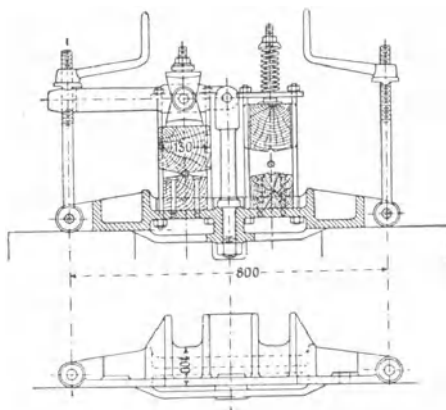


Fig. 611.

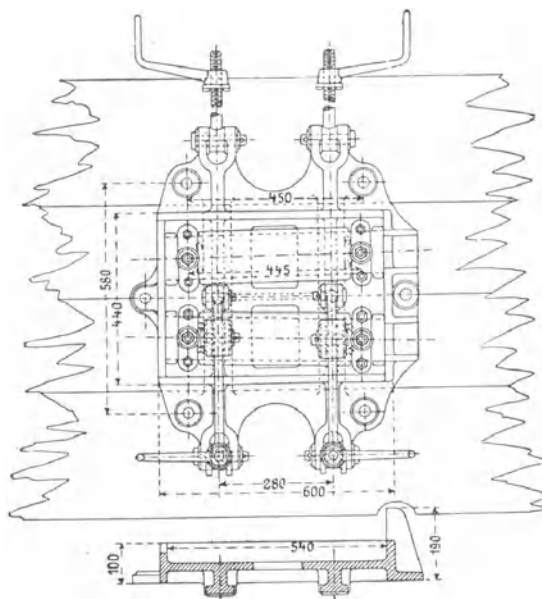


Fig. 612.

ablaufenden Seilstrecken in genügender Länge für die Förderbahnen nach den gegenüberliegenden Luken führt und je nach Bedarf wechselweise festklemmt. Die vom maschinentechnischen Bureau der Hamburger Freihafenlagerhausgesellschaft entworfenen Seilklemmen sind in Fig. 610 bis 612 gezeichnet. Das Seil wird mittelst einer Hebelpresse, deren Druckhebel für die beiden benachbarten Seilstränge abwechselnd gebraucht

werden können, durch Schraubenkurbeln zwischen zwei starken Holzblöcken von 540 mm Länge festgeklemmt, die in einem gusseisernen Grundrahmen eingelagert und gegen Längsverschiebung geschützt sind. Der freie Block wird durch Spiralfedern gelüftet, um das laufende Seil frei durchzulassen. Der Reibungschluss beträgt für die normal mit höchstens 800 kg belasteten Seile etwa 1000 kg. Die grosse Klemmlänge wurde gewählt, als Klemmbacken von 300 mm nach kurzer Betriebsdauer unbrauchbar geworden waren, und weil kurze Eisen- oder Kupferbacken die Seile beschädigten.*)

**Umschaltvorrichtung für Hakenwinden mit doppelseitigem Betrieb,
von Haniel & Lueg.**

Aus der Entwicklung des allgemeinen Gedankens folgt, dass es für den vorliegenden Zweck gleichgiltig ist, in welchem Punkte der Seilstrecke

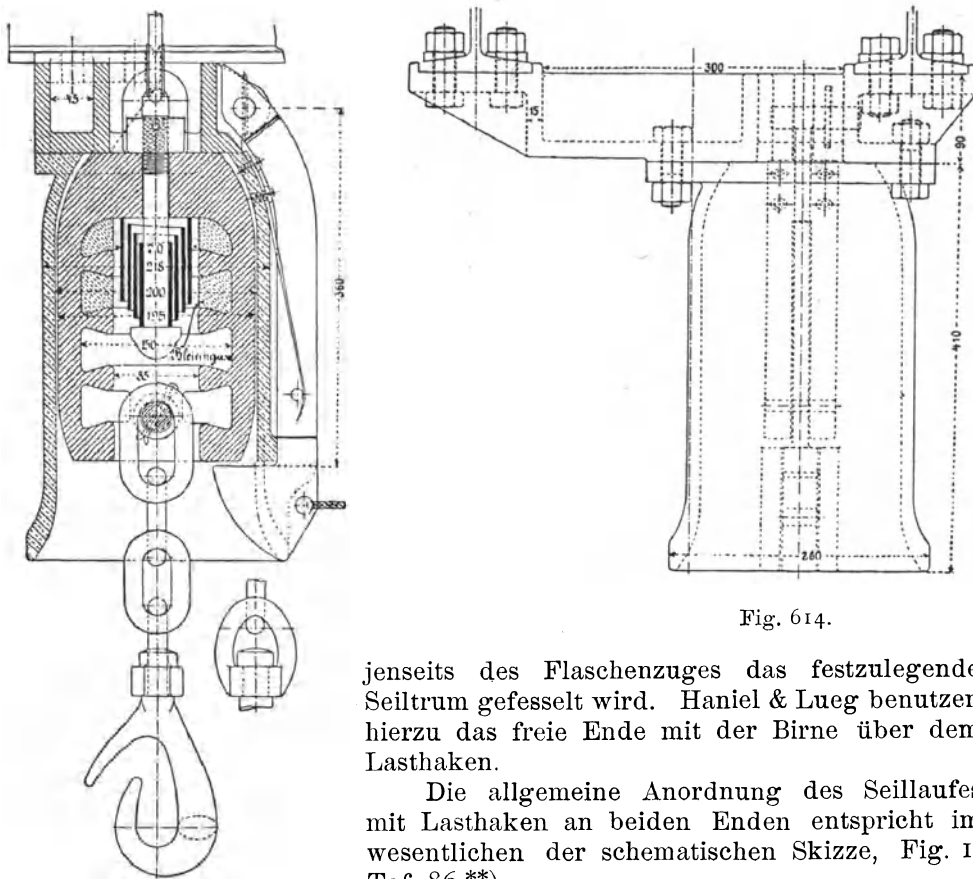


Fig. 613.

Fig. 614.

jenseits des Flaschenzuges das festzulegende Seiltrum gefesselt wird. Haniel & Lueg benutzen hierzu das freie Ende mit der Birne über dem Lasthaken.

Die allgemeine Anordnung des Seillaufs mit Lasthaken an beiden Enden entspricht im wesentlichen der schematischen Skizze, Fig. 1, Taf. 86.**)

Der Lasthaken ist nach der Zeichnung auf der Landseite bis dicht unter die Rollenausleger hinaufgezogen, so dass die Belastungsbirne über dem Haken bis in das Innere einer gegen die Ausleger von unten angeschraubten Glocke, Fig. 614, eingetreten ist und, wie man aus der Fig. 613 ersieht, am

*) Die allgemeine Anordnung des Seillaufs und die Verstreben für die Leitrollenlager sind für den vorliegenden Fall vom Verfasser in der Z. d. V. d. I. 1891, S. 724, Fig. 76 und S. 750, Fig. 90, veröffentlicht.

**) Die Einrichtung wurde zuerst für Hakenwinden im Block E der Hamburger Freihafenspeicher ausgeführt, die ich in der Z. d. V. d. Ing. 1891 auf Taf. XIX veröffentlicht habe.

Zurücksinken durch einen Sperrhaken gehindert wird, der durch Federdruck einspringt. Löst man durch Ziehen am Sperrhakenseil die Hemmung aus, während sich die Birne auf der entgegengesetzten Seite in der entsprechenden höchsten Stellung befindet, so wird diese durch Einspringen des zugehörigen Hakens festgehalten und die erstere frei. Die Sperrhakenseile sind nach dem Windenraum geführt und werden dort durch einen Schalthebel, Fig. 1, Taf. 86, gesteuert, an den die Zugseile, schwache Drahtseile von ungefähr 6 mm Durchmesser, zu beiden Seiten des Drehzapfens derart angeschlossen sind, dass beim Ausschlag des Hebels aus der Mittellage, je nach der Drehrichtung, das eine oder das andere Zugseil angespannt und das zweite gelockert wird. Umschaltungen während des Betriebes werden verhindert, indem man den Schalthebel mit einem Durchsteckbolzen in der für den jeweiligen Betrieb erforderlichen Endstellung festhält. Es bedarf hierbei also nur eines einzigen Handgriffs für die jedesmalige Umschaltung, statt des LöSENS und Anziehens von Schrauben, und der Schalthebel kann an einer möglichst bequemen Stelle angebracht werden.

Die Anlage hat sich sehr gut bewährt.

In Fig. 615 ist eine stellbare Seilleitrolle für Aufzüge mit mehrfach abgelenkter Seilrichtung wiedergegeben, die Haniel & Lueg nach dem Muster der stellbaren Riemenleitrollen entworfen haben, um die Montirung an Ort und Stelle zu erleichtern und mit einem Modell für verschiedene Fälle auszukommen.*)

Hydraulischer Gichtaufzug von Armstrong.**)

Der Förderthurm des in Fig. 616 skizzirten Gichtaufzuges ist aus gusseisernen Säulen mit gegenseitiger Walzeisenverbindung hergestellt und bildet zwei nebeneinanderliegende Fahrshächte für den Doppelaufzug, dessen Förderschalen *A* und *B* durch die hängenden Treibkolben mit umgekehrten Faktorenrollenzügen in die Höhe gezogen werden. Die Anordnung ist, wie bei allen Doppelaufzügen so getroffen, dass der eine Fahrstuhl niedersinkt, während der andere aufsteigt.

Der gegenseitige Ausgleich des Eigen-

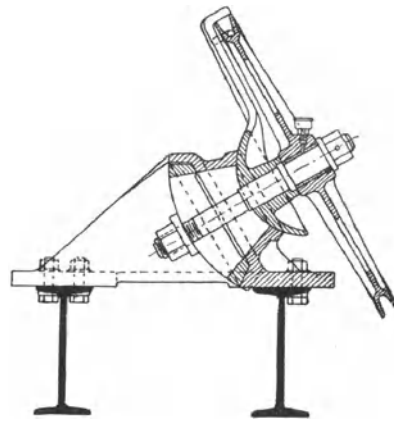


Fig. 615. 1:5.

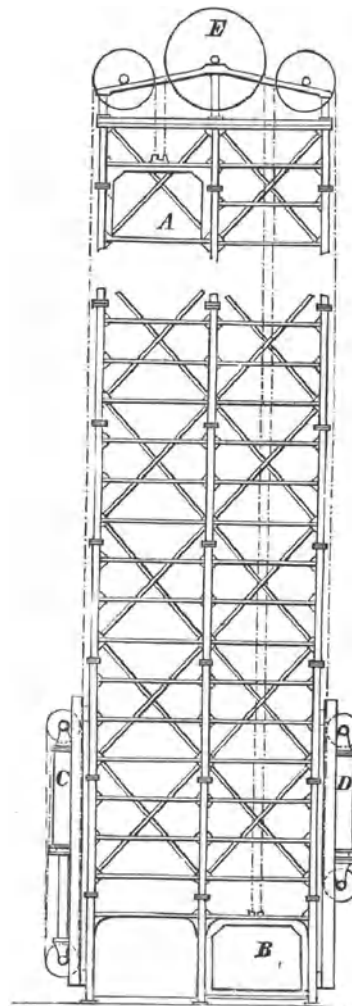


Fig. 616.

*) Vergl. B. Gerdau, Lös- und Ladevorrichtungen für Schiffe und Eisenbahnen. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 334.

***) Engineering 1868, S. 560.

gewichtetes der leeren Förderschalen und der Kippwagen für die Gichtbeschickung wird dadurch erreicht, dass beide Schalen an einem gemeinsamen Drahtseil hängen, das im höchsten Punkte des Gichtthurmes über die mittlere Leitrolle *E* läuft. Die Kraftübertragung der hydraulischen Treibkolben erfolgt durch gesonderte Drahtseile, deren Leitrollen zu beiden Seiten der Mittelrolle *E* gelagert sind.

Die am Fusse des Förderthurms senkrecht aufgestellten hydraulischen Maschinen *C* und *D* sind einfach wirkend und arbeiten, durch eine gemeinsame Steuerung in Thätigkeit gesetzt, abwechselnd. Die unbelastet niedersinkende Förderschale schiebt dabei jedesmal den Treibkolben des zugehörigen Druckcylinders in die Anfangslage zurück, während auf der anderen Seite der entsprechende Kolben unter der Einwirkung des Druckwassers die belastete Förderschale in die Höhe zieht.

h. Hebewerke mit mehreren Treibkolben zur Stützung umfangreicher Lasten.

Hebewerke mit zwei oder mehr Treibkolben für grosse und umfangreiche Lasten können entweder mit gemeinsamer oder mit getrennter Druckleitung für die einzelnen Cylinder versehen werden. In beiden Fällen bedürfen die Stabilitätsverhältnisse der Laststützung genauerer Untersuchungen. Meist sind auch besondere Vorkehrungen für gleichmässiges paralleles Heben der Last nothwendig.*)

Lasthebung durch Kolbengruppen mit getrennten Druckleitungen.

Zur vollständigen Stützung eines nur der Schwerkraft unterworfenen Körpers gehören drei aufwärts gerichtete Stützkräfte, die durch die Eckpunkte eines Dreiecks gehen, das gleichzeitig von der Schwerlinie des Körpers durchdrungen wird. Geht die Schwerlinie des Körpers durch den Schwerpunkt des Dreiecks, so fallen die Stützkräfte gleich gross, anderenfalls verschieden aus. Der Körper bleibt so lange gegen Umkippen geschützt, wie seine Schwerlinie nicht über die Grenzen des Dreiecks hinausfällt.**)

Stützt man die Last durch drei Druckkolben, die durch getrennte Pumpwerke oder Akkumulatoren, ohne irgend welche Zwischenrohrverbindungen in Thätigkeit gesetzt werden, so wird die Last gleichmässig und parallel gehoben, so lange:

1. der verfügbare Arbeitsdruck in jeder Rohrleitung grösser ist als der Lastantheil, der vom zugehörigen Treibkolben aufzunehmen ist, und
2. nur, wenn bei gleichen Presskolbendurchmessern den Treibcylindern in der Zeiteinheit gleich grosse Wassermengen zugeführt werden.

Fallen die erforderlichen Presskolbendurchmesser für die Ausführung störend gross aus, so kann man die einzelnen Kolben durch Kolbengruppen ersetzen, deren Querschnittsumme gleich dem Querschnitt des zu ersetzenden Kolbens ist, und deren Druckresultante mit seinem Mittelpunkt zusammenfällt. Die Cylinder einer gemeinsamen Kolbengruppe können dann

*) Siehe auch die Angaben über das Schiffshebewerk bei Henrichsburg mit vier Schraubenspindeln zur Parallelführung der auf mehreren Schwimmern ruhenden Schleusenkammer S. 631.

**) Erschöpfende Untersuchungen über die Gleichgewichtsverhältnisse, die Stützung und Führung von Hebewerken mit mehrfachen Treibkolben finden sich in der werthvollen Arbeit von P. Pfeifer, *Hydraulische Hebungen und Trogschleusen mit senkrechtem Hub*, Berlin 1891, der auch einige Skizzen für den vorliegenden Abschnitt entnommen sind.

unter sich frei verbunden sein und durch eine gemeinsame Steuerung bedient werden.

Der ersten der beiden obigen Bedingungen kann stets genügt werden. Zum Erfüllen der zweiten Forderung kann man den Weg einschlagen, jeden der drei getrennten Rohrstränge durch eine Pumpe von gleicher Liefermenge mit gleicher Hubzahl von Hand oder durch eine gemeinsame Antriebswelle zu speisen oder drei gleich grosse Akkumulatorplunger zu verwenden, die durch eine gemeinsame und durch Führungen gegen Kippen geschützte Belastungstrommel gleichzeitig niedergetrieben werden und dadurch gleiche Wassermengen an die drei Rohrstränge abgeben. In Wirklichkeit wird durch beide Verfahren das angestrebte Ziel nur näherungsweise erreicht, weil auch, abgesehen von der Schwierigkeit vollkommener genau übereinstimmender Arbeitsausführung, Undichtheiten in den Stopfbüchsen erhebliche Abweichungen verursachen können. Man hat sich daher bislang mit dem einfachen Verfahren begnügt, Hebewerke mit drei Kolbengruppen und getrennter Druckleitung durch Regeln des Wasserzufflusses von Hand, unter Beobachtung des Ganges der Lastbühne zu steuern. Im übrigen würden auch bei dieser Bauart die weiter unten zu behandelnden Stellsteuerungen die Aufgabe mechanisch zwangsläufig und vollkommener lösen.

Schiffshebewerk für die Victoria-Docks in London von Clark.

Das in Fig. 617, S. 690, skizzierte, 1860 für die Victoria-Docks in London ausgeführte Schiffshebewerk von Clark, um Seeschiffe zu untersuchen und erforderlichenfalls zum Ausbessern fortzuschaffen, liefert ein Beispiel für Hebewerke mit drei Kolbengruppen und getrennter Druckleitung. Die Anlage besteht aus 34 hydraulischen Pressen, die paarweise in Abständen von ungefähr 19 m einander gegenüberstehend, in zwei parallelen Reihen mit 6,25 m Entfernung der einzelnen Pressenpaare aufgestellt sind. Je zwei gegenüberstehende Pressen tragen an den von ihrem Druckkolben herabhängenden Schienen einen gemeinsamen Querträger *DD*. Diese Querträger dienen zur Aufnahme eines versenkbaren Pontons mit dem zu untersuchen den Schiff. In der Grundrisskizze, Fig. 618, sind die zu einer Gruppe gehörigen Pressen durch gemeinsame Kennzeichen hervorgehoben. Ferner ist angedeutet, dass die Druckrohre der drei Gruppen von drei getrennten Pumpwerken I, II und III im Maschinenhause ausgehen, und die resultierenden Kolben der einzelnen Gruppen sind durch grössere Kreise R_I , R_{II} und R_{III} bezeichnet.

Im Betrieb werden zunächst die Querbalken *DD*, Fig. 617, durch Öffnen der Ablaufventile der Pressen bis auf etwa 0,3 m unter den Wasserspiegel gesenkt, dann wird das schwimmende Ponton zwischen die Pressen geschleppt und durch Wasserfüllung seiner inneren Abtheilungen auf die Querträger und schliesslich mit diesen gemeinschaftlich bis unter die Kieltiefe des aufzunehmenden Schiffes weiter gesenkt. Nachdem das Schiff aufgefahren, und das Ponton mit den Pressen bis gegen den Kiel angehoben ist, stützt man den Schiffskörper durch Stapelhölzer ab und hebt ihn mit dem Ponton ganz über Wasser. Der Maschinist steuert die gleichmässige Hebung durch Regeln der Wasserzuffüsse für die drei Kolbengruppen. Wenn der Schiffskörper schadhaft ist, wird das Ponton durch Ablassen seiner Wasserfüllung schwimmfähig gemacht und mit dem Schiff in die Reparaturdocks geschleppt. Durch vorsichtiges Senken, Beobachten der Eintauchtiefe des Pontons und einseitige Ausgleichbelastungen einzelner Kammerfüllungen lässt sich die stabile Schwimmlage auf dem Wege des Versuches ermitteln. Unversehrte Schiffe werden nach der Besichtigung unmittelbar zwischen den Pressen in das Wasser zurückgesenkt. Wie aus dem

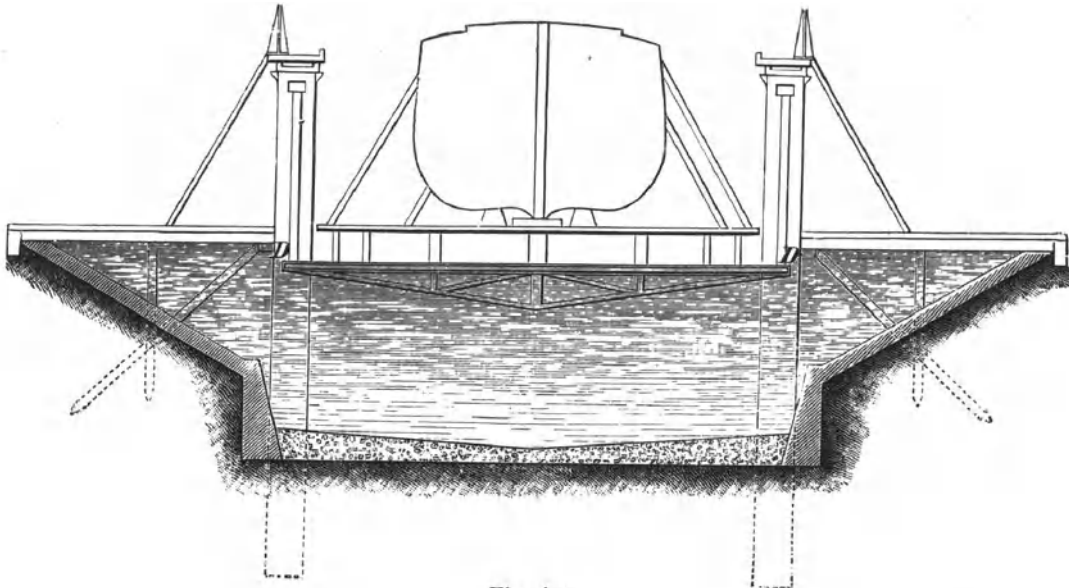


Fig. 617.

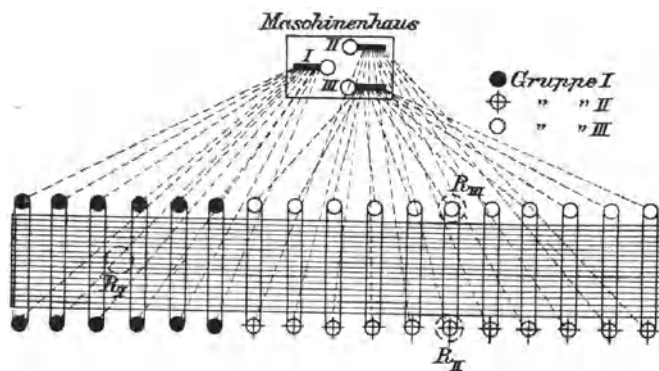


Fig. 618.

Schnitt, Fig. 619, hervorgeht, steht jede einzelne Presse in einer gusseisernen Säule mit innen verschraubten Rohrschüssen, deren Fuss bis auf tragfähigen Grund niedergesenkt und mit Beton ausgefüllt ist. Der Kopf der gusseisernen Säulen ist auf zwei gegenüberliegenden Seiten geschlitzt und dient als Führung für das Querhaupt *C* des Pressstempels. Die Dampfmaschinenanlage im Maschinenhause besteht aus 12 Druckpumpen, die durch eine 50pferdige Dampfmaschine betrieben werden und in drei Gruppen getrennt sind. Da der Auftrieb der Last mit fortschreitender Hebung abnimmt, lässt man anfänglich alle Pumpen laufen, schaltet dann nach und nach je drei aus, bis schliesslich jede Gruppe nur noch mit einer Pumpe arbeitet. Die Cylindergruppen sind so angeordnet, dass für kleinere Schiffe eine entsprechend beschränkte Zahl der Pressen benutzt werden kann. Um die Tragkolben ferner nicht während der ganzen Zeit unter Druck stehen zu lassen, werden bei solchen Anlagen meist Klappstützen vorgesehen, die als Stützfüsse dienen, wenn das Schiff gehoben ist.

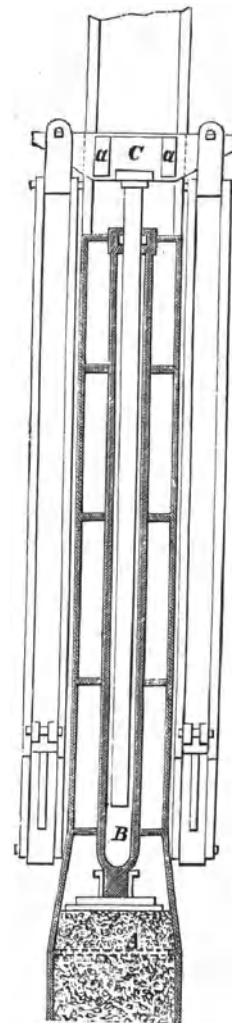


Fig. 619.

Lasthebung durch Kolbengruppen mit gemeinsamer Druckleitung.

Setzen wir voraus, dass sämtliche Treibkolben, die zum Heben einer Last durch eine gemeinsame Druckleitung gleichzeitig in Thätigkeit gesetzt werden, genau gleichen Querschnitt haben, so ist sofort ersichtlich, dass bei ungleichmässiger Lastvertheilung die Belastungsverhältnisse der einzelnen Kolben verschieden ausfallen, während die Triebkraft für alle gleich gross ist. Da nun eine vollkommen gleichmässige Lastvertheilung oder umgekehrt genaues Anpassen der Tragkraft der Kolben für ungleiche Stützdruce durch verschiedene Kolbengrössen schwerlich zu erreichen ist, und, ganz abgesehen von beweglichen Lasten, die veränderlichen und nicht genau justirbaren Stopfbüchsenwiderstände im Sinne wechselnder und ungleichmässiger Lastvertheilung wirken, werden einzelne Kolben leichter belastet sein und voreilen, andere, schwerer belastet, zurückbleiben. Im allgemeinen besteht für eine Last mit mehreren Stützkolben und gemeinsamer Druckleitung für die Presscylinder nur labiler Gleichgewichtszustand. Durch die Kippbewegung der Last verändert sich der Hebelarm der Schwerkraft inbezug auf die Kippachse und verstärkt die Kippneigung, wenn das Schwerkraftmoment im Sinne der vorher eingeleiteten Gleichgewichtsstörung wirkt. Gleichzeitig mit dem Kippen der Last verändert sich aber auch die Eintauchtiefe der einzelnen Kolben. Die tiefer stehenden erleiden einen stärkeren Auftrieb, als die höher stehenden, und hiermit entsteht ein dem Kippmoment entgegenwirkendes Drehmoment, das unter Umständen sich mit jenem ins Gleichgewicht setzt und die Last in der schiefen Lage am weiteren Kippen verhindert. Das Bestreben, die Last nach eingeleiteter Störung in ihre ursprüngliche Lage wieder zurückzuführen, wird begünstigt, wenn der Schwerpunkt unterhalb der Stützebene liegt, und das Schwerkraftmoment daher aufrichtend wirkt. Unter solchen Verhältnissen ist stabiles Gleichgewicht vorhanden. Durch den Einfluss der Stopfbüchsenreibungen wird innerhalb gewisser Grenzlagen ein indifferenter Gleichgewichtszustand für die Last bedingt, gleichzeitig aber auch der selbstthätigen Rückkehr der Last in ihre ursprüngliche Lage ein Widerstand entgegengesetzt, so dass selbst ein stabil abgestützter Körper nach irgend einer zufällig auftretenden Störung seiner wagerechten Lage sich dieser nur bis zu einer gewissen, der Reibungshöhe entsprechenden Grenze wieder nähern kann.*) Der dauernde Störungswinkel fällt nur bei tief unter der Stützebene liegendem Lastschwerpunkt unschädlich klein aus, wenn gleichzeitig die Pressen um die Schwerlinie der Last möglichst dicht gruppiert sind. Diese Bedingungen sind gerade in den Fällen, in denen man sich veranlasst sieht, Lasten durch mehrere Kolben, statt durch einen zu stützen und zu heben, meist nicht erfüllbar, und das nächstliegende Hilfsmittel, das parallele Aufsteigen der Last durch starre Führungen zu erzwingen, wie dies beispielsweise bei den Hebebühnen mit Entlastungskolben und bei einzelnen Gruppenkolbenmaschinen mit abgestuftem Kraftwasserverbrauch geschieht, lässt sich auch nur in beschränktem Masse anwenden. Es bleibt ausgeschlossen, wenn die Führungswiderstände störend gross ausfallen, oder wenn es sich um einmalige Hebung einer Last mit beweglichen Pressen handelt, die bei Bauten benutzt und wieder entfernt werden, sobald sich die Last an Ort und Stelle befindet. Hier würden grosse Führungsgerüste die Arbeit erschweren, und unverhältnismässige Kosten verursachen.

Unter der als selbstverständlich zu betrachtenden Voraussetzung, dass beim Heben an keiner Stelle die Belastung eines Stützkolbens seine Trag-

*) Vergl. die analytischen Entwicklungen in P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen. Berlin 1891, A. Seydel. S. 1—7 und S. 50 u. f.

kraft übersteigt, und die einzelnen Kolben demnach höchstens ungleichmässig aufsteigen, unter keinen Umständen aber durch die Last theilweise in entgegengesetzter Richtung verschoben werden, lässt sich die parallele Hebung mit gemeinsamer Druckleitung, ohne Zuhilfenahme von Zwangsführungen durch Hilfsteuerapparate, für jeden einzelnen Presscylinder er-

reichen, die entweder von Hand bedient oder selbstthätig wirkend eingerichtet werden können. Man kann die mittlere Geschwindigkeit der voreilenden Kolben auf die der zurückbleibenden herabsetzen, indem man aus ihren Presscylindern, beim Eintritt der Störung, Wasser ablässt oder den Zufluss drosselt, bezw. vorübergehend absperrt.

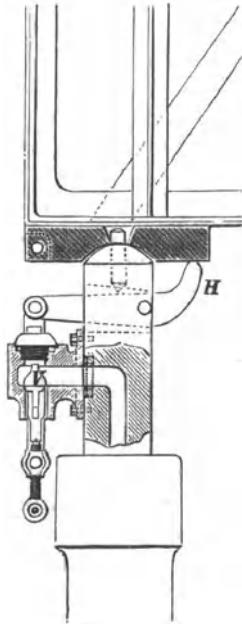


Fig. 620.

Steuerventil von Clark & Stanfield.

Clark & Stanfield bringen zum Regeln der Parallelhebung an dem Kolbenkopf ein Ausspritzventil *V*, Fig. 620, an, das durch die Kolbenbohrung mit dem Cylinderraum in Verbindung steht und durch das Druckwasser der Pressenfüllung selbstthätig geschlossen wird, während ein Füllhebel *H* das Ventil lüftet, sobald sich die Last nach rechts neigt. Das ist der Fall, wenn der Treibkolben beim Heben der Last voreilt oder beim Senken zurückbleibt. Das Auslassventil wirkt also beim Heben, wie beim Senken im richtigen Sinne, aber mit sehr störenden Wasserverlusten, da bei ungleichmässiger Lastvertheilung das Bestreben des weniger belasteten Kolbens, beim Heben ständig vorzueilen und beim Senken ständig zurückzubleiben, nur durch ununterbrochenen Wasseraustritt in den Wirkungsgrenzen des

Auslassventils gehalten wird. Noch weniger empfehlenswerth ist eine verwandte Konstruktion von Meyer & Wernigh, D.R.P. 6931.

Stellsteuerung von Hoppe für hydraulische Parallelhebung.

D.R.P. 42 347.

Der Vorschlag von Brennecke,^{*)} die Clark'sche Regulirvorrichtung in umgekehrter Weise zu verwenden, so dass das Ausspritzventil als Einlassventil dient und beim Schiefstellen der Last durch einen Fühlhebel geschlossen wird, würde beim Heben die beabsichtigte Verzögerung eines voreilenden Kolbens ohne den gerügten nachtheiligen Wasserverlust vermitteln. Das Ventil würde dann aber auch beim Senken durch die gleiche Laststellung geschlossen gehalten werden, während hier gerade schnelleres Sinken des zurückgebliebenen Kolbens durch verstärkten Wasserablauf aus dem Cylinder herbeigeführt werden muss. Der Gedanke ist also in dieser Weise nicht ausführbar. Dafür hat Hoppe die sehr beachtenswerthe Lösung gewählt, das Steuern getrennter Pressen von Hand für paralleles Lastheben und Senken durch einen zwangsläufigen Mechanismus zu ersetzen, der den Weg des Presskolbens von dem jedesmaligen Ausschlag des Steuerorgans aus seiner mittleren Abschlusslage durch ein bestimmtes Übersetzungsverhältniss abhängig macht und daher beliebig viele Pressen mit gemeinsamer Druckleitung zu genau gleichen Hub- oder Senkwegen zwingt, wenn ihre Steuerungen um gleiche Beträge aus der Mittellage verschoben werden.

In Fig. 621 ist der Gedanke der Hoppe'schen Steuerung schematisch wiedergegeben. Verstellt man den Hebel *abc* des Steuerschiebers durch

^{*)} Deutsche Bauzeitung vom 6. Juni 1885.

die Schraubenspindel S in die punktirte Lage, so öffnet sich der Druckwassereintritt, die Last wird gehoben, gleichzeitig damit aber auch die Stellspindel S , und der Schieber schliesst wieder ab, sobald der Schieberhebel im Laufe des Lasthubes in die wagerechte Lage zurückgeführt wird.*) Erfolgt die anfängliche Verstellung der Schraubenspindel S mit Schnecke und Schneckenrad für eine grössere Zahl von Pressen durch eine gemeinschaftliche Antriebswelle, so werden alle Schieber um denselben Betrag bewegt und alle Druckkolben um den gleichen Betrag nach oben getrieben, falls die Schieber ursprünglich genau auf gleiche Überdeckung eingestellt waren, und im übrigen alle Steuertheile übereinstimmen.

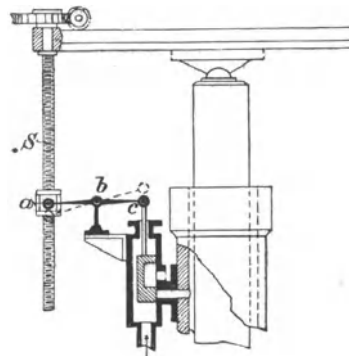


Fig. 621.

Die Grösse und Belastung der einzelnen Druckkolben ist ziemlich einflusslos, solange, wie schon eingangs als selbstverständlich erwähnt, kein Kolben über die Grenze seiner Triebkraft belastet und dadurch überhaupt am Aufsteigen gehindert ist. Innerhalb der Hubgrenze kann sich, je nach den äusseren Einflüssen und etwaigen Verschiedenheiten der treibenden Kraft, jeder Kolben mit anderer Geschwindigkeit wie die übrigen bewegen, und die einzige Folge hiervon ist die, dass die voraneilenden Kolben früher an der für alle im voraus festgelegten Hubgrenze anlangen, und dass die Last mit dem Eintreffen des letzten Kolbens am Ende seines Hubes wieder vollkommen wagerecht ausgerichtet ist, also ein neuer Hub beginnen kann.

Die Grösse des abgegrenzten Hubes bestimmt die Grenzen der vorübergehenden Schiefelage der Last, und durch Verkleinern der Hubgrenzen lässt sich jede beliebige Annäherung an stetige, vollkommene Parallelhebung gewinnen. In ganz entsprechender Weise ist die Senkung zu regeln.

Für die gleichmässige Wirkung sind vor allem genau übereinstimmende Steuerungsverhältnisse, Überdeckungen und genaues Einpassen aller Theile, mit Ausschluss aller Ursachen für toten Gang nothwendig. Bei der Wahl des Übersetzungsverhältnisses zwischen dem Schieber und dem Presskolbenweg ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass kleine Fehler in der Übereinstimmung der Steuerapparate sich auf die Begrenzung des Kolbenweges möglichst wenig fühlbar machen.

Der ganze Apparat lässt sich mannigfach in den Einzelheiten abändern. Statt der Muschelschieber können Kolbenschieber oder Ventile verwendet werden; der gemeinschaftliche Antrieb der Stellzeuge der einzelnen Steuerungen kann durch Rollen mit endlosen Seilen oder durch andere zwangsläufige Übertragungsmittel erfolgen. Schliesslich kann man auch noch das äussere Stellwerk von der Lastbühne trennen und fest lagern, wenn man den Steuerapparat an den hohlen Kolbenkopf anschliesst, statt an den Cylinder, und durch ein ausziehbares Stopfbüchsenrohr den mitwandernden Schieberkasten mit der feststehenden Druckleitung in Verbindung hält. Unabhängig von Hoppe hat G. W. Dickey in San Francisco eine solche Stellsteuerung nur mit anderen Einzeltheilen, die sich aus der angedeuteten Abänderungsfähigkeit der Konstruktion ergeben, für ein Schiffshebewerk erfunden und benutzt.**)

Der Ausführung der Hoppe'schen Steuerung für hydraulische Hebungen der Kuppeldächer von Gasbehältergebäuden entsprechen die Fig. 622 bis 626.

*) Vergl. die im Princip gleichen Steuerungen von Reynolds, Hall und Otis, S. 556 u. f.

**) Centralblatt der Bauverwaltung 1888, S. 158.

Die Anordnung ist bei Bauten in Berlin gewählt, um die eiserne Kuppel zunächst unmittelbar über dem Fundament zu montieren und dann mit Unterstützung der Sparrenfüsse durch kleine, hydraulische Pressen von 12 cm Kolbendurchmesser und 30 cm Hub die ganze Dachkonstruktion nebst einem Hängegerüst für die Arbeiter, unter gleichzeitig fortschreitender Untermauerung staffelförmig zu heben, bis das Gebäude durch sein Dachgesims zur dauernden Auflagerung der Kuppel fertiggestellt ist. *) Die Pressen, im vorliegenden Fall im ganzen 32 Stück, werden umgekehrt aufgestellt mit abwärts gerichteten Kolben und aufwärts steigenden Cylindern. Die Stellspindeln sind an den Cylindern frei gelagert und durch den Kolbenarm *H* gegen Drehen geschützt und festgehalten. Aus der grösseren Einzel-skizze Fig. 626 ist ersichtlich, dass die lange Mutter *M* den Gabelhebel *F* der Stellsteuerung bethätigt und ihren Antrieb durch die Seilrolle *A* empfängt. Als Schieber dient ein cylindrischer Rundschieber, Fig. 624 und 625,

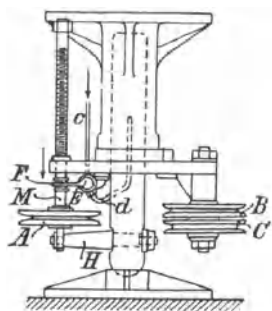


Fig. 622.

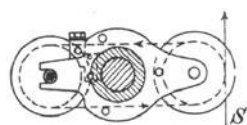


Fig. 623.

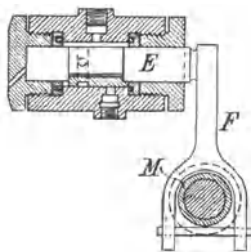


Fig. 624.

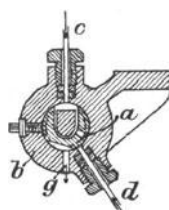


Fig. 625.

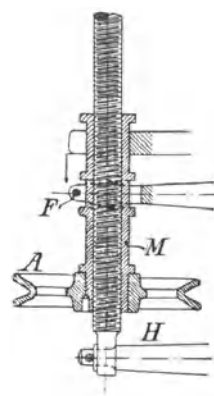


Fig. 626.

mit der flachen Muschel *b* und der Eintrittsöffnung *a*, dessen Drehachse *E* unmittelbar mit dem Gabelhebel *F* verbunden ist. Das Druckwasser tritt durch das Rohr *c* in das Schiebergehäuse und, wenn die Stellmutter nach oben gedreht wird, durch *a* und das 4 mm lichtweite Rohr *d* in den Presscylinder, der dann aufsteigt und durch das mitwandernde Schiebergehäuse den Gabelhebel *F* an der feststehenden Spindel und Stellmutter allmählich in die Mittellage zurückschiebt. Die entgegengesetzte Mutterdrehung verbindet den Cylinder durch die Schiebermuschel mit dem Auslass *g*. Der gemeinsame Antrieb aller Stellmuttern erfolgt durch ein endloses, mit Hilfe einer belasteten Spannrolle straff gehaltenes Seil *S*, Fig. 622 und 623, das durch die Leitrollen *B* und *C* die Mutterrolle *A* umschlingt. Die gemeinsame Druckleitung liegt oberhalb der Pressen und wird durch unten aufgestellte Pumpen gespeist. In den D.R.P. 83698 u. 91919 hat Hoppe die Konstruktion für stetige Hebungen weiter ausgebildet.

i. Krahne mit Akkumulatorbetrieb.

Die Druckwasserkrahn werden wie die Aufzüge, theils mit unmittelbar wirkenden Druckkolben, theils mit Übersetzungstriebwerken ausgeführt. Die

*) Ausführliche Beschreibungen der Bauausführung finden sich in der mehrfach angeführten Abhandlung von P. Pfeifer, Hydraulische Hebungen, S. 41 u. f.

Bauart mit unmittelbar wirkenden Kolben wird meist für Giesserei- und Blockkrahe in Eisen- und Stahlwerken gewählt, um möglichst einfache und leicht zu überwachende Konstruktionen zu erlangen und laufendes Seil- und Kettenwerk zu vermeiden. Zu Gunsten der Wahl dieser Bauart spricht ferner der Umstand, dass derartige Krahe gewöhnlich für ziemlich hohe Belastungen, 3000 kg und mehr, gebaut werden, während andererseits die geforderte Hubhöhe auf 2,5 bis 3 m beschränkt bleibt. Anders liegen die Verhältnisse bei den Krahen für den allgemeinen Ladeverkehr von Waaren und Gütern, die in der Mehrzahl mit grösseren Hubhöhen und kleineren Nutzlasten arbeiten und daher die Anwendung von Übersetzungs-triebwerken für den Kolbenhub nahelegen.

Der Ausschluss von Windketten und Seilen führt im Krahnbetrieb dazu, dass die Nutzlast nur durch Aufsteigen des Auslegers gehoben werden kann, und erhöht deshalb die erforderliche Druckkraft durch die tote Last des Auslegers mit Zubehör, die bisweilen die grösste Nutzlast übersteigt. Bei Krahen mit mittelbar wirkenden Druckkolben bleibt die tote Last auf das Eigengewicht des Hakens mit seiner Belastungsbirne und auf das Kolbengewicht nebst Zubehör beschränkt, das unentbehrlich ist, um den Druckhöhenwiderstand der Steuerung beim Senken zu überwinden und durch einen besonderen Gegenkolben ersetzt werden muss, wenn man die Betriebsmaschine liegend anordnet, weil sonst das Hakengewicht für den selbstthätigen Rücklauf störend gross ausfällt.

Giesserei-Blockkrahe.

Die Giesserei-Blockkrahe dienen in Eisen- und Stahlwerken zum Auswechseln der Giesspfannen, zum Einsetzen der Koquillen in die Giessgrube, zum Ausheben der Gussblöcke und der Koquillen, sowie zum Aufladen der Gussblöcke auf Transportwagen und zum Aufstapeln. Sie werden in grossen Betrieben theils mit 1000 bis 2000 Hüben in 24 Stunden lebhaft benutzt, und man hat deshalb dafür zu sorgen, dass der Wasserverbrauch entweder durch möglichste Verminderung der toten Lasten oder durch hydrostatische Ausgleichung thunlichst eingeschränkt wird. Vergleichende Betrachtungen über die verschiedenen Wasserdruckkrahe für Eisen- und Stahlwerke sind von R. M. Daelen in der unten angegebenen Quelle veröffentlicht, der auch die beiden nachstehenden Konstruktionen entnommen sind.*)

Blockkrahe von R. M. Daelen.

Der Treibcylinder, Fig. 627, S. 696, ist durch zwei seitlich angegossene Halslagerhülsen, von denen die obere gleichzeitig als Spurzapfenlager dient, auf einer feststehenden Krahsäule drehbar abgestützt, deren Kernbohrung den Cylinder durch den oberen, mit einer hängenden Stopfbüchse abgedichteten Lagertopf mit dem ausserhalb angeordneten Steuerapparat verbindet. Der Ausleger für die Lastrolle bildet mit dem schrägen Querhaupt des Treibkolbens und seinen oberen Zugstangen ein Dreieck, das durch zwei Rollenpaare in den Endpunkten des Querhauptes an den senkrechten I-Eisen geführt wird, die als freistehende Säulen zu beiden Seiten des Cylinders angeordnet und mit ihm verschraubt werden. Unter der Voraussetzung, dass diese Führungen, ebenso wie die Krahsäule, hinreichend kräftig hergestellt sind, um gegen merkliche Durchbiegungen geschützt zu bleiben, die das Kippmoment des belasteten Auslegers, durch die wagerechten Rollendrucke gegen die Schienen und der ebenfalls wagerechten Reaktionen in den Cylinderlagern anstrebt, kann der Treibkolben selbst schwache Abmessungen

*) Z. d. V. d. Ing. 1884, S. 75, Taf. VI. und 1887, S. 608, Taf. XX u. XXI.

erhalten und sein Querschnitt lediglich mit Rücksicht auf den Hubwiderstand gewählt werden. Die Sicherheit wird noch erhöht, wenn man statt der starren Verbindung zwischen dem Kolben und dem Führungsrollenquerhaupt einen Gelenkkuppelzapfen zwischen beiden einschaltet, dessen Achse parallel zu den Rollenachsen zu wählen ist, und der ohne sonstigen Nachtheil mit geringem Spielraum in das Querhaupt eingesetzt werden kann, um geringfügige Formänderungen des Krahngerüsts zuzulassen, ohne den Kolben in Mitleidenschaft zu ziehen. Auf jeden Fall sind die Durchbiegungen der Konstruktionen bei voller Belastung für die äusserste Last- und Hubstellung durch Rechnung zu prüfen und durch genügend niedrige

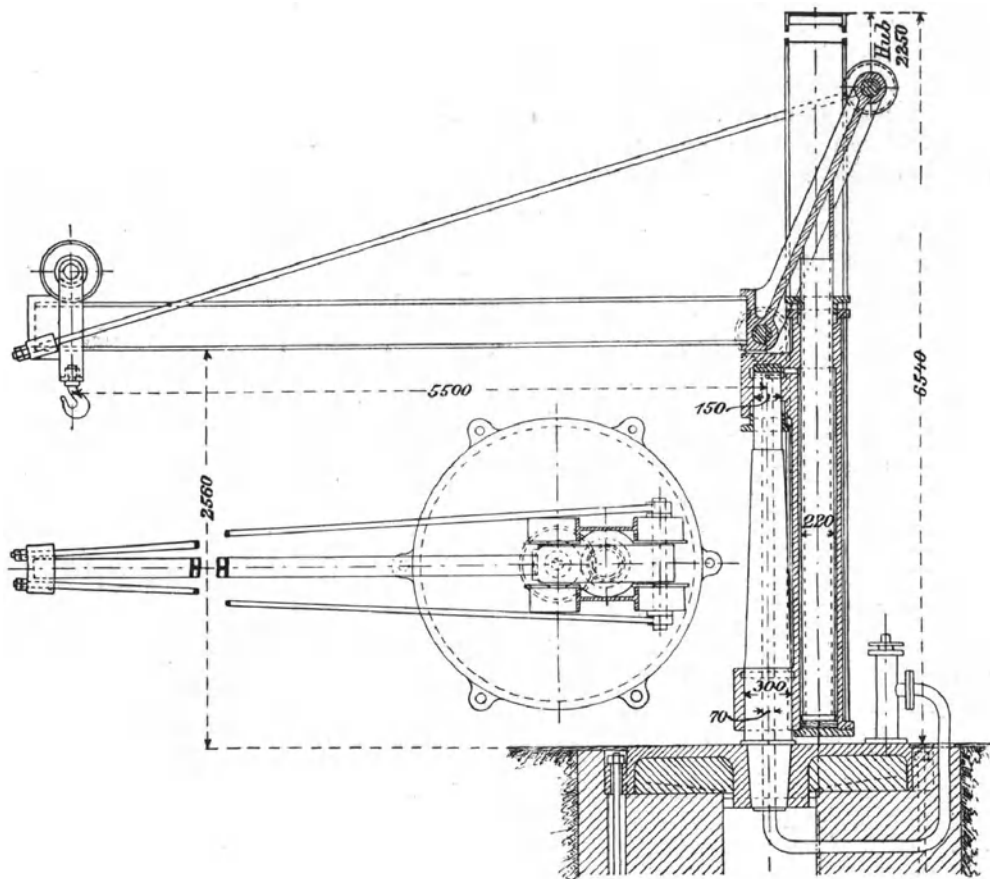


Fig. 627.

Wahl der Materialanstrengung auf das noch als zulässig zu erachtende Mass — < 1 mm — zu beschränken. Für die Rollen sind hartes Material und reichliche Durchmesser zu nehmen.

Die Anordnung und Führung des Auslegers beschränken die tote Last in günstigster Weise, und durch die einseitige Aufhängung des drehbaren Treibcylinders wird für die freistehende Krahnsäule das Kippmoment der Last durch das entgegengesetzt drehende Moment des Cylindergewichtes mit dem Kolben und den Führungsäulen theilweise ausgeglichen.

Bei 20 Atm. Betriebsdruck ist der Kolbendruck $= \frac{22^2 \pi}{4} \cdot 20 = 7600$ kg und mithin der Gütegrad der Krahnmaschine für 4000 kg Nutzlast

$$\eta = \frac{4000}{7600} \sim 0,53.$$

Dieser Werth ist in Anbetracht der Auslegerlänge von 5,5 m und der Grösse der Nutzlast sehr günstig und wird kaum durch andere Konstruktionen mit theilweisem hydrostatischen Ausgleich für die toten Lasten erreicht. Die Last lässt sich von Hand verschieben und schwenken.

Fig. 628 veranschaulicht die Abänderung der Konstruktion für den Fall, dass der Kopf der Führungsschienen des Auslegers im Dachgebälk durch ein Halslager abgestützt werden kann. Unter dieser Voraussetzung lässt sich der Treibcylinder gleichzeitig als feststehende Krahnssäule benutzen. Die Ausleger-Führungsschienen sind, wie angedeutet, unten gegen eine cylindrische Hülse geschraubt, die den Kopf des Treibcylinders als

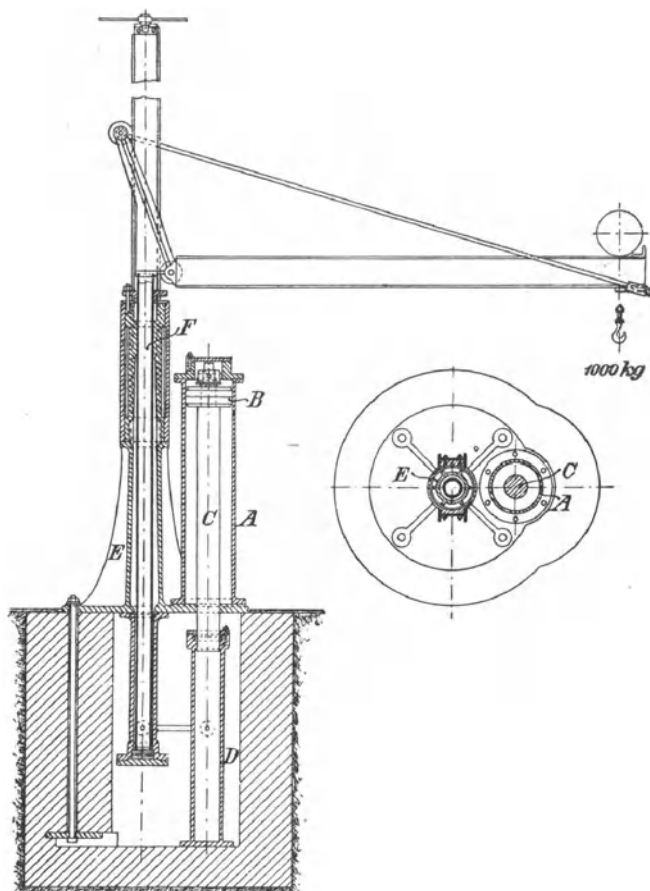


Fig. 628.

Fusszapfen umschliesst und durch ihre untere Ringfläche sich auf einem kräftigen Cylinderbund als Spurzapfen abstützt. Der Plunger nimmt beim Schwenken des Krahn an der Drehung theil. Will man dies vermeiden, so kann man die Auslegerführungsschienen unmittelbar am Treibcylinder befestigen und den Cylinder mit einem kräftigen Fusszapfen in einer Spurlagerbüchse der Grundplatte abstützen. Die Wasserzuführung muss dann von unten in der Cylinderachse erfolgen und ist durch eine Stopfbüchse zu vermitteln, die unterhalb des Cylinders angeordnet werden kann, wenn man in den Cylinderboden ein senkrecht, achsiales Rohr einsetzt, das in ein tiefer stehendes, gusseisernes Durchflussgehäuse mit Stopfbüchsenabschluss hineinreicht.

Für die skizzierte Ausführung ist vorausgesetzt, dass ein Akkumulator fehlt, und dafür als Ersatz ein Dampfzylinder *A* angenommen, dessen Kolben *B* mit seiner abwärts gerichteten Stange *C* in einen Wassercylinder eintaucht und seine Füllung in den Treibzylinder presst, sobald der Dampfkolben durch die zugehörige Steuerung abwärts getrieben wird. Die Druckübersetzung zwischen dem Dampfkolben und seinem Stempel beträgt in der Ausführung 1 : 5, so dass mit 4 Atm. Dampfspannung 20 Atm. Wasserdruck im Treibzylinder erzeugt werden. Der Treibkolben des Krahn hat 105 mm Durchmesser. Die tote Last des Auslegers mit seiner Rollenführung beträgt für 1000 kg Nutzlast bei 2,5 m Hub und 3 m Ausladung nur etwa 250 kg. Der Wirkungsgrad der hydraulischen Maschine erreicht mit 1730 kg Treibkolbendruck bei voller Belastung

$$\eta = \frac{1000}{1730} \sim 0,57.$$

Blockkrahnen für das neue Domnarfjets Bessemerwerk in Schweden.*)

Fig. 629 gleicht in der Rollenführung für den Ausleger den vorstehend beschriebenen Krahnen und unterscheidet sich von dem letzten nur da-

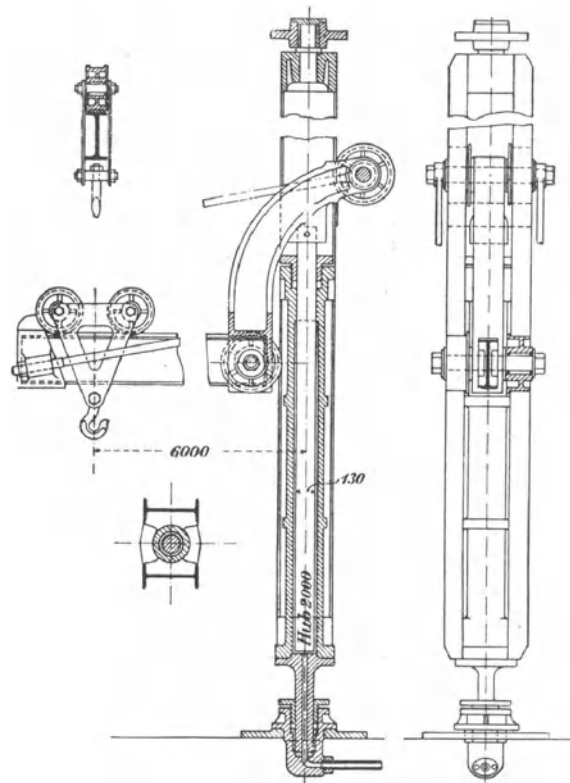


Fig. 629.

durch, dass das Druckwasser von unten durch den stählernen Spurzapfen des Treibzylinders eintritt, der zu dem Zweck in achsialer Richtung durchbohrt ist und in einem Stopfbüchsensturzloch läuft. Oben wird die Krahn-

*) Jernkontorets Annaler 1891. Ångström. Weitere Konstruktionen ähnlicher Art siehe in Dingler, April 1894, S. 74. Aiken's Ingotdrehkrahnen und Mc Cleane's Schweiss-ofenkrahnen, sowie in Stahl und Eisen, Mai 1891, S. 388 u. März 1894, S. 252, Fig. 5 u. 6. Krahn für das Bessemerwerk von Carnegie Brothers in Homestead bei Pittsburgh.

säule durch ein Kopflager gehalten. Die Ausführung ist für 50 Atm. Betriebsdruck und etwa 1,75 t Tragkraft bestimmt.

Blockkrahn von Gebr. Weismüller.

In Fig. 630 ist der Entwurf eines Blockkrahnes von Gebr. Weismüller in Bockenheim bei Frankfurt a/M. dargestellt, dessen Treibkolben aus zwei gekuppelten Schüssen von verschiedenem Durchmesser besteht, die sich in zwei übereinanderstehenden Cylindern bewegen. Der untere Cylinder steht ständig mit dem Akkumulator in freier Verbindung, und der eintauchende Kolbenquerschnitt übernimmt den hydrostatischen Ausgleich der toten Last der Kolben und des Krahnauslegers bis auf den zum selbstthätigen Senken

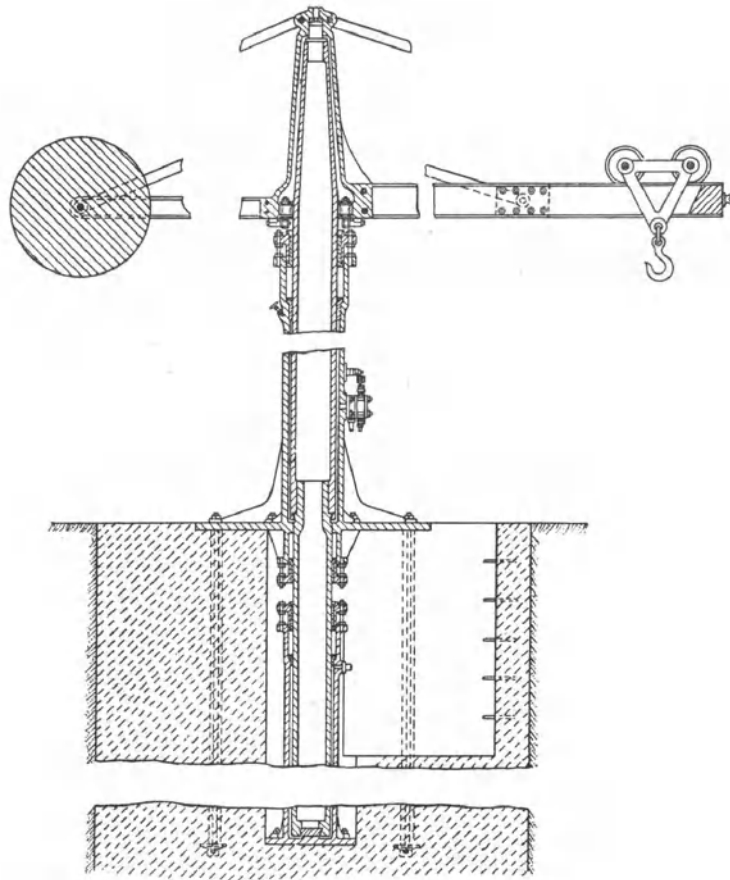


Fig. 630.

erforderlichen Überschuss. Heben und Senken wird durch die Steuerung am oberen Cylinder vermittelt. Der Unterschied der Kolbenquerschnitte bildet die wirksame Druckfläche zum Heben der Nutzlast und des nicht ausgeglichenen Antheils der toten Last. Der Ausleger hängt durch eine gusseiserne Haube mit einem Spurzapfen auf dem Kopf des Treibkolbens und wird gegen Seitenschwankungen durch ein Rollenlager im unteren Theil der Haube geschützt, das den Schaft des Treibkolbens umschliesst. Die Ausführung des Rollenlagers entspricht der im grösseren Massstabe gezeichneten Fig. 631, S. 700. Die Wälzungen sind zwischen zwei Flacheisenringen gelagert. Der ganze Rollenkranz wird frei beweglich durch 6 Stahlrollen getragen, deren Lagerkloben in der angegebenen Weise gegen den unteren Haubenrand geschraubt sind.

Der Treibkolben wird durch das Kippmoment des belasteten Auslegers auf Biegung und ausserdem durch die ganze Kopfbelastung auf Druck beansprucht. Zum theilweisen Ausgleich der biegenden Kräfte ist der Ausleger nach rückwärts verlängert und mit einem Gegengewicht belastet. Der gefährliche Querschnitt des Treibkolbens liegt im unteren Rollenlager der Kopfhaube oder auf der Kolbenstrecke von hier bis zur Mitte der oberen Führungsbüchse im Kopf des Treibcylinders, unterhalb der Stopfbüchse, da das biegende Moment für diese ganze Strecke seinen grössten

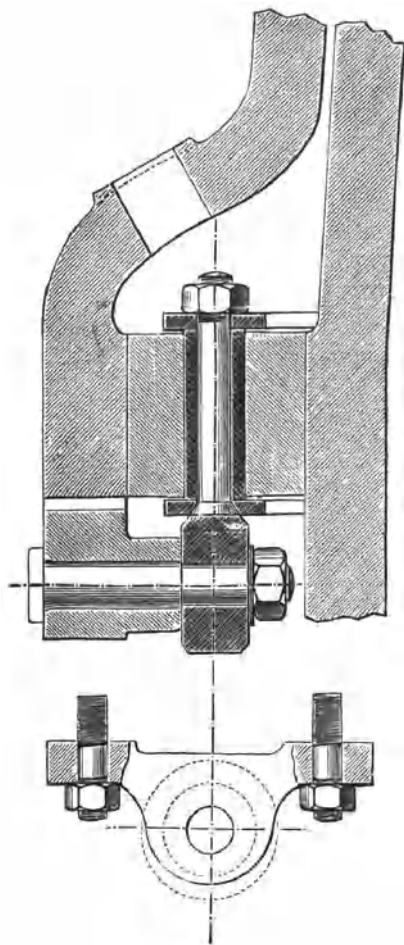


Fig. 631. 2 : 15.

Werth unverändert beibehält. In der unteren Führungshülse des oberen Cylinders nimmt das Biegemoment bis auf Null ab, wenn der Entlastungskolben in seinem Cylinder soviel Spiel hat, dass die Konstruktion nicht als kontinuierlicher Träger durch die Reaktionen der tiefer liegenden Führungen erheblich beansprucht wird. Jedenfalls ist das Moment bei sachgemässer Ausführung an dieser Stelle so klein, dass der äussere Durchmesser des unteren Kolbenschusses lediglich mit Rücksicht auf die für den hydrostatischen Ausgleich der toten Last erforderliche Druckfläche gewählt werden kann, während der obere Kolbenschuss unter allen Umständen den Belastungsanstrengungen genügen, und ausserdem der Unterschied der beiden Kolbenquerschnitte auch noch eine hinreichend grosse Druckfläche für das Heben der Nutzlast bieten muss. Ergiebt sich aus der notwendigen Beschränkung des Entlastungskolbenquerschnittes und aus dem erforderlichen Festigkeitsquerschnitt des oberen Kolbenschusses ein grösserer Unterschied, als für das Heben des vollbelasteten Krahnens bei dem vorhandenen Akkumulatordruck an sich erforderlich wäre, so lässt sich der Triebkraftüberschuss nur durch beschränkte Öffnungsweite der Steuerkanäle vernichten.

Bei der Wahl der Querschnittsabmessungen darf man sich, wie in allen ähnlichen Fällen, nicht damit begnügen, die resultierende Normalspannung aus Biegung und Druck innerhalb der für statische Konstruktionen erforderlichen Grenzen zu halten, die für Gusseisen im vorliegenden Fall bis auf 400 kg/qcm gesteigert werden dürfte, sondern hat gleichzeitig die auftretenden Durchbiegungen zu berechnen und die Materialanstrengung so weit herabzusetzen, dass die Durchbiegung innerhalb zulässiger Grenzen bleibt. Dies gilt im vorliegenden Fall ganz besonders für den auf Biegung beanspruchten Treibcylinder, da sich der Kolben festklemmen kann, wenn der Cylinderkopf bei vollbelastetem Krahn seitlich ausweicht, denn er dient gleichzeitig als Geradföhrung für den Kolben. Eine ganze Reihe ausgeführter Krahnens leiden unter der Nichtberücksichtigung dieses wichtigen Gesichtspunktes.

Ferner ist dafür zu sorgen, dass der Führungsdruck des Treibkolbens

im Cylinder von den Grundringen der Stopfbüchsen des oberen Cylinders und nicht etwa von den beweglichen Stopfbüchsenbrillen aufgenommen oder auf den unteren Cylinder übertragen wird. Diese Büchsen sind so lang auszuführen, dass der specifische Flächendruck der Horizontalreaktionen des Kippmomentes $\leq 70 \text{ kg/qcm}$ ausfällt, Bronzegrundbüchsen vorausgesetzt.

Hydraulischer Giesspfannenkrahn mit Hubhebel und Ausgleichung der toten Last von S. Forter.

In der Giesserei der Pittsburgh Iron and Steel Engineering Company ist ein hydraulischer Krahn von Forter in Betrieb, dessen Hubcylinder oben zwischen den \square -Eisenwangen der 9 m hohen Schwenksäule befestigt ist und mit abwärtsgerichtetem Plunger auf das hintere Ende eines doppelarmigen Hebels einwirkt, an dem vorn die Giesspfanne hängt. Der Plunger dient hierbei als Gegengewicht für die Pfanne und ist zum vollständigen Gewichtsausgleich der leeren Pfanne ohne Ausfütterung genügend weit nach unten verlängert. Sein Kreuzkopf läuft zwischen den Krahnensäulenwangen in festen Führungen und steht durch zwei aufwärtsgerichtete Lenkschienen mit dem darüber liegenden Lasthebel in Verbindung. Die Drehachse des $\sim 6,9$ m langen Pfannenhebels ist in etwa 3 m Abstand von der Krahnensäule ~ 4 m über der Hüttensohle im Schnittpunkt von Zug- und Druckstreben untergebracht, die von diesem Punkt nach den Endpunkten der Krahnensäule laufen und möglichst dicht an den Säulenzapfen angeschlossen sind, um die Biegemomente zu beschränken, so dass die ganze Konstruktion für 40 t Pfanneninhalte bei 32 Atm. Betriebsdruck verhältnissmässig leicht ausfällt. Das Lager des oberen Säulenzapfens liegt im Dachgebälk. — Näheres siehe: Uhland, der praktische Maschinenkonstrukteur. 1894. Taf. 18. Fig. 23—27.

Freistehender hydraulischer Drehkrahn mit Hub, Schwenk- und Katzenfahr-cylindern.

Ausgeführt vom Neusser Eisenwerk vorm. Rud. Daelen.

Die Übersichtskizzen, Fig. 632 u. 633, geben das Bild der Gesamtanordnung eines 1892 in Düsseldorf ausgestellten Hüttenkrahnes mit drei Triebwerken zum Heben der Last, Fahren der Katze und Schwenken des Krahnes. *)

Das drehbare Krahngerüst besteht im wesentlichen aus \square -Eisen und stützt sich auf einer freistehenden geschmiedeten Stahlsäule ab, die ohne sonstige Befestigung mit ihrem kegelförmig abgedrehten Fuss in die Nabe der Grundplatte eingesetzt ist.

Die Wasserzuführung erfolgt durch eine Kernbohrung der Säule von unten zunächst bis in das obere Drehlager am Säulenkopf und bewirkt hier durch die Kopfhaube eine theilweise Entlastung des unteren mit Kugelkranz ausgestatteten Fusslagers.

Ein Anschlussrohr verbindet den Wasserraum des oberen Lagers mit den Steuerapparaten auf der seitlich an das drehbare Krahngerüst angebauten Führerbühne, von denen die weitere Vertheilung in die einzelnen Arbeitcylinder erfolgt.

Das Hubwerk ist mit drei gegen die Brustseite des Krahngerüsts angeschraubten Cylindern und den zugehörigen, durch ein gemeinsames Querkoppel gekuppelten, nach oben austretenden Kolben derart dreistufig gebaut, dass entweder der Mitteleylinder oder die beiden Aussencylinder getrennt, letztere aber gemeinsam, oder alle drei Cylinder zusammen mit der Druckleitung, und die leerlaufenden mit der Ablaufleitung verbunden

*) Vergl. die ähnliche ältere Ausführung von Stuckenholz in „Stahl und Eisen“ 1885, S. 285, und hiernach Z. d. V. d. I. 1887, Taf. XXI.

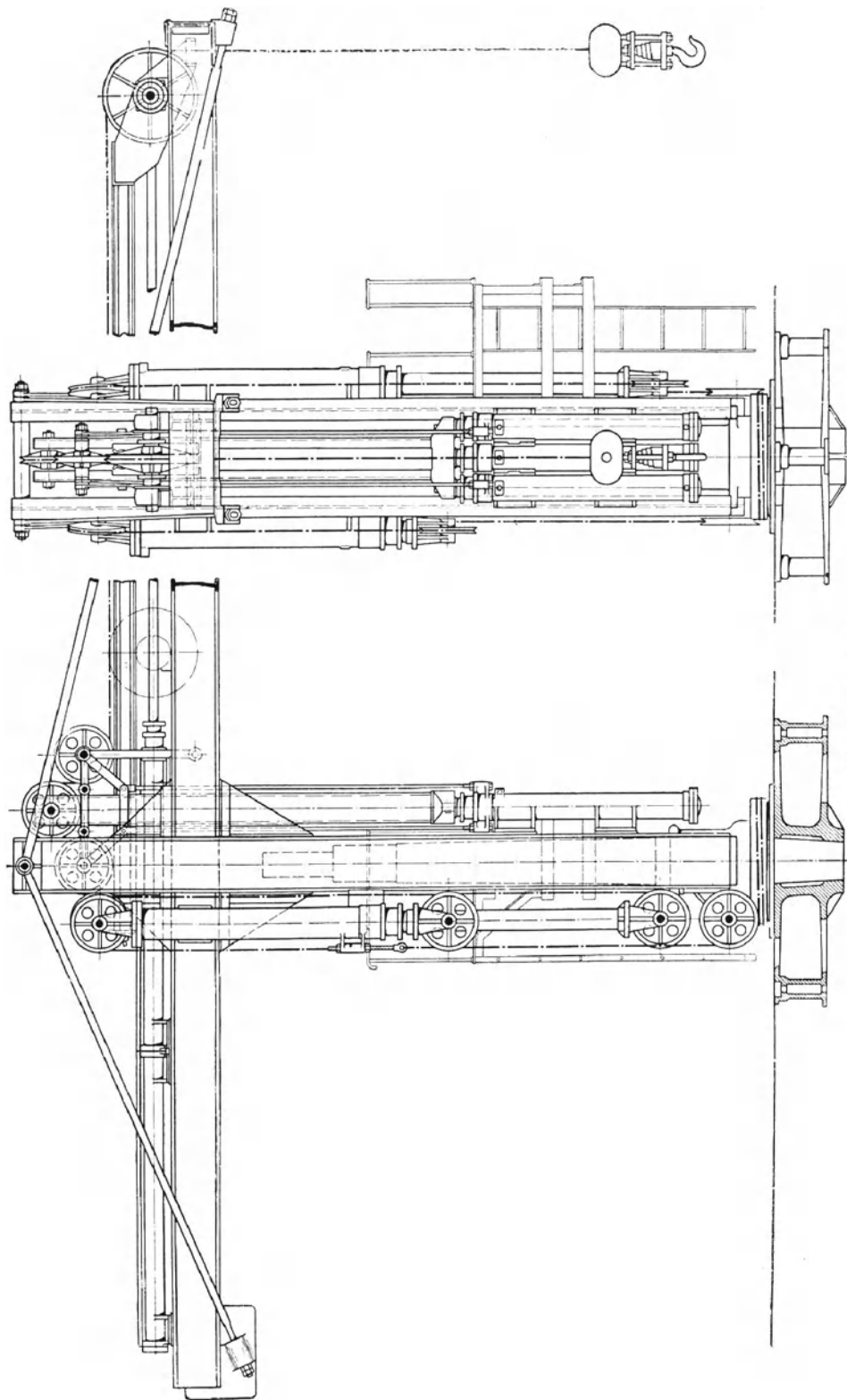


Fig. 632 u. 633.

werden, um entweder 1500 kg, 3500 kg oder 5000 kg Hubkraft zu liefern.

Die zugehörige Steuerung besteht aus zwei getrennten Schieberkasten, von denen im einen nur die Verbindungen für die verschiedenen Kraftstufen hergestellt werden, im anderen ein einfacher Anlassschieber liegt, der Heben und Senken vermittelt.

Das Kolbenquerhaupt trägt einen senkrechten Führungsrahmen aus \square -Eisen mit loser Kopfrolle, die, wie gezeichnet, bei tiefster Kolbenstellung dicht über dem Ausleger steht und beim Aufsteigen das Hakenseil mit der Übersetzung 1:2 anzieht. Für grössere Hubhöhen als die hier angenommenen von 3,2 m ist ein mehrrolliger Flaschenzug einzubauen, dessen feste Rollen im Strebenkopf des Auslegers über der Mittelpunktsäule gelagert werden.

Die dem Seil nachtheilige entgegengesetzte Biegung durch die rechts benachbarte Leitrolle auf dem Wege von der losen Rolle der Treibkolben zur Katzenrolle entspringt zum Theil der Rücksicht, die Cylinder möglichst dicht an die Krahnssäule heranzurücken, wodurch der Platz derart beschränkt wird, dass sich die sonst übliche Anordnung der festen Flaschenzugrollen unter dem Cylinderboden nicht ausführen lässt. Ganz besonders ist aber dafür auch der Umstand massgebend, dass eine unmittelbare Seilführung von der losen Kopfrolle zur Katze beim Aufsteigen der Treibkolben bedeutende Biegungsanstrengungen im Führungsrahmen der losen Rolle hervorrufen würde. Hier könnte man nur durch besondere Stützstreben Abhilfe schaffen.

Die Katze besteht aus einem einfachen Wagen mit einer Seilleitrolle und zwei Laufrollen, dessen Rahmengestell starr mit der Stange eines doppelt wirkenden Scheibenkolbens in dem langen Fahrcylinder verbunden ist, der wagerecht auf der Rückwärtsverlängerung des Auslegers liegt und mit einer doppelt wirkenden Steuerung für wechselnden Ein- und Auslass des Druckwassers vor und hinter dem Kolben bedient wird.

Die Krahnausladung beträgt 4 m.

Die Schwenkeylinder sitzen zu beiden Seiten des Auslegers hinter der Krahnssäulenmitte an den senkrechten **I**-Eisen, welche die Säule umgeben, und arbeiten durch Flaschenzugübersetzung mit abwärts gerichteten Kolben auf das in mehreren Windungen um die untere, festliegende Schwenktrommel geschlungene Drahtseil, welches in diametral gegenüberliegenden Punkten über senkrechte Leitrollen durch den jeweilig unter Druck stehenden abwärts getriebenen Kolben von der Trommel abgezogen wird und dadurch den Krahn dreht, während gleichzeitig das andere Seil sich durch die Schwenkung aufwickelt und den zugehörigen Kolben in die entgegengesetzte Endstellung zurückschiebt. Die hängende Anordnung der Kolben hält das Seil stets gespannt und verhindert stossweises Schwenken und falsche Seilwicklungen. Die gemeinsame Steuerung für die beiden wechselweise arbeitenden Schwenkeylinder ist, wie die für den Fahrcylinder, doppeltwirkend.

Zum Schutz gegen Brüche bei unvorsichtig spätem Abstellen für volle Kreisschwenkung sind die Schwenkeylinder und die Wicklung der Schwenktrommel für $\frac{5}{4}$ Drehung ausreichend gewählt.

Statt der sonst üblichen Anwendung getrennt in die Steuerapparate eingesetzter Schieberspiegelplatten, besteht das untere Steuergehäuse und der Schieberspiegel aus einem einzigen Bronzegussstück, um Undichtheiten zu vermeiden, die bei getrennter Ausführung in der Fuge auf der Unterseite der Spiegelplatte auftreten können und dann Einlass- und Ablaufkanal unmittelbar miteinander verbinden.

Das Neusser Eisenwerk baut diese vielfach in Hüttenwerken zum Auf-

nehmen der Stahlgussblöcke — Ingots — und zum Einsetzen in die Durchweichgruben benutzten Krahne meist für 35 bis 40 Atm. Betriebsdruck. Nach den Angaben der Firma ist die Leistungsfähigkeit sehr beträchtlich. In der Hörder Hütte sollen beispielsweise mit jedem Krahn 350 bis 400 Blöcke von 2 bis 3 t Gewicht in 24 Stunden aufgenommen und in die Durchweichgruben eingesenkt werden.

Mittelkrahne für Bessemerwerke.

Giesskrahn von Cockerill.

Die sogenannten Mittelkrahne der Flusseisen- und Stahlwerke, welche mit Konvertern arbeiten, dienen als Giesspfannenträger. Sie haben ihren Namen von ihrem Standort in der Mitte der Giessgrube, in deren Umfang die Koquillen aufgestellt werden. Nach beendeter Birnencharge wird der Krahn, Fig. 1, Taf. 93, mit der Giesspfanne unter die Mündung der Birne gebracht, die durch Kippen ihren Inhalt in die Pfanne entleert. Hierauf schwenkt man den Krahn und lässt den Pfanneninhalt durch die Bodenöffnung, nach Entfernung des Verschlussstopfens, der Reihe nach in die nebeneinander stehenden Koquillen laufen. Für grosse Chargen, meist 12 bis 16 t, werden die Koquillen in zwei concentrischen Kreisen aufgestellt, um die Ausladung des Krahns zu beschränken.

Der Krahn ausleger ist bei dieser Arbeitsweise mit der Giesspfanne zur Aufnahme des Birneninhalts und zum Füllen der Koquillen je nach Bedarf zu heben oder zu senken und die Giesspfanne in einen verschiebbaren Wagen auf dem Ausleger einzuhängen, um die beiden concentrischen Koquillenkreise nacheinander bestreichen zu können. Schliesslich ist auch noch eine mechanische Kippvorrichtung für die Pfanne erforderlich, damit ihr Inhalt bei Betriebsstörungen, Verstopfung des Ausflusses u. s. f. vor dem Erstarren in die Giessgrube entleert werden kann.

Der auf Taf. 93 gezeichnete Krahn ist für die Stahlwerke von Cockerill in Seraing ausgeführt und hat 11300 kg Giesspfanneninhalt. *) Der Ausleger ist, ähnlich wie bei dem zuletzt beschriebenen Blockkrahn von Weismüller, durch eine gusseiserne Haube auf dem Treibkolben abgestützt und rückwärts zur Aufnahme eines Gegengewichtes verlängert, das gleichzeitig dem Krahnführer als Standort dient. Der Krahn wird durch das Handkurbelrad *a* von 575 mm Durchmesser geschwenkt, das durch doppelte Kegelräderpaare mit den Übersetzungen $1:5 \times 1:5 = 1:25$ ein elfzähniiges Stirnritzel in dem 121zähniigen Stirnrade auf dem Treibkolben abwälzt. Eine Feder, die seitlich in die Kolbenbodenplatte eingesetzt ist, Fig. 7, und in einer Nuth des unteren Cylinderschusses gleitet, hält den Kolben fest und gestattet nur dem Ausleger, dem Drehantrieb zu folgen. Der Pfannenwagen wird durch zwei, zu beiden Seiten in seiner Verlängerung angebrachte Zahnstangen verschoben, die von einer gemeinsamen Welle mittelst zweier Trieblinge durch ein doppeltes Stirnrädervorgelege von der Kurbel *k* bethätigt werden. Die Gesamtübersetzung zwischen der zugehörigen Kurbelkraft und dem Schubwiderstand in den Zahnstangen ist annähernd 1:40 gewählt. Die Kippvorrichtung wird von dem Handrade *h* aus bedient, das durch ein Kegelräderpaar eine schräg am Pfannenwagen gelagerte Schneckenwelle antreibt und das auf dem Schildzapfen der Pfanne aufgekeilte Schneckenrad dreht. Die ganze Länge des Plungers, einschliesslich seines Kopfes, ist für 3,2 m Hub = 7490 mm und die dicht anschliessende Führungstrecke im Cylinderkopf = 1600 mm. Der Halbmesser der Giess-

*) Die Konstruktion ist zuerst in der Sammlung von Zeichnungen für die Hütte 1879, Taf. 19a u. b, veröffentlicht.

grube beträgt 5800 mm und der grösste Abstand der Pfannenmitte von der Krahnachse 5000 mm. Hierfür sind zwei I-Eisen von 390 mm Höhe für den Krahnausleger gewählt.

Derartige Krahne arbeiten meist mit geringem Gütegrad und grossem Wasserverbrauch, theils wegen der sehr bedeutenden toten Last, theils weil die Biegemomente in der Regel Querschnittsabmessungen für den Treibkolben verlangen, die wesentlich grösser sind, als der

erforderliche Druckquerschnitt für das Heben bei der vorhandenen Betriebspression in der Druckleitung. Im vorliegenden Fall ist für die Biegungsbeanspruchung der Kolbendurchmesser = 630 mm, bei 75 mm Wandstärke gewählt. Da der Krahn bei jeder Ladung nur 2 bis 3 Hübe, und in 24 Stunden nur 60 bis höchstens 150 ausführt, kommt der ungünstige Wasserverbrauch nicht sonderlich in Betracht, aber bei neueren Anlagen wird auch hierauf Gewicht gelegt.

Giesskrahne des Domnarfvets Bessemerwerkes.

Der Durchmesser der Krahnssäule, Fig. 634, die zu einem Giesskrahne des Domnarfvets Bessemerwerkes in Schweden mit 5400 mm Pfannenausleger für 6 t Pfanninhalt gehört, ist vollständig einflusslos auf den Wasserverbrauch, wie auf die Hebekraft des Krahns.*) Die Säule dient, neben ihrer Haupteigenschaft, nur gleichzeitig als Wasserzuführungsrohr für den Presscylinder, der den Ausleger mit der Pfannenbahn trägt und sich mit zwei Stopfbüchsen auf der Kernsäule auf- und niederschiebt, je nachdem Druckwasser ein- oder ausströmt. Der Krahn arbeitet mit 50 Atm. Betriebsdruck. Für die zu hebende Last, einschliesslich des Eigengewichts des beweglichen Hubcylinders mit dem Ausleger, genügt daher der Ringquerschnitt zwischen dem inneren Cylinder und dem Krahnssäulenkopf von 600 mm äusserem und 518 mm innerem Durchmesser als Druckfläche. Der Cylinder steht durch eine radiale Durchbohrung der Kernsäule mit ihrem inneren Hohl-

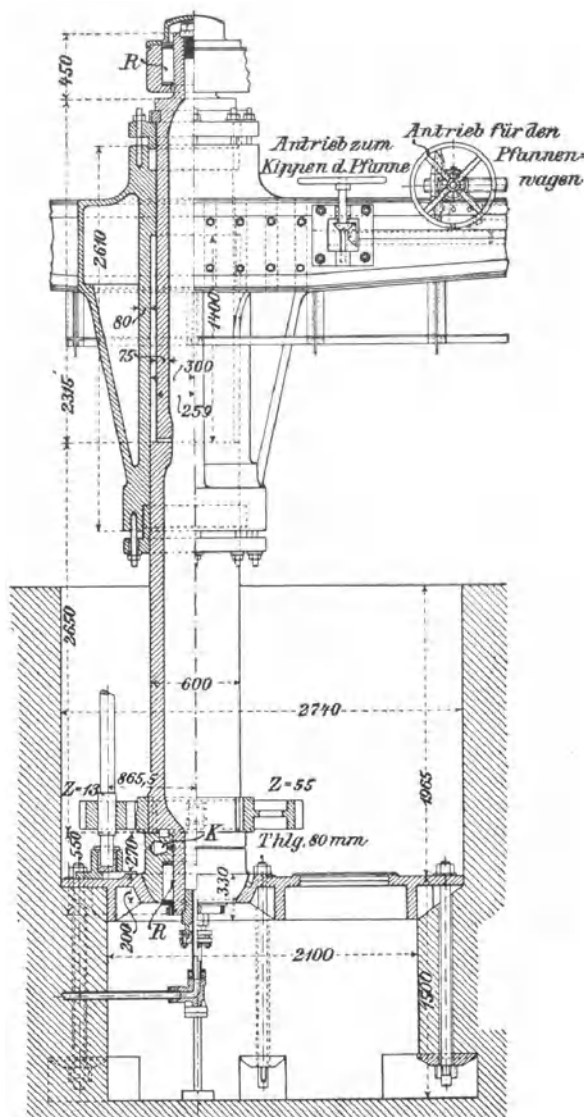


Fig. 634.

*) C. Ångström, Jernkontorets Annaler 1891, Taf. XI.

raum in Verbindung, in den das Betriebswasser von der Steuerung durch ein Stopfbüchsenrohr in der Achse des Bodenabschlusses von unten eintritt und auf demselben Wege wieder abströmt.

Die Krahsäule stützt sich mit einer kräftigen Fussplatte auf einen Kranz von Kegelwalzen *K*, deren untere Laufbahn in den Lagerklotz der Krahngrundplatte eingedreht ist. Die wagerechten Kippkräfte werden am Fuss und am Kopf der Krahsäule durch Rollenlager mit cylindrischen Walzen *R* aufgenommen. Das Gehäuse des Kopflagers muss deshalb seinerseits durch einen Querbalken im Gebäude abgestützt werden. Der Krahn steht also nicht frei.

Tannet, Walker & Co. in Leeds wenden neben dem Treibkolben symmetrisch zwei Entlastungskolben an, die ständig unter dem Akkumulatordruck stehen und den grössten Theil der toten Last ausgleichen, eine Konstruktion, die auch für Blockkrahne benutzt ist. *) Thomas Wrightson stützt die Krahsäule im Dachgebälk ab und lässt den Cylinder auf der Säule mit dem Ausleger auf- und niedersteigen, wie in Fig. 634, er entlastet aber den Krahn gleichzeitig noch durch ein Gegengewicht, das auf der Kernsäule oberhalb des Auslegers gleitet, und dessen Aufhängeketten über Leitrollen nach den Auslegerenden geführt sind. Der Ausleger ruht wie ein Wagebalken mit Kippzapfen auf dem tragenden Cylinder und bewirkt durch die Kippneigung mittelst des Kopfgegengewichts und der wechselnden Kettenspannung einen selbstthätigen Ausgleich des veränderlichen Kippmomentes. Die Konstruktion gestattet grosse Ausladungen bei verhältnissmässig leichter Ausleger- und Säulenkonstruktion, hat aber den Nachtheil, dass die Sicherheit des Betriebes durch die Einschaltung von Ketten weniger gewährleistet ist. **)

Fahrbare Giesskrahne für Hüttenwerke.

Durch die zunehmende Grösse der Hüttenwerke sind die älteren Mittelpunktkrahne bei Neuanlagen mehr und mehr verdrängt und durch fahrbare Giesskrahne mit hydraulischem Betrieb ersetzt, sogenannte „Giesswagen“, welche die einfachste Aufstellung der Ingotformen in einer Reihe neben dem geraden Fahrgeleise gestatten und damit die störende Abhängigkeit der Ingotzahl von dem Durchmesser kreisrunder Giessgruben und die Platzverschwendung solcher Anlagen, sowie die Konstruktionschwierigkeiten beseitigen, welche für die Mittelpunktkrahne durch zunehmende Grösse der Ausladung erwachsen. In neuester Zeit treten auch Laufkrahne in Wettbewerb mit den Giesswagen, weil sie sich dem elektrischen Betrieb am besten anpassen. Ausserdem werden auch Giesswagen mit elektrischem Antrieb gebaut. — Vergl. Z. d. V. d. I. 1903, S. 423, Frölich, Eisenhüttenwesen.

Giesswagen des Stahlwerkes der Gutehoffnungshütte.

Der Giesswagen der Gutehoffnungshütte, Fig. 635 bis 637, besteht aus zwei gekuppelten Wagen, von denen der eine den eigentlichen Giesskrahnen mit Druckwasserhebewerk, der andere die zugehörigen Betriebsdampfmaschinen und den Dampfkessel trägt. ***)

Die Giesspfannenträger sind seitlich an eine kräftige Traverse des als Haube über eine im Wagen feststehende Stempelsäule gestülpten Hub-

*) Robinson, Hydraulic Power and Hydraulic Machinery, London 1887, S. 122, und Z. d. V. d. Ing. 1884, Taf. 6, und 1887, Taf. 20.

**) Hydraulic Power and Hydraulic Machinery by H. Robinson, London 1887, S. 122 u. f., und Z. d. V. d. Ing. 1884, S. 77 u. f.

***) Frölich: „Die Werke der Gutehoffnungshütte“, Z. d. V. d. Ing. 1902, S. 1543, Fig. 80 bis 82.

cylinders angeschlossen und durch die Wassersäule im Cylinderkopf senkrecht beweglich, ausserdem um den Kernstempel schwenkbar.

Von den beiden stehenden Dampfmaschinen liefert die eine das Druckwasser für den Hubcylinder, die andere dient zum Fahren und arbeitet durch ein Stirnrädervorgelege mit weiterer Kegelradübersetzung auf die Zwischenwelle, welche gleichachsig mit den Kuppelbolzen der beiden Wagen

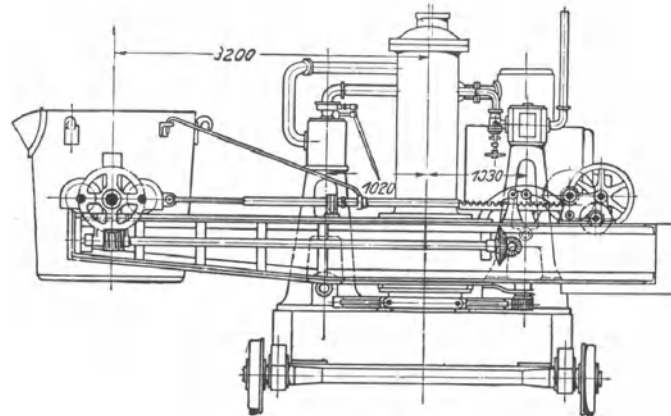


Fig. 635.

gelagert den Antrieb durch Stirnräder auf die benachbarte Laufachse des Kranwagens abgibt.

Die übrigen Kranbewegungen werden von Hand vermittelt und zwar das Verschieben der Pfanne auf ihren Trägern bis 3,2 m Ausladung und das Einholen durch Zwillingszahnstangen mit doppeltem Stirnrädervorgelege, das Kippen der Pfanne um ihre Schildzapfen durch ein selbsthemmendes

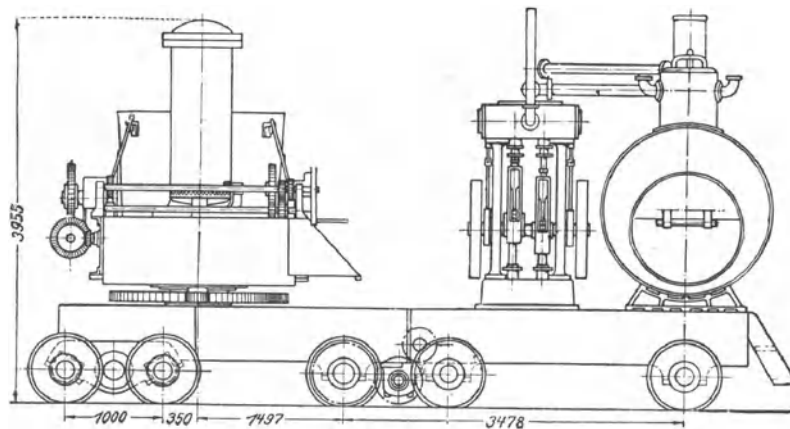


Fig. 636.

Schneckengetriebe mit Kegelrad- und Stirnradvorgelege und ebenso schliesslich das Schwenken des Krans um seinen Kernstempel durch ein Kegelradvorgelege, dessen senkrechte Welle mit einem Ritzel am unteren Ende in einen festliegenden Zahnkranz eingreift und das bewegliche Obergestell um den Kranz dreht.

Ausser der Kippvorrichtung zum Ausgiessen besitzt die Pfanne zum direkten Auslauf einen Bodenzapfen. Das mittlere Pfannengewicht mit In-

halt ist durch ein Gegengewicht zwischen den nach rückwärts verlängerten Pfannenträgern ausgeglichen.

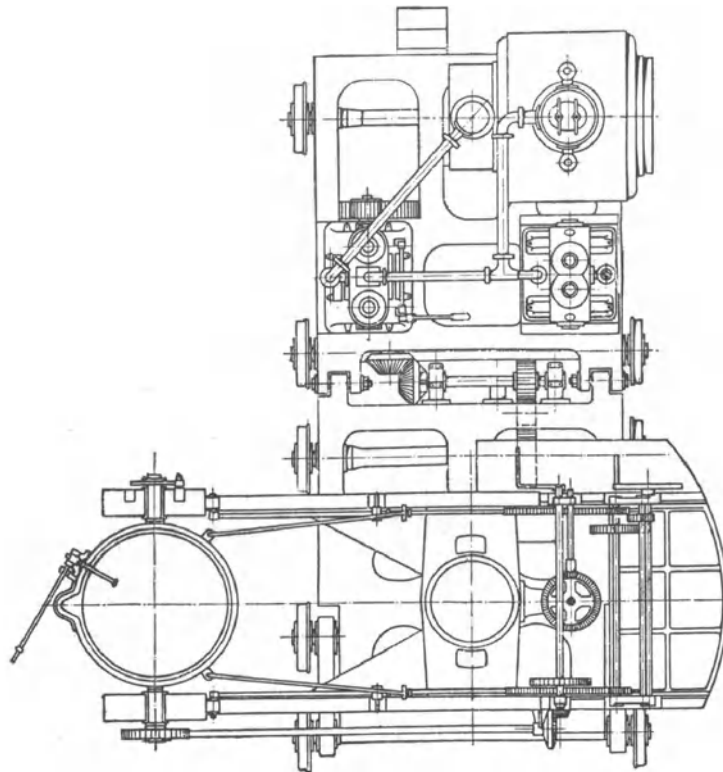


Fig. 637.

Der Giesswagen bedient vier an der Verlängerung des Geleises aufgestellte Birnen, die 15 t Einsatz Flusseisen fassen.

Speicherkrane.

Gebäudekrahne von C. Hoppe für den Berliner Packhof.*)

Der Gebäudekrahne Fig. 638 u. 639, S. 709, steht in grösserer Zahl vor dem Lagerhaus des Berliner Packhofes auf dem Quaimauerwerk und ist für 1500 kg Nutzlast bestimmt. Die mit dem Ausleger in zusammenhängender Konstruktion als kräftiger Gitterträger gebaute Krahnsäule ist in 1150 mm Abstand von der Speicherfront möglichst dicht an der Quaikante aufgestellt, um den freien Durchgang auf dem Laufsteg nicht zu unterbrechen. Die Ausladung wurde zu 4824 mm angenommen, damit je nach Bedarf die eine oder die andere zweier benachbarter Ladeluken im Speicher bedient werden kann. Das Fusslager steht in einer kräftigen, gusseisernen Grundplatte, welche den 0,9 m breiten Gang zwischen Ufermauer und Kellerwand überspannt, wo die hydraulischen Betriebsmaschinen untergebracht sind. Das Kopflager befindet sich in einer gusseisernen Schwinge, die um einen wagerechten Zapfen an der Gebäudemauer drehbar, sich auf den Kopfzapfen auflegt und durch zwei schräge, wagerechte Anker gegen Seitenkräfte abgesteift ist, die beim Schwenken des Krahns stets in der Richtung des Auslegers auftreten. Im Kopf der gusseisernen Schwinge liegt hinter dem

*) H. Keller, Die Tiefbauten und Hebewerke der neuen Packhof-Anlage in Berlin. Zeitschrift für Bauwesen 1887.

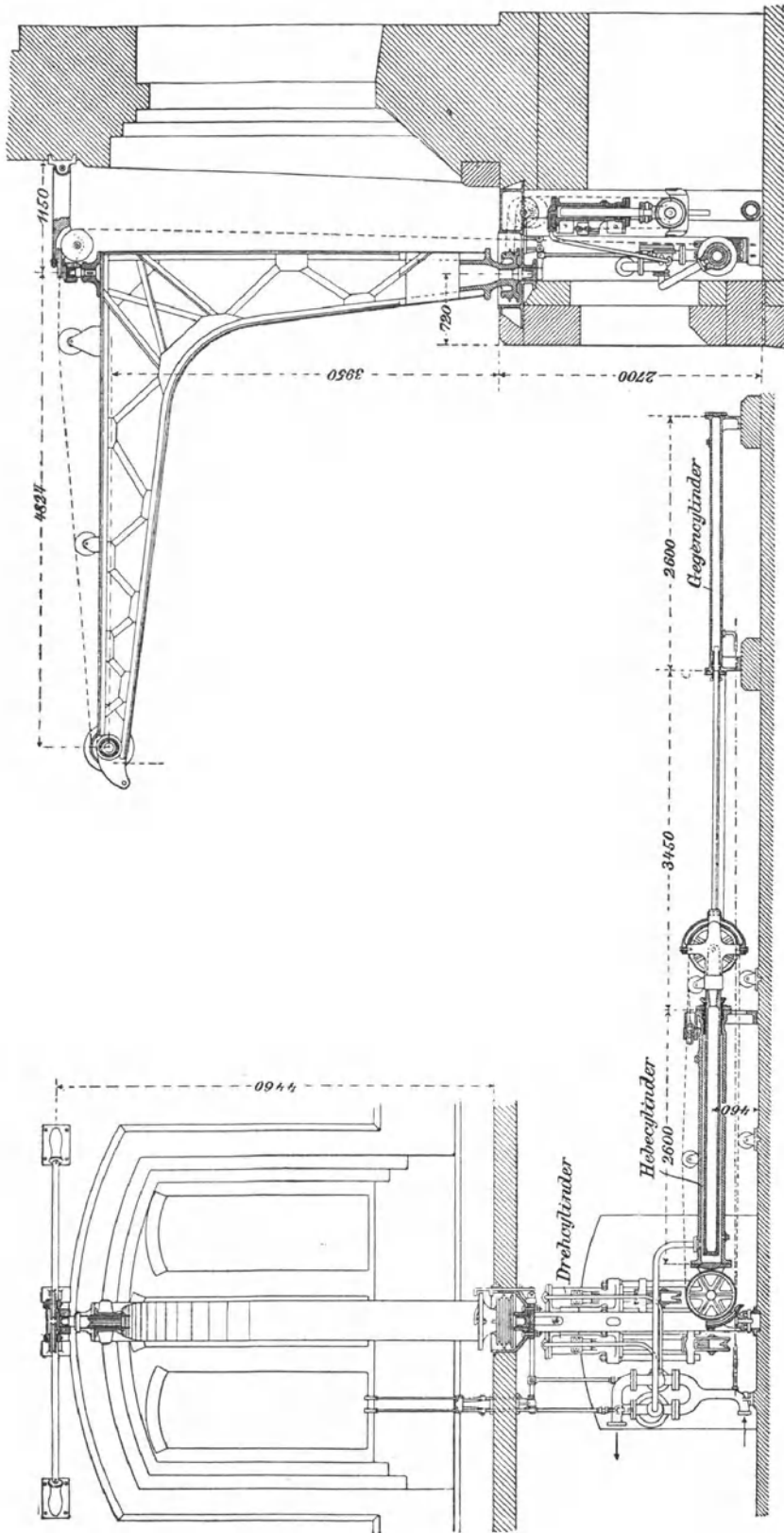


Fig. 639.

Fig. 638.

Krahnzapfen auch die Leitrolle für die Lastkette. Der Treibcylinder für die Last ist mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse wagerecht gelagert und erfordert deshalb einen Gegencylinder. Dieser steht ständig in freier Verbindung mit dem Akkumulator und dient zur Aufnahme eines mit dem Rollenkopf des Hauptkolbens verbundenen Plungers von 40 mm Durchmesser, der beim Heben zurückweicht und seine Cylinderfüllung in die Druckleitung abgibt, den Lastkolben aber zurückschiebt, sobald der Hauptcylinder zum Senken des leeren Lasthakens mit dem Ablauf verbunden wird. Für 9 m Förderhöhe ist der Kolbenhub durch einen umgekehrten, vierrolligen Faktorenflaschenzug auf 2,25 m beschränkt. Unter Berücksichtigung des Gegenkolbenwiderstandes und des Haken Gewichtes mit seiner Belastungsbirne, die zusammen etwa 90 kg wiegen, ist der Wirkungsgrad für die Last im Entwurf zu $\eta = 0,63$ angenommen und hiernach für 47 Atm. Akkumulatorpressung der Treibkolbenquerschnitt für die vierfache Übersetzung und 1500 kg grösste Hakenbelastung = 160 mm gewählt. Bei den Versuchsbelastungen ergab sich $\eta = 0,65$.

Zum Krahn schwenken dienen die beiden senkrechten Druckwassercylinder an der gusseisernen Stützsäule der Krahnfundamentplatte. Die Tauchkolben treten nach unten aus ihren Cylindern heraus und hängen je in einer Kettenschlinge, die mit einem Ende am zugehörigen Cylinder, mit dem anderen, nach wagerechter Ablenkung durch eine Leitrolle, am Umfange der Krahnfuss schwenkrollen befestigt sind. Die Ketten umschlingen die übereinanderliegenden Schwenkrollen in entgegengesetzter Richtung, so dass nur immer der eine von beiden Kolben durch Einstromen von Druckwasser in seinen Cylinder als Arbeitskolben wirkt und den Krahn durch Abziehen der zugehörigen Kette von der Schwenkrolle dreht, während dabei gleichzeitig die Kette des anderen Kolbens auf ihre Rolle aufgewickelt, und der Gegenkolben in seinen mit dem Ablauf verbundenen Cylinder zurückgeschoben wird.

Für die beiden Drehcylinder genügt also eine gemeinsame Steuerung, die wechselweise gleichzeitig den einen Cylinder mit der Druckleitung, den anderen mit dem Ablauf verbindet und in der Mittellage beide absperrt. Die Drehkolben haben 90 mm Durchmesser und für 200° Schwenkung 600 mm Hub bei ~ 685 mm Durchmesser der Schwenkrollen. Man pflegt, wie im vorliegenden Fall, allgemein die Schwenkkraft sehr reichlich zu wählen, damit der Beschleunigungswiderstand des belasteten Auslegers schnell überwunden wird, hat dann aber andererseits die Steuerung mit sehr engen Durchlasskanälen und dementsprechend bedeutenden Druckhöhenverlusten zu entwerfen, um den Krahn beim Schwenken in der Gewalt zu behalten, ihn rechtzeitig und sanft zur Ruhe bringen zu können und vor allem übermässige Drehbeschleunigungen des unbelasteten Krahns zu verhindern. Es bleibt zu beachten, dass beim plötzlichen Abstellen der Steuerung durch die Bewegungsenergie der Schwenkmasse in der ganzen Konstruktion ein Stoss auftritt. Der Krahn sucht den leer mitgeschleppten Drehkolben weiter zurückzudrängen und etwa vorhandene Sicherheitstossventile in dem zugehörigen Cylinder zu öffnen oder den Steuerschieber vom Spiegel abzuheben. Ist der vorher treibende Kolben inzwischen durch den Abschluss der Steuerung zum Stillstand gebracht, während der Krahn unter den angenommenen Verhältnissen sich noch weiter bewegt und den anderen Kolben zurückdrängt, so wird das eine Schwenkkettentrum schlaff und das andere, übermässig gespannt, der Bruchgefahr ausgesetzt.

Dieser Störung ist in der Hoppe'schen Konstruktion, wie in der bereits früher beschriebenen, aber jüngeren Ausführung des Hüttendrehkrahnes von Daelen, S. 702, durch hängende Anordnung der Drehkolben möglichst vorgebeugt, da hier die Kolben beim Schlaffwerden der Kette durch

ihr Eigengewicht nachsinken und sie sofort wieder spannen. Das Drehwerk ist ferner mit einer selbstthätigen Stoppvorrichtung für die Schwenksteuerung ausgerüstet und zu

dem Zweck die obere Flanschfläche des Krahnfusses, Fig. 638, mit einer schiefen Fläche versehen, die vor der Schwenkgrenze unter die übergreifende Nase einer Zugstange tritt und die Steuerung abstellt. Ausserdem sind noch Gummipuffer vorhanden, welche den etwaigen Anprall des Krahnauslegers am Mauerwerk abfangen.



Freistehender Drehkrahne für Weinkeller von C. Hoppe.

In Fig. 640 ist ein freistehender Drehkrahne von C. Hoppe für 1000 kg Tragkraft, 6 m Hub und 3,5 m Ausladung skizzirt, der im Zollhafen von Mainz steht.*) Ausleger und Krahnssäule sind nach Fairbairn'scher Bauart zusammenhängend aus Blech mit kastenförmigem Querschnitt hergestellt. Die drehbare Krahnssäule ist aber abweichend von sonstigen Ausführungen nicht auf einer innenstehenden Säule abgestützt, sondern wird aussen von einem kräftigen, gusseisernen Mantel umschlossen, der unbedingt ausreichenden Schutz gegen störende Durchbiegungen bietet. Der getrennt aufgesetzte Kopf der Mantelsäule nimmt das Halsrollenlager auf, während der Krahnfuss in einem gewöhnlichen Spurzapfentopf läuft. Das Lastseil ist innen im Krahnkörper entlang geführt und geht durch den hohlen Spurzapfen nach der tiefer aufgestellten Betriebsmaschine, die mit umgekehrtem, vierrolligen Flaschenzug arbeitet. Der Krahne wird von Hand am Lasthaken geschwenkt.

Hafenkrahne.

Fahrbarer Hafenkrahne mit drei Laststufen für den Hamburg-Venloer Bahnhof von R. Dinglinger in Cöthen.

Die von R. Dinglinger gebauten fahrbaren Hafenkrahne, Fig. 1, Taf. 94, gleichen in der äusseren Anordnung den englischen Dampfkrahnen mit Treibkolben und Übersetzungsrollenzug, welche in grosser Zahl von Brown & Wilson schon vor mehreren Jahrzehnten für Hamburg geliefert sind und sich dort inbezug auf die Standsicherheit und leichte Drehbarkeit des Krahngerüsts sehr gut bewährt haben. Die Krahmaschine und der Ausleger stehen auf einer Drehscheibe, die nur durch zwei gegenüberliegende

Fig. 640.

*) Glasers Annalen 1888. P. Hoppe, Hydraulische Hebevorrichtungen in deutschen Hafenanlagen.

Laufrollen in der Auslegerebene abgestützt wird. Die im Krahnwagen befestigte Mittelpunktsäule bleibt verhältnissmässig wenig beansprucht, weil die Last auf der Drehscheibe so vertheilt ist, dass die Betriebsmaschine das Gegengewicht für den Ausleger bildet.

Die Abstufung des Wasserverbrauchs für verschiedene Lasten wird durch eine Dreicylindermaschine mit gekuppelten Kolben erreicht, von denen der mittlere 200 mm, die beiden äusseren je 110 mm Durchmesser haben. Der gemeinschaftliche Kolbenhub beträgt 1,4 m und wird durch den 8fachen Faktorenrollenzug auf 11,2 m Hakenhub übersetzt.

Je nach der Lastgrösse werden die beiden äusseren Kolben, der mittlere oder alle drei gleichzeitig mit Druckwasser versorgt, während die etwa leerlaufenden Kolben durch ein Nachsaugeventil, das zwischen Steuerung und Cylinder in die Rohrleitung eingeschaltet ist, selbstthätig Abwasser ansaugen. Zum Steuern sind Schieber benutzt, unter Verzicht auf einen gemeinsamen Apparat für alle drei Stufen. Demnach haben nur die beiden äusseren Cylinder einen gemeinsamen Schieberkasten, und der grosse Cylinder ist mit einem selbständigen Steuerapparat ausgerüstet. Die Hebel für beide liegen in der Krahnführerkammer dicht nebeneinander, so dass sie jederzeit einzeln oder gemeinsam bedient werden können.

Der Krahnführer benutzt zum Heben des leeren Hakens und leichter Lasten die Steuerung der Aussencylinder und hat den Handhebel nur auf Decklage zurückzuführen, falls die Maschine nicht anläuft, um für mittlere Lasten mit der Steuerung des Mittelcyinders zu arbeiten, oder schliesslich für die oberen Laststufen beide Hebel nacheinander oder gleichzeitig auszulegen. Zum Senken müssen beide Hebel stets gemeinsam zurückgeführt werden. Die angestellten Krahnwärter werden mit der erforderlichen, an sich einfachen Handhabung schnell vollkommen vertraut.

Die Schwenkcyylinder sind mit hängenden Kolben und loser Rolle für zweifache Übersetzung gebaut. Sie haben 120 mm Durchmesser und 850 mm Hub. Der Durchmesser der Schwenkkettennuss auf der feststehenden Krahnsäule ist zu 485 mm angenommen, die Kette 20 mm stark.

Das Lastseil ist 18 mm dick und arbeitet mit Rollen von 600 mm Durchmesser.

Bei den amtlichen Versuchen hob der Krahn im August 1894:*)

mit den beiden äusseren Kolben allein	600 kg	+ 100 kg	Hakengewicht,
mit dem mittleren Kolben	1250 kg	+ 100 kg	„
mit allen drei Kolben	2100 kg	+ 100 kg	„

bei 0,5 bis 0,7 m sekundlicher Hakengeschwindigkeit.

Der Akkumulatordruck soll 50 Atm. betragen. An der Maschine wurden 44 Atm. gemessen, und hierauf bezogen ergeben sich für die vorstehenden Leistungen als Wirkungsgrade der verschiedenen Kraftstufen ungefähr 67⁰/₀, 78⁰/₀ und 80⁰/₀, oder inbezug auf den Akkumulatordruck $\eta = 59\frac{0}{0}$, 68,6⁰/₀ und 70,5⁰/₀, also sehr günstige Werthe.

Die Zugkraft der Dreheylinder reichte aus, um den Krahn noch mit 2500 kg am Haken zu schwenken.

Da sich die Steuerapparate für die Hebe- und Schwenkcyylinder in der Wärterkammer auf der Drehscheibe befinden, muss die Druck- und Abwasserleitung durch die Achse der Krahnsäule geleitet werden und kann sich erst oberhalb des Krahnsäulenkopfes und unterhalb des Krahnsäulenfusses gabeln.

*) Die Fig. 4 und 5, Taf. 94, veranschaulichen zwei verschiedene Ausführungen hierfür. In einem Falle ist die Krahnsäule selbst als Ablaufrohr

*) Mittheilungen des Oberingenieur O. Dankworth.

benutzt und nur ein Druckrohr mit Gelenkköpfen eingeführt, im anderen Fall sind zwei konzentrische Rohre vorhanden, von denen das innere als Druckrohr, das äussere als Ablaufrohr dient.

Die erste Bauart setzt voraus, dass sich das Druckrohr nach unten herausziehen lässt, was nur bei Krahnen auf Portalgerüsten der Fall ist.

Für die Stopfbüchsenringe der Ablaufrohre sind Patent-Gummidichtungen von H. Landgräber & Co. in Düsseldorf verwendet, für die Druckrohre Lederstulpen.

Statt der in der Zeichnung angedeuteten Gelenkrohre für den Anschluss des Krahns an die festliegende Druckleitung sind schliesslich biegsame Gummischläuche benutzt, die durch ein Drahtgewebe gegen äussere Beschädigungen und gegen den hohen, inneren Überdruck gepanzert, genügende Beweglichkeit besitzen.

Der Aufbau der Krahnmotoren auf einer Drehscheibe bietet den Vortheil, dass der Führer beim Schwenken die Last in unveränderter Stellung an den Steuerapparaten stets vor Augen behält, weil er selbst auf der Drehscheibe mit herumfährt.

Es darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass bei umgekehrten Rollenzügen die grösste Seilbelastung im stehenden Trum auftritt, und dass es schliesslich eine gewisse Belastungsgrenze giebt, bis zu der nur solche Übersetzungstriebwerke in der gewöhnlichen, einfachen Form noch ausgeführt werden können, wenn man nicht aussergewöhnlich starke Seile und störend grosse Seilrollen zulassen will, und wegen der Wirkungsverluste sich auf zehner- oder zwölfrollige Flaschenzüge beschränkt. Wird diese Grenze erreicht, so kann man noch den Ausweg wählen, die Last in einer Seilschlinge aufzuhängen, deren Enden in der Betriebsmaschine über doppelrillige oder über zwei getrennte, vom Treibkolben gleichzeitig bethätigte Rollenzüge geführt werden, so dass die Last sich von vornherein auf zwei Seilstrecken vertheilt, die entsprechend schwächer ausfallen oder umgekehrt die zulässige Lastgrenze höher rücken. In dieser Art ist ein feststehender, hydraulischer Drehkrahne von Haniel & Lueg für die Hafenanlagen von Venedig mit 12 t Tragkraft zum Verladen von Massengütern, wie ganzer Waggonladungen Holz u. s. f. gebaut.*)

Für grössere Lasten kehrt man zu der Bauweise der Winden mit Räderantrieb und gewöhnlichem Flaschenzug zurück, weil die Treibcylinder un bequem grosse Durchmesser erfordern. Das Zugtrum des Flaschenzuges wird dann von einer Windentrommel aufgenommen, die meist durch Schnecke und Schneckenrad angetrieben wird. An Orten, wo ausschliesslich Druckwasserbetrieb vorhanden ist, rüstet man solche Krahne mit Wassersäulenmaschinen und rotirendem Antrieb aus. In dieser Weise ist ein grosser Krahne zum Verladen von Dampfkesseln für den Berliner Packhof von Hoppe für 15000 kg Tragfähigkeit**) und ein 20-Tonnenkrahne von Haniel & Lueg für Venedig ausgeführt.***)

Hydraulische Uferkrahne von Haniel & Lueg mit fünffacher Stufensteuerung für Hamburg.

Haniel & Lueg haben für das Hamburger Freihafengebiet eine Reihe von freistehenden Krahnen mit Druckwasserbetrieb für 750 bis 5000 kg Tragfähigkeit geliefert, die mit abgestuftem Kraftwasserverbrauch für fünf

*) Gerda u, Lös ch- und Ladevorrichtungen für Schiffe und Eisenbahnen. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 394, Fig. 58 u. 59.

**) H. Keller, Die Tiefbauten und Hebewerke der neuen Packhof-Anlage in Berlin. Zeitschrift für Bauwesen 1887, S. 532. Vergl. auch Textfigur 497, Band I, wo die Krahndrehscheibe mit dem Maschinenwerk skizzirt ist.

***) Gerda u, Lös ch- u. Ladevorrichtungen. Z. d. V. d. I. 1892, Textbl. 2 hinter S. 394.

verschiedene Laststufen ausgerüstet sind. Die Bauart der Krahe entspricht in der allgemeinen Anordnung der Darstellung, Fig. 1 bis 3, Taf. 95, welche die Ausführung der 1000 kg-Krahe wiedergibt. Die Wirkungsweise der zugehörigen Mehrcylindermaschinen und ihrer Steuerung ist bereits in dem Abschnitt über Hebezeuge mit abgestuftem Wasserverbrauch für verschiedene Laststufen S. 594, sowie 606 u. f. beschrieben. Für die 1000 kg- und für die 1500 kg-Krahe sind die gleichen Betriebsmaschinen mit 150 mm Durchmesser für den grossen Tauchkolben, 108 mm für den Scheibenkolben und 76 mm für die gemeinsame Kolbenstange gewählt und die Verhältnisse nur dadurch den beiden verschiedenen Grenzbelastungen angepasst, dass die 1000 kg-Krahe mit sechsfacher, die 1500 kg-Krahe mit vierfacher Übersetzung durch umgekehrte Faktorenrollenzüge arbeiten. Auch die Durchmesser der Differentialplunger für das Krahschwenktriebwerk sind für die beiden Krahngrössen übereinstimmend 105 und 75 mm bei 625 mm Kolbenhub angenommen. Ebenso ist die Krahausladung die gleiche, 4 m, und der grösste Lasthub 10 m.

Der grosse Tauchkolben der 5000 kg-Krahe hat 270 mm, der zugehörige Scheibenkolben 190 mm und die Kolbenverbindungstange 135 mm Drm. Die Drehkolben für diese Krahe sind mit 150 und 110 mm Drm. bei 1,275 m Hub ausgeführt. Für die Lastkolben ist eine vierfache, für die Drehkolben, wie üblich, eine zweifache Übersetzung gewählt. Die Ausladung beträgt 5,5 m und der volle Lasthub 11,5 m.

Für die Lasthubgeschwindigkeit war 0,6, für die Senkgeschwindigkeit 1 m vorgeschrieben. Über die in der Ausführung bei den 1500 kg-Krahen mit verschiedenen Belastungen erreichten Geschwindigkeiten giebt die Zusammenstellung der Versuchsergebnisse, S. 611, Aufschluss.

Sämtliche Krahe haben Fairbairn-Ausleger mit Kastenquerschnitt und innen liegender Kettenführung. Der mit dem Ausleger in zusammenhängender Konstruktion hergestellte, senkrechte Schenkel stützt sich auf eine gusseiserne Säule von 2 m Höhe, deren kreisförmige Grundplatte bei den 1000 und 1500 kg-Krahen nur durch 4 Anker von 52 mm Dicke mit dem Fundament verbunden sind, die mit 730 mm Abstand voneinander auf einen Kreis von 1030 mm Drm. vertheilt werden. Für die 5000 kg-Krahe sind 6 Anker von je 75 mm Dicke auf einen Kreis von 1700 mm Durchmesser vertheilt und ausserdem in der Tiefe eiserne Träger in das Grundmauerwerk eingelegt, um den ganzen Mauerklotz, der dem Kippmoment zu widerstehen hat, sicher mit den Ankern zu fassen.

Nach der Beschreibung der Steuerung, S. 606 u. f., sind hier nur noch einige ergänzende Bemerkungen über das Krahdrehtriebwerk hinzuzufügen.

Die Triebketten der beiden entgegengesetzt liegenden Dreheylinder sind in entgegengesetzter Umschlingung mit ihren Enden einerseits an den Umfängen der zugehörigen Schwenkrollen des Auslegerfusses, andererseits an den Cylindern befestigt, so dass bei jeder Schwenkung nur einer von beiden Kolben arbeitet, und gleichzeitig der andere in seinen Cylinder zurückgeschleppt wird. Abweichend von den sonstigen Ausführungen haben die Kolben verschiedene Durchmesser, und ihre Querschnitte verhalten sich wie 1:2. Der grössere Cylinder steht mit einer einfachen Ein- und Auslasssteuerung in Verbindung, der kleinere ist frei an die Druckleitung angeschlossen. An der Wirkungsweise und dem Wasserverbrauch der Kolben wird hierdurch, im Vergleich zu den sonst üblichen Konstruktionen, nichts geändert. Strömt Druckwasser in den grossen Cylinder ein, so weicht der kleine Gegenkolben zurück und drängt die Füllung seines Cylinders in die Druckleitung des Akkumulators, während sich dieser Cylinder aus der Leitung selbstthätig wieder füllt, sobald man den grossen Cylinder mit dem

Ablauf verbindet, und sein Kolben unter dem Druck des Gegenkolbens zurückweicht. Die vereinfachte Steuerung erkauft man mit dem Nachtheil, dass durch plötzliches Abstellen des Druckwasserzufflusses für den grossen Cylinder der treibende Kolben stehen bleibt, während die Bewegungsenergie des Krahes den steuerlosen Gegenkolben weiter zurückschiebt, und dieser erst allmählich durch den Gegendruck zur Ruhe kommt, um dann durch den Rücktrieb bis in die beabsichtigte Stoppstellung zurückzukehren. Abgesehen von der unsicheren Ausschlagweite, die besonders bei Krahen mit beschränktem Schwenkweg in der Nähe von Gebäuden Schaden anrichten kann, liegt auch die Gefahr nahe, dass durch unvorsichtiges Steuern und übermässige Schwenkgeschwindigkeit beim plötzlichen Umsteuern der Gegendruckkolben bis zum Abfallen der schlaffwerdenden Zugkette des ruhenden Kolbens von der wagerechten Schwenkrolle zurückgedrängt wird. Spannt sich dann die abgefallene Kette beim Rücktrieb über die scharfkantige Rollenflansche, so ist ein Bruch die wahrscheinliche Folge, und der Krahn geht mit dem steuerlosen Kolben in der Rücktriebrichtung durch. Diese Bauart des Drehtriebwerks ist also bedenklich. Sehr gut ist dagegen eine neuere Konstruktion von Haniel & Lueg mit Daumenrolle auf der Krahsäule und in sich geschlossenem, durch eine Leitrolle gespanntem Kettenlauf, der direkt durch die seitlich angekuppelten Schwenkkolben bewegt wird. Vergl. Neue Werft- u. Hafenanlagen in Köln. Festschrift 1898, Taf. 78.

Nach den Abmessungen der Kolbenquerschnitte der Treibcylinder für die Last, 150 mm für den grossen Druckkolben, 108 mm für den Scheibenkolben und 76 mm für die Verbindungstange der Kolben ist, unter Bezugnahme auf die schematische Figur 535, S. 596, der Druckquerschnitt

$$\text{im grossen Cylinder I} = (15^2 - 7,6^2) \frac{\pi}{4} = 131,3 \text{ qcm,}$$

im kleinen Cylinder auf die volle Fläche des Scheibenkolbens II

$$= 10,8^2 \frac{\pi}{4} = 91,6 \text{ qcm,}$$

im kleinen Cylinder auf die Ringfläche des Scheibenkolbens III

$$= (10,8^2 - 7,6^2) \frac{\pi}{4} = 46,2 \text{ qcm.}$$

Aus der Zusammenstellung S. 595 folgt, dass die wirksame Druckfläche

$$\text{für die erste Laststufe} = \text{II} - \text{III} = 91,6 - 46,2 = 45,4 \text{ qcm,}^*)$$

$$\text{für die zweite Laststufe} = \text{II} = 91,6 \text{ qcm,}$$

$$\text{für die dritte Laststufe} = \text{I} = 131,3 \text{ qcm,}$$

$$\text{für die vierte Laststufe} = \text{I} + \text{II} - \text{III} = 176,7 \text{ qcm,}^*)$$

$$\text{für die fünfte Laststufe} = \text{I} + \text{II} = 222,9 \text{ qcm.}$$

Nach den Angaben S. 611 betragen die regelrechten Nutzbelastungen für die fünf Stufen der 1500 kg-Krahe der Reihe nach 200, 585, 900, 1200, 1500 kg und die mit schwebend getragener Last bei einem Versuch erreichten Belastungsgrenzen für die verschiedenen Steuerstufen

$$240, 637, 1067, 1500, 1920 \text{ kg.}$$

Mit der vierfachen Übersetzung des Kolbenhubs berechnet sich die ideale Leistung der Druckflächen für die erste Laststufe mit 50 Atm. Betriebsspannung beim Lastheben $= \frac{45,4 \cdot 50}{4} = 567,5 \text{ kg u. s. f.}$, für die übrigen 1145 kg, 1641 kg, 2209 kg und 2786 kg.

Daraus folgt weiter der Wirkungsgrad der verschiedenen Laststufen mit den regelrechten Belastungen

$$\eta_I = \frac{200}{567,5} = 0,35, \quad \eta_{II} = \frac{585}{1145} = 0,51, \quad \eta_{III} = \frac{900}{1641} = 0,54, \quad \eta_{IV} = \frac{1200}{2209} = 0,54,$$

$$\eta_V = \frac{1500}{2786} = 0,54$$

im Mittel = 0,5.

*) Die Druckquerschnitte III sind in Abzug zu bringen, weil das auf sie einströmende Druckwasser beim Heben der Last in den Akkumulator zurückgedrängt wird.

Legt man der Bestimmung des Gütegrades die schwebend gehaltenen Nutzlasten zu Grunde, so berechnen sich die Werthe von η der Reihe nach = 0,42, 0,56, 0,65, 0,68 und 0,69, im Mittel = 0,6.

Für die 1000 kg-Krahne gestalten sich die Verhältnisse noch etwas ungünstiger, weil hier die Abmessungen und Druckverhältnisse die gleichen sind, die Wirkungsverluste aber durch Anwendung eines 6rolligen Übersetzungsflaszuzuges, statt eines vierrolligen, etwas grösser werden.

Der Wirkungsgrad fällt für die unteren Laststufen am niedrigsten aus, weil die gleichbleibenden, passiven Widerstände und das starke Gewicht der Belastungsbirne des Hakens für die Unterstützung des Rücklaufs sich bei der kleinsten Nutzbelastung am fühlbarsten machen. Der Gütegrad wird ferner noch dadurch beeinträchtigt, dass zum Senken des leeren Lasthakens, wie beim Beschreiben der Steuerung hervorgehoben wurde, Druckwasser in den kleinen Cylinder auf die Ringfläche des Scheibenkolbens geleitet werden muss, so dass diese Ringfläche von 46,2 qcm den oben angegebenen Kolbendruckflächen überall zugezählt werden muss, und die Wirkungsgrade aus den sich dann ergebenden Zahlenwerthen zu bestimmen sind, um den Druckwasserverbrauch für ein volles Hubspiel, Heben der Last und Senken des leeren Hakens, zu berücksichtigen. Hierdurch sinken die Wirkungsgrade der einzelnen Stufen für die regelrechte Belastung auf 0,17, 0,34, 0,40, 0,43 und 0,45, im Mittel auf 0,36 herab. Dem steht nur beim Senken der grössten Lasten ein theilweiser Wiedergewinn von Druckwasser gegenüber, wie die Versuchsergebnisse S. 611 zeigen.

Den klarsten Einblick in die etwaige wirthschaftliche Wirkung der Fünfstufensteuerung gewinnt man aus dem Vergleich des Wasserverbrauchs für die fünf Kraftstufen. Dieser berechnet sich für die 1500 kg-Krahne mit vierfacher Übersetzung des Kolbenhubs aus den Druckwasser verbrauchenden Kolbenflächen, die in Wirksamkeit treten, einschliesslich des Wasserverbrauchs zum Zurücksenken des leeren Hakens, der Reihe nach für 1 m Lasthub zu

2,3, 3,4, 4,4, 5,6, 6,7 Liter von 500 m Druckhöhe,

im Mittel zu 4,5 Liter.

Wählt man statt der fünfstufigen Maschine eine Eincylindermaschine mit gewöhnlicher Steuerung und ebenfalls vierfacher Übersetzung, so lässt sich hierfür mit Sicherheit ein Güteverhältniss von 0,63, bei sorgfältiger Konstruktion und grossen Rollen auch von mindestens 0,65 erreichen, und der erforderliche Kraftwasserverbrauch von 50 Atm. Betriebsdruck wird = $\frac{1500}{0,65 \cdot 500} = 4,6$ Liter für 1 m Lasthub, bei einem Kolbendurchmesser von 153 mm.*)

Hiernach stimmt der mittlere Wasserverbrauch des fünfstufigen Krahnens nahezu mit dem gleichbleibenden eines Eincylinderkrahnens mit einfacher Steuerung überein, der ausserdem noch den Vortheil bietet, dass gerade die leichten Lasten mit grösserer Geschwindigkeit gehoben werden, als die schweren. Auf eine wirkliche Wasserersparniss im Betriebe ist also bei den Fünfstufenkrahnens für 1500 kg nur zu rechnen, wenn sie vorzugsweise zum Heben von Lasten bis 600 kg, statt 1500 kg oder zum Senken beim Befrachten von Schiffen benutzt werden. In den wenigsten Fällen rechtfertigt diese beschränkte Ersparniss die Vermehrung der mit den Stufenmaschinen verbundenen Anlage- und Unterhaltungskosten. Für Krahne mit geringerer Grenzbelastung gestalten sich die Verhältnisse noch ungünstiger, vortheilhafter dagegen für Krahne mit 2000 kg Tragkraft und mehr, bei denen aber andererseits in Betracht zu ziehen ist, dass sie in grösseren Betrieben häufig nur zum Verladen ihrer Tragkraft entsprechend grosser Lasten benutzt werden und dann auch nur durch vorherrschenden Senkbetrieb einen Vortheil aus ihrer Lastabstufung ziehen lassen. Werden die Krahne vorzugsweise zum Heben von Lasten der oberen Stufen benutzt, so arbeiten die mehrstufigen Maschinen der vorliegenden Bauart, wegen ihres ungünstigeren Wirkungsgrades, sogar noch mit grösserem Wasserverbrauch, als die einfachen Maschinen, und die beabsichtigte Ersparniss verwandelt sich in das Gegentheil.

Für Venedig haben Haniel & Lueg später Eincylinderkrahnens geliefert und die Steuerungen hierfür so eingerichtet, dass der aufsteigende Treibkolben durch eine Hebelübersetzung den Steuerschieber zwangläufig in die Abschlussstellung zurückführt, so dass der Kolben nur bei voll geöffnetem Schieber den vollen Hub ausführt. Dabei wird für kurze Lasthebungen

*) Vergl. die Angaben über den Hoppe'schen Gebäudekrahn für den Berliner Packhof, S. 710. Noch wesentlich günstigere Zahlenwerthe weisen selbst die Dreicylinderkrahnens von Dinglinger, S. 712, für die drei Laststufen auf.

auch die Hubgeschwindigkeit von vornherein zweckentsprechend begrenzt und die grösste Fördergeschwindigkeit auf die Benutzung der vollen Förderhöhe beschränkt. Das erforderliche Stellwerk lässt sich nach Art der Hebelwerke zwischen zwangläufigen Vor- und Hauptsteuerungen, S. 556 u. f., ausführen.

Fahrbare Portalkrahe von Neukirch für Bremen und von Breitfeld, Daněk & Co. in Prag für Triest, mit Vergleichung der beiderseitigen Schwenksteuerungen.

Auf Taf. 95 ist in Fig. 4 und 5 die von Neukirch für den Bremer Freihafen entworfene Portalkrahnkonstruktion wiedergegeben. Die Krahe überbrückt die beiden Lade-Eisenbahngleise vor den Lagerschuppen am Hafenquai, so dass sie sowohl den Lastverkehr zwischen Schiffen und der Eisenbahn, wie zwischen den Schiffen oder der Bahn mit den Schuppen vermitteln können. Sie stehen auf der Wasserseite auf zwei kräftigen, gespreizten eisernen Füßen mit zwei Laufrollen, deren Schiene ziemlich hart an der Quaikante liegt, während auf der anderen Seite sich die Krahnbrücke ohne Füße mit Laufrollen auf einen hochliegenden, aussen an der Schuppenmauer angebrachten Träger stützt. Somit bleibt der Verkehr zwischen dem Lauf- und Ladesteg vor den Schuppen und den Eisenbahnwagen vollkommen unbehindert. Die Gerüstkonstruktion ist aus den Zeichnungen zu entnehmen. Die drehbare Krahsäule mit dem Ausleger und dem Lasttreibcylinder steht nahe der vorderen Portalkante in einem Stützlager, Fig. 524, S. 588. Das Kopfhalslager ist in dem schräg liegenden Strebenwerk untergebracht, Fig. 6 und 7, Taf. 95, das durch kräftige Diagonalverbände versteift, beim Krahschwenken die auftretenden Seitenkräfte aufnimmt, bei der Mittelstellung des Auslegers vorwiegend nur auf Zug beansprucht wird. Auf dem Rückenstrebenwerk des Krahes ist auch die elektrische Laterne angebracht, die durch ein Schneckentriebwerk mit Haspelkette zum Einsetzen neuer Kohlenstifte abwärts geschwenkt werden kann.

Die Anordnung der Lasttreibcylinder mit der zugehörigen Dreistufensteuerung und dem Nachsaugbehälter ist früher S. 587 u. 600 mitgeteilt. Die Drehcylinder, Fig. 641 u. 642, liegen wagerecht auf der festen Krahnbrücke. Ihre Tauchkolben haben 85 mm Durchmesser bei 850 mm Hub. Die 22 mm starke Schwenkkette umschlingt den halben Umfang einer als Kettennuss ausgeführten Daumenrolle von 596 mm Durchmesser auf dem Krahsäulenfuss. Die zugehörige Steuerung, Fig. 643 bis 646, S. 718, besteht aus einem cylindrischen Muschelschieber, dessen Drehhändel durch Federwiderlager jederzeit beim Loslassen selbstthätig in die Mittellage zurückgeführt wird. Die beiden Steuerungen für den Lastcylinder und für die Drehcylinder liegen in der Krahnführerkammer an der Stirnseite des Portalgerüsts. Da die Dreh-

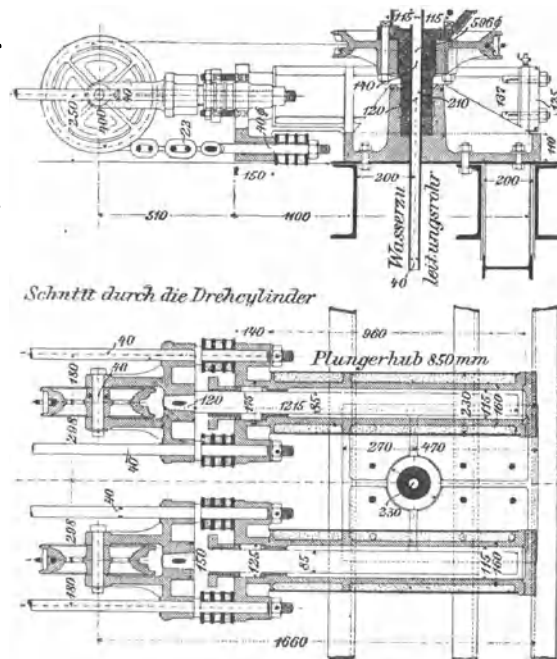


Fig. 641 u. 642.

gehörige Steuerung, Fig. 643 bis 646, S. 718, besteht aus einem cylindrischen Muschelschieber, dessen Drehhändel durch Federwiderlager jederzeit beim Loslassen selbstthätig in die Mittellage zurückgeführt wird. Die beiden Steuerungen für den Lastcylinder und für die Drehcylinder liegen in der Krahnführerkammer an der Stirnseite des Portalgerüsts. Da die Dreh-

cylinder in das feststehende Portalgerüst eingebaut sind, und der Vierwegewechsel für die verschiedenen Wasserverbrauchstufen, wie aus Fig. 524,

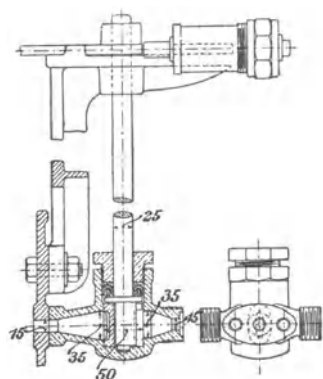


Fig. 643. Fig. 644.

S. 588 hervorgeht, vor der Rohrverzweigung nach den verschiedenen Cylinderräumen an der drehbaren Krahnssäule, ausserhalb der Maschinistenkammer befestigt ist, genügt ein einfaches Verbindungsrohr in der Achse des hohlen Krahnstützzapfens, um den Zu- und Abfluss des Betriebswassers zwischen dem Lasthebeylinder und der zugehörigen Steuerung zu vermitteln. Die Ablaufrohre, die das verbrauchte Wasser frei fortlaufen lassen, führen das Wasser erst aus den Steuerapparaten in der Maschinistenkammer an der Stirnseite des Portalgerüsts über die Quaiante in den Hafen ab.

Durch die Rückenstreben des Krahngerüsts für den Kopfzapfen der Krahnssäule wird die

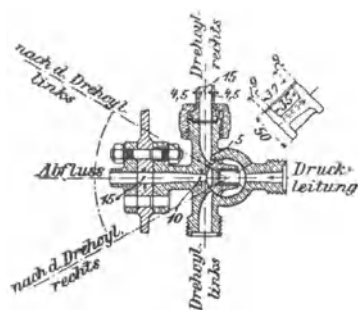


Fig. 645.

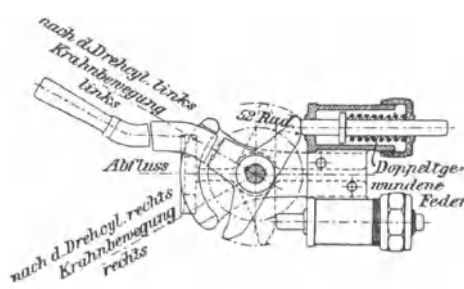


Fig. 646.

1 : 10.

Schwenkung fest begrenzt, die Schwenkbahn reicht aber noch bis über den Ladesteg an den Schuppen. Zum Schutz gegen Überschreiten der freien Schwenkbahn und gegen Stösse bei unvorsichtig schnellem Umsteuern sind sowohl für die Endstellung der zurückweichenden Drehkolben, wie für die Befestigung der Schwenkkettenenden Puffer eingeschaltet. Ausserdem gestattet ein Bremsahn im Ablaufrohr der Drehcylindersteuerung dem Maschinisten, den Ausfluss so weit zu drosseln, dass übermässige Schwenkgeschwindigkeiten vermieden werden, die sonst bei den überreichlich grossen Durchlasskanälen der Steuerung häufig eintreten würden. Dass die Schwenksteuerungen sehr vorsichtig mit winzig kleinen Durchflussquerschnitten bemessen werden sollten, ist schon S. 536 hervorgehoben, und der Vergleich der Bremer Ausführungen mit den nachstehenden Figuren 647 bis 650 für Portalkrahne in Triest, deren Gerüstform den Bremer Krahn nachgebildet ist, die aber bei 1500 kg Tragkraft, sogar 11 m Ausladung haben, zeigt, wie weit man die Grösse beschränken kann. *)

Der Steuerschieber ist hier ein gewöhnlicher Flachschieber, der in der gezeichneten Mittellage, die er durch Spiralfedern zu beiden Seiten des Hebels jederzeit selbstthätig einnimmt, sobald das Steuerhändel sich selbst überlassen bleibt, die nur 5 mm kreisrunden Einströmungsöffnungen im Schieberspiegel für beide Drehcylinder nicht ganz überdeckt, so dass beide

*) Die Krahn sind theils von Fr. Ringhoffer in Smichov, theils von Breitfeld, Daněk und Co. in Prag ausgeführt.

Schwenkkolben in der Ruhelage frei unter dem Druck der Leitung stehen. Mit Rücksicht auf den geringen Abstand der beiden Kanäle ist die quadratische Ausströmmündung von 10 mm Seitenlänge im Schieberspiegel, ausserhalb der Verbindungslinie der Einströmkanäle, untergebacht und der Schiebermuschel im Grundriss T-Form gegeben, damit sie beim Schwenken, je nach der Drehrichtung, den rechten oder den linken Schwenkeylinder mit dem Ablauf verbinden kann. Aus den schraffirten Schieberschnitten, Fig. 648 bis 650, ersieht man, dass der Schieberfuss zu beiden Seiten keilförmig ausgeschnitten ist. Der Keilausschnitt endet in einem ganz feinen, rechteckigen Schlitz, der in der Mittellage des Schiebers nur wenig über den Rand der Spiegelbohrungen reicht. Das weitere Eröffnen der Einströmung zum Schwenken erfolgt also sehr allmählich, während der andere Kanal ebenso allmählich abgesperrt wird, um gleich darauf mit dem Ablauf in Verbindung zu treten.

Die Konstruktion bietet den sehr beachtenswerthen Vortheil, dass die Krahnschwenkung auch bei hastigem Umsteuern nie ganz schroff unter-

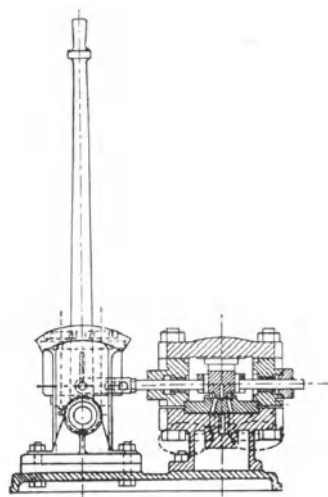


Fig. 647. 1 : 20.

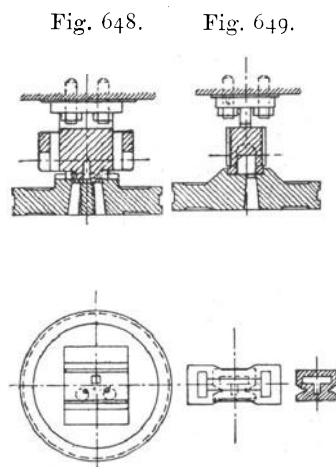


Fig. 650. 1 : 10.

brochen werden kann, weil in der Mittellage des Schiebers noch Wasser-austausch zwischen beiden Schwenkeylindern durch die gleichzeitig freigelegten Einströmungsschlitze stattfindet, so lange die Bewegungsenergie der Schwenkmassen den Druck hinter dem zurückweichenden Kolben über den Leitungsdruck steigert. Der Schieber wirkt in solchen Fällen als hydraulische Bremse, nachdem er die einseitige Druckwasserzuleitung abgestellt hat. Die Steuerung ermöglicht damit ferner dem Krahnausleger, sich bei starkem Sturm jederzeit selbstthätig nach der Windrichtung einzustellen. Hierauf musste in Triest besondere Rücksicht genommen werden, wo nach amtlichen Beobachtungen Winddrucke bis zu 245 kg/qm vorkommen.

Wegen des Winddruckes sind auch die Schwenkkolbendurchmesser verhältnissmässig gross angenommen und betragen 120 mm bei 1100 mm Hub. Die zugehörige Daumenrolle für die Schwenkkette hat 650 mm Durchmesser, so dass bei der zweifachen Übersetzung der Kolben mit 50 Atm. Betriebsdruck und etwa 90% Wirkungsgrad das Drehmoment der Schwenkmaschine ~ 800 kgm erreicht. Diese Schwenkleistung gestattet noch bei ziemlich heftigem Winde sicheres Arbeiten mit den Krahnen.

Von den Kräften, die bei Sturm auftreten, gewinnt man ein Bild aus der Angabe, dass bei heftiger Bora der Winddruck auf die gesammte Krahnfläche bis 6500 kg steigt. Der Angriffspunkt der Druckresultante liegt etwa 2,5 m über Unterkante Portal, 7,5 m über Schienenoberkante.*)

Die Bremer fahrbaren Portalkrahne werden von Hand durch ein Speichenrad mit doppeltem Zahnrädervorgelege, das unmittelbar auf die eine der beiden unten liegenden Laufachsen einwirkt, auf ihrer Schienenbahn verschoben. Durch eine Treibkette wird gleichzeitig eine oben an der Krahnbühne gelagerte Welle mit in Thätigkeit gesetzt, um auch die entsprechende obere Laufrolle auf der Schuppenseite durch ein gleich starkes Vorgelege mit anzutreiben und das Ecken des Gerüsts durch einseitigen Antrieb zu vermeiden. Die Laufräder und das Speichenrad haben 600 mm Dmr., die Übersetzung des doppelten Vorgeleges beträgt 1 : 14. Hiermit können zwei Mann den Krahn fortbewegen, weil es sich meist nur um kurze Strecken von Schiffsluke zu Schiffsluke handelt. Während des Betriebes wird das fahrbare Gerüst durch kleine Pressspindeln, die auf die untere Laufschiene niedergeschraubt werden, festgestellt und ausserdem noch durch Klammerzangen mit den hochliegenden Laufschiene am Schuppen gekuppelt.

Der untere Radstand beträgt 5 m, der obere 5,4, der wagerechte Abstand der Laufschiene etwas über 10 m. Die Ausladung von Mitte Krahnssäule bis Lasthaken ist 9,32 m. Beim Schwenken nach rückwärts bestreicht der Ausleger die Grundfläche bis zu einer Parallelen zur Achse des Portals in 9 m Abstand hinter der Krahnssäulenmitte. Die Auslegerkopffrolle liegt etwas über 12 m oberhalb des Pflasters. Der Hakenhub ist zu 15 m angenommen. Die Hebecylinder arbeiten mit sechsfacher Übersetzung des Kolbenhubes durch umgekehrte Kettenflaschenzüge und mit 50 Atm. Betriebsdruck. Das Güteverhältniss der Maschine beträgt, wie früher, S. 590, mitgetheilt ist, nur für die grösste Laststufe mit der Grenzlast von 1500 kg 0,52 und sinkt für die mittlere und für die kleinste Laststufe tiefer. Die Krahn in Triest erreichten bei gleicher Bauart des Gerüsts, mit Einkolbenmaschinen von 205 mm Kolbendurchmesser und 6rolligen Drahtseilflaschenzügen noch eine Förderfähigkeit bis 1950 kg mit 50 Atm. Betriebsdruck, besitzen also einen weit höheren Wirkungsgrad bis 71⁰/₁₀.

Für den Verkehr zwischen den Waarenschuppen, die nur zum vorübergehenden Aufstapeln der Güter dienen, und den Speichern sind in Bremen feststehende Krahn von gleicher Bauart aufgestellt, um die ganze Strassenbreite zwischen den Schuppen und den parallel stehenden Speichern zu bestreichen und damit Eisenbahnwagen und Strassenfuhrwerke, die hier anfahren können, zu beladen und entladen. Ausserdem sind noch zwei freistehende Portalkrahne für 4000 kg und 10000 kg Tragkraft im Freihafengebiet vorhanden, die sich, abgesehen von ihrer kräftigeren Konstruktion, nur dadurch von den Schuppen und Speicherkrahnen unterscheiden, dass ihre Bühne bei der mangelnden Anlehnung an Gebäude, beiderseits auf eisernen Gerüstständern ruht. Die Maschinenanlage der Centralstation für den ganzen Betrieb, zu dem auch noch 40 Aufzüge und Winden gehören, ist in der unten angegebenen Quelle veröffentlicht.**)

*) Schönbach, Die hydraulischen Einrichtungen im Freihafengebiet zu Triest. Z. d. österr. Ingenieur- und Architektenvereins 1893. Der Aufsatz, dem die vorstehenden Steuerskizzen entnommen sind, enthält ausser eingehender Beschreibung der Gesamtanlage sehr werthvolle Mittheilungen über die Triester Betriebserfahrungen und die erzielten Leistungen, die von allgemeinem Interesse für die Beurtheilung des Werthes hydraulischer Hebewerke sind.

**) Des Verfassers Beiträge zur Entwicklung der Hebewerke mit Druckwasserbetrieb in Deutschland. Z. d. V. d. Ing. 1890, S. 893.

Neukirch hat vermuthlich die Maschinistenkammer von der drehbaren Krahnsäule getrennt, um die Schwenkmassen beim Krahndrehen möglichst zu beschränken. Durch den Verzicht auf die sonst für neuere Anlagen meist angewandte Drehscheibenkonstruktion mit frei aufgebautem Krahn-obergerüst und Doppelrohr für Kraftwasserzu- und -abfluss in der Drehachse ist aber die Übersicht für den Krahnführer erschwert, der von seinem Standort in der Kammer an der Stirnseite des Portalgerüsts die Last bei ihrer Bewegung nur durch theilweisen Stellungswechsel im Auge behalten kann.

Die Lage der Druckwassercylinder und des Nachsaugebehälters gestattet blos die angedeuteten Wärmeschutzhüllen und angewärmtes Betriebswasser gegen Frostgefahr im Winter anzuwenden, während sich die ganze Betriebsmaschine ohne Schwierigkeiten in ein heizbares Schutzhaus einschliessen lässt, sobald man Cylinder und Steuerung, wie bei dem Krahn von Dinglinger, Taf. 94, oder bei den Haniel'schen Krähen für Venedig auf einer Drehscheibe aufstellt, die allseitig mit leichten, senkrechten Blechwänden umkleidet und mit einem Dach überdeckt wird. Auch durch die Wahl der hohen Krahnsäule mit dem Rückenstrebenwerk für das Kopflager werden bei den verwickelten und wechselnden Anstrengungen, die in diesem Lagerhalter während des Krahnschwenkens auftreten, Schwankungen, infolge von Durchfedern kaum erfolgreicher vermieden, als bei der Drehscheibenkonstruktion mit Stützrollenkranz und kurzer, freistehender Mittelsäule, die ausserdem den Vortheil bietet, dass man weder im Anbringen von Gegengewichten zum Verkleinern des Auslegerkippmomentes und der hierdurch bedingten Biegungsanstrengungen, noch in der vollkommen freien Benutzung des ganzen Schwenkkreises behindert ist.

Vergleichende Übersicht fahrbarer Hafenkrahngestelle mit hochliegendem Ausleger.

Fahrbare Sockelkrahne.

Zwei-Tonnenkrahn für die Millwall Docks in London, Fig. 651. *)

Die Krahnsäule steht in einem sockelförmigen Gerüst, das sich in Form einer abgestumpften Pyramide unmittelbar aus dem Krahnwagengestell erhebt und oben das Halslager für die Krahnsäule trägt, während das Spurzapfenlager unten im Wagen untergebracht ist. Der Lasthebecylinder wird von der gitterförmigen Drehsäule umschlossen, deren obere, aus dem Sockel hervorragende Strecke dem aufsteigenden Kolben als Führungsbahn dient und mit dem Ausleger und seinen Zugstangen das Krahnschnabeldreieck bildet. Der feste Rollenbock des Übersetzungsflaszenguges liegt unter dem Cylinderboden. Die Drehcylinder sind unten auf dem Wagengestell wagerecht gelagert, so dass nur das Wasserrohr für den Lastcylinder in die Krahnsäule durch eine Stopfbüchse in der Drehachse einzuführen ist. Die Krahne haben 11,5 m Ausladung und etwa 2,4 m Radstand.

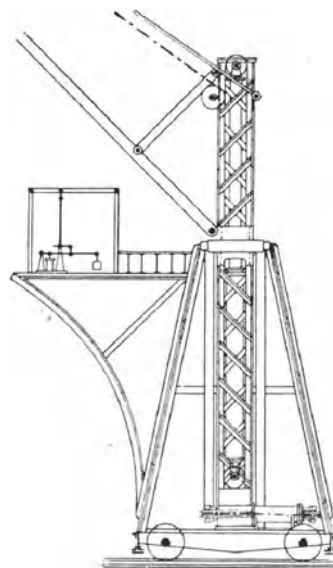


Fig. 651.

*) Guterath-Riedler, Skizzen zu Hebemaschinen.

Das Wärterhaus steht auf einem vom Krahnsockel auskragenden Konsolunterbau in der Höhe der Sockeldeckplatte. Der Anschluss des Krahnes an die Druckleitung erfolgt, wie bei allen fahrbaren Krahnern, durch Gelenk- oder Teleskoprohre oder mittelst drahtumspinnener Schläuche, die an den nächstliegenden Hydranten angeschraubt werden.

1500 kg-Krahn für Antwerpen. *)

Die 1500 kg-Krahn in Antwerpen sind dem vorstehenden im Sockelaufbau für die im Kern stehende Drehsäule mit dem Lasthebecylinder ähnlich. Abweichend in der äusseren Form ist vor allem die Anordnung eines besonderen Gegengewichts zur Verminderung des Auslegerkippmomentes und die Lage der festen Rollen des Kolbenflaschenzuges zu beiden Seiten des Cylinderkopfes, auf der Brust und am Rücken der Krahnssäule, wie in Fig. 652, die gewählt ist, um die Spurzapfenkonstruktion der Säule und die Wasserzuführung in der Drehachse des Cylinders von unten nicht zu behindern. Der Lastkettenlauf erleidet hierdurch bis zum Lasthaken, innerhalb des sechsrolligen Flaschenzuges, und durch die Auslegerkopfröle einen viermaligen Wechsel der Umschlingungsrichtung, der erfahrungsgemäss für Ketten wie Drahtseile nachtheilig wirkt.

Der Lasthebecylinder arbeitet mit einem Teleskopkolben für zwei Laststufen, 700 und 1500 kg. Für die grösste Nutzlast tritt der Kernkolben mit dem äusseren Ringkolben gemeinsam in Thätigkeit. Die untere Laststufe wird durch den Kernkolben allein bewältigt, nachdem der Ringkolben am Cylinder festgekuppelt ist. Die Dreheylinder liegen unten im Wagenstell. Der Radstand beträgt 2,2 m, die Spurweite 2,5 m. Die Krahnausladung von Drehachse bis Haken ist zu 9,5 m angenommen. Der Anbau für das Wärterhaus befindet sich seitlich am Sockel, in geringer Höhe über dem Pflaster.

Freistehende Portalkrahn.

Die freistehenden Portalkrahn werden in den lichten Abmessungen der

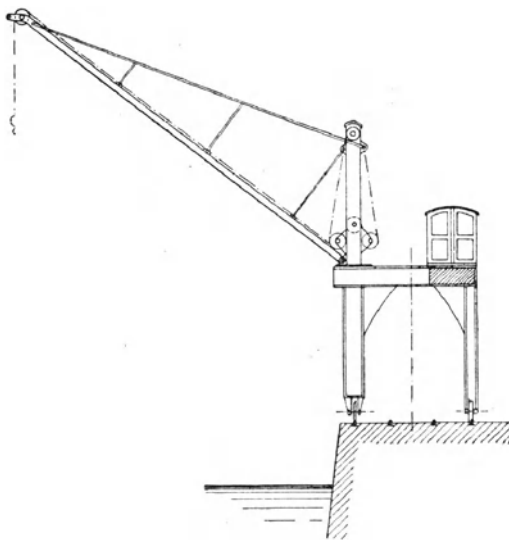


Fig. 652.

Durchfahrt dem Normaldurchfahrtsprofil der Eisenbahnen angepasst und erhalten deshalb mindestens 4,8 m lichte Höhe und, falls sie nur ein Geleis überbrücken, 4 m lichte Weite. Die zugehörige Krahnspurweite beträgt hiernach für eingleisige Überbrückung ~ 5 m. Der Radstand hängt zum Theil von der Art der Portalgestellkonstruktion, in der Hauptsache aber von dem Auslegerkippmoment ab und findet sich meist ≥ 4 m. Die nachstehenden Skizzen und Angaben geben eine vergleichende Zusammenstellung der hauptsächlichsten Bauarten, die für verschiedene grössere Anlagen gewählt sind.

Antwerpen und Amsterdam a. m. **) Die Krahnssäule steht mit

*) Anvers, Port de mer. Bruxelles 1885, E. Guyot, S. 174.

**) Skizzen hierzu finden sich in Anvers, Port de mer. Die hier benutzte Figur ist der Abhandlung von Gerdau, Löscher- und Ladevorrichtungen für Schiffe und Eisenbahnen, Z. d. V. d. Ing. 1892, Textblatt 3, entnommen.

dem Lasthebeylinder in dem Portalbock auf der Wasserseite, Fig. 652, S. 722, und läuft in einem Spurzapfenlager, das von dem unteren Querbalken des Bockes getragen wird, während das Rollenhalslager dicht unter dem Auslegerfuss in der Plattformhöhe der Krahnbrücke untergebracht ist. Die Drehcylinder liegen innerhalb der kastenförmigen Portaldecke und bethätigen durch ihre Zugketten die dicht unterhalb des Halslagers auf die Krahnsäule aufgesetzten Schwenkrollen. Das Druckleitungsrohr wird mit einer drehbaren Stopfbüchsenverbindung von unten durch den hohlen Spurzapfen in den Lastcylinder eingeführt; nach den beiden unbeweglichen Drehcylindern führen fest verlegte Rohre. Die Leitrollen für den Lastkolbenflaschenzug liegen, wie bei den Antwerpener Sockelkrahnen, an der Brust und auf dem Rücken der Krahnsäule dicht unter dem Kolbenrollenkopf. Auch die Anordnung der Teleskopkolben ist in Antwerpen die gleiche, wie für die Sockelkrahne, um bei festgekuppelten äusseren Ringkolben Lasten bis 700 kg mit dem Kernkolben allein zu heben und den Ringkolben erst mit dem Kernkolben gemeinsam zur Ausnutzung des vollen Druckquerschnitts aufsteigen zu lassen, wenn Lasten von 700 bis 1500 kg zu fördern sind. Die Krahnausladung beträgt von der Drehachse 11,3 m, die Höhe der Auslegerkopffrolle über der Quaistrasse 14 m, der Hakenhub 18 m, bei sechsfacher Kolbenhubübersetzung. Der Betriebsdruck ist zu ~ 48 Atm. angenommen.

Das Wärterhaus steht oben auf der Krahnbrücke über dem Bock auf der Landseite, bei den Krahnen für Antwerpen näher an der Mitte. In beiden Fällen ist die Neigung der Auslegerstrebe so steil gewählt, dass der Krahn unbehindert über das Dach des Wärterhauses fortgeschwenkt werden kann.

Für einen grösseren Portalkrahn in Antwerpen von 2000 kg Tragfähigkeit ist die gleiche Bauart benutzt, ausser der unteren Laststufe für 700 kg aber auch noch eine Speisung des Lastcylinders durch einen Injektor vorgesehen, der mittelst der Hochdruckleitung in Thätigkeit gesetzt wird und aus einem Rücklaufbehälter totes Wasser ansaugt, falls nur der leere Lasthaken aufzuholen ist, so dass für den kleinsten Kraftbedarf auf diese Weise mit beschränktem Kraftwasserverbrauch und verminderter Betriebspressung gearbeitet wird.*)

Triest und Bremen. Die Portalkrahne in Triest gleichen in ihrer Bauart den früher, S. 717, beschriebenen Krahnen für Bremen. Die Portale sind theils einhüftig gebaut, mit hochliegenden Laufrädern auf der Schuppen-seite, theils mit gleichlangen Bockfüssen. Ausserdem findet sich dort noch eine dritte Bauart mit ungleich langen Füssen, Fig. 653, S. 724, bei denen der Bock auf der Landseite in der Höhe des Ladesteges für den Eisenbahnverkehr läuft.***) Dadurch, dass die Krahnsäule nicht, wie in Antwerpen und Amsterdam, innerhalb des Portalbockes gelagert und abgestützt ist, sondern mit dem Spurzapfenlager oben auf der Krahnbrücke steht und durch ein Rückenstrebenwerk für das Kopflager gehalten wird, bleibt die Schwenkbahn auf einen Theil der vollen Umdrehung beschränkt und reicht nur bis über den rückwärts liegenden Ladesteg zu beiden Seiten des Portals.

Drehbarer Portalkrahn von Neukirch. Um sehr grosse Kreisflächen mit einem Krahn zu bestreichen und die Aufgabe mit einem möglichst leichten und stabilen Gerüst zu lösen, hat Neukirch die Form seiner Bremer Portalkrahne dahin abgeändert, dass er die Krahnbrücke einerseits auf einer Säule drehbar abstützt und andererseits die Laufräder unter dem

*) Anvers, Port de mer. Bruxelles E. Guyot 1885, S. 174 u. f.

**) Schönbach, Die hydraulischen Hafeneinrichtungen in Triest. Zeitschr. d. österr. Ingenieur- und Architektenvereins 1893, Taf. XII.

Krahnsäulenbock auf einer Kreisschienenbahn um die feste Drehachse führt. *) Der Kran beherrscht bei den gewählten Abmessungen einen Kreis von nahezu 40 m Durchmesser, d. h. ungefähr 1200 qm, ohne dass der Ausleger über die auch sonst übliche Ausladung von 9 bis 10 m vergrößert ist.

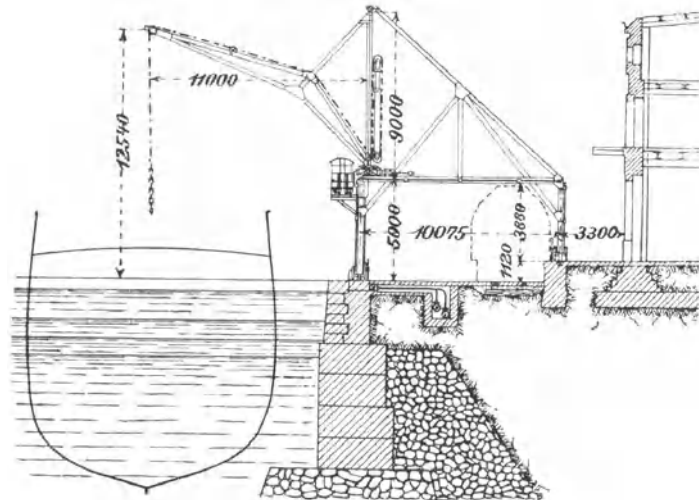


Fig. 653.

Die Druckleitung geht durch die feste Mittelpunktsäule und für den Lastcylinder weiter durch die Krahnswenksäule. Das Fahrräderwerk wird durch eine eigene Betriebsmaschine in Thätigkeit gesetzt. Die Konstruktion ist zur Bedienung grosser Holzstapelplätze bestimmt, auf denen der Arbeits-

platz je nach den vorhandenen Vorräthen wechselt. Durch die Zerlegung des Kranes in zwei für sich getrennt bewegliche Theile fällt der Gerüstbau verhältnissmässig sehr leicht aus, und damit werden auch die zu bewegenden Massen möglichst beschränkt, weil der Kran bereits einen grossen Theil des Arbeitsfeldes bei feststehendem Portal bestreicht.

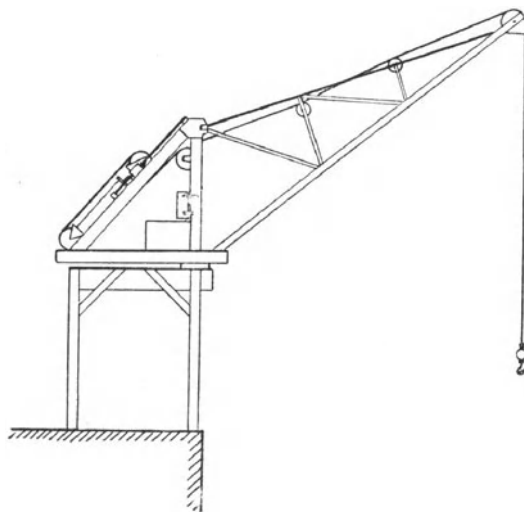


Fig. 654.

Mainz. Die Gestellform der Portalkrahne für den Zoll- und Binnenhafen in Mainz von Hoppe ist in Fig. 654, skizzirt. Das drehbare Krahnbergestell mit dem geneigten Rahmen zur Aufnahme des Lasthebeylinders und den wagerechten Trägern für die dicht

über der Portaldecke liegenden Drehcylinder ist auf einer feststehenden Krahnssäule abgestützt, die nahe der äusseren Kante auf der Wasserseite oben in der Portalkonstruktion steht und zur Einführung der Betriebsleitung dient, die sich aus der Drehachse nach den Steuerapparaten verzweigt. Der Einbau der Maschinen in das bewegliche Krahngerüst, dem Ausleger gegenüber, ver-

*) Vergl. den Aufsatz des Verfassers, Beiträge zur Entwicklung der Hebewerke mit Druckwasserbetrieb. Z. d. V. d. Ing. 1890, Taf. XXVIII.

mittelt einen theilweisen Ausgleich für das Auslegerkippmoment. Die Lasthebemaschine ist mit Ringkolbensystem und Hoppe'scher Stufensteuerung für drei Laststufen, 500, 1000, 1500 kg, ausgeführt. Die Krahnenausladung beträgt 11 m, der Hakenhub 18,3 m. Die Hubgeschwindigkeit ist zu 0,6 m bei 53 Atm. Betriebsdruck im Akkumulator angenommen.

Tilbury Docks. Für die Tilbury Docks ist zuerst der centrale Aufbau der Krahnkonstruktion über der Mitte des Portals gewählt, Skizze Fig. 655. Der Lasthebeylinder steht in der Achse des beweglichen Krahnobergestells, die Dreheylinder liegen in der kastenförmigen Drehscheibe, welche die Grundplatte des Obergestells bildet. Das Wärterhaus ist auf der Auslegerseite am Mittelständer vor dem Lasteylinder angebracht und nimmt an der Schwenkung theil. Das mittlere Auslegerkippmoment wird durch ein besonderes Gegengewicht ausgeglichen.

Venedig. Der von Haniel & Lueg für die freistehenden Portalkrahne in Venedig gewählte Gerüstaufbau, Fig. 656,*) entspricht in den Grundzügen der vorstehenden Form, ist aber in der Ausführung durch die Wahl

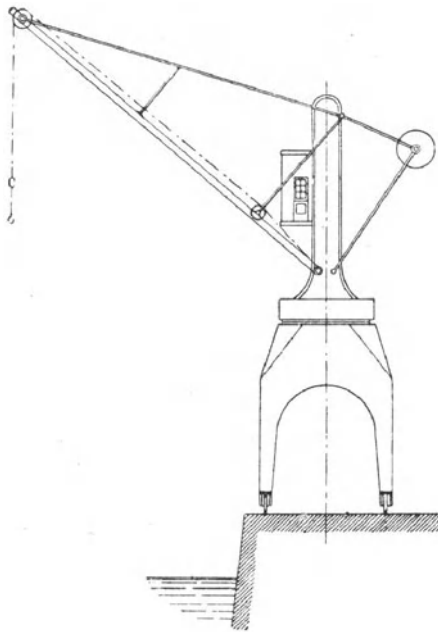


Fig. 655.

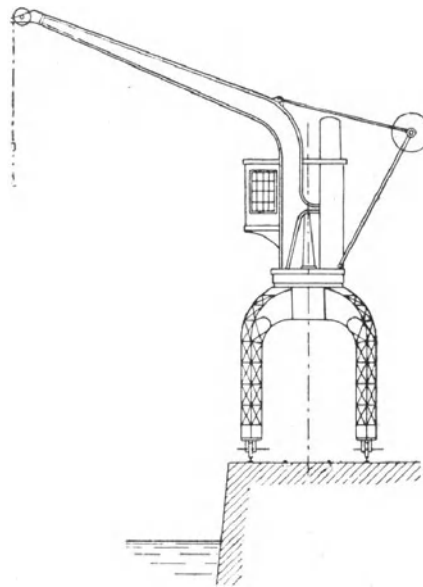


Fig. 656.

von Gitterständern, die sich wie die Gurtungen eines Kreuzgewölbes ineinanderfügen und oben zu einer gemeinsamen Kappe vereinigen, gefälliger. Die Schlusskappe trägt die Laufrollenbahn der Krahndrehscheibe und die Fussnabe der kurzen Mittelpunktskrahnsäule. Das Auslegerkippmoment wird theils durch die Aufstellung des Lasthebeylinders hinter der Krahnssäule, theils durch ein besonderes Gegengewicht ausgeglichen. Wo die klimatischen Verhältnisse Schutzvorkehrungen gegen Frost verlangen, lässt sich das Wärterhaus leicht so weit ausdehnen, dass es auch noch die Betriebseylinder aufnimmt, damit erforderlichenfalls die ganze Anlage durch einen Ofen in dem Schutzhaus vollkommen gegen jede Frostgefahr gesichert werden kann. Die Schwenkung durch den vollen Kreis ist, wie in den vorstehenden Fällen, unbehindert.

*) Skizze 655 und 656 nach Gerdau, Z. d. V. d. Ing. 1892.

Fahrbare Portalkranne mit Anlehnung des Unterbaues an benachbarte Gebäude.

Für Hafenkranne, die den Ladeverkehr zwischen Schiffen, Quaistrasse und Waarenschuppen oder Speichern an der Quaistrasse zu vermitteln

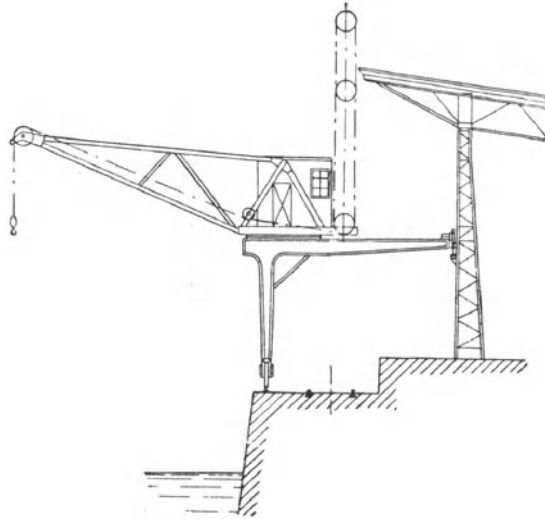


Fig. 657.

haben, sind mehrfach einhüftige Portalgestelle, wie für den Bremer Hafen ausgeführt, um den Portalbock auf der Landseite zu sparen und die Kranbrücke auf dieser Seite, unmittelbar auf einer hochliegenden Schiene

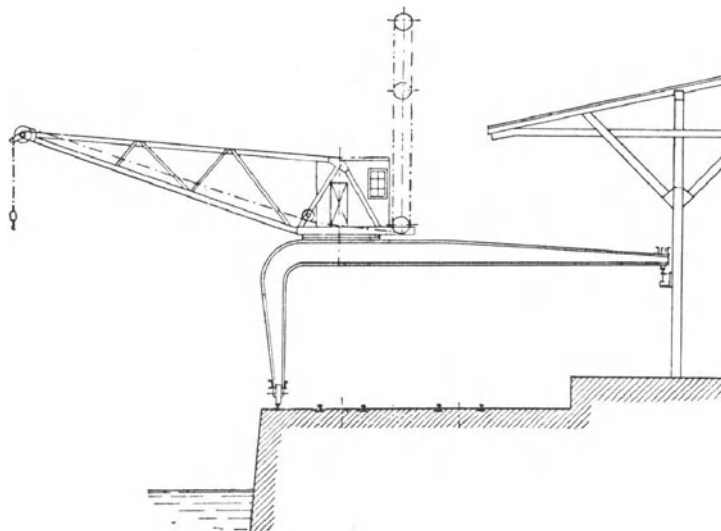


Fig. 658.

an der Front des Schuppens, laufen zu lassen. Hierdurch bleibt der ganze lichte Raum zwischen dem Portalbock und der Wasserseite und dem Schuppen frei.

Derartige Konstruktionen sind für Bremen, Triest, Altona, Hamburg, Köln u. s. f. ausgeführt.

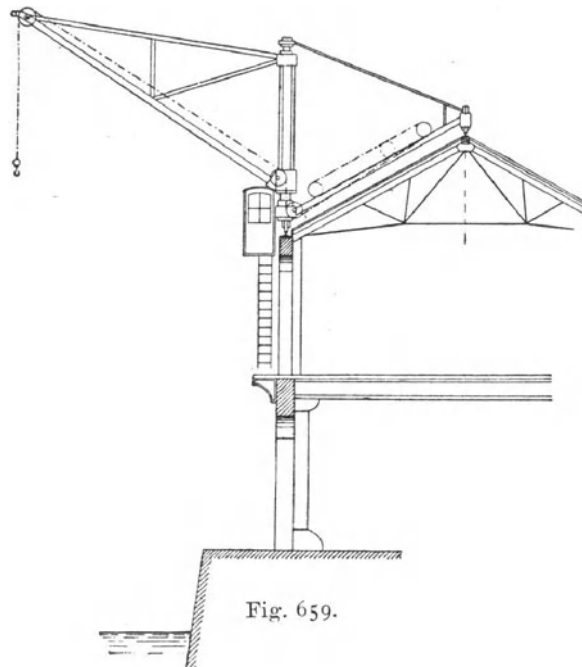
- a. Die Krahne für Bremen und Triest sind durch Fig. 4 u. 5, Taf. 95 und Textfigur 653, S. 724, bereits erläutert.
- b. Für Altona hat man den eigentlichen Krahn, nach Skizze Fig. 657 auf einer Drehscheibe aufgebaut, um die Rückenstrebe zu vermeiden und den Lasthebecylinder als Gegengewicht für das Auslegerkippmoment in grösserem Abstände von der Drehachse aufstellen zu können. Gleichzeitig gewinnt man hierdurch auf der Drehscheibe auch den Platz für das Wärterhaus und erleichtert dem Krahnführer den Überblick über die Lashakenbahn.
- c. Die Hamburger Ausführung, Fig. 658, unterscheidet sich von der Altonaer nur durch die Krümmung der Hüfte, statt deren in Altona eine scharfe, nahezu rechtwinklige Ecke mit kräftigen Verstreblen gewählt ist.

Fahrbarer Dachkrahnen.

Für die ganz hart am Quaisteg liegenden, zweistöckigen Speicher der Harington Docks in Liverpool hat Armstrong fahrbare Krahne auf das Speicherdach gelegt. Der Krahnwagen, Fig. 659,*)

schmiegt sich der Dachneigung an und läuft mit dem einen Räderpaar auf der Mauerkrone, mit dem anderen auf dem Dachfirst, der verhältnissmässig wenig belastet wird, weil die Krahnssäule über der Mauerkrone steht, und das Wagengestell nur zum Auflagern der Betriebscyliner dient, die mit dem Wagengewicht dem Auslegerkippmoment entgegenwirken. Das Wärterhaus hängt an der Stirnseite des Krahnwagens, nimmt also an der Drehung der Krahnssäule

beim Schwenken keinen Theil, gestattet aber dem Maschinisten einen ausreichend bequemen Überblick, da die Last im vorliegenden Fall nach rechts oder links aus der Mittellage des Auslegers nur um einen Viertelkreis geschwenkt werden kann. Die eigenartige Bauweise ist den gegebenen örtlichen Verhältnissen zweckentsprechend angepasst und verdient für ähnliche Fälle Beachtung.



Rückblick.

Die Portalkrahne gewähren im Vergleich mit den Sockelkrahnen auf niedrigem Wagengestell den Vortheil, dass sie die freie Durchfahrt und den sonstigen Verkehr auf dem Arbeitsplatz fast gar nicht behindern und sich

*) Z. d. V. d. Ing. 1892 und Engineer, August 1898, S. 199.

für grosse Hubhöhen und weite Ausladung sehr gut eignen. Für die Standsicherheit ist der centrale Aufbau der Konstruktion am günstigsten und für freistehende Krahne, die nur ein Geleis überbrücken, deshalb in erster Linie zu wählen. Für grössere Spannweiten muss man die Krahnachse möglichst nahe an die Vorderkante des Portalunterbaues rücken, um über-grosse Auslegerlängen zu vermeiden. Falls nicht durch Gewölbe die freie Schwenkbahn des Krahns, wie bei den Portalkrahnen vor Waarenschuppen, ohnehin beschränkt wird, ist für die freie Benutzbarkeit des ganzen Schwenkreises zu sorgen. Dieser Forderung genügen alle Krahne mit Drehscheibenkonstruktion oder mit feststehender Säule und glockenförmig übergestülptem, drehbarem Obergestell, sowie die Konstruktionen mit drehbarer Säule und tiefliegenden Lagern im Portalbock. Nicht erfüllt ist diese Bedingung bei den Bremer freistehenden Krahnen. Die Krahne mit Drehscheibe und drehbarem Obergestell gewähren ausserdem den Vortheil, dass sich die ganze Betriebsmaschine im unmittelbaren Bereich des Wärters unterbringen lässt, dass der Krahnführer den Lasthakenweg jederzeit im Auge behalten kann, wenn das Wärterhaus in das drehbare Obergestell eingebaut wird, und dass die Betriebscyliner durch excentrische Aufstellung zur theilweisen Ausgleichung des Auslegerkippmoments herangezogen werden können. Wo dies nicht genügt, lassen sich, bei der unbehinderten Schwenkbahn, auch leicht noch besondere Gegengewichte anbringen, und die Standsicherheit der Gesamtkonstruktion durch Verkleinern des resultirenden Kippmomentes erhöhen. Die Vereinigung aller Betriebscyliner mit der Steuerung auf einer gemeinsamen Grundplatte erleichtert ausserdem den zuverlässigen Schutz der Anlage gegen Frost durch ein heizbares Schutzhaus. Diese Vorsicht ist für hydraulische Maschinen jedenfalls mindestens ebenso geboten, wie ähnliche Vorkehrungen für elektrische und Dampfkrahn, deren Maschinen man häufig lediglich zum Schutz gegen die sonstigen Witterungseinflüsse in Kammern einschliesst.

Durch die Aufstellung des eigentlichen Krahnes ausserhalb der Portalmitte über oder nahe dem einen der beiden Gestellböcke vertheilt sich die Last auf die Laufräder ungleichmässig. Bei einhüftigen Portalkrahnen erhöht sich die Entlastung der Laufräder auf der der Krahnsäule gegenüberliegenden Seite noch weiter durch die ungleiche Gewichtsvertheilung der Portalkonstruktion, infolge des nur einseitig vorhandenen Bockes. In solchen Fällen bildet die stark belastete, tiefliegende Laufschiene unter der Krahnsäule gewissermassen ein Zapfengelenk, um welches das ganze Gerüst in der Richtung der Brückenspannung bei schwachem Auflagerdruck in der hochliegenden Schiene schwingen kann und schwingt, sobald durch das Kippmoment beim Lastheben grosse Horizontalkräfte in dieser Richtung auftreten.*) Deshalb sind die Horizontalkräfte durch Drehscheiben mit kegel-förmigen Laufrädern, an Stelle von Krahnsäulen, oder durch Gegengewichte für das Kippmoment zu beschränken, und ferner die Portalhüften möglichst widerstandsfähig gegen Durchfedern herzustellen. Auch die hochliegende Schiene ist gegen Seitenkräfte ausreichend zu verstreben, damit die Brücke während des Betriebes mit ihr erfolgreich durch Klammern, Keile oder Schrauben verbunden werden kann.

Für Krahne, die starkem Winddruck ausgesetzt sind, verdienen luftige Gitterwerkgerüste vor vollwandigen Blechkonstruktionen den Vorzug. Vergl. die Angaben über Winddruck, S. 719. Alle Portalgerüste verlangen besonders kräftige Querversteifungen der oberen Bühne, um dem Kippmoment zu widerstehen, wenn der Krahn Ausleger parallel zur Portalachse steht

*) Z. d. V. d. Ing. 1891, S. 582. Hüber, die Gestelle einhüftiger Portalkrahn.

Der hydraulische Hebe Maschinenbetrieb der neuen Werft- und Hafenanlagen in Köln mit elektrischem Antrieb der Presspumpen.*)

Die im Jahre 1898 eröffnete Anlage umfasst 24 fahrbare hydraulische Portalkrahe mit 1800 bis 5000 kg Tragkraft von C. Hoppe-Berlin, 4 sechsstöckige und 6 dreistöckige Aufzüge für 1700 kg von C. Flohr-Berlin mit den zugehörigen hydraulischen Maschinen von Haniel & Lueg, 6 Kellerkrahe für 1500 kg Tragkraft von Haniel & Lueg und 3 hydraulische Spills mit 1000 kg Zugkraft zum Verholen der Schiffe am Hafenumd, von denen C. Hoppe zwei, Haniel & Lueg das dritte geliefert haben. Für eine spätere Erweiterung sind noch 5 fahrbare Portalkrahe und 6 Aufzüge in Aussicht genommen.

Nach umfangreichen technischen Vorarbeiten, die sich auch auf eine möglichst objektive Veranschlagung der Unkosten und Rentabilität erstreckten, wurden folgende drei Betriebsweisen auf die engere Wahl gestellt:

1. Elektrischer Betrieb der Hebezeuge durch Gleichstrom, der in einer Unterstation durch Umformen des vom städtischen Elektrizitätswerk zu beziehenden einphasigen Wechselstromes mittelst Transformatormaschinen oder unter Anwendung Pollak'scher Gleichrichter zu gewinnen war.
2. Hydraulischer Betrieb der Hebezeuge mit Dampfpumpen für die Akkumulatoren.
3. Hydraulischer Betrieb der Hebezeuge mit einphasigen Wechselstrommotoren für die Akkumulatorenpumpen.

Aus der vergleichenden Aufstellung der Betriebskosten, die sich neben den laufenden Ausgaben aus der Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals zusammensetzen, gelangte man zu dem Ergebniss, dass der rein elektrische Betrieb 38% theurer arbeiten würde, als der hydraulische mit Dampfdruckpumpen, und dass auch der Ersatz der Dampfpumpen im letzteren Fall durch elektrisch betriebene die Betriebskosten um etwa 9% steigert.***) Unter diesen Verhältnissen sah man sich veranlasst, auf den rein elektrischen Betrieb zu verzichten, weil sich der Mehraufwand hierfür nach den Vorschlägen auf 55000 Mk. jährlich beziffert haben würde, und entschied sich für die hydraulische Anlage mit Wechselstrommotoren für die Pumpen. Der weiteren Ersparniss, die durch Dampfpresspumpen zu erzielen gewesen wäre, steht der Nachtheil gegenüber, dass für Feuerlöschzwecke auch nachts eine Dampfpumpe mit zugehörigem Kessel dienstbereit gehalten werden müsste, während die Elektromotoren das Anlassen der Pumpen jederzeit ermöglichen. Ausserdem hat die Stromentnahme aus dem städtischen Elektrizitätswerk eine günstigere Ausnutzung desselben für die Tagesstunden, in denen der Lichtbetrieb fortfällt, zur Folge.

Die Druckpumpenanlage der Kraftstation mit den Akkumulatoren wurde Rudolf Dinglinger in Cöthen übertragen; den elektrischen Theil der

*) „Neue Werft- und Hafenanlagen zu Köln.“ Festschrift zum 14. Mai 1898. Lithographische Anstalt und Buchdruckerei von Th. Fuhrmann in Köln.

**) Wie weit im Betrieb die Kraftabstufung der Portalkrahe für die Wasserversparniss trotz der hierfür angeordneten zwangläufigen Stufensteuerung thatsächlich regelrecht ausgenutzt wird und im Hinblick auf die vollkommen selbstthätige Regulirung des Stromverbrauchs bei elektrischem Betrieb die obigen Vergleichszahlen zuverlässig sind, kann wohl erst aus längeren Betriebserfahrungen festgestellt werden. Bei dem niedrigen Einheitspreis für elektrische Energie, von nur 10 Pf. für die Kilowattstunde in Köln erklären sich die berechneten Mehrkosten für den rein elektrischen Betrieb der Hebezeuge zum Theil aus den Energieverlusten, die daraus entstehen, dass der einphasige Wechselstrom daselbst erst in Gleichstrom umgewandelt werden müsste.

Anlage hat Ingenieur E. H. Geist in Köln geliefert. Die ganze Rohrleitung ist von Haniel & Lueg bezogen.

Für die Abmessungen der Presspumpen und Akkumulatoren ist die Annahme zugrunde gelegt, dass von der vollständig ausgebauten Anlage mit 53 hydraulischen Arbeitsmaschinen höchstens $\frac{2}{3}$ gleichzeitig, und zwar mit mittlerer Belastung für mittlere Förderhöhen in Thätigkeit treten. Die hierfür stündlich zu liefernde Wassermenge von 55 Atm. Druck berechnet sich zu 60 cbm. Für den jetzigen Umfang des Betriebes mit 42 Hebemaschinen sind 4 Pumpensätze mit je 15 cbm stündlicher Förderleistung aufgestellt, von denen eine Pumpe nach den vorstehenden Zahlenwerthen als Reserve dient, und an deren Stelle bei späterer Erweiterung eine fünfte treten soll, für die der erforderliche Platz im Maschinenhause vorgesehen ist.

Die Presspumpen sind als liegende Dreiplungerpumpen mit um 120° versetzten Kurbeln, 80 mm Kolbendurchmesser und 350 mm Hub gebaut. Sie werden mittelst doppelter Riemenvorgelege von asynchronen, einphasigen Wechselstrommotoren angetrieben und laufen mit 50 Touren in der Minute, bei 466 Umläufen der Motoren. Das zweite, am stärksten belastete Vorgelege besteht aus zwei symmetrisch angeordneten Riemen, deren Arbeitscheiben auf den beiden Köpfen der Pumpenwelle angebracht sind. Die Pumpenventile sind doppelsitzig und arbeiten, bei reichlichem Eigengewicht, zum rechtzeitigen Abschluss noch mit zusätzlicher Federbelastung. Die beiden Akkumulatoren haben 420 mm Kolbendurchmesser und 6,5 m Hub. Ihre Belastung beträgt für 55 Atm. Betriebsdruck ungefähr 76 t. *)

Da die einphasigen Wechselstrommotoren nicht belastet anlaufen können, werden sie nur in den grösseren Betriebspausen abgestellt und laufen sonst leer oder belastet ohne Unterbrechung. Zum Ingangsetzen dienen 6pferdige Anwurfmotoren, die mit den Hauptmotoren auf gemeinschaftlicher Achse eingebaut sind und, mit besonders kräftiger Anzugkraft konstruiert, lediglich dazu dienen, die Hauptmotoren zunächst leer auf die regelrechte Umlaufzahl zu bringen. Sobald diese erreicht ist, werden die grossen Maschinen ans Netz gelegt und die Hilfsmaschinen abgeschaltet.

Das An- und Abstellen der Pumpen, je nach der wechselnden Akkumulatorfüllung, erfolgt durch selbstthätiges Umsteuern des ersten Vorgelegeriemens mittelst eines hydraulischen Differentialkolbenpaares. — Vergl. Fig. 8, Taf. 82. Zur Schonung der Riemen und zur möglichsten Entlastung der Motoren während des Leerlaufens werden gleichzeitig mit dem Ausrücken der Riemen auch die Losscheiben angehalten, also der ganze Riemetrieb zur Ruhe gebracht. Zu dem Zweck sind die Losscheiben auf der Motorachse längsverschiebbar angeordnet und werden beim Abstellen von ihren Festscheiben entfernt, beim Einrücken aber zum Mitnehmen mit einem kegelförmigen abgedrehten Rand in dieselben eingepresst, um durch das Antreiben der bis dahin ruhenden Scheiben das Überführen des Riemens auf die Festscheibe zu ermöglichen.

Den erforderlichen Anpressungsdruck liefert ein belasteter Hebel, der von einer mit den Riemenschubkolben verschraubten Leitkurve gelüftet wird oder andererseits frei niederfällt und durch einen Gabelhebel auf seiner Achse die Nabe der losen Scheibe in einer Ringnuthe erfasst und steuert.

Die Elektromotoren sind im Hinblick auf den grossen Anlaufwiderstand der Akkumulatorpumpen, die im Beharrungszustand nur 50 PS beanspruchen, für eine Leistung von 70 PS ausgeführt. Bei den ersten Betriebsversuchen traten so starke Spannungsschwankungen im Netz auf, dass

**) Die in den Druckwasser-Akkumulatoren verfügbare hydraulische Energie stellt 74% der den Transformatoren zugeführten elektrischen Energie dar.

nachträglich noch ein besonderer Umlaufschieber zur Verbindung des Druckraumes der Pumpen mit dem Saugraum angebracht ist, der ebenfalls vom Riemenschieber bethätigt, erst nach Beginn des Pumpenanlaufs zwangsläufig geschlossen wird, um einen Theil der Trägheitswiderstände zu überwinden, bevor die Pumpen mit regelrechter Vollbelastung auf ihre normale Tourenzahl übergehen.

Das städtische Elektrizitätswerk liefert den Wechselstrom mit 2000 Volt Spannung. Zur Umformung auf 110 Volt für den Lichtbetrieb dienen Transformatoren von 35000 Watt Leistung, von denen aber je zwei für den Kraftbetrieb hintereinandergeschaltet werden, um die Pumpenmotoren mit Strom von 220 Volt zu speisen.

Krahe und Aufzüge sind sämtlich in üblicher Weise mit Übersetzung des Treibkolbenhubes durch umgekehrte Faktorenrollenzüge gebaut, die Rollen der Aufzugmaschinen aber doppelrillig ausgeführt, weil die Förderschalen an Doppelseilen für zweiseilige Fangvorrichtungen hängen.

Die Gerüste der Portalkrahe sind im wesentlichen nach dem Vorbild der Bremer Krahe von Neukirch, Fig. 4 und 5, Taf. 95, entworfen und nur in den Rückenstreben der mit dem Ausleger drehbaren Krahsäule kräftiger versteift. Mit den Vortheilen dieser Bauart hinsichtlich beschränkterer Schwenkmassen, im Vergleich zum Drehscheibensystem, ist der Nachtheil in den Kauf genommen, dass Hub- und Drehcylinder ganz ausserhalb der fest mit dem Portalgerüst verbundenen Maschinistenkammer dem Frost in nicht unbedenklicher Weise ausgesetzt sind, während man doch, selbst bei elektrischem Betrieb, alles Maschinenwerk möglichst unter Dach und Fach unterzubringen sucht. Auch in bezug auf den Überblick über die Lastbewegung ist das gewählte System nicht besonders günstig und hier nur durch doppelte Händel und Steuergestänge die Verbesserung getroffen, dass der Führer die Steuerapparate sowohl vom einen, wie vom anderen Ende des Krahnhäuschens bedienen kann.

Die Krahnmaschinen zum Lastheben sind dreistufig gebaut, mit feststehendem Kernringrohr im Hauptcylinder wie in Fig. 531, S. 592. Die zugehörige Steuerung ist mit entlastetem Drehschieber, ähnlich wie die fünfstufige Konstruktion von Haniel & Lueg, Fig. 15, Taf. 86 und Textfig. 555, S. 607, ausgeführt, und lässt die einzelnen Kraftstufen der Reihe nach zwangsläufig aufeinander folgen. Für die Schwenksteuerung sind Flachschieber gewählt. *) Die Hubgeschwindigkeit beträgt bei voller Belastung 0,6 bis 0,8 m, die Schwenkgeschwindigkeit am Haken gemessen 2 m in der Sekunde, bei 9,5 m Ausladung der 1800 kg-Krahe, welche zwei Geleise überspannen, und 10,75 m Ausladung für diejenigen, welche drei Geleise beherrschen. Für den 5000 kg-Krahn ist die Ausladung auf 7,9 m beschränkt.

Die Aufzüge werden mittelst gewöhnlicher Flachschieber von festen Standplätzen aus gesteuert und sind deshalb mit Selbsteinstellung für die verschiedenen Stockwerke, sowie mit Sicherheitsverschlüssen für die Schachtzugänge ausgerüstet. Der Verkehr zwischen den Speicherarbeitern und dem Aufzugwärter findet durch Sprachrohre statt.

Da in der Anlage nur einphasiger Wechselstrom zur Verfügung steht, musste auch für die Spills auf hydraulischen Betrieb zurückgegriffen werden. Hoppe hat hierfür seine patentirte entlastete Hahnsteuerung mit festliegenden Maschinencylindern gewählt. Das Spill von Haniel & Lueg ist mit schwingenden Cylindern gebaut und die Steuerung unmittelbar an die Schildzapfen angeschlossen, um durch die wechselnde Drehung der Cylinder die Wasservertheilung zu vermitteln. **)

*) Zeichnungen von den Treibcylindern und Steuerapparaten enthält die bereits mehrfach angeführte Festschrift auf Tafel 71—73.

**) Festschrift Tafel 79 und 80.

Die Rohrleitung ist zum grössten Theil, wie in Bremen, auf Rollslagern in begehbaren Kanälen untergebracht und mit selbstthätigen Eilertsehen Entlüftungsventilen, Fig. 465, S. 486, versehen. Das Rohrnetz ist in seiner ganzen Ausdehnung mit Gefälle nach dem Krafthause zu verlegt, so dass zur vollständigen Entwässerung das Öffnen eines einzigen Absperrschiebers im tiefsten Punkt genügt.

Ausser den auch sonst gebräuchlichen Stosspuffern sind zur weiteren Sicherheit der Leitung und zum bequemen Auswechselln von schadhafte Rohren entlastete Dehnungstopfbüchsen von Frahm in Köln, D.R.P. 94534, Fig. 460, S. 482, eingebaut.

Schiffskrahne.

Je weniger vollkommen die Lösch- und Ladevorkehrungen für grosse, transatlantische Dampfer in den Häfen sind, zwischen denen sie verkehren, um so mehr muss für die eigene Ausrüstung der Schiffe mit Krahnen gesorgt werden. Hierfür findet man theils hydraulische Betriebseinrichtungen an Bord, theils auch elektrische. Bei den ersten englischen Schiffsausrüstungen mit hydraulischen Lasthebemaschinen sind die Betriebscyliner am Mast in Ladebäumen, Giggbäumen oder Davits untergebracht, um einen besonderen Ausleger zu ersparen. Weil aber hierbei sowohl das Schwenktriebwerk, wie die verwickelten Rohrleitungen mit Gelenken konstruktive Schwierigkeiten bieten, hat man diese Bauart verlassen und durch vollkommen selbständige, stehende Krahne neben den Deckhäusern mit eigenem Ausleger ersetzt, der während der Fahrt fortgestaut wird. So ist unter anderen der Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm II“ vom Norddeutschen Lloyd mit einer eigenen 100pferdigen Betriebsmaschine für die hydraulische Anlage ausgerüstet, die aus vier Krahnen von 2500 kg und zwei von 1500 kg Tragfähigkeit besteht, von denen die letzteren vorzugsweise nur zum Übernehmen der Kohlen dienen.*) Der Betriebsdruck ist auf 90 Atm. gesteigert, um mit möglichst kleinen Abmessungen für die Krahnmachines auszukommen. Der Druck im Akkumulator wird durch einen Dampfkolben erzeugt, weil schwere Gewichtstrommeln an Bord ausgeschlossen sind. Am vortheilhaftesten passen sich den maschinellen Schiffseinrichtungen die elektrisch betriebenen Krahne an, die seit ihrer Entwicklung rasch Eingang finden.

Grosse Segelschiffe sind stets auf Hilfsmaschinen im Hafen angewiesen. Wenn sie ihre Ladung in Barken löschen oder aus diesen empfangen und nicht unmittelbar am Quai anlegen können, wird die Bedienung vom Lande aus schwerfällig und erfordert lange Seilleitungen von den Lasthebemaschinen am Ufer bis zum Ankerplatz. Für solche Fälle empfiehlt sich die Anlage von besonderen Krahnpfeilern mitten im Wasser, die den Umladeverkehr sehr bequem gestalten, wenn die Barken auf der einen Seite des Pfeilers und das Seeschiff auf der anderen Seite anlegen, so dass der Krahne wie in den Millwall Docks in London beide Schiffe beherrscht. Bei Dampf- oder elektrischem Betrieb leistet der im ersten Band beschriebene Hochbahnkrahne von Temperley gute Dienste.

k. Kohlensturzgerüste für hydraulische Kipper.

In England sind seit Ende der fünfziger Jahre vielfach grössere Anlagen mit Druckwasserbetrieb ausgeführt, um ganze Wagenladungen Kohlen

*) Gerdau, Lösch- und Ladevorrichtungen. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 516 mit Textblatt 3. Der Aufsatz enthält eine kurze Zusammenstellung verschiedener Schiffskrahne und Hilfsmaschinen für den Ladeverkehr an Bord. Siehe ferner Krahne von Hoppe für den Norddeutschen Lloyd in dem Bericht von Haack: „Über Schiffseinrichtungen“ Verh. d. V. zur Bef. d. Gewerbfl. Sitzungsbericht 1898. S. 51 u. f. mit Tafel E—G.

von der Bahn unmittelbar in Transportschiffe überzuführen, so unter anderem in Cardiff, Newport, Hull, Birkenhead. Auf dem Festlande hat dies Verfahren erst in den sechziger Jahren vereinzelt Nachahmung gefunden und sich dann allmählich verbreitet. Bei allen diesen Anlagen handelt es sich darum, den Kohlenwagen so weit zu kippen, dass nach Öffnen der Klappen die Kohlen von selbst in den Schiffskörper gleiten.

Je nach den örtlichen Verhältnissen, nach der Höhe des Wasserstandes und der Deckhöhe der Schiffe ist unter Umständen der Kohlenwagen zunächst senkrecht zu heben, bevor er in die Kippstellung gebracht werden kann.

Kohlensturzgerüst der Holländischen Rheineisenbahn.

Figur 660, giebt die Skizze eines hydraulischen Kippgerüsts, das nach einem Entwurf von Ordish und Le Feuvre durch Appleby Brothers in London für die Holländische Rheineisenbahn ausgeführt wurde.**)

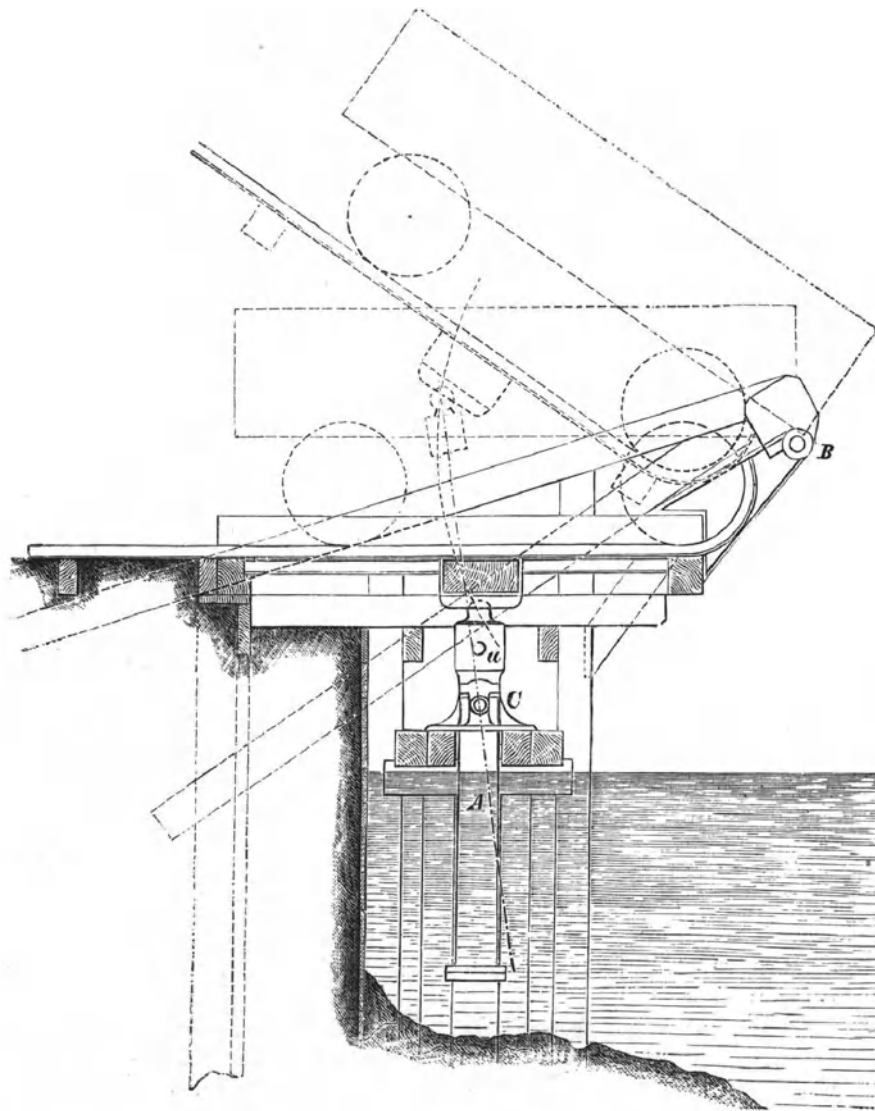


Fig. 660.

**) Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover 1867. S. 401.

Die Kohlenwagen werden auf eine Plattform oder Bühne geschoben, die sich über dem Wasserspiegel befindet. Diese Bühne ruht in der Mitte auf dem mit einem Kugelzapfen versehenen Kopf eines hydraulischen Treibkolbens, dessen Cylinder *A* mit zwei Schildzapfen *C* auf einem festen Pfahlgerüst hängt. Vorn ist die Bühne um eine Achse *B* drehbar und neigt sich unter der Einwirkung des aufsteigenden Treibkolbens zum selbstthätigen Entleeren des auf ihr stehenden Kohlenwagens in den Schiffskörper. Beim Aufkippen der Bühne folgt der hydraulische Kolben der Kippbewegung, indem der Cylinder sich um seine Schildzapfen dreht. Das Druckwasser muss daher durch einen der Schildzapfen mit Stopfbüchsendichtung zugeleitet werden.

Falls der untere Kolbenrand bis zu den Löchern *a* im Cylinderkopf emporsteigt, wird der Kipphub durch Ausspritzen des Druckwassers selbstthätig unterbrochen.

Der Wagen ist in seiner Kipplage einerseits durch die aufgebogenen Enden der Bühnenschienenköpfe am Herunterstürzen gehindert, ausserdem aber noch durch eine Kette gesichert, die man über die hintere Achse oder den hinteren Zughaken schlingt.

Selbstthätiger hydraulischer Eisenbahnwagenkipper, Bauart Schmitz-Rohde.

Ausgeführt von Fried. Krupp. Grusonwerk, Magdeburg.

Der Kohlenkipper, Fig. 661 bis 663, stellt einen wesentlichen Fortschritt im Vergleich zu der vorstehend beschriebenen Konstruktion dar und gehört zu den einfachsten und leistungsfähigsten Kippen, die in neuerer Zeit zur Bewältigung des Umschlagverkehrs in Kohlenhäfen Verwendung gefunden haben. Der Grundgedanke, das Eigengewicht der Ladung als Betriebskraft für das Ausstürzen der Kohlen und für das Zurückkippen des leeren Wagens zu benutzen, ist nicht neu und schon für die alten Kipper mit Winden verwerthet, aber die Konstruktion von Schmitz-Rohde steigert die Leistungsfähigkeit erheblich und ist in ihren grossen Abmessungen allen Kohlen- und Kokswagen der preussischen Staats- und deutschen Reichsbahnen mit jeder Bremsvorrichtung und mit Radständen von 2,5 bis 4,5 m, sowie 10 bis 15 Tonnen Ladung angepasst und hierfür unter der Voraussetzung geeignet, dass die Wagen eine bewegliche Kopfbracke haben.

Die Zeichnung stellt die Ruhelage dar. Beim Auffahren des zu entladenden Kohlenwagens drücken die Spurkränze der Vorderräder eine Fangvorrichtung mit zwei kräftigen, federnd gelagerten Haken in die Höhe, Fig. 662, welche die Vorderachse des Wagens umfassen und ihn auf der drehbaren Kippplattform in einer bestimmten Lage zu dem Schüttkopf feststellen, der mit hohen Seitenwänden vorn den Abschluss der Kippbühne bildet. Durch die federnde Lagerung der Fanghaken passen sich diese den verschiedenen Eisenbahnwagen selbstthätig an, ohne dass an ihrem Bremsgestänge oder an Theilen des Kippers eine Änderung vorzunehmen ist, während die grosse freie Arbeitsbühne der Bedienungsmannschaft ungehinderte Bewegungsfähigkeit rings um den Wagen gewährt und gestattet, sowohl die Kopfbracke von sicherer Stelle aus zu entriegeln, wie sich von dem richtigen Einhaken der Fangvorrichtung zu überzeugen.

Der vordere, mit dem breiten Schüttkopf versehene Theil der Kippbühne verengt sich nach der Wasserseite hin zu einer schmalen Schüttrinne und stützt sich auf den Plungerkolben eines Treibeylinders, der mit dem zugehörigen Akkumulator und dem Steuerventil im Innern des Mauerwerks in einem vor Kohlenstaub und Wasser geschützten Raum untergebracht ist.

Zum Kippen des Wagens genügt das Öffnen des Ventils, das die Verbindung zwischen dem Treibeylinder und dem Akkumulator abschliesst,

und dessen Hebel aus der Bühne hervorschaut. Das Ladegewicht des Wagens presst das Druckwasser aus dem Treibcylinder in den Akkumulator zurück und veranlasst die Kippbühne, sich nach vorn zu neigen. Gleichzeitig stürzen die Kohlen aus der geöffneten Vorderbracke in den Schüttkopf, der durch seine hohen Seitenwände und durch seinen Boden die Kohlen nur nach vorn in die Rinne nach dem Schiff zu entweichen lässt. Die grösste Kippneigung beträgt 45° . Durch früheres Schliessen des Ventils kann

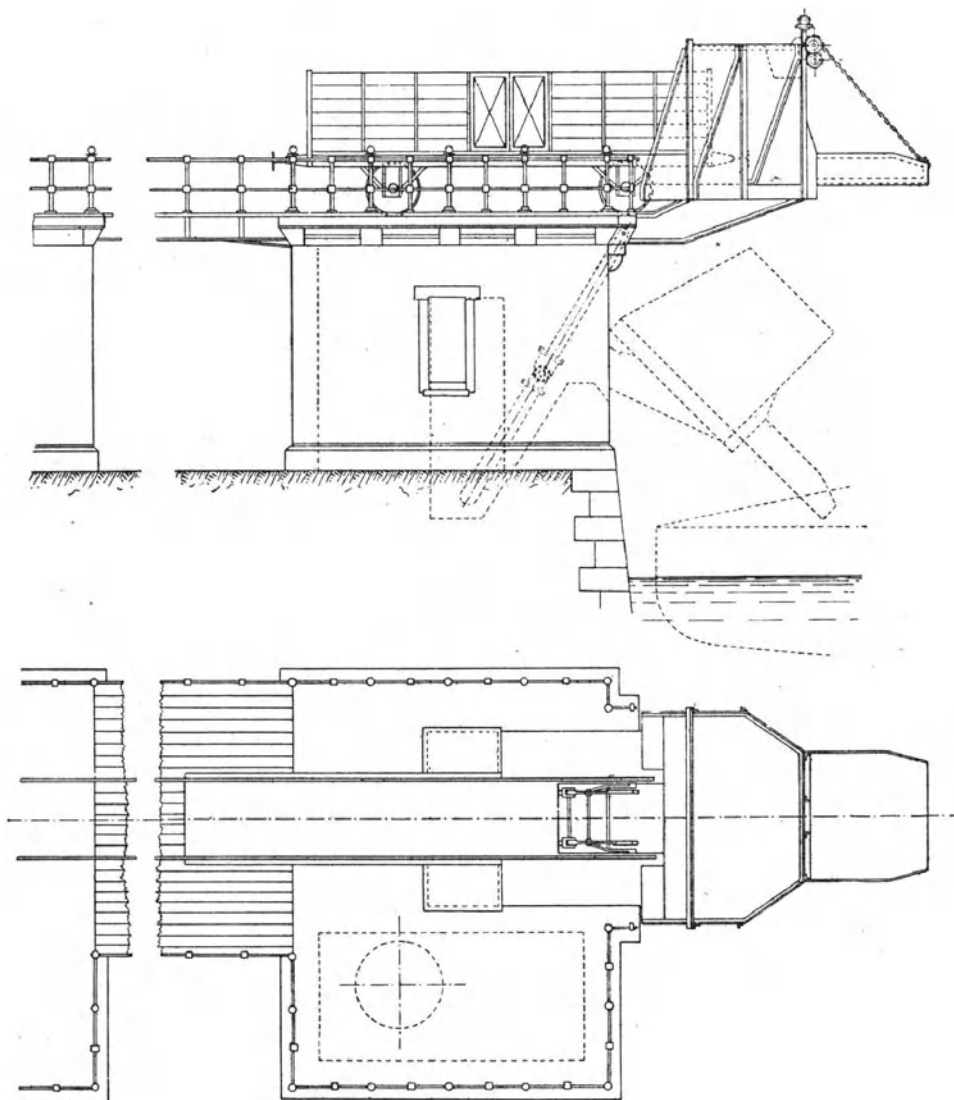


Fig. 661 u. 662.

aber die Bühne auch unter jedem kleineren Neigungswinkel festgestellt werden.

Um die Bewegung der abstürzenden Kohlenmassen zu regeln, und wenn nöthig, zu hemmen, ist die Neigung der Schüttrinne unabhängig von der Bühne, auch noch durch eine Handwinde mit Zugketten, Fig. 663, S. 736, veränderlich, die von einer kleinen, mit dem Schüttkopf herabgehenden Bühne von zwei Arbeitern bedient wird. Diese Arbeiter überblicken von ihrem vorgeschobenen Standpunkt aus sowohl das zu beladende Schiff, wie

den Gang des Stürzens und können gleichzeitig etwa zurückbleibende Kohlenstücke aus dem Wagen vor dem Zurückkippen herausziehen.

Die punktierte Stellung, Fig. 661, S. 735, veranschaulicht den Kipper in der Endstellung seiner Neigung, die zum ruhigen Entleeren des Wagens durch Schliessen des Ventils genügende Zeit festgestellt wird.

Der Überdruck des Akkumulators über die Belastung des Treibkolbens durch den leeren Wagen hebt die Kippbühne in die Anfangslage zurück, sobald das Ventil nach beendeter Entleerung wieder geöffnet wird. Der Kipper arbeitet also selbstthätig ohne Motor, und er bedarf nur einer kleinen

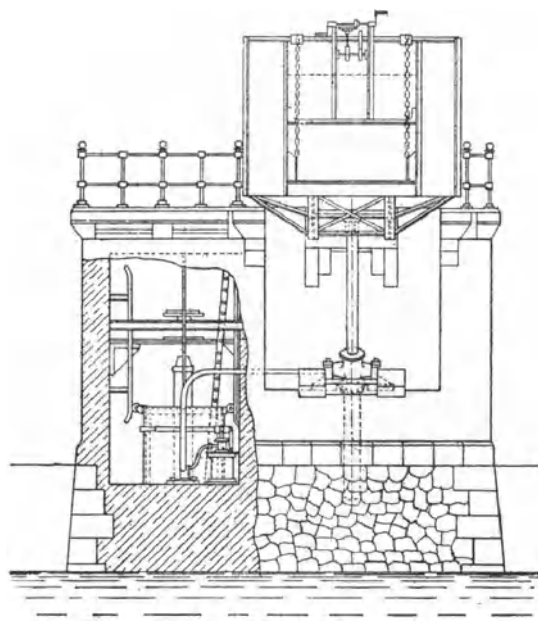


Fig. 663.

Druckpumpe, um etwaige Wasserverluste der Stopfbüchse zu ersetzen. Die Bedienung des Ventils gestattet alle Bewegungen mit mässiger Geschwindigkeit und stossfrei zu vollziehen und durch richtiges Einstellen der Kipplage das Ausstürzen der Kohlen so zu regeln, dass sie beim Umladen möglichst geschont werden.

Zu den weiteren Vorzügen der Anlage gehört das bequeme Anlegen der Schiffe, weil sie in ihrer Bewegung durch den fest mit der Kippbühne verbundenen und erst beim Umladen gesenkten Schüttkopf nicht behindert werden. Bei älteren Anlagen, deren Schüttkopf meist unterhalb der Plattform am Mauerwerk angebracht ist, müssen die Schiffe, um dem tief herabreichenden Kopf auszuweichen, wenn sie längs

der Quaimauer verholen wollen, erst absetzen und dann wieder heranziehen.

Die hohe Leistungsfähigkeit der Anlage beweisen die Betriebsergebnisse, wonach es möglich ist, in 10stündiger Arbeitszeit 120 bis 150 Eisenbahnwagen von je 10 bis 15 Tonnen Ladung in die Schiffe zu entleeren; wenn eine genügende Zahl von Kohlenwagen und Kähnen an der Umladestelle zur Verfügung steht.

Bei anderen Ausführungen verwendet Friedr. Krupp-Grusonwerk seine durch D. R. P. 87 880 geschützte Anordnung, die durch schleusenthorartige Klappen das Ausstürzen der Kohlen in das Schiff so lange hindern, bis die Schüttrinne in die zum Entleeren erwünschte Stellung gebracht ist.

Kohlensturzgerüste zu Cardiff und Newport in Süd-Wales.

Die Vorrichtungen zum Kohlenverladen in Cardiff und Newport liefern ein Beispiel für ein hydraulisches Hebewerk mit einer Kippbühne, die erst senkrecht gehoben und dann geneigt wird. *)

An jeder Ladestelle ist ein Thurmgrüst für das Hebewerk aufgestellt, Fig. 664, S. 737.

Die Hebebühne besteht aus einem festen, mit dem Treibkolben *T* verbundenen Rahmengestell und aus einer in demselben beweglich gelagerten Sturzbühne zum Auffahren der Kohlenwagen. Die Drehachse der Kipp-

*) v. Dömming, Kohlenverladevorrichtungen in den englischen Kohlenhäfen. Zeitschrift für Bauwesen 1878, S. 290, Bl. 41.

bühne liegt auf der vorderen, dem Wasser zugekehrten Seite in dem Hauptrahmen.

Auf der entgegengesetzten Seite ist in der Hauptbühne ein kleinerer, hydraulischer Cylinder mit Schildzapfen *Z* gelagert, der durch seinen Treibkolben *D* die Kippbühne in die zum Ausstürzen der Kohlen erforderliche Neigung drängt.

Die hydraulischen Cylinder zum Heben und Kippen der Bühnen haben getrennte Steuerungen, die aber beide durch geeignetes Hebelwerk von dem im oberen Theil des Förderthurms stehenden Maschinenwärter gleichzeitig gehandhabt werden können. Das Ventilgehäuse V_2 für den Haupt-

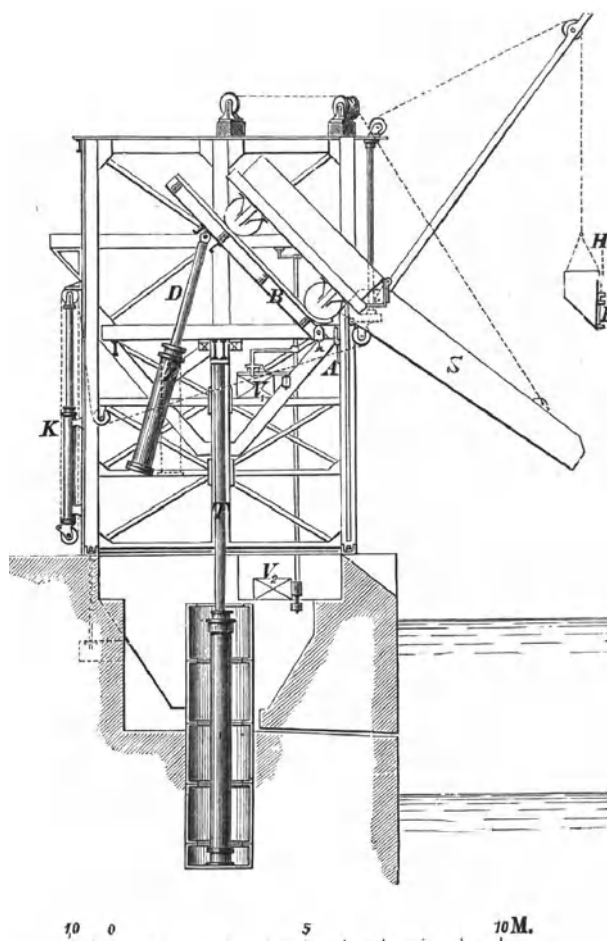


Fig. 664.

cylinder steht auf dem Fundamentmauerwerk, das Ventilgehäuse V_1 für den Kippeylinder ist in der Hauptbühne untergebracht, steigt also mit ihr auf und nieder und gestattet eine feste Rohrverbindung zwischen dem Kippeylinder und dem zugehörigen Ventilkasten V_1 , die durch einen der hohlen Schildzapfen *Z* in den Cylinder einmündet.

Die Kohlenwagen entleeren sich in eine Schüttrinne an der Stirnseite des Förderthurms, deren Mündung bis über die Schiffsluke reicht und durch verstellbare Klappthüren die ganze Wagenladung erst allmählich in den Schiffsrumpf fallen lässt, um starken Abgang an Kohlenklein durch plötzlichen Massensturz möglichst zu vermeiden. Vielfach wird der Schüttrinnenboden als Sieb ausgebildet, damit sich der beim Auskippen der

Wagen bildende Kohlengrus sofort ausscheidet, der zum weiteren Versand am Hafenplatz in Brikettfabriken verarbeitet wird. Durch Einsenken eines weiten Blechrohres in die Schiffsluke, das als Füllrohr dient und die Kohlen unten abströmen lässt, bildet sich eine Kohlensäule, die durch Verminderung der freien Sturzhöhe dazu beiträgt, die Stückform der Kohle zu erhalten.

Die bewegliche Rohrleitung, welche den mit der Hauptbühne auf- und niedersteigenden Kippcylinder mit Kraftwasser versorgt, wird durch den hohlen Treibkolben T gebildet, der zu diesem Zweck durch ein dicht unter seinem Kopf abgezweigtes Rohr mit dem Ventilgehäuse V_1 verbunden ist.

Der hydraulische Antrieb der Hebebühne kann gleichzeitig dazu ausgenutzt werden, die Schüttrinne, je nach Bedürfniss, höher oder tiefer zu stellen. Hierzu dreht man die in der Skizze mit A bezeichneten Druckarme nach aussen, und zwar, wenn die Rinne gehoben werden soll, derart, dass sich ein Druckarm unter dieselbe legt, wenn die Rinne dagegen gesenkt werden soll, so, dass der Arm darüber fortgreift. Hebt oder senkt man nun die Wagenbühne durch den Treibkolben T , so schiebt die einfache Kupplung damit auch die Schüttrinne nach oben oder nach unten. Sobald die gewünschte Höhe erreicht ist, dreht man die Kupplungsklinken wieder in ihre wirkungslose Lage zurück und überlässt die Schüttrinne einer Abstützung durch Sperrklinken, die in Zahnstangen am Thurmgewüst eingreifen.

In ähnlicher Weise lässt sich auch die Neigung der Schüttrinne beliebig verändern, indem man ihre Anhängketten vorübergehend mit den anderen Enden an der Bühne befestigt und durch das Aufsteigen derselben die Schüttrinnenmündung senkt, umgekehrt durch das Senken der Bühne sie hebt.

Der erste Theil der Ladung wird durch einen besonderen Krahn in eisernen Kübeln, die etwa eine Tonne fassen, zur vollen Tiefe hinabgesenkt, bis sich auf diese Weise ein Schüttkegel von ausreichender Höhe gebildet hat, auf den man dann die Kohle frei aus dem Sturzgerüst niedergleiten lassen kann. Für dieses anfängliche Verfahren ist noch ein dritter hydraulischer Cylinder K mit Rollenzugübersetzung angeordnet, dessen Zugkette über den Auslegerkopf eines Drehkrahnes läuft. Der Senkkübel wird von der Schüttrinne aus gefüllt. Der geneigte Boden des Senkkübels erleichtert die Entleerung, die erfolgt, sobald der Riegel R in die Höhe gezogen wird. Um dies selbstthätig zu bewirken, befestigt man an dem Riegel eine Kette, deren anderes Ende in solcher Höhe in der Schiffstakelage eingehängt ist, dass sich die Kette beim Senken des Kübels spannt und den Riegel herauszieht, sobald die tiefste Stellung erreicht wird. Nach der Kübelentleerung fällt der Riegel beim Aufholen durch das eigene Gewicht zurück.

Der Haupttreibkolben hat 300 mm Durchmesser und bei mehreren Sturzgerüsten bis 6,5 m Hub. Die Nutzlast der zu fördernden Kohlenwagen beträgt durchschnittlich 10 Tonnen.

Das Anfahren, Heben, Entleeren, Senken und Abfahren der einzelnen Wagen erfordert ungefähr 4 Minuten. Die Verladekosten betragen, einschliesslich des Transportes auf den Hafengebaisen, mit Verwiegen und Verzinsung der hydraulischen Anlage, nach v. Dömmings Angaben $2\frac{1}{4}$ d. für die Tonne, also noch nicht ganz 20 Pf.

Die Kohlenwagen werden durch kleine Drehscheiben auf das zum Förderthurm führende Zweiggeleise von der Quaibahn aus gewendet, und ebenso wieder nach erfolgter Entleerung auf ein zweites Hafengeleise gebracht. An- und Abfahren der Waggons bewerkstelligt ein einziger Arbeiter mit Hilfe hydraulischer Spillwinden. Er schlingt das Zugseil um die Spill-

windentrommel und zieht den Wagen damit bis auf die Drehscheibe vor den Förderthurm. Durch Niederdrücken der Trittbremse, womit sämtliche Kohlenwagen ausgerüstet sind, wird der Wagen auf der Drehscheibe festgebremst. Erneutes Anziehen des inzwischen gelockerten Seiles bringt die Spillwinde auf die Bewegung der Drehscheibe zur Einwirkung, und rechtzeitiges Lösen der Bremse gestattet sodann, den Wagen ohne Verzug auf das Quergeleise abzuziehen.

In Newport sind die An- und Abfahrtsgeleise zum Theil in verschiedener Niveauhöhe angelegt, so dass die leeren Wagen gar nicht zurückgesenkt zu werden brauchen.

Hierdurch wird ein weiterer Zeitgewinn erzielt. Beide Geleise haben Gefälle, und die beladenen Wagen rollen selbstthätig bis vor die Förderthürme, die entleerten kehren auf der geneigten Bahn zurück.

Kohlensturzgerüst zu Birkenhead.

Die hydraulische Einrichtung zur Kohlenverladung in Birkenhead hat sehr viel Ähnlichkeit mit der vorstehend beschriebenen und unterscheidet sich von ihr im wesentlichen nur dadurch, dass der besondere Kippcylinder

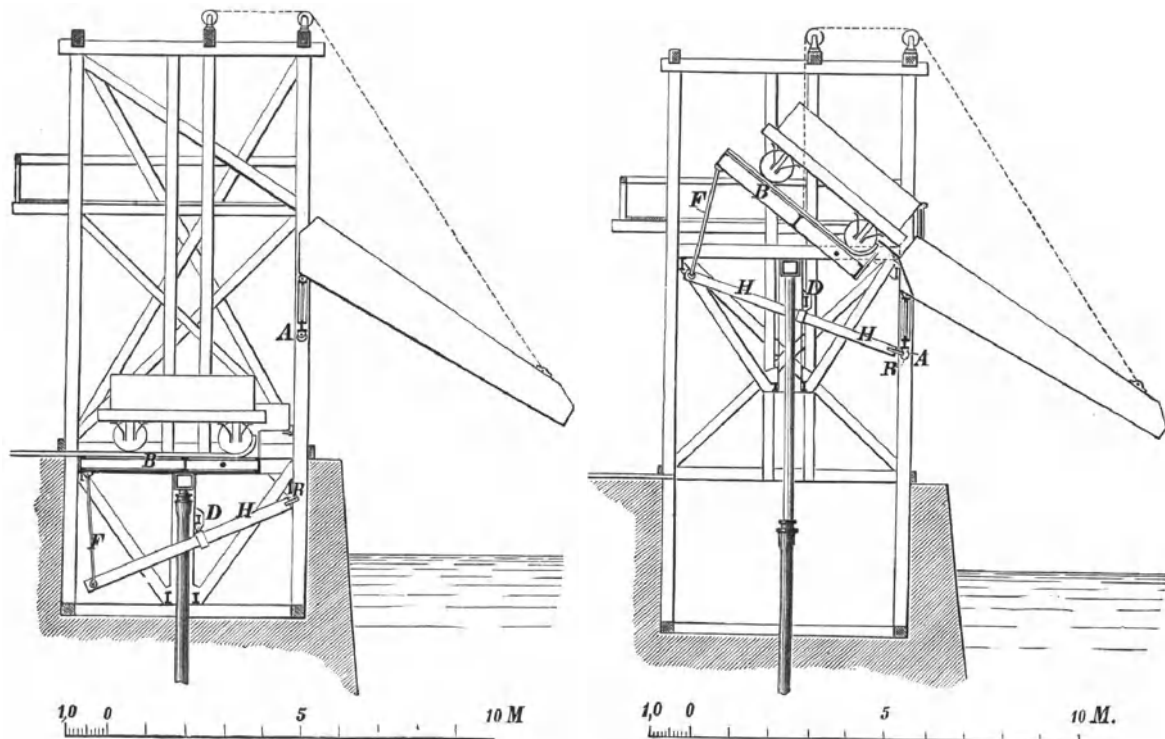


Fig. 665.

Fig. 666.

durch ein Hebelwerk ersetzt ist.)* Fig. 665 giebt eine Skizze des Hebelwerks in seiner tiefsten Stellung, Fig. 666 veranschaulicht die höchste Stellung während der Kipperperiode.

Ganz so wie bei den Kohlenwagenaufzügen zu Cardiff ist die Kippbühne *B* in der Hauptbühne, die durch den hydraulischen Treibkolben gehoben und gesenkt wird, drehbar gelagert. Die Kippbewegung wird durch den Hebel *H* vermittelt, dessen Drehachse *D* in der Hauptbühne liegt, und

*) v. Dömming, Kohlenverladevorrichtungen in den englischen Kohlenhäfen. Zeitschrift für Bauwesen 1878.

der durch eine Druckstange mit dem hinteren Ende der Kippbühne in Verbindung steht. Sobald die Hauptbühne in die höchste Stellung gelangt, stößt das vordere Hebelende *B* mit einer darin gelagerten Rolle gegen die Schiene *A* unter die Schüttrinne, Fig. 666, und das weitere Emporsteigen des Treibkolbens drängt nunmehr, da das vordere Hebelende zurückgehalten wird, durch die Druckstange *F* die Kippbühne in die geneigte Lage. Auch hier kann die Schüttrinne je nach Belieben höher oder tiefer gestellt werden, und damit verändert sich gleichzeitig in zweckentsprechender Weise die Höhenlage der Anstossschiene *A*, von der der Beginn des Kippens abhängt.

Hydraulische Krahnwippe der Albert-Docks zu Hull.

In dem bereits mehrfach angeführten Reisebericht des Herrn v. Dömming*) ist auch eine für die Kohlenverladung in den neuen Albert-Docks zu

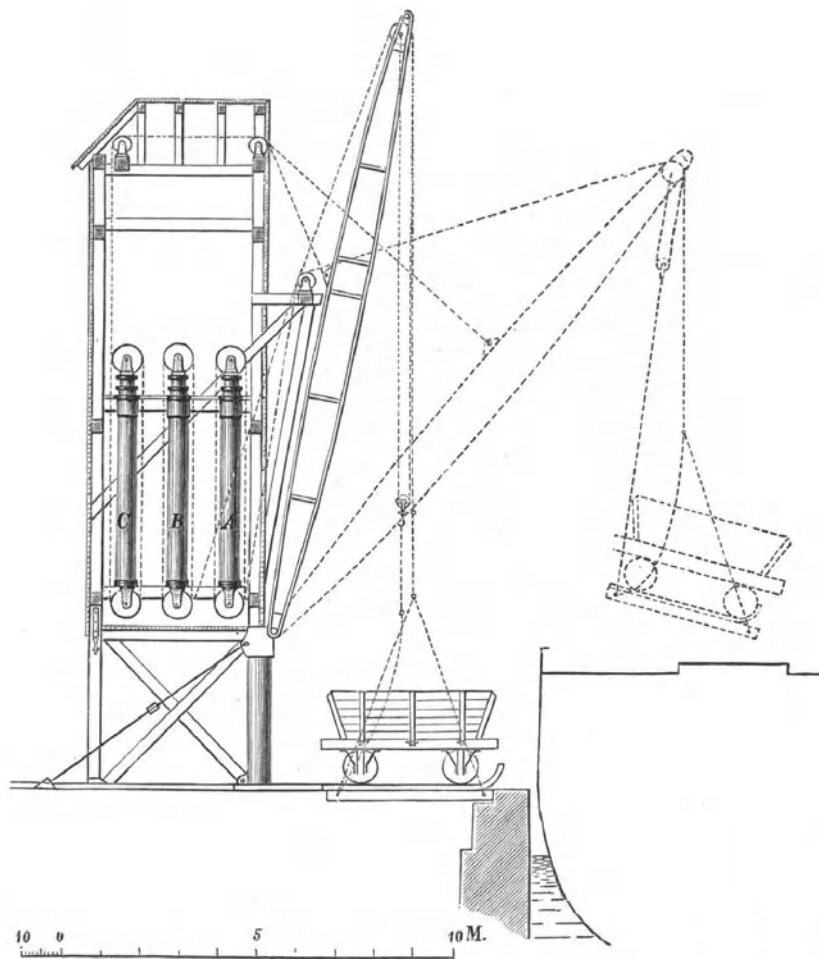


Fig. 667.

Hull ausgeführt und in Fig. 667 skizzierte hydraulische Krahnwippe beschrieben.

Hier hängt die den Kohlenwagen tragende Plattform frei an Ketten,

*) v. Dömming, Kohlenverladevorrichtungen in den englischen Kohlenhäfen. Zeitschrift für Bauwesen 1878.

die über die Kopffrollen eines ungefähr 16 m langen Wippbaumes geführt, durch die Treibkolben zweier nebeneinander stehender hydraulischer Cylinder *A* — in der Skizze decken sich die beiden Cylinder — aufgeholt oder zurückgesenkt werden.

Der in die Höhe gezogene Wagen wird durch Senken des Wippbaumes unmittelbar über die Schiffsluke gebracht, und diese Bewegung durch den hydraulischen Cylinder *C* vermittelt, dessen Kolbenkette über Rollen im Dachraum des Maschinenhauses geleitet, am Rücken des Wippbaumes befestigt ist.

Um schliesslich den über der Schiffsluke hängenden Wagen zu entleeren, wird durch eine dritte hydraulische Maschine *B* eine Kette über den Wippbaumkopf aufgeholt, welche die schwebende Wagenplattform hinten erfasst und nach vorn senkt.

Die drei hydraulischen Maschinen arbeiten mit umgekehrten Flaschenzügen.*)

Kohlenschüttkrahnen von C. Hoppe für den Bremer Freihafen.

Hoppe hat 1889 für Bremen einen Portalkrahnen von 26 t Tragkraft zum Entleeren von Kohlenlowries in Schiffe geliefert, der wie die Krahnwippe in Hull den Wagen mit der Geleisbühne, auf der er steht, aus dem Quaistrang heraushebt, schwenkt und schliesslich über der Schiffsluke durch ungleichmässiges Anziehen oder Nachlassen der beiden Tragketten, an denen die Bühne hängt, in die erforderliche Kippstellung bringt. Zu dem Zweck sind in das drehbare Krahngestell zwei hydraulische Hebemaschinen mit Rollenzugübersetzung eingebaut, für jede der beiden Tragketten eine, die sich getrennt steuern lassen. Die Leitrollen der Bühnenketten liegen im Ausleger in einem der Bühnenlänge entsprechenden horizontalen Abstand voneinander mit 8 m Ausladung für die Kopffrolle. Ein zweiter hydraulischer Drehkrahnen von 11 m Ausladung und 14 m Hub trägt den grossen eisernen Schutztrichter, der zum Zusammenhalten des Materials beim Ausschütten und zur Verminderung der freien Sturzhöhe vor die zu entleerenden Wagen in den Schiffsrumpf eingesenkt wird.**)

An einzelnen Orten findet man auch fahrbare Kohlenkipper.

1. Hydraulischer Operationstisch für Pferde.

Hydraulischer Operationstisch in der Thierärztlichen Hochschule Stuttgart.*)**

Der Operationstisch, Fig. 668 bis 672, S. 742 u. f., bietet ein interessantes Beispiel für die Anwendung hydraulischer Hebevorrichtungen zum raschen,

*) Vergl. ferner Z. d. österr. Ing.- u. Arch.-V. 1882, Taf. 22 und 23, Kohlenkipper in Amsterdam, u. Engineer Juni 1885, Boston Docks-Hydraulic Coal Hoist, dann die ausführlichen Berichte über Kohlensturzgerüste in England, in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover 1887, Heft 6 u. 7, sowie Gerdau, Löscher und Ladevorrichtungen, Z. d. V. d. I. 1892, S. 488, Textbl. 4, mit einem Kohlenkipper für Cardiff und Rotterdam, und die „Eisenbahn-Technik der Gegenwart“, Wiesbaden 1899, Band II, S. 736 u. f., Kapitel „Kohlenverladevorrichtungen“. — Unter den neuesten Ausführungen sind besonders beachtenswerth die hydraulischen Kohlenkipper in Penarth von Fielding & Platt in Gloucester, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1471, und die Kipperanlage für die Zuckerraffinerie Oschersleben, ausgeführt von der Peniger Maschinenfabrik, A.-G., Abtheilung Unruh & Liebig, Leipzig, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1328.

**) Gerdau, Z. d. V. d. I. 1892, S. 488 mit Fig. 1—3 auf Textblatt 4.

***) Der allgemeine Gedanke, die Aufgabe hydraulisch mit einem einzigen Kolben für alle Bewegungen zu lösen, rührt vom Verfasser her. Die Ausführung lag in den Händen der Maschinenfabrik G. Kuhn in Stuttgart-Berg, wo die Einzelheiten, u. a. die Anwendung der Rollenbahn zum Tischkippen, von dem Ingenieur Hermann Höflinger ausgearbeitet wurde.

gefahrlosen Niederlegen, Aufrichten, Wenden und Heben schwerer lebender Thiere für Operationszwecke.

Die schwach gewölbte schmiedeeiserne Platte des Operationstisches, Fig. 668, hängt am Kopf des hydraulischen Kolbens mit einem Gelenkholz in einem gusseisernen Bock einseitig neben dem Cylinder senkrecht herunter und kann bei dieser Aufhängeweise durch einfaches Senken des

Kolbens gekippt, im übrigen aber auch in jeder Neigung durch Klemmschrauben festgekuppelt

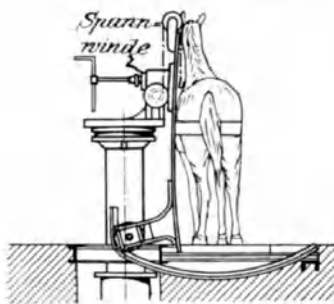


Fig. 668.

und mit dem Kolben gehoben und gesenkt werden. Von der unteren Kante der Platte springt ein abnehmbares Trittbrett, Fig. 668 und 669, senkrecht nach vorn und gestattet, wie skizziert, das Pferd an die

Platte heranzuführen und den Oberkörper mit Riemen und Gurten zu befestigen, die an beliebigen Stellen durch zahlreiche Schlitze und Löcher der Platte hindurchgezogen und auf der Rückseite mit Klemmschrauben festgehalten werden. Eine Andeutung der Schlitzanordnung giebt die Skizze der Tischplatte

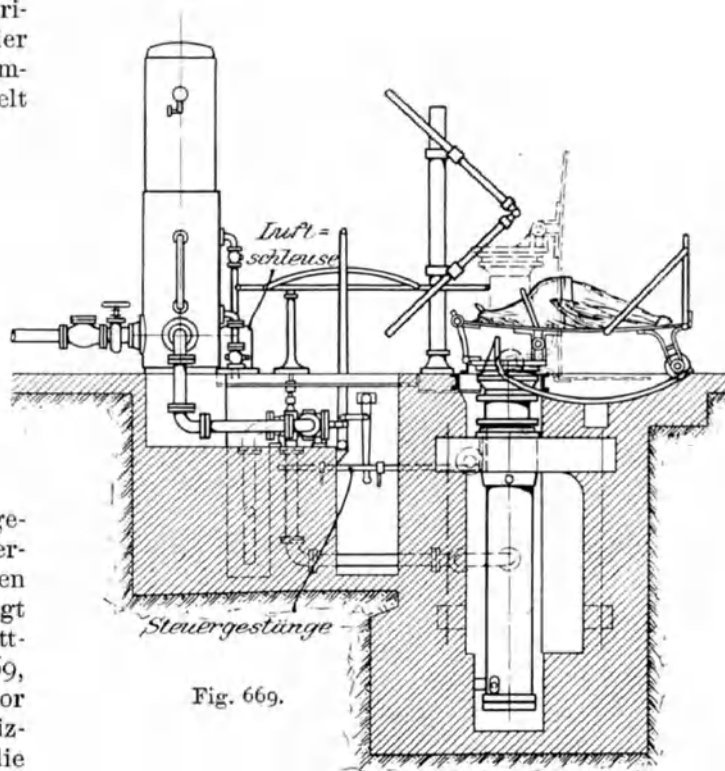


Fig. 669.

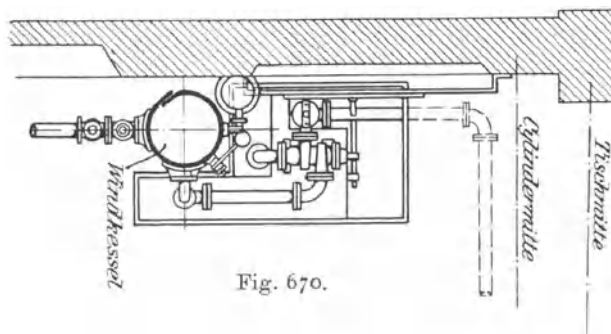


Fig. 670.

in der kleinen Nebenfigur 671. Zur Gewichtsbeschränkung ist für den Kopf ein besonderes Plattenstück angesetzt, dessen Platz vertauscht werden kann, um das Pferd nach Bedarf mit der rechten oder linken Flanke anzuschlagen. An der unteren, dem Cylinder zugewandten Kante stützt sich die Operationsplatte mit zwei Rollen gegen die senkrecht aufsteigenden Endzweige zweier im Fussboden liegender Führungsbahnen, welche den Plattenfuss nach rechts auszuweichen zwingen, sobald man durch die Steuerung das Wasser aus dem Druckcylinder austreten und den Kolben sinken lässt. Bei gleichförmiger Senkgeschwindigkeit des Kolbens erfolgt die Neigungsänderung

der Platte anfangs am raschesten und verlangsamt sich gegen Ende mehr und mehr, wobei ausserdem noch die Selbstabstellung der Steuerung und der sanft ansteigende rechte Endzweig der Rollenführungsbahn die Verzögerung unterstützen.

Mit dieser einfachen Anordnung ist zunächst eine der Hauptbedingungen erfüllt, das Thier in wenigen Sekunden, ohne vorherige beunruhigende Fesselung, die zum Widerstand reizt, stossfrei und doch so rasch mit dem Operationstisch selbst niederzulegen, dass es sich in der verhältnissmässig hilflosen wagerechten Lage auf dem Fussboden befindet, bevor es zum Bewusstsein der Lagenänderung kommt, so dass Selbstverletzungen durch wilden Widerstand vermieden werden. In der Ausführung sind zur grösse-

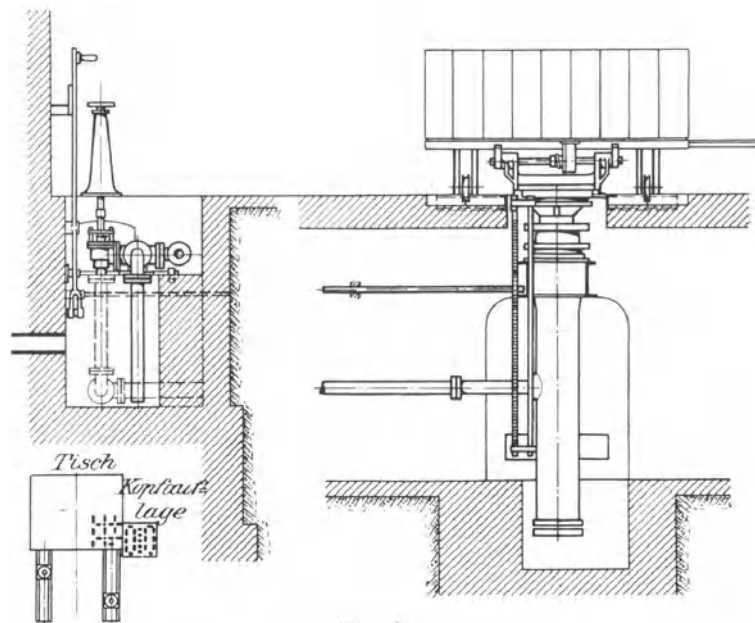


Fig. 671.

ren Sicherheit schliesslich auch noch die schrägen Flacheisen zur Verbindung des Trittbrettes mit der Tischplatte, Fig. 669, durch eine andere Befestigungsart am Rücken der Platte ersetzt, um Verletzungen der Pferde beim Ausschlagen zu verhüten.

Erst in der wagerechten Lage, Fig. 669, wird die vollständige Fesselung, vor allem die der Füsse, vorgenommen, das Trittbrett entfernt, um den Tisch von allen Seiten für den Operateur zugänglich zu machen, und die Platte durch Klemmschrauben mit dem Kolbenkopf fest verbunden.

Hierauf lässt man den Tisch mit seiner Last aufsteigen, um bequem alle Gurtbefestigungen von unten nachprüfen zu können, und senkt schliesslich den Tisch auf die erforderliche Operationshöhe. Hierbei kann er ausserdem auf der stützenden Wassersäule um seinen Kolben als Drehachse nach Belieben in jede Lage gedreht werden.

Der letzten Forderung, für Bauchoperationen Kipplagen nach rückwärts zu vermitteln, ist durch eine kleine Hilfstützwinde — vergl. Fig. 672 — genügt, einer einfachen tragbaren Spindelwinde, die mit ihrem kugelförmigen Spindelkopf in eine entsprechende Pfanne der Plattenunterfläche vorn an der Kante und im Fussboden in ein offenes

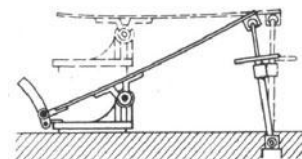


Fig. 672.

Schildzapfenlager eingesetzt wird, um den Tisch vorn abzustützen und durch Senken des hydraulischen Kolbens nach rückwärts zu neigen. Das Abgleiten des Thieres in dieser Schräglage nach hinten wird durch eine Rückenstütze verhindert, die man vorher in die Tischplatte einfügt.

Einige Nebengeräthe dienen lediglich besonderen Befestigungen für bestimmte Operationen, so z. B. die in Fig. 669 sichtbare gusseiserne Säule mit stellbaren Auslegerarmen zum Hochbinden der Füsse. Solcher Säulen sind zwei vorhanden und beide in eisernen Führungen im Fussboden verschiebbar. An der oberen Tischkante — vgl. die Belastungstellung Fig. 668 — lässt sich über eine Leitrolle ein Bauchgurt einhängen und durch eine kleine eingekapselte Handschneckenwinde von hinten anziehen, um das erste Anschirren der Pferde zu erleichtern und sie am Niederlegen zu hindern.

Die Bewegungen zum Wiederaufrichten der Tischplatte erfolgen in umgekehrter Reihenfolge in der Weise, dass beim Wiederansetzen des Trittbrettes die Fussfesseln vor dem Kippen gelöst werden, damit das Pferd nach dem Aufrichten sofort wieder selbständig stehen kann.

Die Skizzen, Fig. 669 bis 671, veranschaulichen die Gesamtanordnung mit dem im Fundament versenkten Cylinder und der seitlich an der Wand untergebrachten Steuerung, einer entlasteten Kolbensteuerung mit Siebdurchlass, deren Hebel sich mit leichtem Fingerdruck bewegen lässt.

Die Steuerung stellt sich an den Hubgrenzen durch eine vom Kolben an einer Ringschelle mitgenommene Zahnstange, Fig. 671, die auf die Steuerwelle einwirkt, selbstthätig ab. Der Windkessel war von der städtischen Wasserleitung gefordert, welche die Anlage mit 6 Atm. Druck speist.

Die Nutzlast ist zu 1000 kg angenommen. Das Eigengewicht des Kolbens und der eisernen Platte von 2,2 m Länge und 1,85 m Höhe mit allem Zubehör beträgt etwa 1600 kg, der Kolbendurchmesser 290 mm, der volle Hub 1,2 m.

Zum Schutz gegen Rosten und um eine möglichst glatte Oberfläche zu gewinnen, ist der Kolben vor dem Fertigdrehen galvanisch mit einer starken Kupferhaut überzogen und wird wegen des grossen Kippmomentes der einseitigen Belastung ausser im Cylinderkopf noch durch eine zweite Ringfläche in der mittleren Höhe des Cylinders geführt.

Durch die Anwendung des hydraulischen Betriebes hat sich die ganze Maschine bei einfachster Bedienung mit kräftiger Mittelstütze durch Cylinder und Kolben sehr solide gebaut und ist, was für den vorliegenden Zweck wesentlich in Betracht kommt, sehr leicht zu reinigen und desinficirbar, weil Räderwerk, versteckte, unzugängliche Winkel und nach aussen austretendes Schmiermaterial vermieden sind. Blut, Eiter und Spülwasser entweichen aus der Fussbodenmulde zwischen den Rollenbahnen in einen Ablaufkanal. Der Fussboden besteht aus Beton mit glattem Cementputz.

Die eigenartige, ganz ohne Vorbild geschaffene Anlage ist bereits seit über Jahr und Tag zur vollen Zufriedenheit des Vorstandes der chirurgischen Pferdeklunik, Professor Hoffmann, im täglichen Gebrauch, der durch bestimmte Forderungen den ersten Anstoss zur vollkommeneren technischen Ausrüstung der Operationsräume gegeben und sich das Verdienst erworben hat, durch thatkräftiges Vorgehen auch für die Krankenbehandlung der Thiere wenigstens in den Staats-Lehranstalten die höchsten Anforderungen an verwendbare mechanische Hilfsmittel zu stellen.

Der Fortschritt ist um so beachtenswerther, als das bisherige, überall übliche Verfahren, die Pferde mit Zugleinen zu Boden zu werfen, ein grosses Personal erforderte, und der hierbei nothwendige weiche Untergrund, Matratzen und Strohlager, eine zuverlässige antiseptische Vorbereitung des Operationsplatzes ausschloss.

B. Hebemaschinen mit Dampftreibkolben.

Die Benutzung von Dampf, an Stelle von Druckwasser, für Hebemaschinen mit Treibkolben, bietet den Vortheil, dass der Dampf ohne Zwischentriebwerke und eingeschaltete Druckpumpen unmittelbar aus dem Kessel verwendet wird, und dass sich bei der Expansionsfähigkeit, der Dampfverbrauch durch verschieden grosse Füllungen der Treibcylinder mittelst der Einströmsteuerung ohne weiteres wechselnden Lastgrößen anpassen lässt. Die Vortheile der unmittelbaren Verwendung des Dampfes gehen aber durch Kondensationsverluste in langen Leitungen verloren, und die Betriebsergebnisse der vor zwölf Jahren in Hamburg ausgeführten Anlagen von Kränen mit Centraldampfkesselbetrieb beschränken den wirtschaftlichen Nutzen der Dampfhebemaschinen auf Ausführungen mit selbständigen Kesseln und kurzen Leitungen.*) Die Expansivkraft des Dampfes und seine schnelle Kondensirbarkeit setzen ferner grosse Sorgfalt beim Steuern voraus, um zu verhindern, dass die Treibkolben beim Anheben mit leichter Last durchgehen, oder dass die gehobene Last wieder alsbald zurücksinkt. Als man sich in Hamburg 1865 bei der ersten grossen Erweiterung der Hafenanlagen für die Einführung der damals bekannt gewordenen englischen Dampfkrahe mit Treibkolben und umgekehrten Rollenzügen von Brown & Wilson entschied, wurde daher die Lieferung an die Bedingung geknüpft, dass die Maschinen mit zuverlässigen Schutzvorkehrungen gegen Emporschleudern der Kolben und gegen selbstthätiges Zurücksinken der Last zu versehen seien. Die Londoner Firma genügte der Forderung in durchaus befriedigender Weise durch Einschalten einer hydraulischen Bremse in das Triebwerk, und die damals entstandenen Konstruktionen sind bis heute die massgebenden Vorbilder für alle späteren Ausführungen mit Dampftreibkolben geblieben.

Fahrbarer Dampfkrahn.

Ausgeführt für die Freihafenanlagen in Hamburg von dem Eisenwerk,
vorm. Nagel & Kaemp, A.-G.

Die Bauart der Brown-Wilson'schen Krahe ist nach den späteren Ausführungen des Eisenwerkes, vorm. Nagel & Kaemp, auf Taf. 96 in Fig. 1 bis 3 dargestellt. Ausleger und Maschine mit dem Dampfkessel stehen auf einer Drehscheibe, die durch eine Schwenksäule und zwei Laufrollen von dem Krahnwagen aufgenommen wird. Die Eigengewichte sind so vertheilt, dass sich das drehbare Krahnbergestell im unbelasteten Zustande durch die Rolle unter dem Kessel abstützt, während sich die Drehscheibe beim Lastheben mit der Laufrolle unter dem Auslegerfuss auf die Schwenkbahn auflegt, und in beiden Fällen der Kopfszapfen der geschmiedeten Mittelpunktsäule durch die Kegelform der Rollen und die wechselnde Lage der Gegengewichts-

*) Die im Jahre 1891 in Hamburg dem Betrieb übergebenen Hafenkrahe mit Centraldampfkesseln vertheilen sich auf drei Gruppen mit 32 Kränen am Petersen-Quai, 27 am Asia-Quai und 15 für die Altonaer Lagerhausgesellschaft mit 2500 kg Tragkraft, 8,2 bis 10,75 m Ausladung und 13,75 m Hakenhub, ausgeführt von Nagel & Kaemp in Hamburg, Beck & Henkel in Kassel und Haniel & Lueg in Düsseldorf. Die Kesselspannung beträgt 13 Atm. Die schmiedeeisernen Leitungsrohre sind mit 45 mm dicken Korkhüllen geschützt. Hierbei beträgt der Kondensationsverlust nach den Angaben von Gerdau, Oberingenieur der Firma Haniel & Lueg, Z. d. V. d. I. 1892, S. 306, für jeden Krahn in der Stunde bei mittlerer Belastung mit 1500 kg, 26,5 kg, so dass sich der Betrieb theurer stellt, als mit Pressluft, Druckwasser oder Elektrizität. Die Bauart der Krahnmaschinen entspricht im wesentlichen der nachstehend beschriebenen Ausführung von Nagel & Kaemp für die sonst in Hamburg sehr verbreiteten, fahrbaren Dampfkrahe mit selbständigen Kesseln, Taf. 96, von der auch die Konstruktion der Firma Haniel & Lueg, Z. d. V. d. I. 1892, S. 521 u. f., nur wenig abweicht.

wirkung des Dampfkessels oder des Auslegers nur eine mässige Horizontalbelastung erleidet. Unter diesen Umständen genügt die verhältnissmässig dünne Säule vollkommen, und die Krahne lassen sich leicht und sicher schwenken.

Zwischen den beiden Dampfzylindern *A* ist ein Wassercylinder *B* mit doppelt wirkendem Scheibenkolben eingeschaltet, dessen Füllung sich im Kreislauf derart austauscht, dass beim Aufsteigen der Kolben das oben verdrängte Wasser in den unteren Cylinderraum überströmt und umgekehrt beim Kolbenniedergang von unten nach oben zurücktritt. Die weiter unten zu beschreibenden Brems- und Stoppapparate sind in die Rohrleitung des Ringschlusses eingeschaltet.

Die Dampftriebkolben arbeiten einfach wirkend und werden durch den Hebel *E*, Fig. 1, Taf. 96, gesteuert, dessen zugehöriger Schieberkasten *S*, Fig. 1 und 2, unmittelbar auf der Drehscheibe liegt und durch das Dampfrohr *M* mit dem Kessel verbunden ist. Der Verbindungskanal zwischen dem Schieberkasten und den Dampfzylindern mündet in der Grundplatte in den Cylindermitten, Fig. 3. Auch der Auspuffkanal liegt in der hohlen Grundplatte, wie die punktirten Linien des Grundrisses, Fig. 2, angeben, und lässt den verbrauchten Dampf durch ein senkrechtes Rohr auf der Rückseite des Kessels austreten.

Die Kolbenstangen der beiden Dampfzylinder und des Bremswassercylinders sind durch ein gemeinsames Querhaupt gekuppelt, das die losen Rollen des sechsfachen Übersetzungsflaszuges aufnimmt, dessen Leitrollen unter dem Boden des Bremszylinders, Fig. 3, liegen.

Die Maschinen sind für 1500 kg und 2500 kg Tragkraft vollständig gleich ausgeführt und nur mit verschiedenen Kesseln ausgerüstet, die im einen Fall mit 7,5 Atm., im andern mit 10 Atm. Überdruck arbeiten.

Die zum Bremszylinder gehörigen Ventile sind in Fig. 4 und 5 auf Taf. 96 dargestellt. Sie bestehen aus dem Stopp- und Bremsventil, mit vorliegendem Sicherheitsventil, Fig. 4, und einem Stossventil, Fig. 5, und liegen in dem Ringschluss der Verbindung zwischen dem unteren und oberen Bremszylinderraum, und zwar die beiden ersteren dem unteren Cylinderraum, das letztere dem oberen am nächsten.

Das Bremsventil ist so gebaut, dass es selbstthätig als Saugventil wirkt, wenn die Kolben aufsteigen, und der Scheibenkolben im Bremszylinder von unten Wasser nachsaugt. Sobald der Kolbenhub beendet ist, legt sich das Ventil auf seinen Sitz und stützt die gehobene Last, unbeeinflusst durch Kondensationsverluste des Dampfes in den Treibzylindern, sofort ab. Es muss daher zum Senken gelüftet werden und lässt sich hierzu von aussen durch den Griffhebel *F*, Fig. 1, bedienen. Der Hub wird durch einen weit aus der Spindel vorspringenden Schraubengang vermittelt, dessen zugehöriger Muttergang in der zweitheiligen Kopfplatte des Spindelgehäuses, Fig. 4, untergebracht ist. Zum vollen Lüften genügt eine Drittelumdrehung der Spindel. Das vor dem Bremsventil eingeschaltete Sicherheitsventil mit einstellbarer Federbelastung tritt in Wirksamkeit, wenn der Krahnführer das Bremsventil zum Anhalten der sinkenden Last unvorsichtig schnell schliesst, oder wenn es beim Heben vollständig auf den Sitz niedergedrückt war und dadurch das selbstthätige Nachsaugen von Wasser verhindert, so dass die Kolben beim Ablassen des Dampfes zum Senken stark beschleunigt zurücksinken, und schliesslich ein heftiger Wasserstoss zwischen dem Bremskolben und der noch vorhandenen Wasserfüllung im unteren Cylinderraum auftritt.

Das Stossventil dient als Schutz gegen Emporschleudern der Dampfkolben bei plötzlicher Entlastung durch Kettenbruch oder Abstürzen der

Last vom Haken. Es ist ein einfaches Kolbenventil mit Federbelastung, das bei gefahrdrohender Geschwindigkeit von dem durchfließenden Wasserstrom mitgerissen wird und dann durch seine Mantelfläche die seitlichen Durchflussöffnungen nach dem Windkessel verengt oder ganz abschliesst. Um hierbei Wasserstöße zu vermeiden, sind im Bodenabschluss des Ventiltopfes zwei feine Durchbohrungen vorhanden, welche die plötzliche Unterbrechung des Kolbenlaufs verhindern und im übrigen so kräftig bremsen, dass ein gefährlicher Anprall der Kolben gegen die Cylinderdeckel verhindert wird.

Die vorstehend beschriebenen Sicherheitsapparate wirken nach allen Betriebserfahrungen vollkommen zuverlässig, gestalten die Bedienung der Maschine sehr einfach und sicher und beugen jeder Gefahr, die durch Zufall oder Fahrlässigkeit entstehen könnte, vor.

Nagel & Kaemp haben in sinnreicher Weise den hydraulischen Bremsapparat gleichzeitig als selbstthätige Kesselspeisepumpe verwerthet, die bei jedem Lasthub durch das Arbeitsvermögen der sinkenden Last oder des Hakengeschirrs die dem Kessel entzogene Dampfmenge durch Nachspeisen von Wasser ersetzt. Die Füllräume des Bremscylinders sind um das Volumen der starken Kolbenstange voneinander verschieden, so dass der aufsteigende Scheibenkolben in den Cylinder eine Ergänzungsfüllung aus einem Wasserbehälter nachsaugen muss, die umgekehrt beim Rücklauf wieder abgegeben wird, weil sie oberhalb des Kolbens nicht aufgenommen werden kann. Gewöhnlich findet man hierfür in den senkrechten Rohrstrang der Ringschlussleitung ein Wassergefäß, Fig. 674, eingeschaltet, in welches das über-

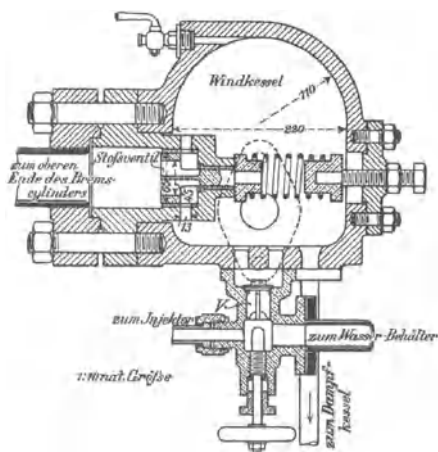


Fig. 673.

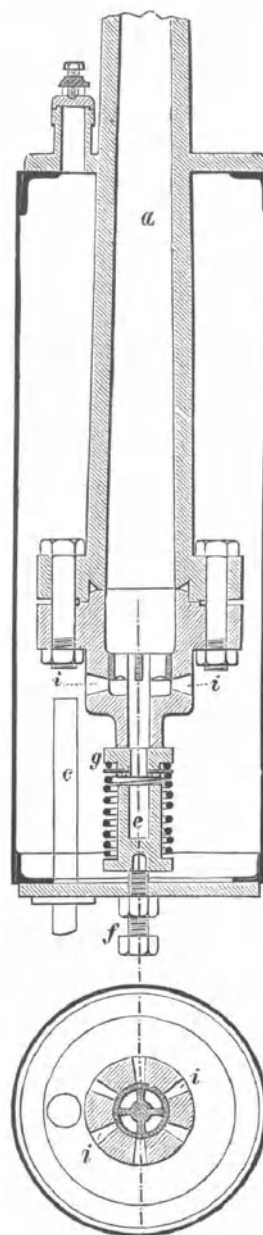


Fig. 674.

schüssige Wasser beim Senken der Last von unten durch das Rohr *c* einströmt und umgekehrt beim Heben der Mehrbedarf für den hydraulischen Bremscylinder von hier wieder entnommen wird, während sich der obere Bremscylinderraum durch das Rohr *a* füllt und entleert. Das Stossventil wird dann unter Wasser an der Mündung des Rohres *a* in

den Behälter eingebaut. Nagel & Kaemp schalten statt dessen nur einen ganz kleinen Windkessel als Stossbuffer in die Ringschlussleitung ein, Fig. 5, Taf. 96 und Textfigur 673, und verbinden diesen durch ein Saugventil mit dem hinter dem Kessel stehenden Wasserbehälter *H* — Grundriss Fig. 2, Taf. 96 — um von hier die Ergänzungsfüllung zu entnehmen, die beim Kolbenrücklauf durch das zweite, frei an den Windkesselboden angeschlossene Rohr nach dem am Kessel liegenden Speiseventil und weiter in den Kessel gepresst wird. Die Anschlussleitung an den Nachsaugbehälter steht ausserdem unterhalb des Ventils *V* auch noch mit dem vorhandenen Injektor in Verbindung, der aber nur als Hilfspeisepumpe ausnahmsweise angelassen wird. Um den Bremscylinder nach vollständiger Entleerung in grösseren Arbeitspausen bei Frost, vor der Betriebsaufnahme selbstthätig zu füllen, ist der Wasserbehälter *H* am Kesselnücken so hoch angebracht, dass sein Inhalt in den Cylinder übertritt, sobald das Saugventil *V* durch die kleine Stellspindel von unten gelüftet wird.

Der Schwenkcylinder *C* zum Drehen des Krahnens ist zwischen dem einen Treibcylinder *A* und dem Dampfkessel *D*, Fig. 1 und 3, Taf. 96, hochstehend eingebaut. Sein doppelt wirkender Kolben tritt mit zwei Stangen nach unten aus den hängenden Stopfbüchsen des Bodendeckels heraus und bethätigt die endlose, an dem gemeinschaftlichen Stangenquerhaupt befestigte Schwenkkette. Die in sich geschlossene Kette geht unmittelbar von dem Querhaupt nach unten über die Leitrolle *R*, Fig. 1, Taf. 96, nach der schellenförmig auf den Krahnensäulenfuss durch Lappenschrauben aufgeklebten Schwenknuss und kehrt von hier über eine zweite, zu *R* symmetrisch liegende Rolle *K* in der Grundplatte, Fig. 2, und über eine geschränkt dazu, höher angebrachte Leitrolle *L* zum Querhaupt zurück, so dass, je nach der Kolbenaufrichtung, das eine oder das andere Trum ziehend wirkt und die Krahndrehscheibe um die feststehende Säule herum schwenkt. Der zugehörige Dampfvertheilungsschieber wird durch den Hebel *G* gesteuert. Die selbstthätige Sperrwirkung der hydraulischen Bremse für schwebende Lasten gestattet dem Krahnführer, gleichzeitig zu schwenken und zu heben oder zu senken, weil er stets nur zwei Hebel gemeinsam zu bedienen hat.

Bei Vergleichsprüfungen zwischen gewöhnlichen Dampfdrehkrahnen mit Windentrommel von Appleby Brothers und Treibkolbenkrahnen von Brown & Wilson stellte sich der Kohlenverbrauch für gleiche Leistungen zu Gunsten der Rollenzugkrahne im Verhältniss von 23,5:28 kleiner heraus, als bei den Trommelkrahnen mit Räderwerk.

Wenn die Treibkolbenkrahne aus wechselnden Tiefen zu fördern haben, empfiehlt es sich, das feststehende Kettentrum kürzer oder länger am Maschinenrahmen anzuhaken, um den Hub stets aus der tiefsten Kolbenstellung zu beginnen und nicht die Kondensationsverluste durch unnöthiges Vergrössern der toten Cylinderräume zu steigern.

Die Brown-Wilson'schen Krahnne sind auch noch von anderen deutschen Firmen, von Waltjen, Mohr & Federhaff u. a. m. gebaut. Unter diesen verschiedenen Ausführungen ist die Bauart von Rost in Dresden für Riesa an der Elbe zum Verladen von Flossholz durch die einfache Lösung der Aufgabe beachtenswerth, die Ausladung zwischen 7 und 12 m für 1500 kg Nutzlast zu verändern. Statt der meist ziemlich verwickelten und schwerfälligen Konstruktionen, welche gewöhnlich das Hilfsmittel benutzen, die Ausladung durch Verändern der Auslegerneigung zu wechseln, oder teleskopförmig verschiebbare Ausleger anwenden, hat Rost die längst bekannte Laufkatze zu diesem Zweck benutzt, für deren Fahrbahn der wagerechte Schenkel des kastenförmigen Auslegers ohne weiteres geeignet ist. Er gewinnt auf diese Weise ein äusserst einfaches und bequem zu bewegendes

Triebwerk für die wechsellnde Hakenbahn, weil hiermit nur die leichte, unbelastete Laufkatze zu verschieben ist. *)

Die Brown'schen Dampftreibkolben sind im übrigen für Aufzüge ebenso verwendbar, wie für Krahn und mehrfach für Gichtaufzüge ausgeführt, so u. a. in dem Eisenwerk zu Port Brillet. **)

Lokomotivkrahn mit Lasthebel von Brown.

Ausgeführt von R. und W. Hawthorn, Leslie & Co. in Newcastle on Tyne.

Brown hat schon 1878 den gewöhnlichen Hebel zur Übersetzung eines Dampf-Treibkolbens benutzt, um einen Lokomotivkrahn ohne laufendes Kettenwerk zu bauen. Der senkrechte Arbeitcylinder ist im Dampfdom untergebracht, dessen Kopf eine Drehscheibe trägt, an der die Anschlussgelenke für das hintere Ende des von der Kolbenstange bewegten Lasthebels und die Gegenlenker für die Geradföhrung des Stangenquerhauptes befestigt sind. Der Stangenkopf des Kolbens greift mit einem Kammzapfen in das Querhaupt ein. Die Hebelübersetzung ist ungefähr im Verhältniss von 1 : 5 gewählt, um bei 6 m Ausladung 2 t heben zu können. Für grössere Lasten bis 4 t ist ihr Aufhängepunkt entsprechend näher am Hebeldrehpunkt anzuordnen. Die übrige Ausrüstung der Maschine für die Ortsveränderlichkeit entspricht einer kleinen Rangirlokomotive. — Näheres siehe im Engineer, Mai und September 1895.

C. Hebemaschinen mit Luftbetrieb.

Der Betrieb von Hebemaschinen mit Luft hat sich bisher nur wenig verbreitet, trotzdem er schon vor über fünfzig Jahren angewendet ist. Er bietet den Vortheil, dass sich der Kraftverbrauch ebenso, wie bei Dampftrieb, bei der Expansionsfähigkeit der Luft durch jeden einfachen Steuerapparat der Grösse wechselnder Lasten anpassen lässt, während hydraulische Anlagen hierfür zusammengesetzte Maschinen mit mehreren Cylindern und verwickelten Steuerungen verlangen. Das geringe Eigengewicht der Luft gestattet ferner hohe Treibcylinder für grosse Förderhöhen, ohne die Triebkraft beim Aufsteigen des Kolbens aus der Tiefe in die höchste Stellung wesentlich abzuschwächen, und die verbesserten Rohrdichtungen sichern nach den Erfahrungen grosser Centralbetriebe für allgemeine, industrielle Zwecke hinreichend gegen störende Druckverluste in weitverzweigten Leitungen. Auch in dieser Beziehung würde also der Ausführung grosser Anlagen für den Güterumladeverkehr nichts im Wege stehen, und es fallen, bei trockener Luft, die Schwierigkeiten fort, welche hydraulische Druckleitungen zum Theil durch den erforderlichen Schutz gegen Frost bereiten oder Dampfleitungen verursachen, in denen trotz aller Wärmeschutzmittel die Kondensationsverluste den wirthschaftlichen Nutzen in Frage stellen.

Diesen Vorzügen steht aber der Nachtheil gegenüber, dass die Arbeitsluft, ebenso wie das Druckwasser oder der elektrische Strom erst durch besondere Betriebsmaschinen erzeugt werden muss, und dass, gleichgiltig ob man Pressluft oder verdünnte Luft in den Lasthebemaschinen verwendet, die Betriebsarbeit mehr oder minder nutzlos verloren geht, die aufzuwenden ist, um die atmosphärische Luft auf das Volumen der Cylinderfüllung zusammenzupressen oder auszudehnen. Dieser Verlust wächst mit der Grösse

*) Z. d. V. d. Ing. 1889, S. 553 u. f. mit Taf. XXII liefert eine vollständige Beschreibung und Zeichnung des Rost'schen Krahn.

**) Armengaud, Publication industrielle 1878, S. 487, Taf. 36.

des Druckunterschiedes.*) Aus diesem Grunde findet man in allen älteren Anlagen sehr niedrige Pressungen, meist nur Bruchtheile einer Atmosphäre angewendet, erhält dann aber entsprechend grosse Kolben- und Cylinderdurchmesser, deren Platzbedarf und Kosten nur in einzelnen Fällen durch Vereinfachung der sonstigen Anlage sich mit den wirthschaftlichen Forderungen vereinigen lassen.

Durch die Anlage der Pariser Druckluftcentrale ist die Verwendung höher gespannter Luft von 5 bis 6 Atm. in ausgedehntem Masse erprobt und das Verfahren in Aufnahme gekommen, den Luftverbrauch durch künstliches Erhitzen der Betriebsluft vor dem Eintritt in die Arbeitsmaschine zu vermindern. Die hierdurch gewonnenen Vortheile sind unbestritten, und die Pariser Erfahrungen haben auch die Konstruktionsthätigkeit für zweckentsprechende Luftmotoren und Luftkompressoren lebhaft entwickelt, aber trotzdem sind die Erfolge hinter den gehegten Erwartungen zurückgeblieben, und der gegenwärtige Stand der Frage lässt besondere wirthschaftliche Vortheile aus dem Luftbetrieb für Hebemaschinen, im Vergleich zu den sonst bekannten Betriebsarten, nicht erwarten oder beschränkt wenigstens die Ausführung auf vereinzelte Fälle.

Am günstigsten wird Pressluft in Kurbel-Behältermaschinen mit zweistufiger Expansion und zweimaliger Anwärmung ausgenutzt, aber derartige Maschinen fallen für Lastwinden unverhältnissmässig theuer aus und gestatten die volle Ausnutzung ihres befriedigenden Wirkungsgrades auch nur bei ununterbrochenem Betrieb. Wählt man einfachere Kurbelmotoren, so muss man mit grossen Füllungen arbeiten, damit die Maschinen in jeder Stellung vollbelastet anlaufen; dann steigert sich jedoch der Luftverbrauch erheblich. Verhältnissmässig günstig gestaltet sich der Luftbetrieb mit direkt wirkenden Treibkolben, wo der anfängliche Beschleunigungsüberdruck bei dem einfachen Kolbenhub durch die Expansivkraft der Luft wenigstens bis zum Beharrungszustand ausgenutzt werden kann, und die Maschine trotz einfacher Bauart jederzeit belastet anläuft.**)

Für die Maschinen mit unmittelbar wirkenden Treibkolben kommt ferner der Umstand in Betracht, dass der Kolbenhub durch die Steuerung bei Pressluft nicht so sicher und fest begrenzt wird, wie bei Druckwasserbetrieb, und dass vor allem gehobene Lasten durch geringfügige Undichtheiten in der Maschine wieder zurücksinken, sowie ferner, dass Förderschalen von Aufzügen sich stets senken, sobald sie belastet werden, falls nicht besondere Schutzvorkehrungen hiergegen vorhanden sind. Dies hat bei Pariser Aufzuganlagen, die an die Druckluftcentrale angeschlossen sind, dazu geführt, die Pressluft nur zum Kraftübertragen zu benutzen und den Treibcylinder mit Wasser zu füllen, das beim Heben durch Einströmen von Luft in einen Windkessel, aus diesem in den Cylinder gedrückt wird und in den Windkessel zurückströmt, sobald man die Betriebsluft zum Senken ins Freie entweichen lässt.***) Die Luftsteuerung wird zu dem Zweck in die Luftleitung vor dem Windkessel eingeschaltet, ausserdem aber noch ein Absperrschieber oder Ventil in das Wasserrohr zwischen Windkessel und Treibcylinder eingebaut und mit der Hauptsteuerung derart gleichzeitig bethätigt,

*) Vergl. die Näherungsrechnungen über die Arbeitsleistung in Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik 1880, III. Theil, S. 148.

**) Siehe die vergleichenden Betrachtungen über den wirthschaftlichen Werth von Centralbetrieb für Lasthebemaschinen mit Dampf, Druckwasser, Pressluft und Elektrizität in dem Aufsatz von Gerdau: Lösch- und Ladevorrichtungen für Schiffe und Eisenbahnen, Z. d. V. d. I. 1892, S. 306 u. f.

***) Der Gedanke, Druckluft- und Druckwasserbetrieb in derselben Maschine mit einander zu verbinden, ist auch von C. Hoppe schon früher in einem Krahnentwurf verwerthet. Vergl. die Mittheilungen über den Wettbewerb zur Ausrüstung des Hamburg-Altonaer Hafens mit Hebewerken von Dalman. Zeitschrift für Bauwesen 1868, S. 749.

dass beim Stoppen jederzeit beide Steuerorgane zusammen abschliessen, der Kolben in der Ruhelage also durch eine abgesperrte Wassersäule getragen wird. Ähnliche Ausführungen finden sich in der Badischen Anilin- und Sodafabrik in Ludwigshafen.

Krahne mit unmittelbar wirkendem Treibkolben sollten für Pressluft ebenso, wie die Brown-Wilson'schen Dampfkrahne, mit einer hydraulischen Geschwindigkeits- und Sperrbremse ausgerüstet werden. Dass diese Schutzvorkehrungen nur den Betrieb sichern, aber nicht das wirthschaftliche Güteverhältniss verbessern, ist selbstverständlich. Die ganze Aufgabe verwandelt sich dadurch im wesentlichen in den Entwurf hydraulischer Hebewerke, für die zahlreiche Beispiele behandelt sind.

Abgesehen von den Pariser Aufzulanagen, welche durch die dort vorhandene Druckluftcentrale ins Leben gerufen sind, beschränkt sich der Luftbetrieb für Hebemaschinen mit grossen Förderhöhen auf einzelne Aufzulanagen für Hochöfen, und findet sich auch wohl hie und da in chemischen Fabriken und Zuckerfabriken. In diesen Fällen haben die für den übrigen Betrieb vorhandenen Luftdruckpumpen der in Rede stehenden Betriebsweise einen gewissen Vorschub geleistet, aber auch hier ist ihr wirthschaftlicher Werth eingeschränkt, weil der plötzliche und immer wieder unterbrochene Luftverbrauch der Aufzüge durch die Druckschwankungen in den Luftsammlern den sonstigen Betrieb störend beeinflusst und schliesslich in den meisten Fällen eigene Kompressoren erfordert. Unter solchen Verhältnissen geht der Vortheil der doppelten Ausnutzung einer gemeinsamen Kraftquelle für verschiedene Betriebszwecke verloren. Andererseits haben die sich immer weiter steigenden Ansprüche an die Arbeitsgeschwindigkeit aller Hilfsmaschinen für den Lasttransport in neuester Zeit wieder die Aufmerksamkeit auf die Vortheile gelenkt, die Hebezeuge mit Druckluft in dieser Beziehung unter bestimmten Verhältnissen bieten können. Die einfache Handhabung drängt die Rücksichten auf den günstigsten mechanischen Wirkungsgrad in den Hintergrund, weil Zeitersparniss einen wachsenden Geldwerth darstellt.

Dazu kommt, dass die direkt wirkenden pneumatischen Hebezeuge für mässige Hubhöhen in Werkstätten und Giessereien im Verhältniss zur Tragkraft leicht ausfallen, und sich sowohl für kleinere, ortsveränderliche Hebegeräte, wie für Laufkrahne verwerthen lassen, weil bei den üblichen niedrigen Betriebspressungen von 5 bis 6 Atm. ihr Anschluss an die festliegenden Leitungen einer etwa sonst schon für Werkzeugmaschinen vorhandenen Druckluftcentrale durch biegsame, aufwickelbare Schläuche vermittelt werden kann.

Gichtaufzug von Gjers.

Die Skizze Fig. 675, S. 752, liefert ein Beispiel für einen Gichtaufzug von Gjers, der in den Ayresome Ironworks zu Middlesborough in Betrieb ist. Ein Aufzug gleicher Bauart befindet sich in Schwechat bei Bochum.

Die quadratische Förderschale *c* — in der Skizze in der tiefsten Stellung auf dem Holzgebälk des Fundaments aufruhend gezeichnet — umschliesst den Treibcylinder ringförmig und wird an senkrechten, hölzernen Leitbäumen, die am Säulenschaft befestigt sind, geführt.

Der Treibcylinder steht auf einer stark untermauerten Grundplatte und ist aus einzelnen Rohrstücken zusammengesetzt, die durch Flanschenverschraubung miteinander verbunden und, sorgfältig gedichtet, mit sauber abgedrehten Vorsprüngen genau centrirt ineinandergreifen.

Die auf- und absteigende Bewegung erhält die Förderschale vom Treibkolben *b*, der in dem Cylinder *a* durch Pressluft aufwärts und durch Luftverdünnung abwärts getrieben wird. Für beide Zwecke dient eine besondere

Dampf-Luftpumpe, eine Zwillingsmaschine mit 460 mm Kolbendurchmesser und 760 mm Hub, deren Druck- und Saugraum abwechselnd mit dem Treibcylinder durch eine Schiebersteuerung in Verbindung gesetzt werden. Der zugehörige Rohranschluss *f* mündet im tiefsten Punkt des Treibcylinders.

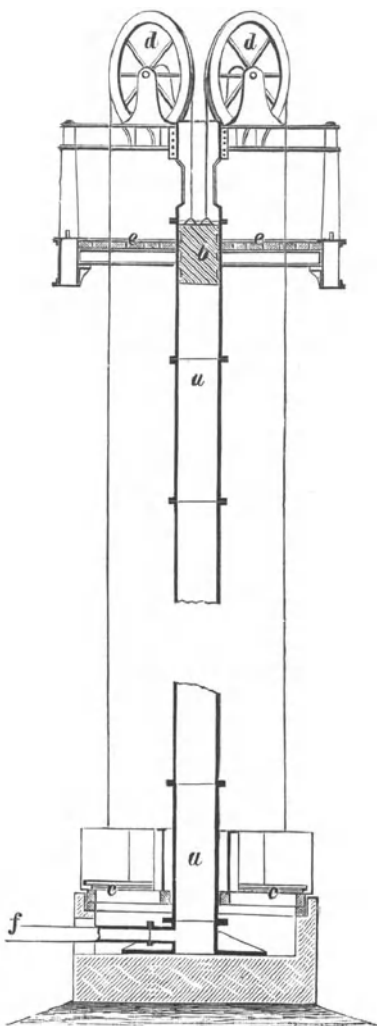


Fig. 675.

Gesamtverhältnisse gestalten sich dadurch für die Wahl der Anlage verhältnissmässig günstig.

Die Förderschale ist mit dem Treibkolben durch vier Drahtseile verbunden, die von den Endpunkten ausgehend, über vier diagonal gestellte Leitrollen *dd* geführt sind und über die Rollen in dem oben offenen Cylinder bis zum Kolben reichen.

Die Leitrollen sind auf einem gusseisernen Gerüst gelagert, das, mit dem Kopf der Gichtthurmsäule verschraubt, gleichzeitig die Bühne *ee* trägt, an welche sich die Gichtbrücke anschliesst.

Der Treibkolben *b* ist so schwer ausgeführt, dass er das Eigengewicht der leeren Förderschale und der leeren Fördergefässe ausgleicht. Diese toten Lasten betragen im vorliegenden Fall ungefähr 10 Ctr., die Nutzlast wiegt im Durchschnitt 40 Ctr. Da nun der niedergehende Kolben nur die reine Nutzlast in die Höhe zu ziehen hat, ist, abgesehen von den Reibungs- und Seilwiderständen, bei 91 cm Kolbendurchmesser das erforderliche Vakuum unterhalb des Kolbens gleich $\sim 0,3$ kg/qcm.

Zum Senken der Förderschale mit den entleerten Fördergefässen muss der Kolben *b* in die Höhe gepresst werden. Hierzu genügt ein Luftdruck von 0,15 kg/qcm.

Diese Zahlenwerthe zeigen, dass die Kompressions- und Evakuationsverluste durch die kleinen Druckunterschiede nach Möglichkeit beschränkt sind. Der grosse Treibcylinderdurchmesser macht ein besonderes Gichtthurmgerüst entbehrlich, und die Ge-

Drucklufthebezeug mit einfach wirkendem Kolben von der Pedrick & Ayer Company in Philadelphia.

In den letzten Jahren haben auch in grösseren deutschen Maschinenfabriken zum Bedienen der Arbeitsmaschinen amerikanische Drucklufthebezeuge Eingang gefunden, die ähnlich wie die älteren aufhängbaren hydraulischen Hubcylinder benutzt werden, sich aber durch grosse Arbeitsgeschwindigkeit auszeichnen, weil sie die Druckluft einem vorhandenen Behälter entnehmen, während die aufhängbaren hydraulischen Winden meist mit eigenen Handdruckpumpen ausgerüstet sind. Im übrigen lassen sich die pneumatischen Hebecylinder ebenso wie die transportablen hydraulischen in liegender oder geneigter Lage auch zum Horizontaltransport von Lasten benutzen. Fig. 676 bis 679, S. 753, veranschaulichen die Konstruktion mit dem

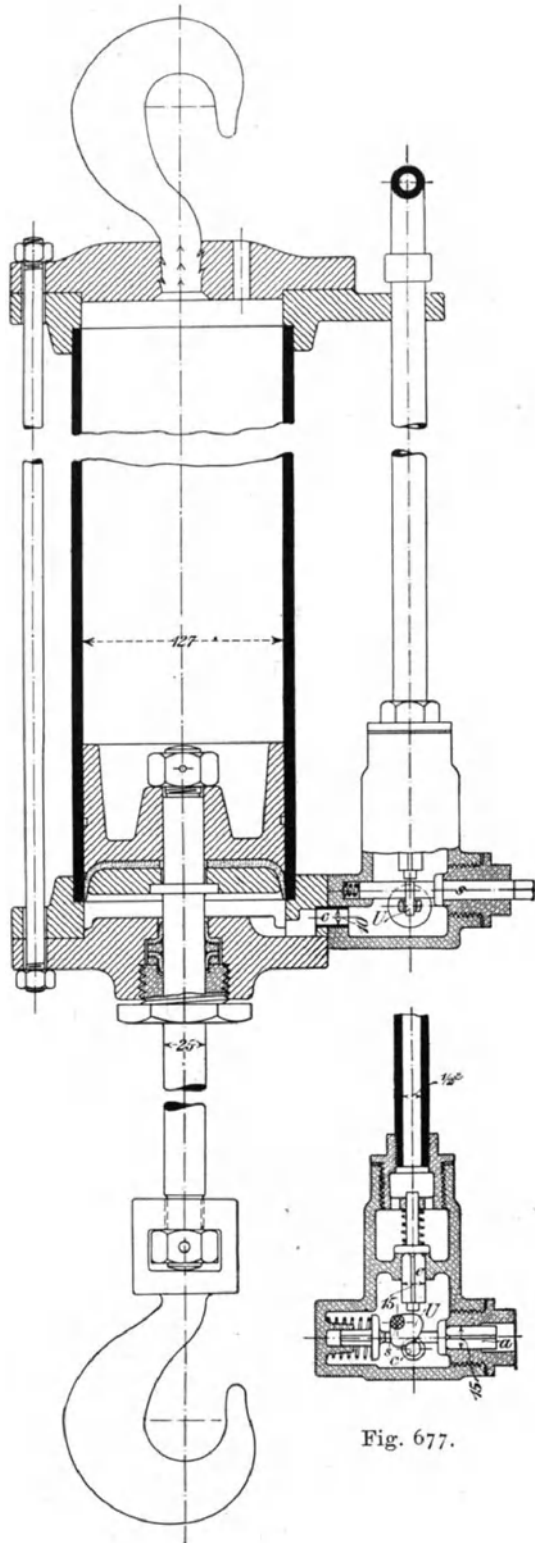


Fig. 676.

Fig. 677.

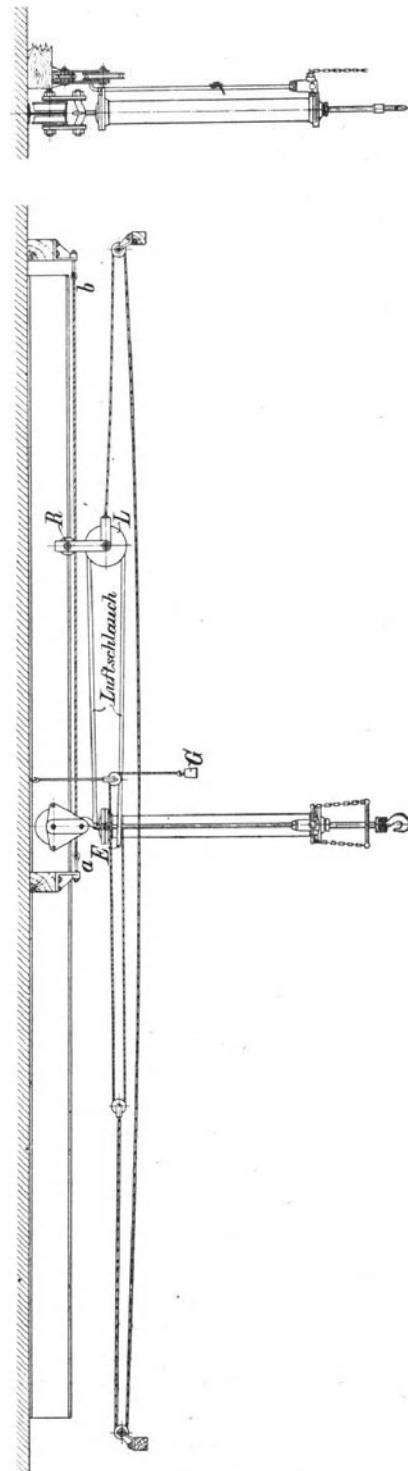


Fig. 678.

Fig. 679.

zugehörigen Ventilgehäuse, das das senkrechte Lufteinlassventil e und das wagerecht gelagerte Auslassventil a aufnimmt. Die Ventile werden nach Bedarf durch eine Welle s mit unrunder Scheibe U gesteuert, die je nach der Drehrichtung entweder das Einlass- oder das Auslassventil lüftet. Federbelastungen führen den selbstthätigen Schluss der Ventile und damit die Hub- oder Senkbegrenzung des Lastkolbens herbei, sobald man die Steuerwelle sich selbst überlässt. Auch die Steuerwelle wird durch Federdruck mittelst eines Bundes nach aussen abgedichtet. Die Zeichnung ist einer Ausführung entnommen, die bei etwas über 5,6 Atm. Luftdruck 655 kg bis auf 122 cm Höhe hebt. Der Cylinder hängt, wie die Dispositionsskizze Fig. 678 und 679 zeigt, an einem kleinen Laufwagen zum seitlichen Bewegen der Last. Mit Rücksicht hierauf ist der Anschluss an den festen Punkt E der Luftleitung durch einen wagerecht über die lose Rolle L gespannten Schlauch vermittelt, der durch einen kleinen, ebenfalls horizontal angebrachten Flaschenzug mit zwei losen Rollen und dem Belastungsgewicht G stets nach rechts gezogen wird, um schlaffes Durchhängen zu vermeiden. Die Tragrolle R der Schlauchrolle L läuft auf dem straffgespannten Drahtseil $a b$. Für Laufkatzen mit Drucklufthebezeugen wird eine Trommel zum Auf- und Abwickeln des Luftschlauches benutzt, die auf der einen Hälfte den Schlauch, auf der anderen in entgegengesetzter Wicklung ein am Fahrbahnende befestigtes Drahtseil aufnimmt, so dass, je nach der Fahrriehtung, entweder das Seil von der Trommel abgezogen und durch ihre Drehung der Schlauch aufgewickelt wird oder umgekehrt der ablaufende Schlauch das Drahtseil zurückhaspelt. Die Luftleitung von der Bühne zu dem Hubcylinder der Katze erfolgt durch die hohle Achse der Schlauchtrommel.

Die üblichen Ausführungsgrössen sind für 5,6 kg/qcm Betriebsdruck bestimmt und zeigen nachstehende Verhältnisse:

Kolbendurchmesser in mm	76	102	127	152	178	203	229	254	305	356	406
Tragkraft in kg	213	422	635	873	1207	1660	2014	2554	3636	4900	6406
Eigengewicht in kg für 122 cm Hubhöhe	30	37	46	58	68	172	216	293	351	400	448

Grössere Nummern werden für 153, 183 und 244 cm Hubhöhe gebaut. Im Betrieb befinden sich unter anderem Anlagen in den neuen Werkstätten von Ludwig Loewe in Martinikenfelde bei Berlin.

Neuere Konstruktionen streben vorzugsweise zuverlässigen Schutz gegen Schleuderbewegungen der Last oder wenigstens einstellbare Hubgrenzen an, die bei unvorsichtigem Steuern das Anprallen des Kolbens gegen den Deckel verhüten.

Drucklufthebezeug von Pedrick mit einstellbarer Hubbegrenzung.

Eine vollkommenerer Ausführung von Pedrick mit selbstthätiger Hubbegrenzung ist auf Taf. 97 in Fig. 8 bis 15 dargestellt, aber ebenfalls nur mit einseitiger Druckluftzuführung unter den Kolben und freier Verbindung des oberen Cylinderraumes mit der Atmosphäre durch Deckellöcher versehen. Ausser dem Handsteuerventil, in Form eines Dreiwegehahnes e , Fig. 8, 9, 13 und 14, ist in das Luftzuführrohr noch ein Abschlussdrehschieber d und im Boden des Cylinders ein Sicherheitsauslassventil f mit Stossbolzen eingebaut, die durch Knaggenanstoß beim Überschreiten der vorher eingestellten Hubhöhe in Thätigkeit treten.

Das Kücken l des Dreiwegehahns wird durch eine Spiralfeder in seinen Sitz gepresst und von aussen durch den zweiarmigen Hebel k mittelst Kettenzug gesteuert, um entweder zum Heben der Last in der gezeichneten Stellung, Fig. 8 und 12, Luft aus der Leitung unter den Kolben treten, oder zum Senken die Arbeitsluft aus dem Cylinder ins Freie entweichen

zu lassen, indem das Hahnküken nach einer Drehung um 90^0 das Luftzuführungsrohr, wie in Fig. 14, absperrt und dafür durch seine Bohrung den Cylinderkanal mit einem seitlich am Hahngehäuse angegossenen Ausströmstutzen verbindet. In der Mittelstellung sperrt der Hahn alle 3 Verbindungen gegeneinander ab und hält die gehobene Last freischwebend. Ein Stift *s* im Kükenzapfen begrenzt den beiderseitigen Ausschlag durch Anschläge am Gehäuseboden.

Das selbstthätige Hubbegrenzungsventil *d* besteht aus einem Flachdrehchieber, dessen Teller, Fig. 8 und 11, nach einem Kreissegment *a* ausgeschnitten ist und ausserdem noch eine kreisförmige Durchbohrung *o* besitzt. Durch den mit dem Gewicht *i* belasteten Dreharm *h* auf der Drehchieberspindel *g* wird der Abschlussteller für gewöhnlich in der gezeichneten Stellung, Fig. 8 und 11, gehalten, wo der Ausschnitt *a* und das Loch *o* über den Durchbohrungen *b* und *c* des Zwischenbodens im Gehäuse liegen und der Pressluft aus der Leitung freien Durchgang zum Steuerhahn *e* gewähren.

Beim Anheben der Last nimmt der beliebig auf der Kolbenstange durch seine Flügelschraube festklemmbare Stellring *n* die Gabel *t*, welche die Kolbenstange frei umschliesst, mit nach oben und stösst durch den mit der Gabel verschraubten, im Cylinderboden geführten Stift *q* den Hebel *h* in die Höhe. Hierdurch gelangt der Drehschieber in die Lage Fig. 12 und verschliesst die Durchgangsöffnung *c*, während die Eintrittsöffnung der Pressluft *b* noch im Bereich des Tellerausschnittes liegt und der Drehschieber dauernd durch den Leitungsdruck selbstthätig gegen seine Spiegelfläche angepresst bleibt. Der Drehschieberausschlag ist durch Anschläge begrenzt.

Schliesslich stösst bei der Aufwärtsbewegung auch noch der in die Gabel *t* eingesetzte Stift *p* gegen den Bolzen *u* des Ventiles *f* im Cylinderboden und öffnet hier den Nothauslass, theils um den Hub schnell zu unterbrechen, theils um selbstthätiges Aufsteigen des Hubkolbens bis gegen den Deckel bei undichtem Einströmventil zu verhindern.

Die Zusammenstellung der ganzen Maschine ist in Fig. 15 gezeichnet.

Drucklufthebezeug mit doppelt wirkendem Kolben von der Pedrick & Ayer Co. in Philadelphia.

D. R. P. 120248.

Die Gefahr, dass bei Presslufthebezeugen mit einseitiger Wirkung der Druckluft auf den Hubkolben durch unvorsichtiges Steuern, sowohl beim Heben, durch die plötzlich mit Volldruck einströmende Luft, wie beim Senken durch rasche Druckverminderung der ausströmenden, tragenden Füllung, Schleuder- und Sturzbewegungen eintreten können, und dass gehobene Lasten bei geringen Undichtheiten der Stopfbüchsen- oder Kolbenliderung allmählich zurücksinken, wenn sie längere Zeit schwebend gehalten werden sollen, vermeidet die Pedrick & Ayer Co. durch eine neuere Konstruktion, Fig. 16, Taf. 97 und Textfigur 680, S. 756, mit doppelseitig wirkenden Kolben und Füllung beider Cylinderräume.

Der Druckluftbehälter steht durch das Rohr *a*, in das nur ein Rückschlagventil *g* eingebaut ist, in freier Verbindung mit dem unteren Cylinderraum, der durch ein Überleitrohr *b* mit eingeschaltetem Dreiweghahn *c* mit dem oberen in Verbindung gesetzt werden kann, wie Fig. 680 veranschaulicht, oder gegen denselben abgesperrt wird, wenn der Dreiweghahn den Cylinderkopf mit der Atmosphäre verbindet, Fig. 16, Taf. 97. Die dritte Hahnstellung schliesst alle drei Wege gegeneinander ab.

In Fig. 16 wird die Last durch Entweichen der oberen Cylinderfüllung

und das freie Nachströmen der Pressluft unter den Kolben gehoben. Beim Abstellen des Dreiwegehahnes hört die Bewegung in dem Augenblick auf,

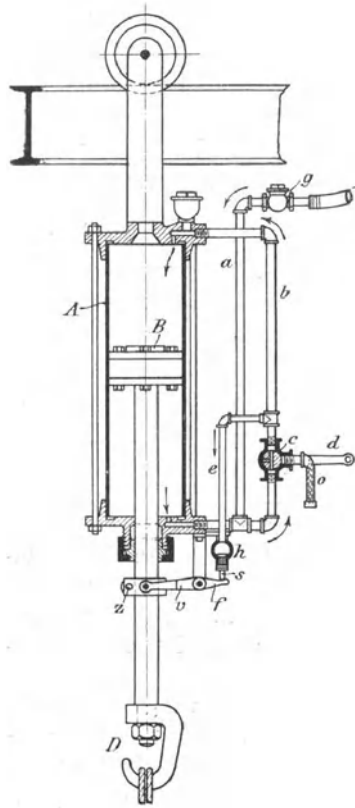


Fig. 680.

wo der Überschuss des unteren Luftdruckes sich mit dem Gewicht des belasteten oder leeren Kolbens und dem Gegendruck der abgesperrten Luftfüllung des oberen Cylinder-raumes ins Gleichgewicht setzt. Die freie Verbindung des unteren Cylinderraumes mit dem Druckluftbehälter ergänzt etwaige Luftverluste bei nicht vollkommen dichter Stopfbüchse selbstthätig. Noch zuverlässiger hält der kleine Steuerhebel *v* die Last selbst bei Undichtheiten der Stopfbüchsen- und Kolbenliderung fest, wenn man die Klemmschelle *z* des Steuerhebelns, die gewöhnlich offen bleibt, in der gewünschten Traghöhe auf der Kolbenstange festzieht, weil dann der Hebel bei der geringsten Senkbewegung das Hilfsauslassventil *s* aufstösst, Luft aus dem oberen Cylinderraum entweichen lässt und den Tragkolben durch die Pressluft aus dem Behälter mit kaum merk-barem Spiel wieder genau in die geforderte Lage zurückdrängt.

Fig. 680 entspricht der Steuerstellung zum Senken der Last, bei gelöster Klemmschelle *z*, wobei der niedergehende Kolben, die tragende Luftsäule in den oberen Cylinderraum hin-überdrückt, bis der Dreiwegehahn wieder ge-schlossen wird. Das Senken erfolgt auch bei leerem Haken sicher und je nach der Hahn-stellung mit grosser oder mässiger Geschwindig-keit, weil die obere Kolbendruckfläche um den

Querschnitt der Kolbenstange grösser ist, als die untere und der Druckausgleich der höheren Spannung unter dem Kolben mit der etwas geringeren oberhalb des Kolbens sich beim Öffnen des Hahnes für die beiderseitige Verbindung sofort ausgleicht.

Ridgway-Präcisions-Lufthebezeug mit Ölbremse.

Ridgway baut seine Presslufthebezeuge, Fig. 1—7, Taf. 97, mit doppelt-wirkendem Kolben und hohler Kolbenstange, die sich über ein im Cylinder-kopf befestigtes Kernrohr mit Stopfbüchsendichtung fortschiebt und mit Öl gefüllt beim Aufsteigen der Last die Ölfüllung durch ein als Bremse wirkendes Regulirventil mit beliebig einstellbarer Geschwindigkeit in die Kopfhaube des Arbeitcylinders übertreten lässt, beim Senken der Last sich dagegen aus diesem Behälter durch Saugwirkung und den Pressdruck in der Kopfhaube wieder selbstthätig füllt.

Die Pressluftleitung mündet durch den Rohrstutzen *a*, Fig. 1—7, frei in die Kopfhaube und ebenso durch den Rohrstutzen *b* am Cylinderboden unter dem Hubkolben. Von der Leitung ist ausserdem noch ein dritter Stutzen *c* abzweigend, der mit Einschaltung eines durch den doppelarmigen Hebel *h*, Fig. 3 u. 7, mittelst Kettenzuges steuerbaren Dreiwegehahnes *d* in den oberen Luftraum des Arbeitcylinders unterhalb der Kopfhaube mündet, Fig. 2, 3 und 6.

Der als Hauptsteuerung dienende Dreiwegehahn führt in seinen ver-schiedenen Stellungen folgende Wirkungen herbei:

1. In der Stellung Fig. 2 vermittelt er zum Lastsenken die Verbindung zwischen dem oberen Cylinderraum und der Kopfhaube, so dass in dem Fall sowohl diese Räume, wie auch der Cylinderraum unterhalb des Kolbens frei an die Druckleitung angeschlossen sind, und der Kolben durch sein Eigengewicht, die angehängte Last und den Luftdruck der oberen Cylinderfüllung auf den Ringquerschnitt der hohlen Kolbenstange k abwärts bewegt wird. Durch das Rückschlagventil v in der Kopfhaube wirkt der Pressluftdruck auch im Innern der hohlen Kolbenstange und beschränkt die Druckdifferenz zwischen oberer und unterer Kolbenfläche auf den Ringquerschnitt der hohlen Kolbenstange. Das Senken der Last erfolgt hiernach im wesentlichen unter Austausch der Luftfüllung im unteren und oberen Cylinderraum; der Leitung wird nur eine dem Kolbenweg und dem Ringquerschnitt der Kolbenstange entsprechende Luftmenge entnommen, um bei leerem Haken die Reibungswiderstände zu überwinden und genügend schnelles Senken zu sichern, falls hierzu das Eigengewicht des Kolbens nicht ausreichen sollte.
2. Zum Heben der Last wird der Steuerhahn in die Lage Fig. 6 eingestellt und der Luftfüllung des oberen Cylinderraumes durch den Gehäusestutzen o des Hahnes, Fig. 2, 3 u. 6, der Austritt ins Freie geöffnet. Der Stutzen ist mit Muttergewinde versehen, um ein in der Zeichnung nicht dargestelltes u-förmig nach abwärts gekrümmtes Rohrstück oder einen seitlich durchbohrten Deckel zum Schutz gegen freies Einfallen von Staub auf das Hahnkücken einschrauben zu können.

Beim Heben der Last tritt die Ölbremse in Thätigkeit, indem der aufsteigende Kolben die Ölfüllung seiner hohlen Kolbenstange durch das feststehende Kernrohr s und die mittelst Kettenrad g einstellbare Ventilspindel t , Fig. 1, mit beliebig regelbarer Bremswirkung in die Kopfhaube des Arbeitcylinders zurückdrängt und nur der Durchflussquerschnitt des Spindelventils den Übertritt ermöglicht, weil sich das Rückschlagventil v selbstthätig schliesst.

Die Ölfüllung ist so reichlich zu wählen, dass auch bei ganz ausgezogener Kolbenstange der Ölstand noch bis an das Rückschlagventil reicht.

3. Zum Festhalten der schwebenden Last genügt im allgemeinen die Abschlussstellung des Dreiwegehahnes, noch sicherer wirkt aber die Sperrung durch vollständigen Schluss der Ventilspindel t bei der Hubstellung des Hahnes, weil sich dann auch etwaige Luftverluste durch Undichtheiten des Hahnes oder Kolbens oder der Stopfbüchsen aus der Leitung selbstthätig ergänzen und Zurücksinken der Last bei längerer Schwebedauer verhindern. Die Spindel t kann beim Senken geschlossen bleiben.

Trotzdem die doppelseitige Druckwirkung auf den Kolben und die Ölbremse jedes Aufwärtsschleudern des Kolbens bei richtiger Bedienung verhindern, ist über dem Kolben noch eine Pufferspiralfeder f eingelegt.

Die Brille der Kernstopfbüchse ist gegen Lockern durch eine Sperrschraube u gesichert.

Die Hebezeuge werden von 75 mm bis 760 mm Cylinderweite für 180 bis 19255 kg Grenzbelastung bei 5,3 Atm. Pressdruck ausgeführt. Die grösseren Maschinen erhalten gusseiserne Cylinder mit Einmündung des Luftkanals für den unteren Cylinderraum im Mantel dicht über dem Boden, statt im Boden selbst, so dass der Kolben in seiner tiefsten Stellung diese Öffnung mit seiner Manschette überdeckt und durch die alsdann abgesperrte Restfüllung einen Bodenpuffer bildet.

Die Möglichkeit, den Cylinder in jede beliebige Laufkatze, in Bühnenkrahne sowohl, wie in Drehkrahne, einzuhängen, die feine Einstellbarkeit minimaler Hubgeschwindigkeit zum Ausheben von Kernen oder Abheben von Formkasten, verbunden mit der Möglichkeit gleich darauf zu grossen Geschwindigkeiten überzugehen, das geringe Eigengewicht, der Schutz gegen Eindringen von Staub bei doppelseitig wirkenden Kolben, die nur die verbrauchte Arbeitsluft ins Freie ausblasen, ohne, wie die Maschinen mit einfach wirkenden Kolben, Luft aus dem Werkstättenraum einzusaugen, die zuverlässige Wirkung und einfache Bedienung haben vor allem den Ridgway-Maschinen Eingang in amerikanische Giessereien verschafft. Allgemein zeichnen sich die Presslufthebezeuge durch geringes Eigengewicht aus, sie sind aber wegen ihrer Aufhängehöhe vorzugsweise nur für geringe Hubhöhen von etwa 1,2 m verwendbar und können bei feuchter Pressluft unter Umständen zu störenden Eisbildungen führen. Bei Laufkrahnen wird die Katze mit dem senkrecht eingehängten Cylinder meist durch Handhaspel querbewegt, während die Bühne einen besonderen Luftmotor mit Kurbelmechanismus für ihr Fahrwerk erhält. *)

Den biegsamen Luftschlauch hängt Ridgway an kleinen zweirädrigen einspurigen Wagen in Schlingen auf, die auf einer Seite der Bühne auf einer der Hauptschienen laufend in der einen Fahrrichtung durch die Bühne selbst zusammengeschoben, in der anderen unter Streckung der Schlingen der Reihe nach wieder auseinandergezogen und nachgeschleppt werden.

In neuerer Zeit hat C. Oetling in Strehla a. d. E. in Anlehnung an die amerikanischen Konstruktionen die Herstellung von Pressluftwerkzeugen und Hebemaschinen in Deutschland aufgenommen und der sorgfältigen Durchbildung der Einzelheiten besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Oetling liefert auch Anlagen mit Drehscheiben in den Deckenlaufkatzenrähmern für weiten und verzweigten Horizontaltransport und sperrt dann, um verwickelte Schlepplleitungen zu vermeiden, die gehobene Last mechanisch, um das Lufthebezeug von der Pressluftleitung für den Transport abzukoppeln und erst am Ziel zum Absetzen der Last wieder anzuschliessen.

Pneumatische Elevatoren.

Obwohl in den pneumatischen Elevatoren ein eigentlicher Treibkolben nicht vorhanden ist, sondern die Luft nur in geschlossenen Rohrleitungen unmittelbar als bewegende Kraft auf die zu fördernden Massen, leichte Körnerfrüchte, wie Getreide, Mais u. a. einwirkt und diese in stetigem Strom fortbewegt, schliessen sich diese Vorrichtungen doch an die Hebemaschinen mit Treibkolben am nächsten an und haben mit ihnen die Betriebsweise durch ein Pumpwerk gemein.

Der Gedanke, Getreide durch Saug- oder Druckluft in biegsamen, innen mit einer dünnen, gegliederten Blechhaut ausgefütterten Schläuchen — D.R.P. 85403 — aus Schiffen in Speicher zu befördern, ist Anfang der achtziger Jahre von Fred. E. Duckham in London verwirklicht und hat in verhältnissmässig kurzer Zeit für den Umladeverkehr in Seehäfen eine Reihe von höchst beachtenswerthen, grossartigen Anlagen ins Leben gerufen.

*) The Iron Age, Juni 17. 1897. The Ridgway oil controlled air hoist, mit der Skizze eines Laufkrahns von 15 t Tragkraft. Weitere Mittheilungen über pneumatische Hebezeuge siehe in Iron Age, Sept. 1896, S. 572 und Oktober 1896. An letzterer Stelle findet sich ein beachtenswerther Aufsatz unter der Überschrift: „Compressed air and its economies in the foundry“. Siehe ferner „Compressed air in a rolling mill“. Iron Age März 1898 und „Luftdruckanlage in der Hauptwerkstatt Leinhausen. Glasers Annalen 1894, S. 229, sowie August 1898, S. 49 und schliesslich Uhland, Der praktische Maschinen-Constructeur 1895, S. 77 mit Taf. 25, Fig. 6—16. Pneumatischer Radialkrahne in den East Buffalo Shops in Buffalo.

Das Ende der frei in den Getreidehaufen eingesenkten Saugleitung besteht aus dem sogenannten Rüssel, — D.R.P. 79 276 — einem doppelwandigen Rohr, durch dessen äusseren, oben und unten offenen Ringquerschnitt der atmosphärische Luftdruck das von unten eindringende Getreide in das Kernrohr hinüberdrückt und hierdurch bis in die mit der Luftpumpe in Verbindung stehende Saugkammer befördert. An den auf der Unterseite konkav gekrümmten und genau cylindrisch bearbeiteten Boden der eisernen Saugkammer schmiegt sich luftdicht der konzentrische Kopf einer darunter pendelnd gelagerten Zwillingschütttrommel an, deren getrennte Füllräume durch Schlitze abwechselnd mit der Saugkammer in freie Verbindung treten. Auf diese Weise wird das Abströmen des Getreides in die jeweilig darunter stehende Hälfte der Schütttrommel ermöglicht, ohne die Luftverdünnung in der Saugleitung zu unterbrechen. Die einseitige Füllung der Trommel lässt sie, ähnlich wie die selbstthätigen Kippwagen zum Wägen des Getreides, umschlagen. Damit tritt die leere andere Hälfte unter die Kammer, während sich der Bodenverschluss der niedergesunkenen Hälfte öffnet und das Getreide aus der Luftschleuse ins Freie oder in einen Druckraum abfließt, von dem es durch Pressluft in Rohrleitungen weiter befördert werden kann. Das geschilderte Kippspiel vollzieht sich in stetigem Wechsel und sichert dadurch den ununterbrochenen Arbeitsvorgang vollkommen selbstthätig. — D.R.P. 75 663 und 80 155 Kl. 81 —

Inbezug auf die Einzelheiten solcher Anlagen ist auf die unten angeführte Quelle zu verweisen, die einen allgemeinen Überblick über die Entwicklung und Verbesserung der Duckham'schen pneumatischen Elevatoren mit zahlreichen Skizzen giebt. *)

Die wirthschaftliche Bedeutung des pneumatischen Umladeverfahrens erhellt aus der Riesengrösse einzelner Anlagen, die eine stündliche Leistung bis zu 180 t aufweisen und hierfür mit Dampfmaschinen von mehreren hundert Pferdekräften ausgerüstet sind.

Den sehr bedeutenden Anlagekosten steht die ausserordentliche Leistungsfähigkeit, bei weitgehendster Beschränkung des Bedienungspersonals, gegenüber, denn der biegsame Rüssel lässt sich in ganz beliebiger Entfernung von der Schiffsluke in alle Winkel und Ecken bringen, um das Getreide unmittelbar von seiner Lagerstelle aufzusaugen, statt es dem Schöpftrog der sonst benutzten Becherwerke von Hand zuzuschaukeln, und die Rohrleitungen gestatten ohne Unterbrechung Transporte auf 200 m wagerechte und 20 m senkrechte Entfernungen. Die Arbeit selbst vollzieht sich vollkommen staubfrei, und die Apparate können leicht mit besonderen Vorkehrungen versehen werden, um Staub und Spreu von der Frucht selbstthätig abzusondern, wirken, dann also gleichzeitig als Reinigungsmaschinen.

G. Luther in Braunschweig hat die Duckham'schen Patentlicenzen für einen grossen Theil des Kontinents erworben und die erste derartige Anlage in Deutschland 1896 für die Stettiner Dampföhlen A.-G. in Zülchow bei Stettin ausgeführt. Von derselben Firma stammt der pneumatische Getreideelevators der Hamburg-Amerikanischen Packetfahrt A.-G. in Hamburg mit einer Verbunddampfmaschine von 400 PS_e und einer stündlichen Leistung von 100 bis 120 t zum Löschen von Seeschiffen. Eine dritte Anlage für den Bremer Lloyd in Bremerhafen besitzt sogar eine Leistungsfähigkeit von 142 t. Auch Oscar Bothner in Leipzig hat eine Reihe von pneumatischen Fördereinrichtungen in Brauereien ausgeführt. Für kleinere Anlagen genügen die bekannten Root-Gebläse als Luftpumpen.

*) M. Buhle, Pneumatische Getreideförderung. Z. d. V. d. I. 1898, S. 921 u. f. und S. 953 u. f. Vergl. auch Z. d. V. d. I. 1896, S. 1162, sowie die Originalabhandlung von Duckham im Engineer, 8. April 1898.

Namenregister.

A.

- A. E. G. siehe Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft.
- Aiken, Hydr. Ingotkrahne II 698 Fussnote.
- Aktiengesellschaft Elektrizitätswerke, vorm. O. L. Kummer & Co.*), Anlasser mit Flüssigkeitswiderstand und Funkenzieher durch eine Gabel II 230 — Schaltwalzensteuerung mit Geschwindigkeits- und Bremsstufen für Hauptstrommotoren II 281 — Stromwender mit Flüssigkeitswiderstand und Selbstregulierung der Schaltgeschwindigkeit für Aufzüge II 328 — Umsteuerung mit Flüssigkeitswiderstand und Handbremse für Krahne II 269 — Wirbelstrombremse von Fischinger II 183.
- Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vormals Ferd. Wolff in Neckarau-Mannheim, Drahtseiltabellen I 19 u. 20.
- Albert in Clausthal, Erfinder der Drahtseile I 22.
- Albert in Frankfurt a/M., Velocipedkrahne für Baugerüste mit Handbetrieb I 709, Fussnote.
- Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin, Anlasser mit Flüssigkeitswiderstand für Drehstrommotoren II 226 — für Gleichstrom mit Schnurscheibe II 224 — mit Vorschaltspulen im Magnetstromkreis von Nebenschlussmotoren II 236 — Autotransformator II 133 — Drahtstützen und Stromabnehmer II 422 — Drehstromumschalter für Krahne ohne Anlasswiderstand mit Handgriff II 241, mit Zugseilen II 242 — Schaltwalze für Drehstrom mit einfacher Umsteuerung und Lüftbremsmagnet II 310 — Stahlblattkupplung I 224 — Umsteuerung mit Flüssigkeitswiderstand für Drehstrommotoren II 245, mit Metallanlasswiderstand II 248 — Verriegelung der Mittellage von Steuerseilzügen für Aufzuganlasser bei Drehstrom II 321 u. 323 — Versuche über Stromrückgewinn bei Verwendung von Nebenschlussmotoren als Senkbremsen II 169 — Wendeanlasser für Nebenschlussmotoren mit Regulierung der Schaltgeschwindigkeit durch Pendelunruhe II 323.
- American Elevator Company in London, (Otis Brothers & Co.) Druckwasserbehälter für die hydraulische Personen-Aufzuganlage der Eisenbahnstation Hoboken II 501 — Veränderung der Motorgeschwindigkeit für elektrische Aufzüge durch Schaltwechsel der Ankerspannung bei Dreileiteranlagen II 376. — Weitere Konstruktionen siehe Otis Elevator Company.
- American Hoist and Derrick Company in St. Paul. Minn., Fahrbarer 45 t-Drehkrahne für die Schiffswerft Mare Island in California mit veränderlicher Ausladung I 647.
- Ampère, Stromeinheit II 7 — Versuche II 9.
- Anderson i. F. Easton, Anderson and Goolden in Erith, Kent., Doppelbackenbremse mit selbstthätigem Druckausgleich und Lüftelektromagnet I 236 — Personenaufzug mit Seilreibrollen I 439, für den Eiffelthurm in Brighton I 440, Fussnote.
- Appleby Brothers in London, Dampfwinden-Umsteuerung I 332 — Derricks I 746 — Hydraulisches Kohlensturzerüst für die Holländische Rheineisenbahn II 733.
- Armstrong, Hydraulische Akkumulatoren II 503 — Hydr. Dachkrahne II 727 — Hydr. Gichtaufzug II 687. — Mehrcylindermaschine für Druckwasser-Hebezeuge II 596, Fussnote — Stufensteuerung, zweistufige für doppeltwirkende Eincylindermaschinen mit Differentialkolben II 598 — dreistufige für Gruppencylindermaschinen II 599.
- Arnold, Reihenparallelwicklung für Gleichstrommaschinen II 40.
- Asmussen, Winde mit Reibrädern und elektrischem Antrieb I 338, dieselbe für Aufzüge I 339.
- Aspinal, Elektrische Laufkatze zur Gepäckbeförderung im Bahnhof Manchester I 357. Fussnote.

*) Die Fabrik befindet sich in Liquidation.

B.

- B. A. M. A. G., siehe Berlin-Anhaltische Maschinenbau Aktien-Gesellschaft.
- Bach, C. v., Koeffizienten für zulässige Grenzgeschwindigkeiten von Schneckengetrieben I 200 — Schwächung der Zylinder durch Rohrangüsse II 460.
- Batt, Franklin, Differential-Seilflaschenzug I 83.
- Bechem & Keetman, siehe Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem & Keetman.
- Beck & Henkel, siehe Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. Beck & Henkel in Cassel.
- Becker, E., in Berlin-Reinickendorf, Aufzüge: mit Riemenbetrieb und doppelten Sicherheitsbremsen I 435 — Speicherluken-Laufkatze I 357.
- Bremsen: Drucklagerbremse I 273 — Fallbremse für Fahrstühle I 270 — Schleuderbremse I 266 — Sperrradbremse (Festbremse) I 250.
- Krahne: Bekohlungskrahn für Lokomotiven mit Sicherheitskurbel I 574 — Bockkrahn, fahrbarer, mit Handbetrieb für das Trägerlager von Joh. Chr. Schultze & Sohn Nachfolger in Berlin I 865 — Drehkrahn mit Laufkatze und Riemenantrieb für die Lastwinde für Blohm & Voss in Hamburg I 623 — Krahn-Kugelfusslager I 591 — Krahn-Wellenlager, ausweichendes, mit senkrechter Beweglichkeit I 627 u. 770 — Laufkrahn mit 2 Elektromotoren für das Elektrotechnische Institut Stuttgart I 822, mit 3 Elektromotoren für Siemens & Halske I 825 — Nietlaufkrahn mit 1 Nebenschlussmotor und elektrisch gesteuertem Wende- und Wechselgetriebe, für die Lokomotivfabrik Hohenzollern I 818 — Röhren-Giessereikrahn für die Donnersmarchhütte I 821 — Säulendrehkrahn, freistehender, mit elektrisch angetriebener Katzenwinde, für die Donnersmarchhütte I 629 — Schmiedelaufkrahn mit 2 Katzen und 6 Drehstrommotoren für die Poldihütte in Alt-Kladno bei Prag mit elektrischem Antrieb des Wendehänges I 850 — Universalgehänge zum Wenden und Drehen von Schmiedestücken mit elektrischem Antrieb von der Katzenwinde aus I 855 — Uferkrahn für 3000 kg mit Handbetrieb I 555 — Velocipedkrahn mit 1 Drehstrommotor für die Görlitzer Maschinenfabrik I 709, mit 2 Motoren I 711.
- Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse I 924.
- Sicherheitskurbel I 260.
- Wechselräderpaare mit loser Rolle für mechanische Geschwindigkeitsabstufungen I 157 — Wendegetriebe mit Reibungskupplung I 159.
- Winden: Bockwinde mit Handbetrieb (Bauwinde) I 307 — mit Riemenbetrieb und zwangsläufigem Lastsenken (Speicherwinde) I 327 — Konsolwinden mit kalibrirter Kette und Handbetrieb I 318 u. 319, mit Riemenbetrieb I 324 u. 325 — Elektrisches Spill I 937 — Streckenförderwinde mit Seilreibungstrommeln und elektrischem Antrieb I 336.
- Bek, geflochtene quadratische Krahdrahtseile I 20.
- Belter & Schneevogel in Berlin, Montirung der Elbbrücke bei Wittenberg mit Hebeladen I 86.
- Benrather Maschinenfabrik Aktien-Gesellschaft, Dreimotoren-Laufkatze mit Hilfswinde I 842 — Drucklagerbremse für Schneckenradwinden mit Motorbetrieb I 276 — Elektrische Beschickmaschinen für Martinöfen I 913 — Elektrische Bootswinden für grosse Seedampfer I 333 — Elektrische Spills I 940 — Haken für Gall'sche Krahnketten mit Kugellageraufhängung I 50 — Handhilfesteuerung für magnetische Lüftbremsen zum Regeln der Bremswirkung I 247 — Königzapfen mit doppelkugeligem Schwenkstützlager für Krahdrehscheiben I 596 — Krahtabellen III — 50 t-Laufkrahn mit 3 Hauptstrommotoren für die Rombacher Hütte zum Transport grosser Giesspfannen I 846, Fussnote — Lokomotivkrahn elektr. mit vollständiger Ausrüstung für Bahnbetrieb und fahrbarer Ingotdrehkrahn zum Aufheben u. Fortschaffen von Stahlblöcken im Hüttenbetrieb I 657, Fussnote — Motorlaufwinden mit elektrischem Betrieb I 353 — Normale Bühnenkonstruktion für Laufkrahne I 753 — Portalkrahn mit 2,5 t Tragfähigkeit für Hamburg I 697, mit 10 t für den Bremer Vulkan I 702, mit 2 t, freistehend, I 702 — Schmiedelaufkrahn mit 60 t Tragfähigkeit für Haniel & Lueg I 846 — Thurmwerftkrahne für die Kaiserdocks in Bremerhaven, die Howaldtwerke in Kiel und William Beardmore & Co. in Glasgow I 634, für den Bremer Vulkan I 647 Fussnote — Velocipedkrahn mit 2 Motoren I 713 — Verladebrücke für die Usine de Désargentation, Société Anonyme Hoboken les-Anvers. I 886 — Zerlegung von Laufkrahn Bühnen für den Transport I 754.
- Berlin Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Edoux-Aufzug II 634 — Elektrische Selbstabstellung des Aufzugmotors für beliebige Stockwerke II 381 — Fahrstuhlstopvorrichtung für

- beliebige Stockwerke I 403 — Fangvorrichtung mit gleichzeitiger Stromunterbrechung für elektrische Aufzüge II 215 — Hydraulische Bremse für Aufzüge und Krähne II 654 — Hydraulische Kolbensteuerung, Bauart Lane & Bodley II 548, Bauart Otis II 549 — Knopfsteuerung II 414. — Magnetische Steuerverriegelung mit elektrisch. Hilfsstrom für beliebige Aufzuganlagen I 418 — Mechanische Steuerung elektrisch betriebener Aufzugwinden I 464 — Otis-Aufzug II 660 — Sicherung der Stromwendermittellage für Aufzugsteuerungen II 221 — Steuerscheibe für mechanisch gesteuerte Aufzugbremsen I 244.
- Berliner Maschinenbau Aktien-Gesellschaft, vorm. L. Schwartzkopf in Berlin, Anlasser für Nebenschlussmotoren mit veränderlicher Feldstärke und parallel- oder hintereinander geschalteten Zwillingsankern II 237, desgl. als Wendeanlasser II 254.
- Bingert-Siegwart und Pfefferle in Basel, Knopfsteuerung II 414.
- Biot-Savart II 8.
- Blohm & Voss in Hamburg, Winde mit Reibrädern und elektrischem Antrieb, Patent Asmussen I 338.
- Bolzani, Gebr., in Berlin, Drucklagerbremse (Maximbremse) I 275 — Elastic-Bremskupplung I 292 — Schraubenflaschenzug mit Maximbremse I 926.
- Bothner, Oscar, in Leipzig, Pneumatische Elevatoren für Brauereien II 759.
- Boucherot, Anlaufvorrichtung für Drehstrommotoren II 130.
- Bradley, Kohlenelevator I 511.
- Bramah, Hydraulische Presse II 448.
- Bredt, früherer Inhaber der Firma Stuckenholz I 763.
- Breitfeld, Daněk & Co. in Prag, Hydraulische Portalkrahne für Triest II 717.
- Breuer, Absperrventil für Druckleitungen II 484 — Rückschlagventil für Akkumulatoren II 524.
- Breuer, L. W., Schumacher & Co. in Kalk bei Köln, Luftdruck-Akkumulatoren für hydr. Betrieb. Patent Prött u. Seelhoff II 511.
- Briegleb, Hansen & Co. in Gotha, Schnellflaschenzug von Kohn I 922 — Sicherheitswinde mit Stauffer'scher Schleuderbremse und Henkel'scher Sperrradbremse mit Riemenbetrieb I 326 — mit Stauffer'scher Schleuderbremse und Mégy'scher Sicherheitskurbel für Handbetrieb I 322.
- Brotherhood, Hydraulisches Dreicylinderspill I 931.
- Brown, A. E., in Cleveland, siehe Brown Hoisting and Conveying Machine Company.
- Brown, Andrew Betts, Dampfdruck-Akkumulator II 510.
- Brown, Charles, Lasthebel für Krähne I 88. — Lokomotivkrahne mit Dampftreibkolben und Lasthebel, ausgeführt von B. u. W. Hawthorn, Leslie & Co. in Newcastle on Tyne II 749.
- Brown Hoisting and Conveying Machine Company in Cleveland U. S. A. Bremsringkupplung I 900, Fussnote — Gichtaufzug I 450 — Hellinglaufkrahne I 871 — Hochbahnkrahne (Verladebrücken) I 899 — Sicherheitshaken I 46.
- Brown & Wilson, Erfinder der Dampfkrahne mit Treibkolben und Rollenzugübersetzung II 745.
- Butz & Leitz in Mannheim, Magazin-krahne mit Schwenkwerk für Innenaufstellung am Förderschacht für das städtische Lagerhaus in Dortmund I 611.

C.

- Carey, Selbstthätige Stufensteuerung, hydr. II 615.
- Carnegie Brothers in Homestead bei Pittsburgh, Hydraulischer Bessemer-Krahne II 698, Fussnote.
- Clark, Scherenkrahne mit festem Führungsbock für den Hinterfuss I 726 — Schiffshebewerke mit Trogschleusen bei Les Fontinettes und La Louvière II 623 — Schiffshebewerk für die Viktoria-Docks in London II 689.
- Clark & Stanfield, Steuerventil für hydraulische Parallelhebung II 692.
- Clarke, William, Bandbremse mit Spannschraube und Stützfeder I 241.
- Claussen, Neuerungen an hydraulischen Aufzügen. Stosswirkungen in hydraulischen Leitungen. Druckmessungen und Diagramme II 651, Fussnote.
- Clouth, F., in Köln-Nippes, Mit Draht umflochtene Gummischläuche für Hochdruck II 478.
- Cockerill in Seraing, Mittelkrahne für das Bessemerwerk II 704 — Schmiedekrahne I 848, Fussnote.
- Collet & Engelhard in Offenbach a/M., Archimedischer Flaschenzug I 924.
- Compagnie Internationale d'Électricité in Lüttich, Fahrbare Bockkrahne mit 40 u. 35 m Katzenbahn, 40 und 60 t Belastung, für Steinbrüche I 868, Fussnote — Krahnstützzapfen mit Schildzapfen-Rosetten für sein Querhaupt I 566 — Laufkrahne zur Bedienung von Durchweigruben mit 3 Hauptstrommotoren, mehrrolligem Flaschenzug und einseitiger Trommel für genau senkrechten Hakenhub u. gleichen Biegungssinn im ganzen Seillauf I 846, Fussnote — Laufräder mit Walzenlager I 772.

- Correll in Neustadt a/H., Schiffelevator für den Dortmunder Hafen I 501, Fussnote.
- Coulomb, Magnetische Gesetze II 4.
- Cramer, R., in Berlin, Aufzug, hydr. mit Gegengewichtskolben und Druckübersetzung II 642 — Führungssäulen, freistehende, für Personenaufzüge II 469 — Treibkolben, hohler, unten offen, mit tragender Kernwassersäule zur Entlastung der Knickbeanspruchung II 621 u. 646.
- Cramer-Hoppe, Hydraulischer Aufzug mit Gegengewichtskolben und theilweisem Wiedergewinn der verbrauchten Füllung II 651.
- Crane Elevator Company, Hydraulische Betriebscentrale für die Aufzüge eines Berliner Geschäftshauses II 501.
- Cremer, Klemmgesperre für Seilflaschenzüge I 76.

D.

- Daelen, R. M., Hydraulische Blockkrahne II 695 — siehe auch Neusser Eisenwerk.
- Danielson, Neue Kaskadenschaltung zur Tourenregulirung von Drehstrommotoren II 125.
- Dankworth, O., in Magdeburg, Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel u. Stufensteuerung II 585.
- Day, Summers & Co. in Southampton, Feststehende und schwimmende Scherenkrahne I 728 und 733, Fussnoten.
- Déri, Max, Anlaufvorrichtung für Drehstrommotoren mit Wechsel der Polzahl II 131 — Wirbelstrom- und Reibungsbremse II 183, Fussnote.
- Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin, Krahnkugellager I 591.
- Dickertmann, Gebr., in Bielefeld, Eiserne Patent-Sicherheitswinden (Wagenwinden) I 946 — Sicherheitskurbel I 262.
- Dinglinger, R., in Coethen, Akkumulator, hydr., für das Stuttgarter Lagerhaus II 504 — Anlass- und Abstellvorrichtungen für Dampfpumpen mit selbstthätiger Veränderung der Hubzahl durch Weiss'schen Leistungsregulator II 515 — Ausführung der An- und Abstellvorrichtung des Verfassers für Akkumulatorpumpen mit Gasmotor und Riemtrieb für das Stuttgarter Lagerhaus II 518; ähnliche Einrichtung für Köln bei Einphasenmotoren II 729.
- Aufzugwinde mit Keilrädervorgelege I 433 — Fangvorrichtung mit Klemmkeilen I 373 — Sperrbremse mit geräuschlosen Klemmklinken I 253.
- Fahrbarer hydr. Hafenkrahne mit 3 Laststufen für den Hamburg Venloer Bahnhof II 711 — Lagerkonstruktionen für Magazin-Wandkrahne I 610 — Parallele Treibcylinder mit gekuppelten Kolben für dreistufige Krahnmaschinen II 598 — Rohrgelenke für die Durchführung von Druck- und Abwasserleitungen durch die Säulen von Drehkrahnen II 712 — Sicherheitsauslassventil für Akkumulatoren II 523 — Steuerschieber für hydraulische Aufzüge II 535 — Stopfbüchsen mit Baumwollpackung für grosse Tauchkolben II 465 — Tabelle für Flanschverbindungen von Hochdruckrohren II 475 — Tauchkolben mit Übersetzungsrollen und Zubehör II 454 — Ventilsteuerung für hydraulische Spills I 934 — Vorrichtung zum Einschalten einer losen Rolle in das Lastseil von Speicherwinden II 573 — Zehnrolliger Übersetzungsflaschenzug für hydraulische Treibkolben I 74.
- Dodge in Philadelphia, Kohlenelevator I 511.
- Dörfurt, Drucklagerbremse I 275.
- Domnarfvets, Bessemerwerke in Schweden. Hydr. Blockkrahne II 698 — Giesskrahne (Mittelkrahne) II 705.
- Dubois, Senksperrbremse I 286.
- Duckham, E., in London, Pneumatische Elevatoren II 758.
- Duisburger Maschinenbau Aktien-Gesellschaft, vorm. Bechem & Keetman, Aufsetzvorrichtung für Fahrstühle I 391 Fussnote — Ausweichende Krahnwellenlager I 769 — Bauwinde mit Kettennuss I 317 — Derrick, 150 t, für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg I 747 — Drehkrahne, freistehender, mit elektrischem Betrieb (Deckkrahne) mit Hub- und Schwenkmotor I 577 — Elektrischer freistehender Säulendrehkrahne (Ingotkrahne) mit 3 Motoren I 631 — Fahrbarer Bockkrahne, elektr., mit 43 m Spannweite I 867 — Fahrbarer Dampfdrehkrahne mit veränderlicher Ausladung zum Kohlenverladen I 669 — Fahrbarer Drehkrahne mit 150 t Tragf. für Werften I 685 — Hellinglaufkrahne I 871 — Pyramiden-Werftdrehkrahne für die Germania-Werft von Krupp in Kiel mit 4-Motoren-Laufkatze und 150 t Tragf. I 637 — Scherenkrahne, Neuere I 728, mit Fachwerkwippausleger I 729, mit Portalunterbau und Fachwerkwippausleger für die Werft von Blohm & Voss I 730 — Schmiedelaufkrahne mit 2 Katzen und 5 Elektromotoren für die Dillinger Hütte I 855 — Schwimmender 30 t-Drehscheibenkrahne mit Wippausleger für die Hamburg-Amerika-Dampferlinie I 734 — Schwimmende Scherenkrahne mit Fachwerkkauslegern I 734 — Seilflaschenzüge

- mit Cremer'schem Klemmgesperre I 76 — Sicherheitskurbel I 261 — Sicherheits-Sperrbremse I 251 — Tabelle kurzgliedriger Krahnketten I 24 — Velocipedkrahn mit einem Nebenschlussmotor und Laufkatze I 714 — Verladekrahn für Profileisen mit elektrischem Betrieb für die Société Métallurgique Dnieprovienna du Midi de la Russie I 868 — Versatzkrahn für die Walzeisenverladung des Aachener Hütten-Aktienvereins „Rothe Erde“ I 857 — Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung I 161 — Theile eines elektr. Laufkrahnes I 753.
- Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger, Drehschaufelbagger für Kohlenumladekrahne und Exkavatoren I 676 — Fahrbarer Drehkrahn mit Selbstgreifer I 681 — Hochbahnkrahn der Rheinischen Stahlwerke für Erzumladung I 884.
- E.**
- Eade, selbsthemmender, epicyklischer Flaschenzug I 918.
- Edoux, Aufzüge und Steuerapparate, siehe Berlin Anhaltische Maschinenbau-A.-G.
- Edoux & Co., Hilfsakkumulator zum selbstthätigen Anlassen von Gasmotoren für hydr. Aufzüge II 512, Fussnote.
- Eickemeyer, Aufzugmotoren mit Hilfsreihenschaltung für den Anlauf II 51, Fussnote — Aufzugsteuerung mit Selbstregulierung der Schaltung durch ein Solenoid II 332.
- Eilert in Hamburg, Aufzugmaschine mit hängendem Differentialkolben für 2 Laststufen II 577 — Entlastetes Stopfbüchsenrohr II 481 — Selbstthätige Entlüftungsventile II 486 u. 487 — Zweistufige Schiebersteuerung II 605.
- Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp in Hamburg-Uhlenhorst. Elektrische Krahnsteuerung mit Sperrradbrenshebel II 275 — Dampfkrahn, fahrbarer, mit Treibkolben und Rollenzugübersetzung für Hamburg II 745 — Kohlenkipper mit elektr. Betrieb für Rotterdam I 347, Fussnote.
- Elektricitäts-Aktiengesellschaft vorm. Kolben & Co. in Prag-Vysočan. Laufkrahn mit 3 Drehstrommotoren für Stahlwerk-Giesshallen I 845.
- Elektricitäts-Aktiengesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Cie. in Frankfurt a/M. Knopfsteuerung mit Verriegelungsmagneten und magnetisch gesteuertem Anlasser I 415 — Krahnschaltwalze für Doppelschlussmotoren mit Bremsstufen II 303, desgl. für Drehstrommotoren mit und ohne selbstthätige Endausschalter II 311 und für Hauptstrommotoren II 291 — Stromabnehmer für Aufzüge II 447, für Krahne II 444.
- Elektricitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co. in Nürnberg, jetzt Siemens-Schuckert Werke. Anlasser für Leeranlauf des Motors mit nachträglicher magnetischer Kupplung der Winde II 225 — Anlasser mit fortlaufender Funkenentziehung beim Schalten für Gleich- und Drehstrom II 232 — Anlasser für Nebenschlussmotoren mit Ankerbetrieb und Funkenbläser für Einmotorbetrieb von Krahn II 277, desgl. mit Tourenregulierung II 278 — Anlasser für Spillwinden II 267. — Bremsschaltung für Drehstrommotoren mit Kommutator von Natalis II 176 — Drehstrommotor-Bremsmagnet II 203 — Druckknöpfe II 430 — Elektrische Aufzüge mit Stockwerkeinstellung II 363, 379 u. 385 — Kippschalter mit Röhrenfederanometer zum An- und Abstellen von Pumpenmotoren bei bestimmten Druckgrenzen II 522 — Kniehebel-Bremsmagnet von Natalis II 200 — Knopfsteuerung für Aufzüge mit Drehstrom II 433, mit Nebenschlussmotoren und selbstthätigem, magnetisch gesteuertem Anlasser II 422 — Magnetische Kupplung II 205 — Magnetische Lastklaue I 49 — Magnetische Sperrbremse mit Reibscheiben II 195 — Nothausschalter II 431 — Schaltwalzen für Krahne für veränderliche Tourenzahl u. Nachlaufbremse für die Mohr'schen Portalkrahne in Hamburg II 288, desgl. mit vollständigen Bremsstufen, zwangsläufigem Rücktrieb auf der ersten Senkstufe und Stromstoss für den leeren Haken II 295 — Selbstthätiger Aufzuganlasser für Drehstrom II 352 — Selbstthätige Pumpenanlasser II 257 u. 263 — Selbstthätige Regelung der Geschwindigkeit zum sanften Anhalten schnellfahrender Aufzüge II 369 — Starkstromausschalter von Natalis II 210 — Stockwerkschalter II 429 — Thürkontakte II 431 — Wendeanlasser für Gleichstrom mit Selbstregulierung der Schaltungsgeschwindigkeit durch die Anlaufgeschwindigkeit des Motors II 343, durch einen Hilfsmotor 347.
- Ellington. Direkt wirkender Aufzug mit hydrostatischem Gegengewicht und Druckübersetzung II 650.
- Ellithorpe Air-Brake Co., Fallbremse mit Luftpufferkammer im Schacht für Aufzüge I 389.
- Elsässische Maschinenbau-Gesellschaft Grafenstaden. Wagenwinde mit Zahnstange und Stirnräderwerk I 945.
- Emmerson, Walker & Co. in London. Dampfwinde (Schiffwinde) I 330.
- Ephraim, W., Schaltwalze mit doppelreihigen Stromschiene II 315.
- Erhard, Alfons und Schau, Carl, in

- Kleinschwechat in Wien. Fasselevator I 505.
 Essberger, Berlin, Union E. G., Regulierung der Umlaufzahl mehrpoliger Nebenschlussmaschinen durch veränderte Schaltung der Ankerleiter II 60.
 Essberger-Geyer, Universalkrahnsteuerung II 316.
 Evers, Emile, Selbstthätige Gegengewichtseinstellung für fahrbare Drehkrähne I 668.

F.

- Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. Scherenkrahn I 726 Fussnote.
 Farmer, James, in Manchester. Gichtaufzug mit Wasserkasten I 453.
 Felten & Guillaume, Hanfseiltabelle I 18.
 Firth, Thomas and Sons' Works in Sheffield, Wendevorrichtung für schwere Schmiedestücke I 849, Fussnote.
 Findeisen in Chemnitz. Knopfsteuerung II 414.
 Fischer, H., Elevatorbecher und Berechnung von Elevatoren I 495.
 Fischer-Hinnen, Anlasser mit Vorschaltspulen im Magnetstromkreis II 64.
 Fischinger, Schaltwalze für Tourenregulierung mit Bremsstufen II 281 — Wirbelstrombremse II 183.
 Flohr, C., in Berlin, Elektrische Aufzuganlage im Berliner Rathhaus I 465. — Fangvorrichtung I 384 — Hydraulische Bremse für Aufzüge II 655 — Knopfsteuerung II 414 — Riemensteuerung mit getrennter Riemenverschiebung für Wendetriebe I 446 — Schachtverriegelung in Verbindung mit einem Klemmschloss zum selbstthätigen Anhalten von Fahrstühlen I 419 — Sicherheitschloss für Handaufzüge I 409; für Aufzüge mit Elementarkraftbetrieb I 411 — Stockwerkeinstellung I 402, Fussnote — Wendeanlasser für Gleichstrom mit Graphitwiderstand II 243.
 Porter, S., Hydraulischer Giesspfannenkrahn mit Hubhebel II 701.
 Frahm, Entlastetes Stopfbüchsenrohr II 482.
 Frantz, Patentgummidichtung für Stopfbüchsen II 465, Fussnote.
 Freissler in Wien, Hydraulischer Aufzug mit mittelbar wirkendem Gegengewichts-Scheibenkolben II 656.
 Friedmann in Berlin, Paternosterwerke für Baumaterialien I 507.
 Fries & Söhne in Sachsenhausen-Frankfurt a/M., Fahrbarer Schwenkrahn für Baugerüste I 647.
 Foucault II 35, Fussnote.
 Fowler, Seilklemmrollen I 132.

G.

- Gall, Gelenkketten I 23, 25 u. 26.
 Gaudet, i. F. Petin, Gaudet & Cie. Hydraulischer Krahn mit Lasthebel I 89.
 Gauhe, Gockel & Co., siehe Maschinenfabrik Rhein & Lahn.
 Gaze, Oberingenieur der Union E.-G. Berlin. Bremsmagnet mit Dämpferpumpe II 197.
 Gerdau, Oberingenieur bei Haniel & Lueg in Düsseldorf-Grafenberg. Schiffshebewerk bei Henrichenburg II 631 — Weitere Konstruktionen siehe unter dem Namen der Firma.
 Gerlach, Laufkrahn mit Handbetrieb I 795.
 Gjers, Gichtaufzug mit Druckluftbetrieb II 751.
 Görges, Anlaufvorrichtung für Drehstrommotoren mit Gegenschaltung der Sekundärspulen II 127.
 Gommert, Gelenkige Kopfverbindung für zerlegbare Dreibeine I 304.
 Grisson & Co. in Hamburg, Getriebe I 178.
 Gruson und Grusonwerk, siehe Fried. Krupp. Grusonwerk Magdeburg-Buckau.
 Gutehoffnungshütte, Schwimmkrahn (Scherenkrahn) für den Hafen von Rio de Janeiro I 733, Fussnote.
 Gutmann. Aktiengesellschaft in Hamburg-Ottensen. Schneckenwinde I 448.

H.

- Hahn, i. F. Haushahn in Stuttgart-Feuerbach. Fassaufzug elektr. für die Aktienbrauerei Wulle in Stuttgart I 505 — Schachtverschluss mit zweitheiligen, senkrecht beweglichen Schiebethüren I 415.
 Hale in New York. Hydraulischer Aufzug von Otis II 550.
 Hall, Selbstthätiger Kolbenschieber mit Vorsteuerung II 562.
 Hall-Otis, Differential-Kolbenschieber mit Vorsteuerung für die Aufzugmaschinen des Glasgower Hafentunnels II 563.
 Haniel & Lueg in Grafenberg bei Düsseldorf. Akkumulator, hydr. für den Hamburger Freihafen II 504 — Anlassvorrichtung für Dampfpumpen II 515 — Drehschiebersteuerung, für 5 Laststufen II 606 — Dreistufige hydraulische Hebe-maschine mit konzentrischen Kolben II 591, desgl. fünfstufige II 594 — Hydraulische Aufzüge für Eisenbahnwagen II 621 — Hydraulischer Uferkrahn mit fünffacher Stufensteuerung für Hamburg II 713 — Portalkrahn für Venedig II 725 — Rohrfanschen mit Rundgummidichtung II 474 — Rohrkrümmer, Ersatz für II 477 — Schiffshebewerk bei Henrichenburg II 631

- Seilleitrolle mit beliebig einstellbarer Neigung II 687 — Sicherheits-Anlassventil für Akkumulatoren II 524 — Umschaltvorrichtung für hydraulische Speicherwinden mit doppelseitigem Betrieb II 686 — Ventilsteuerung für 5 Laststufen II 612 — Zwangsläufig gesteuertes Rückschlagventil für Akkumulatoren II 526.
- Hausenblas in Augsburg. Giessereikrahn für Riedinger mit Nebenschlussmotor, Riemenvorlege und Wechselläden für verschiedene Geschwindigkeitstufen I 814.
- Haushahn, siehe Hahn.
- Hawthorn R. u. W. Leslie & Co. in Newcastle on Tyne. Lokomotivkrahn mit Dampftreibkolben und Lasthebel von Ch. Brown II 749.
- Heckelmann, L. in München, Vertreter von A. Stigler. Sicherheitsthürverschluss für Aufzüge mit mechanischer Stockwerkeinstellung I 421.
- Helbig, Kolbensteuerung mit entlasteter Liderung II 553.
- Helios. Elektrizitäts-Aktiengesellschaft in Köln, Bremsmagnet, Bauart Vogelsang-Lindenstruth II 199 — Schaltwalze II 280 — Schaltwalzensteuerung für Hauptstrommotoren mit Nachlaufbremse und Senkbremsstufen II 299 — Stromzuführung für einen Velocipedkrahn I 717.
- Henkel, Klinkenbremse I 251.
- Hennicke & Goos in Hamburg, Erste Anlage eines Personen-Paternosteraufzuges in Hamburg mit englischer Einrichtung von Waygood & Cie. in London I 485.
- Henry II 27 —.
- Heurtebise, Aufzugkolben II 452 — Stockwerkeinstellung, mechanische I 402.
- Heurtebise und Tommasi, Hydraulischer direkt wirkender Aufzug mit Gegengewichtskolben II 640.
- Hewitt und Goff, Seilklemme für Rollenzüge I 76.
- Heyland in Charleroi, Asynchronmotor mit Kommutator, ohne Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung II 139 — Diagramm für Drehstrommotoren II 116.
- Hildt & Mezger in Berg-Stuttgart, Schachtkrahn mit Handbetrieb I 581.
- Hindley, Schnecken I 209.
- Hohenegger, Sicherheitsperre für Krähne gegen Überlastung I 553.
- Hollden, H. C., Magnetische Lastklaue I 48.
- Hopmann, L., in Ehrenfeld-Köln, Doppelwirkender hydr. Aufzug mit Zahnstangenkolben und Seiltrommel II 676 — Selbstthätige Klemmbremse, Bauart Weston, mit doppelseitiger Triebwerkakupplung für Winden mit Haspelbetrieb I 285 — Waren-aufzug für 150 kg mit Sicherheitshaspel I 429.
- Hoppe, C., in Berlin, Akkumulatoren: Differentialpresse mit hydrostatischem Ausgleich für grosse Gewichtsmassen (Drehbrücken) II 633 — Druckwindkessel mit selbstthätiger Begrenzung der kleinsten Luftfüllung durch Schwimmerventil II 502.
- Aufzüge: Hydrostatischer Ausgleich der veränderlichen Druckhöhe für direkt wirkende Aufzüge II 653, mit theilweisem Wiedergewinn der verbrauchten Füllung II 651 — Seilführung für Windetrommeln mit mehreren Wickellagen I 129 — Stoppvorrichtung für Aufzüge (Stockwerkeinstellung) I 405 — Umschaltvorrichtung für hydraulische Speicherwinden mit doppelseitigem Betrieb II 685 — Zwei- u. dreistufige hydr. Hebemaschinen II 592.
- Förderkübel für Kohlenkrähne I 653.
- Krahne: Krahdrehscheibe I 593 — Hydraulischer Kohlenschüttkrahn für den Bremer Freihafen II 741 — Freistehender hydr. Drehkrahn für den Weinkeller des Mainzer Zollhafens II 711 — Portalkrahn für Mainz II 724 — Speicher- (Gebäude-) Wandkrahn für den Berliner Packhof II 708 — Unterflasche für Montierungskrahn mit allseitig beweglicher Hakenaufhängung I 71.
- Rohrleitungen: Rohrkrümmer-Ersatz II 477 — Rohrverbindung mit glatten Flanschen und Zwischenpassstücken zum leichten Auswechseln schadhafter Rohre II 476.
- Steuerungen: Flachschieber für 2 und 3 Laststufen II 602 — Hahnsteuerung für hydraulische Spills I 933 — Stellsteuerung für hydraul. Parallelhebung mit mehreren Treibkolben II 692 — Wendeanlasser mit zwangsläufig gekuppelter Bremse für elektrische Krähne und Förderhaspel II 271.
- Howaldt, Stopfbüchsenpackung mit Metallliderung. Erfahrungen bei grossen Treibkolben II 465.
- Huck & Co. in Bielefeld, Fahrbarer, eiserner Lokomotivhebebock I 104.
- Hullett-Mc Myler, Hochbahnkrahn (Verladebrücke) I 896, Laufkatze hierzu 898.
- Hunt in New York, Greiferwinde I 882 — Hochbahnkrahn mit automatischer Bahn I 873 — Laufkrahn mit Förderkübel, Sicherheitshaken und selbstthätiger Kippvorrichtung I 880 — Kohlenelevatoren I 507 — Parabolischer Ausleger für Verladebrücken I 881 — Verladebrücke mit Katzenwinde I 882 — Weitere Anlagen I 884, Fussnote**).
- Hüber, Die Gestelle einhüftiger Portalkrähne II 728, Fussnote.
- Hyde, Ankerwinde mit Dampfspill I 931. Fussnote.

J.

- Jaeger, siehe Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger.
 Jambille, Selbstthätige Gegengewichtseinstellung für fahrbare Drehkrahne I 660.
 Johnson & Ellington, Übersetzungswechsel für hydraulische Aufzugmaschinen II 574.
 Joule, Gesetz für die Wärmeerzeugung durch Elektrizität II 18 — Bezeichnung für die Einheit der elektrischen Arbeit II 19.

K.

- Kaewel in Metz, Selbstthätige Feststellvorrichtung für Fahrstühle an der Entladestelle I 391, Fussnote.
 Kammerer in Berlin, Magnetische Kuppelung II 205.
 Kapler, siehe Maschinenfabrik für Mühlenbau, vorm. Kapler.
 Kapp, G., Magnetische Sättigung II 13 — Vollständiges Kreisdiagramm für Drehstrommotoren II 113.
 Kauermann, Oberingenieur bei Bechem & Keetman in Duisburg, Dreifache Zwillingsschnecken mit Stirnräderübersetzung für selbstthätige, gleichmässige Kraftverzweigung in grossen Winden I 207.
 Kieffer, G., in Köln, Daumenrollen mit kalibrierten Ketten (Tabelle) I 36 — Geräuschlose Drucklagerbremse I 275 — Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse I 926 und mit selbstthätiger Einkuppelung eines Stirnrädervorgeleges zum zwangsläufig raschen Senken I 928.
 Kirchhoff, Gesetze II 21.
 Kölle, Bremskuppelung für Sicherheitskurbeln I 254.
 Kölnische Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Seilwinde mit Reibungstrommeln und Handbetrieb I 316.
 Kötter, Otto, in Barmen, Fabrik für Gall'sche Ketten I 26.
 Kohn, Drucklagerbremse I 275 — Flaschenzug hiermit I 922.
 Kolben, siehe Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft vorm. Kolben & Co.
 Koninklijke Nederlandsche Grossmederey 80 t-Schwimmkrahne für den Hafen von Santos I 733, Fussnote.
 Krell, Rud., Senksperrbremse I 287.
 Kroll, Schutzbügel zur Kettenführung für Haspelräder I 123.
 Krupp, Fried., — Grusonwerk Magdeburg-Buckau. Drehschieber für hydraulische Spills I 933 — Elektrischer Laufkrahne mit Zwillingmotoren für die Lastwinde zum Regulieren der Hubgeschwindigkeit und Fahrmotoren für Bühne und

- Katze, für die Union E. G. Berlin I 839 — Fahrbahnen für Laufkrahne I 751 — Fahrbarer hydraulischer Bockkrahne mit Dampfpumpenbetrieb II 492 — Fahrbarer hydr. Drehkrahne mit Winkelhebelausleger II 493 — Hydraulischer Hebebock und Daumenkraft II 487 und 490 — Kegelförmige Differentialtrommel I 143 — Krahtabelle III — Krahnunterflasche mit Walzenlagern für die Seilrollen und Kugellager für den Haken I 73 — Laufkrahne mit Nebenschlussmotor I 811 — Lokomotivkrahne mit 3 Hauptstrommotoren I 656, mit Nebenschlussmotor I 658 — Schiffsdrehkrahne I 578 — Selbstthätiger hydraulischer Kipper für Eisenbahnwagen, Bauart Schmitz-Rohde II 734 — Stopfbüchsenabdichtung mit dachförmigen Lederringen II 464 — Theile eines elektr. Laufkrahnes I 753.
 Kruse, C., Entlasteter hydraulischer Steuerschieber II 536 — Selbstthätige Senksperrbremse I 289 — Weitere Konstruktionen siehe Nordhäuser Maschinenfabrik.
 Kühnscherf, A., in Dresden, Stützriegel für Fahrstühle in Verbindung mit einer Verriegelung der Steuerung I 391, Fussnote.
 G. Kuhn, Stuttgart-Berg, jetzt vereinigt mit der Maschinenfabrik Esslingen. Hydraulischer Operationstisch für Pferde in der Thierärztlichen Hochschule Stuttgart II 741 — Teleskopkolben für hydraulische Aufzüge II 458.
 Kummer, O. L., siehe Aktiengesellschaft Elektrizitätswerke O. L. Kummer & Co.
 Kux, W. Nachfolger in Halberstadt. Hanfgurte I 124.

L.

- Lahmeyer, siehe Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. W. Lahmeyer & Cie.
 Lane & Bodley in Cincinnati, Hydr. Kolbensteuerung II 548 — Übersetzungswechsel für hydraulische Speicherwinden II 575.
 Lang, Durchflusskoeffizienten für hydraulische Steuerschieber II 538, Fussnote — Haspelseil-Bremse I 306 — Haspelwinde mit selbstthätigem Rücklauf I 320 — Steuerschieber II 547.
 Lang, Englische Patent-Drahtseile nach deutschen Albert-Seilen I 22.
 Lasche, Angaben über Kopfhöhen der Evolventenzähne I 170.
 Lauchhammer, Elektrische Beschickmaschine für Martinöfen I 916, Fussnote.*)
 Lenz, Elektrisches Gesetz II 24.
 Leroy, Hydraulischer Aufzug mit Gegengewichtskolben II 652.

- Lidgerwood in New York, Deckwinde I 336 — Fahrbarer Hochbahnkrahm mit Seilbahn I 902.
- Lissmann, Th. & Flohr, jetzt C. Flohr in Berlin. Siehe dort.
- Locher, H., Förderwinde mit Kippvorrichtung für Lidgerwood's Seilbahnkrahm I 904.
- Lorenz in Ettlingen, Globoidschnecken I 209.
- Losenhausen in Düsseldorf, Greifer u. Greiferwinden mit Dampf- u. elektrischem Betrieb I 678, Fussnote.
- Lüders, Drucklagerbremse I 275 und Schraubenflaschenzug hiermit I 926.
- Luther, G., in Braunschweig, Akkumulator, hydr. für den Bremer Freihafen II 505 — Anlassvorrichtung für Dampfpumpen II 514 — Ausführungen pneumatischer Elevatoren mit Duckham'schen Lizenzen II 759 — Bürstenwendegetriebe I 159 — Elevator mit Verstärkung des Gurtlaufes durch kalibrierte Kette I 494 — Fangvorrichtung mit Klemmrolle I 372 — Flanschverbindungen für Hochdruck mit Weichloth II 475 — Förderkorb für 1000 kg I 364 — Hochdruck-Stenerschieber mit vollständigem Gehäuse II 532 — Hydraulischer Jigger II 682 — Rückschlagventil für Akkumulatoren II 525 — Sackstuhl für Mühlen I 363 — Schneckenwinde für Aufzüge mit getrennter Riemensteuerung I 440 — Selbstthätiger Endausrücker für Aufzüge I 399 — Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und einfacher Steuerung II 584 — Zweistufen-Maschine mit Stufensteuerung II 593.
- M.**
- Mannheimer Maschinenfabrik, Mohr & Federhaff, Bockwinde, fahrbare, I 358 — Bremskupplung für grosse Krane I 692 — Eisenbahndrehkrahm, freistehend, ohne Fundamentanker I 575 — Fangvorrichtung für einseitige und zweiseitige Aufzüge I 386 — Krahnwagen mit selbstthätigem Kartendruckapparat für die Gewichtsangabe I 555 — Portalkrahm mit elektrischem Betrieb, selbstthätiger Hakenhub- und Schwenkbegrenzung für Hamburg I 688 — Schleuderbremse I 271 — Selbstgreifer I 680 — Selbstthätige, doppelseitig wirkende Sicherheitsperrbremse I 290 — Triumphkurbel I 114 — Wandwinde I 315.
- Marine Engine and Machine Co. in Harrison New Jersey U. S. A., früher Sprague Elevator Co., siehe dort.
- Martin in Bitterfeld, Fangvorrichtung mit verzahnten Excentern und verstärkter Federwirkung I 374 — Flüssigkeitsbremse für Räderwinden I 273.
- Maschinenbau Aktien-Gesellschaft, vorm. Beck & Henkel in Cassel, Fahrbarer elektrischer Bockkrahm für den Bochumer Verein zum Bedienen einer Glühgrube und eines Fallwerkes I 867, Fussnote — Schleuderbremse I 273, Fussnote — Senksperrbremse I 296, Fussnote.
- Maschinenbau Aktien-Gesellschaft Nürnberg (Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.), Bandbremse mit gegabeltem Bremsband für doppelte Umschlingung der Scheibe I 239 — Fahrbarer 50t-Dampfkrahm für Brücken- und Quaubauten I 685 — Laufkrahm für grosse Spannweiten mit Handbetrieb von unten für die Königl. Artilleriewerkstätten in München I 797 — Laufkrahm mit Nebenschlussmotor und innen laufender Katze, von unten gesteuert I 809 — Laufkrahm mit Nebenschlussmotor und Vorgelegewechsel für die Lastwinde I 813 — Senksperrbremse von Rud. Krell I 287 — Schneckengetriebe mit oberliegender Schnecke und vollständigem Gehäuse I 192.
- Maschinenfabrik Esslingen Aktien-Gesellschaft, Elektrotechnische Abteilung Cannstatt, Anlasser mit Kohlenkontakten und Schnappschalter II 232 — Elektrisches Spill für den Hafen in Heilbronn I 936 — Hufeisen-Magnetbremse II 194 — Laufkatze mit 2 Motoren und Wahlströmscher Senksperrbremse für die Maschinenbau-Gesellschaft Karlsruhe I 833 — Lager, auswechselbare, für Laufkrahnnachsen I 773 — Lederlamellenkupplung I 223 — Senksperrbremse von Wahlström I 279 — Wahlströmsche Verriegelungen für Knopfsteuerungen II 400 — Wendeanlasser mit Kohlenkontakten und Selbstbremsung des Motors beim Abstellen II 256.
- Maschinenfabrik für Mühlenbau vorm. C. G. W. Kapler in Berlin, Angaben über Elevatoranlagen I 496.
- Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon bei Zürich, Anlassvorrichtung für einphasige Induktionsmotoren II 141 — Drehstrommotoren mit Trommelwicklung für Polwechsel II 123 — Entlastete Doppelbackenbremse I 234 — Fahrbarer Drehkrahm mit 3 Elektromotoren I 653 — Laufkatzen mit 2 Motoren mit Ketten und Drahtseil I 827 — Versuchsergebniss mit einem Nebenschlussmotor mit versetzter Hilfswicklung und Tourenregulierung II 59, Fussnote.
- Maschinenfabrik Rhein & Lahn von Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein, Bremskupplung für Sicherheits-

- kurbeln I 254 — Fahrbarer Drehkrahn mit selbstthätiger Gegengewichtseinstellung I 663 — Fahrbarer Drehkrahn mit umstellbaren Laufrädern für Baugerüste I 649 — Paternosterwerke für Baumaterialien I 507 — Rollenzugflaschen I 69 — Sicherheitshaken I 49.
- Mather & Plott, Elektrische Laufkatze von Aspal zur Gepäckbeförderung im Bahnhof Manchester I 357, Fussnote.
- Mayer, Ph., in Wien, Hydraulischer Aufzug mit Schwimmkolben II 659.
- McCleane, Hydraulischer Schweißofenkrahn II 698, Fussnote.
- McMyler, Hochbahnkrahn I 896 — siehe auch Hulett.
- Mégy, Sicherheitskurbel I 258.
- Menck & Hambroek in Altona-Ottensen, Windevorrichtungen zum Arbeiten mit Priestmann'schen Selbstgreifern I 877, Fussnote — Tabelle fahrbarer Dampf-Drehkrahne III Krahntabellen.
- Meyer E., in Duisburg, Wendegetriebe-kupplung mit achsialer Schubzahnstange I 163.
- Miller, Thomas S., in South Orange N. J., Wandernde Seilstützen (Reiter) für Seilbahnen I 903.
- Möller & Blum in Berlin, Baumaterialien-Aufzug mit Wasserkasten I 454 — Fahrbare Dampfwinde I 359 — Richtbaumwinde I 611.
- Mohr, sowie Mohr & Federhaff, siehe Mannheimer Maschinenfabrik.
- Moore, Selbsthemmender Flaschenzug I 921.
- Mordey, Wechselstrommaschine II 80.
- Mork, H., in Duisburg, Flaschenzug mit ausrückbarem Vorgelege I 929, Fussnote.
- Mullinix in Marshalltown, Einrichtung bei Seilbahnen zum Entleeren der Förderkübel für beide Bahnrichtungen I 905.
- N.**
- Nagel & Kaemp, siehe Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp.
- Napier, Differentialbremse I 241.
- Natalis (Siemens-Schuckert Werke), Bremsschaltung für Drehstrommotoren durch Umwandlung in Gleichstromgeneratoren für die Senkperiode II 176 — Kniehebel-Bremsmagnet II 200 — Magnetisch gesteuerter Selbstanlasser für Gleichstrommotoren II 422 — Starkstromausschalter II 210.
- Neuerburg in Köln, Becherwerk mit Entleerungsketten I 504 — Kippbecherwerk I 503.
- Neukirch in Bremen, Dreistufige hydraulische Maschine mit konzentrischen Kolben II 587 — Fahrbare hydraulische Portal-
- krahne II 717, mit Kreisbahn II 723 — Stufensteuerung mit selbstthätiger Einstellung II 613, mit Umschalter von Hand II 600 — Ventilsteuerung II 566 — Schwenksteuerung II 717.
- Neuman & Esser in Aachen, Hydraulische Kolbensteuerung mit Schraubenspindel für die Aufzüge des Frankfurter Bahnhofes II 555.
- Neusser Eisenwerk vorm. Daelen in Neuss, Elektrische Beschickmaschine für Herdöfen, für das Stahlwerk Rendsburg I 916, Fussnote*) — Freistehender hydraulischer Drehkrahn (Ingotkrahn) mit Hub-, Schwenk- und Katzenfahrcylindern II 701.
- Nordhäuser Maschinenfabrik Schmidt, Kranz & Co., Entlasteter hydraulischer Steuerschieber (Bauart Kruse) II 537 — Fangvorrichtung mit unrundem Klemmklotz und Nothfangboden I 375 — Selbstthätiges Entlüftungsventil für Cylinder II 462 — Stockwerkeinstellung I 402, Fussnote.
- O.**
- Örlikon, siehe Maschinenfabrik Örlikon.
- Österreichische Alpine Montan-Gesellschaft, Hydraulischer Jigger für den Hafen in Triest II 682.
- Oetling in Strehla, Fabrik für Drucklufthebezeuge II 758.
- Ohm II 18 — praktische Widerstandseinheit II 19.
- Ordish und Le Feuvre, Kohlensturzerüst II 733.
- Otis, Elevator Company London, siehe auch American Elevator Company (Otis Brothers & Co.) in London, Elektrische Aufzüge und Zubehör: Anlassvorrichtung mit Knopfsteuerung für Einphasenmotoren von Aufzügen II 433, mit gemeinsamen Steuersolenoiden für Umschalter und Stoppbremse II 439 — Aufzugsteuerung mit Selbstabstellung an den Fahrgrenzen durch einen Hilfstrom und Selbstbremsung des Elektromotors II 358 — Elektrische Aufzugsteuerung in der Fahrzelle mit Regulierung der Fahrgeschwindigkeit durch Widerstände im Magnetstromkreis II 373 — Knopfsteuerung für Aufzüge mit Gleichstrommotoren II 390 — Kurbelsteuerung in der Fahrzelle mit Seilzug I 394 — Seilführung für Windentrommeln I 126 — Fangregulator I 388.
- Hydraulische Aufzüge mit Zubehör, Otis-Aufzug, siehe Berlin Anh. Maschinenbau A.-G.
- Entlastete Kolbensteuerung II 549 — desgl. mit Differentialkolben und Vorsteuerung II 560 — Passagier-Aufzug in Hoboken für die North Hudson County

Railway II 668 -- Rollenzuganordnung hierfür I 70 u. II 669 und die ähnliche Anlage für den Glasgow Harbour Tunnel II 563, Fussnote u. II 615, Fussnote.
Sicherheitsbremse für ältere Dampfaufzüge von Otis I 264.

P.

Pape & Henneberg in Hamburg, Haspelwinde mit selbstthätigem Hakenrücklauf I 320.
Pedrick & Ayer Co. in Philadelphia, Aufhängbare Drucklufthebezeuge mit einfach- und doppeltwirkenden Kolben II 752 bis 756.
Pett, F. S., in Dover und W. Hunter in Bow, Hochbahnlaufkrahnen zum Löschen und Befrachten von Schiffen I 896, Fussnote**).
Pickering, Selbsthemmender Flaschenzug I 920.
Piechatzek & Lüders in Berlin, Bauwinde für das Reichstagsgebäude I 153 -- Drucklagerbremse I 275.
Philipp, Otto, in New York, Hydraulische Presse mit Schraubenspindel II 495.
Pohlig, J., Aktien-Gesellschaft in Köln, Greiferwinde I 678 u. 877 -- Hunt'sche Verladebrücken mit automatischer Bahn I 873, mit Katzenwinde I 882 -- Kohlenelevatoren Hunt'scher Bauart I 507.
Pohlig, J., und Canaris, Hochbahnkrahnen für die Niederrheinische Hütte in Duisburg-Hochfeld I 885, Fussnote.

R.

Ramsbottom, Kreisseiltrieb für Krahne I 762 -- Velocipedkrahnen mit Seiltrieb I 706
Rash, P., in Cleveland, Hochbahnkrahne (Verladebrücken) I 900, Fussnote.**)
Rheiner Maschinenfabrik von Windhoff & Co. in Rheine in Westfalen, Elektrische Rangirwinde I 341 -- Laufkatze mit 2 Motoren und reinem Stirnrädertriebwerk I 830 -- Laufkrahnen mit übergebauten Kopfstücken I 756 u. 758 mit Fig. 632 bis 635 -- Seilführung für Windentrommeln mit mehreren Wickelagen I 129.
Reynolds, Selbstthätige Kolbensteuerung mit Anlasschieber II 556.
Ridgway, Präcisions-Hebezeug mit Ölbremse II 756.
Rieche, H., Zwillingssrollenzug für Krahnenlaufkatzen I 59.
Ringhoffer in Smichov, Hydraulische Portalkrahne für Triest II 718, Fussnote.
Ritter, Hydraulischer fahrbarer Verladekrahnen mit Handpumpe II 495.

Roser, E., Koeffizienten für die zulässige Grenzgesewindigkeit von Schneckentriebwerten I 200 -- Versuchsergebnisse für Grisson-Getriebe I 182.

Rost in Dresden, Dampfkrahn, Bauart Brown-Wilson, mit Laufkatze für wechselnde Ausladung zum Verladen von Flossholz in Riesa II 748.

Russel & Co. in Motherwell, Fahrbarer Drehkrahnen für den Prince's Dock in Glasgow I 647.

S.

Saladin, Klemmgesperre für Hebelwerke I 85.

Schäfer, J., in Crefeld, Eiselevator I 500.

Scheer, F., in Stuttgart, Selbstabstellung von Elektromotoren für Personen-Paternoster-Aufzüge beim Ausrücken des Betriebsriemens II 217.

Schelter & Giesecke in Leipzig, Anlasser für Aufzugwinden mit leer anlaufendem Elektromotor und mechanischem Wendegetriebe II 318.

Schimmel, A., in Leipzig, Hydraulische Zugwinde II 491 -- Zugwinde mit Schraubenspindel I 101.

Schlesinger, A., Werdohler Stanz- und Dampfhammerwerk, Lokomotivhebebock mit elektrischem und Handbetrieb I 106.

Schlickeysen, C., in Berlin, Thonelevatoren I 507, Fussnote.

Schmidt, H. A., in Wurzen, Becherformen, Abmessungen und Leistungen von Elevatoren für Mehl und Getreide I 497.

Schmidt, W. H., in Magdeburg, Drahtumsponnene Gummischläuche für Hochdruck II 478.

Schmidt, G. E., & Kotthaus, H., in Remscheid, Winden mit doppelten, entgegengesetzt beweglichen Zahnstangen, für doppelten Hubweg I 942.

Schmidt, Kranz & Co., siehe Nordhäuser Maschinenfabrik.

Schmitz-Rohde, Hydraulischer selbstthätiger Eisenbahnwagenkipper II 734.

Schneider, Kettenführungsbügel I 122.

Schneider & Co. in Creuzôt, Vorrichtung zum Wenden schwerer Schmiedestücke I 849, Fussnote.

Schober, G., in Augsburg, Zahnstangenwinden mit \square -Eisen-Schäften I 948.

Scholten, Gebr., in Duisburg, Schubkeilkupplung ohne achsialen Einrückdruck I 163, Fussnote.

Schuckert, siehe Elektrizitäts-Aktiengesellschaft vorm. Schuckert & Co.

Schürmann, E., in Wetter a/Ruhr, Laufkrahnen mit Wellenbetrieb für die Krupp'schen Kanonenwerkstätten in Essen I 805.

- Schwartzkopff, siehe Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. L. Schwartzkopff.
- Sellers, Laufkrahenträger mit innenliegender Laufkatzenbahn I 786.
- Senssenbrenner in Düsseldorf, Stahlgiesswagen mit 4 Elektromotoren I 910.
- Shaw Electric Crane Co., Katze mit 2 Motoren zum 5 t-Laufkrahnen für die Werkzeug-Maschinenfabrik von Ludw. Loewe in Berlin I 827 — Magnetische Lüftbremse mit Tauchanker II 196 — Senksperrbremse mit Spiralfederkupplung I 297.
- Siemens & Halske in Berlin-Charlottenburg, jetzt Siemens-Schuckertwerke, G. m. b. H., Anlasser für Ein- und Mehrphasenmotoren II 227 — Anlasser mit Kohlenkontakten und Centrifugalregulator für Aufzüge II 339 — Anlasser mit Kohlenkontaktstern II 262, Fig. 217 — Anlaufvorrichtung von Görge II 127 — Elektromagnetische Bremse mit Drehanker II 201 — Kaskadenschaltung II 124 — Knopfsteuerung II 414 — Magnetische Kupplung II 205 — Schaltkurbel mit Hilfsausschalter zur Schonung der Hauptschaltkontakte beim Abstellen des Stromes II 208 — Schaltwalze II 281 — Schaltwalzensteuerung mit wanderndem Stromfinger und festliegenden Widerstandskontakten II 292 — Sicherheitsanlasser mit selbstthätiger Schaltsperre beim Überschreiten der zulässigen Ankerstromstärke II 331 — Sicherheitsumschalter für abwechselnd hintereinander und parallel geschaltete Motoren II 308 — Wendeanlasser für Gleichstrommotoren mit Kohlenstifthebel für Tourenregulierung durch den Anlasserwiderstand (Aufzuganlasser) II 250.
- Smith, Th., & W. St. Lorenz, Drahtseilwerke in Newcastle on Tyne I 19.
- Speiser, Knopfsteuerung für Schuckertsche Aufzüge mit Nebenschlussmotoren II 397 u. II 422, für Aufzüge mit Drehstrom II 433.
- Sperry, Wirbelstrombremse, Versuchsergebnis II 181.
- Sprague Electric Elevator Co., jetzt Marine Engine and Machine Co. in New York und Harrison, New Jersey, Elektrische Aufzüge mit Rollenzugübersetzung für grosse Fahrgeschwindigkeiten I 478 — Elektrische Personenaufzüge mit Zwillingsschnecken und Doppelmotoren für die London Central Railway I 480, Fussnote — Elektrische Steuerung mit Bremswirkung des Motors für Aufzüge, welche durch das nicht ausgeglichene Übergewicht des Förderkorbes selbstthätig niedergehen II 355 — Fangvorrichtung für die Aufzüge der London Central Railway I 386, Fussnote — Nothauschalter II 214.
- Stahl, R., in Stuttgart, Knopfsteuerung II 415.
- Stauffer, Schleuderbremse für Winden I 265.
- Steel Cable Engineering Co., in Boston, Kohlen- und Getreide-Elevatoren I 511.
- Stigler, A., in Mailand, Druckwasser-Centrale mit Druckwindkesseln für die Aufzuganlage im Hotel Marquardt zu Stuttgart II 501, Fussnote — Elektrischer Personenaufzug mit mechanischer Stockwerkeinstellung I 475 — Fangkeile mit Wälzrollen I 373 — Fangvorrichtung mit Pendelstützen I 377 — Führungsbacken mit Selbsteinstellung für Aufzüge I 366 — Hydraulische Aufzüge II 678 — Hydraulischer Geschwindigkeitsregulator für Aufzugmaschinen mit Treibkolben II 679 — Klauenkupplung mit Gummieinlagen I 222 — Knopfsteuerung II 405 — Knopfsteuerung für hydraulische Aufzüge II 410 — Kurbelsteuerung mit festem Gestänge für Aufzüge I 395 — Personenaufzug mit elektrischem Antrieb und veränderlicher grosser Fahrgeschwindigkeit, elektrischer Schacht- und Coupéverriegelung, sowie Kurbelsteuerung in der Fahrzelle für den Friedrichsbau in Stuttgart I 466 — Personenaufzug hierzu mit vollständiger Sicherheitsausrüstung I 472 — Schalt-schema der Aufzugsteuerung mit Kohlenkontakten für Nebenschlussmotoren mit regelbarer Fahrgeschwindigkeit, Selbststellung an den äussersten Fahrgrenzen und elektrischer Sicherung der Fahrstuhl- und Schachtverschlüsse II 366 — Selbstanlasser für elektrisch betriebene Druckpumpen II 260 — Selbstthätig umklappbare Anschlagnocken für mechanische Stockwerkeinstellung I 423.
- Stodola in Zürich, Versuche mit Schnecken-triebwerken I 196.
- Stolbergsche, gräflich, Maschinenfabrik in Ilsenburg, Aufzug mit Seilreibrollen I 437.
- Stotz, A., in Stuttgart, Amerikanische Treib- und Elevatorketten I 27 — Fasselevator I 504.
- Stribeck, Berechnung und Koeffizienten für Kugellager I 204 u. 586 — Versuchsergebnisse für Schneckengetriebe I 199.
- Stuckenholz in Wetter a/Ruhr, Ausweichende Kettenstützen für Laufkrane I 770 — Drehscheibenkrahnen für Hamburg, 150 t I 598 — Dreimotoren-Laufkatze mit Hilfswinde für Schmiedelaufkrane I 849 — Fahrtriebwerk für Laufkatzen mit ruhenden Flaschenzugrollen I 622 — Freistehender hydraulischer Drehkrahnen mit Lauf-

katze II 701 Fussnote — Giesserei-Drehkrahnen mit elektrischem Betrieb für G. Kuhn in Stuttgart-Berg I 627 — Laufkatze mit 2 Motoren und Oberflache zwischen den Trommeln I 837 — Laufkrahnen mit Handkurbelbetrieb für 25 t I 802 — mit Haspelkettenbetrieb für 6 t I 797 — Laufkrahnen mit Seilbetrieb I 807 — Scherenkrahnen für Amsterdam I 728, Fussnote — Sicherung der Handkurbelwelle gegen Rücklauf beim Senken mit Bremse für Winden mit auswechselbaren Vorgelegen I 255 — Wolfzangen mit veränderlich einstellbaren Greifgrenzen für Blockkrahne I 916 — Zahnradwendegetriebe mit Schubkeilkupplung I 160 — Zwillingssrollenzug für Krahnenwinden mit gleichbleibendem Biegungssinn im ganzen Seillauf I 60.

T.

Tangyes, Haspelwinde mit Weston'scher Klemmbremse I 282 — Winde mit dreifachem Vorgelege I 153 — Weston'scher Differentialflaschenzug I 78.
 Tannet, Walker & Co. in Leeds, Drehkrahnen, 160 t, für die Königl. Werft in Chatham I 598 — Hydraulischer Mittelkrahnen für Bessemer Werke mit Entlastungskolben II 706.
 Temperley Transporter Company in London, Laufkatze für Hochbahn-Verladekrahne I 887, neuere Form I 895 — Aufnahmen und Skizzen verschiedener Anwendungen hiervon I 893.
 Thames Iron Works, Schutzfederwerke für Krahne I 555.
 Thompson, Gebr., in Glasgow, Scherenkrahnen 725, Fussnote.
 Thompson, Silv. P., Versuche mit Gleichstrom- und Wechselstrommagneten II 190 u. 192.
 Thorpe, Selbstthätige Stufensteuerung für hydraulische Aufzüge II 615.
 Tigler, A. G., in Meiderich, Giesswagen mit Dampf- und hydraulischem Betrieb I 911, Fussnote.

U.

Union, Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin, Doppelkollektormotor für Reihen-Parallelschaltung mit untertheilter Feldwicklung II 306 — Bremsluftmagnet mit Dämpferpumpe von Gaze II 197 — Stromabnehmer für Laufkrahne II 444 und III Taf. 48 Fig. 7—9 — Schaltwalzenschema für einen 3-Motoren-Laufkrahnen mit Hauptstrom II 285 — Senkbremsschaltung II 288 — Universalsteuerung von Essberger-Geyer II 316.
 Unruh & Liebig in Leipzig, Aufzugwinde mit elektrischem Betrieb I 461,

mit Schnecken und Riemenbetrieb I 448 — Fangvorrichtungen I 381 u. 382 — Gepäckaufzug mit Zahnstangenstempel und elektrischem Antrieb für den Hauptbahnhof in Dresden I 480 — Riemensteuerung für Schneckenwinden mit getrennter Riemenverschiebung für Vor- und Rücklauf I 446 — Riemenwendegetriebe m. Reibungskupplungen I 447 — Schneckengehäuse I 190 — Sicherheitsverschlüsse für Personenaufzüge I 413.

Unruh in Lübeck, Becheranordnung für Elevatoren I 496, Fussnote.

V.

Vickers' Works in Sheffield, Schmiedepressenkrahnen I 848, Fussnote.
 Vogelsang-Lindenstruth, Bremsmagnet mit selbstthätiger Widerstandschaltung II 199.
 Volmer in Remscheid, Schiebersteuerung für Druckwasser II 532 — Ventilsteuerung II 570.
 Volt, praktische Einheit der elektromotorischen Kraft II 19.
 Vonhof, Fangvorrichtung mit Klemmrollen I 372.
 Vulkan in Stettin, Ankerspinn mit Handkurbel I 930.

W.

Wahlström, E. A., in Cannstatt, Magnetische Verriegelung für Knopfsteuerungen II 400 — Senksperrbremse I 279, Ausführung hiervon I 833.
 Waltjen in Bremen, Scherenkrahnen für Wilhelmshafen mit Gegenlenker für das Hinterbein I 726.
 Wanka in Pilsen, Aufsetzvorrichtung für Förderschalen I 391, Fussnote.
 Ward, Thomas Henry in Tipton, Senksperrbremse (Klemmbremse) I 284.
 Watt, praktische Einheit des elektrischen Effekts II 19.
 Waygood & Co. in London, Hydraulische Aufzüge mit Carey's Stufensteuerung II 615, Fussnote — Paternoster-Personenaufzüge für Hamburg I 485.
 Weidtmann, J., in Dortmund, Sicherheitskurbel I 257.
 Weismüller, Gebr., in Bockenheimer-Frankfurt a/M., Cylindrischer Muschelschieber für Druckwasser II 531 — Fangvorrichtung I 384 — Geräuschlose Klinken- und Kegelsperrbremse I 252 — Geschwindigkeitsregler für hydraulische Aufzüge II 655 — Hydraulischer Blockkrahnen II 699 — Laufkrahnen für Baugerüste I 803 — Magazinkrahnen mit getrennt aufgestellter Winde I 605, mit Kettennusswinde im Gerüst I 610 — Malzaufzug I 430 —

- Mühlenaufzug mit Keilräderwinde I 431
 — Schiffelevatoren, feststehende, für das Lagerhaus in Frankfurt a/M. I 500, fahrbare für die Lübeck-Büchener Eisenbahn in Lübeck I 502, mit Sacktransporteur für den Rheinauhafen I 502 — Schwenkkrahn für Baumaterialien-Aufzüge I 611 — Selbstthätiger Endausrücker für Aufzüge I 398 — Selbstthätige Senksperrbremse I 289 — Sicherheitskurbel I 259 — Stockwerkeinstellung für Aufzüge mit Windentrommel I 400.
- Weiss, Leistungsregulator für Pumpen II 515.
- Welkner, Hydraulische Hebemaschinen für Harburg und Geestemünde II 596, Fussnote.
- Wellman-Seaver Engineering Co., jetzt The Wellman-Seaver-Morgan Co. in Cleveland, Ohio, U. S. A., fahrbarer Bockkrahm von 61 m Spannweite I 864, Fussnote — Kokskipper I 347, Fussnote — Magnetische Lastklaue I 48, Fussnote.
- Werdohler Stanz- und Dampfhammerwerk, siehe A. Schlesinger.
- Westberg, Versuche mit hohem Schneckenwirkungsgrad I 196 u. 830, Fussnoten.
- Weston, Differentialflaschenzug I 78 — Senksperrbremse (selbstthätige Klemmbremse) I 282 — Sicherheitshaspel I 257.
- Wiengreen in Hamburg, Freihängender Schiffelevator I 501.
- Wiggershaus, E., in Elberfeld, Doppeltwirkende Zahnstange für staffelförmiges Heben mit Wagenwinden I 941.
- Wilke in Braunschweig, Universal-Bockkrahm I 869.
- Wimmel & Landgraf, jetzt vereinigt mit Gutmann A.-G. in Hamburg, Personen-Paternoster-Aufzug für das Stuttgarter Rathaus I 489.
- Windhoff & Co., siehe Rheiner Maschinenfabrik.
- Wöhler, A., in Hannover, Parallelführung für Schiffshebwerke mit Schwimmern II 632, Fussnote.
- Wöhlert in Berlin, Derrick I 739.
- Wolff, Ferd., in Neckarau, Drahtseile, siehe Aktiengesellschaft für Seilindustrie.
- Wolff, Jul., & Co., in Heilbronn, Einspuriger Hochbau-Drehkrahm I 709, Fussnote — Schiffaufzug für die Königl. Werft in Friedrichshafen I 484 — Steinzangen I 916 — Vereinigte Sicherheitskurbel und Senksperrbremse I 302.
- Wrightson, Thomas, Hydraulischer Mittelkrahm mit Kopfhalslager im Dachgebälk und Gegengewichtsketten II 706.

Z.

- Zaiser, Ad., in Stuttgart, Sicherung der Stromwendermittellage für Aufzüge mit selbstthätiger Verriegelung durch den toten Gang des Steuerzuges II 222 — Wirtschaftsaufzug für 50 kg, elektrisch I 459.
- Zimmermann, Differential-Seilflaschenzug I 83.
- Zobel, Neubert & Co., in Schmalkalden, Differentialwindenwerk mit Zahnradervorgelege und Gall'scher Kette I 145 — Mittelkrahm für das Martinwerk von Harkort in Wetter a/Ruhr I 911, Fussnote — Selbsthemmender Flaschenzug I 920 — Stufenkegelräder I 217 — Tabelle Gall'scher Gelenkketten I 26.
- Zodel-Voith, Bandkupplung I 224.
- Zypen, van der, & Charlier in Deutz, Dreibein für grosse Stückgüter I 304 — Fahrbarer Lokomotiv-Kohlenkrahm I 653.

Sachregister.

A.

- Absperrschieber (Keilschieber) mit Voröffnungsventil II 485.
- Absperrventile II 483 — von Breuer II 484 — mit kleinem Voröffnungsventil II 485.
- Akkumulator, hydraulischer II 498 u. 503 — von Dinglinger für das Stuttgarter Lagerhaus II 504 — von Haniel & Lueg für den Hamburger Freihafen II 504 — von Luther für den Bremer Freihafen II 505 — kleiner von Luther II 506.
- Akkumulatoren, Betriebskurven vom Hamburger Freihafen II 507.
- Akkumulatorinhalt und Leistung der zugehörigen Pumpe II 506.
- Akkumulatorkolben II 503 — Verbindung einzelner Kolbenschüsse II 505.
- Akkumulatorpumpen, Selbstthätige Anlass- und Absperrvorrichtungen II 512 — für Dampfpumpen II 513, 514 u. 515 — für elektrisch betriebene Pumpen II 521 — für Pumpen mit Riemenbetrieb II 518.
- Akkumulatorpumpen mit selbstthätig, durch Weiss'schen Leistungsregulator veränderlicher Hubzahl II 515.
- Akkumulatorschutzventile II 523.
- Aktenaufzüge I 427 — siehe auch I 459 u. II 384.
- Albertseile I 22.
- Amerikanische Bankrahne (Derricks) I 612, Fussnote u. 747, Fussnote *).
- Ampère, praktische Einheit der Stromstärke II 7.
- Ampèrewindungen II 11 — Zahl der erforderlichen, zur Erzeugung einer bestimmten Kraftlinienzahl (Magnetomotorisches Gesetz) II 14.
- Anker der Gleichstrommaschinen II 32.
- Ankerdrehmoment der Gleichstrommaschinen II 42 — für Drehstrommotoren II 98 u. 119.
- Ankerleiter II 32.
- Ankerrückwirkung der Gleichstrommaschinen II 40.
- Ankerspill mit Handkurbelbetrieb vom Vulkan in Stettin I 930 — siehe weiter Ankerwinde u. Spills.
- Ankeruntertheilung II 35.
- Ankerwinde und Dampfspill von Hyde I 931, Fussnote — mit elektrischem Antrieb I 937 — siehe weiter „Spills“.
- Ankerwindungszahl, Einfluss der, auf die Umlaufzahl von Gleichstrommotoren II 43.
- Anlassen, Arbeitsverlust beim II 155.
- Anlassen von Elektromotoren: Drehstrommotoren II 125 — Einphasenmotoren II 141 — Gleichstrommotoren II 62.
- Anlassen von Gasmotoren für hydraulischen Betrieb durch selbstthätige Hilfsvorkehrungen II 512 u. 513, Fussnoten.
- Anlasser, Verschiedene Grundformen: Einfache Anlasser ohne Stromwender II 224 — Einfache Anlasser mit besonderen Funkenziehern II 230 — Einfache Anlasser zum Regeln der Motorumlafzahl II 236 — Anlasser mit Stromwender II 241 — Anlasser mit Ankerbremsung, Nachlaufbremsung — II 256.
- Anlasser für besondere Zwecke: für Pumpen hydraulischer Hebemaschinen II 257 — für Spillwinden II 267 — für Krahnmotoren, insbesondere Schaltwalzen, II 269 — für Aufzüge II 253, Fig. 211, u. II 318 u. f. — Aufzugsteuerungen mit Stockwerkeinstellung II 379 — Knopfsteuerungen II 387.
- Anlasser, siehe auch Schaltwalzen im besonderen für Krahne und Selbstanlasser im besonderen für Aufzüge.
- Anlasswiderstände, Abstufung II 147 — für Nebenschlussmotoren II 148 — für Hauptschlussmotoren II 150 — für Drehstrommotoren II 153.
- Anlasswiderstände, Anordnung II 64.
- Anlasswiderstände, Ausführung II 158.
- Anlaufperiode, mechanische Vorgänge und Verluste I 4 — elektrische Verluste beim Anlassen von Motoren II 155.
- Arbeitseinheit, absolute elektrische, Joule II 19 — mechanische, Erg II 3.
- Arbeitsgeschwindigkeiten der Krahne, siehe Geschwindigkeiten ausgeführter Krahne.

- Arbeitsübertragung, elektrische. Allgemeines über verschiedene Arten II 79.
- Asynchron- oder Induktionsmotoren II 89.
- Asynchrone Induktionsmotoren mit Kommutator II 138.
- Aufsetzvorrichtung für Fahrstühle von Bechem & Keetman und von Kühnscherf, Feststellvorrichtung von Kaewel I 391, Fussnote — von Dinglinger I 390 — für Förderschalen von Wanka I 391, Fussnote.
- Aufzüge, Allgemeines I 359 — Siehe auch Aufzugwinden.
- Aufzüge, ausgeführte I 427.
- Aufzüge mit elektrischem Betrieb. Allgemeines I 455 — Anlasser II 253 u. 318.
- Aufzüge mit elektrischem Betrieb im Berliner Rathhaus von C. Flohr. Allgemeine Anordnung I 465 — von der B.-A. M.-A.-G. I 464 — von Stigler I 466 u. 475 — von Unruh & Liebig I 461 — von Zaiser I 459 — mit Zwillingswurmgetrieben für die Londoner Centralbahn von Sprague I 207, Fussnote und I 480, Fussnote.
- Aufzüge mit elektrischem Betrieb für grosse Fahrgeschwindigkeiten mit Rollenzügen von Sprague I 478.
- Aufzüge mit elektrischem Betrieb. Gesamtwirkungsgrad I 468.
- Aufzüge mit geneigter Bahn I 483 — Gichtaufzug von Brown I 450 — Schiffsaufzug von Jul. Wolff & Co. I 484.
- Aufzüge mit Handbetrieb I 427 — Speise- und Aktenaufzüge I 427 — Warenaufzug von Hopmann I 429 — siehe weiter Winden mit Handbetrieb.
- Aufzüge, hydraulische II 618.
- Aufzüge, hydraulische, mit mittelbar wirkendem Treibkolben ohne Übersetzung von Freissler II 656, von Mayer II 659 — mit Hubübersetzung durch Rollenzüge II 660 — Bauart Otis von der B.-A. M.-A.-G. II 660 — von Otis für die North Hudson County Railway in Hoboken II 668 und für den Glasgower Hafentunnel II 563 — für Speicher II 670 u. 674 — mit hängendem Kolben für zwei Laststufen von Eilert II 577 — mit Seiltrommeln und Zahnstangengetriebe von Hopmann II 676, von Stigler II 678.
- Aufzüge, hydraulische, mit unmittelbar wirkendem Treibkolben II 618 — für Eisenbahnwagen von Haniel & Lueg II 621 — Bauart Edoux der B.-A.-M.-A.-G. II 634 — für Gepäck- und Postpaketkarrenaufzüge II 639.
- Aufzüge, hydraulische, mit Ausgleichplunger für einen Theil der toten Last II 621 — durch Zwillingsanlagen (Schiffshebewerke) II 623 — mit theilweisem Ausgleich des wechselnden Kolbenauftriebs II 634 — von Cramer II 642 u. 651 — von Ellington II 650 — von Heurtebise und Tommasi II 640 — von Hoppe II 653 — von Leroy II 652.
- Aufzüge, hydraulische, ohne Ausgleich der toten Last und des wechselnden Kolbenauftriebs II 619.
- Aufzüge, hydraulische, mit unmittelbar angeschlossenem Pumpwerk II 496, Fussnote *).
- Aufzüge, hydraulische, mit hohlem, unten offenem Kolben (Bauart Cramer) II 621.
- Aufzüge mit Räderwinden I 429 — mit Keilrädervorgelege von Weismüller I 431, von Dinglinger I 433, von Asmussen I 339 — mit Schneckengetriebe von Luther I 440, von Gutmann I 448, von Unruh & Liebig I 448 — mit Stirnrädervorgelege u. doppelten Sicherheitsbremsen von E. Becker I 435 — siehe auch Schneckenwinden.
- Aufzüge mit Riemenbetrieb. Allgemeines I 429.
- Aufzüge mit Seilreibrollen von der gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik zu Ilsenburg I 437 — mit Seilreibungstrommel von Anderson I 439.
- Aufzüge, Verbindung von hydraulischem mit Druckluftbetrieb für die Badische Anilin- und Sodafabrik in Ludwigshafen II 751.
- Aufzüge, Vorschriften über Anlage und Betrieb I 493.
- Aufzug mit Wasserkasten von James Farmer I 453 — von Müller & Blum I 454.
- Aufzüge, siehe auch Akten-, Doppelaufzüge, Fasselevatoren, Gepäck-, Gichtaufzüge, Jigger, Malz-, Speise-, Paternoster-, Personen-, Waren-, Wirtschaftsaufzüge.
- Aufzugkolben von Heurtebise II 452 — von der B.-A. M.-A.-G. II 453 — von Cramer II 621.
- Aufzugsteuerung mit Hebel in der Fahrzelle von der B.-A. M.-A.-G. I 404 — mit Kurbel von Otis I 394, von Stigler I 395.
- Aufzugsteuerungen für elektrische Aufzüge, siehe Anlasser.
- Aufzugwinde mit elektrischem Betrieb von Unruh & Liebig I 461 — mit Reibrädern von Asmussen I 339 — von Stigler I 466 u. 475.
- Aufzugwinde mit Riemenbetrieb und Schneckengetriebe von Gutman I 448 — von Luther I 440 — von Unruh & Liebig I 448.
- Aufzugwinden, siehe auch Aufzüge und Schneckenwinden.
- Ausleger, Allgemeines I 512 — Berechnung eines geraden Auslegers für einen Uferkrahnen I 557 — eines gekrümmten I 540 u. 586 — eines gitterförmigen für Drehscheibenkrahne I 598, für einen Fair-

- bairnkrahn I 589 — parabolischer Ausleger für Hunt'sche Verladebrücken I 881.
- Auslegerkrahne, drehbare mit feststehender Säule I 555 — freistehende mit drehbarer Säule I 581 — Speicher- und Werkstättenkrahne I 605 — Drehkrahne mit Laufkatze I 612 — Thurm- und Pyramiden-Werftdrehkrahne I 634 — fahrbare Drehkrahne I 647 — Portalkrahne I 688 — Velocipedkrahne I 706 — siehe ferner auch Scherenkrahne I 724 und Schwimmkrahne I 732.
- Auslegerneigung für Hunt'sche Förderkübel von Verladebrücken I 877.
- Ausrücker, selbstthätiger, für Aufzüge siehe Endausschalter, Knopfsteuerung, Nothauschalter, Selbstabsteller, Stockwerkeinstellung.
- Autotransformator II 133.
- B.**
- Backenbremsen, einfache I 231, siehe auch Doppelbackenbremse I 234.
- Baggerelevatoren I 503.
- Balken, gekrümmte Krahnbalken I 540.
- Balken, genietet, auf Biegung und Schub beansprucht I 528 — auf Biegung, Schub und Druck I 537 — Siehe ferner Blechbalken, Krahnbalken, Ausleger.
- Bandbremsen, gewöhnliche I 238, mit Holzfutter 244, mit mehrfacher Scheibenumschlingung I 239, mit Differentialwirkung 241, für wechselnde Umlaufrichtung I 243.
- Bandkupplung von Zodel-Voith I 224.
- Baukrahne, elektrischer Laufkrahn für den Dombau in Berlin von Nagel & Kaemp I 804, Fussnote — englische und amerikanische I 804, Fussnote.
- Baukrahne, elektrische, Vergleich der Betriebskosten mit Handbetrieb I 804, Fussnote — Siehe weiter fahrbare Drehkrahne, Laufkrahne, Richtbaumwinde, Schwenkrahne.
- Baumwollpackung für Stoffbüchsen II 465.
- Bauwinde mit Kettennuss I 317 — Siehe auch Bockwinde, Konsolwinde.
- Beanspruchung, zulässige, siehe zulässige Materialanstrengung mit den darunter angeführten Zahlenwerthen.
- Becher für Elevatoren I 495.
- Beschickmaschinen für Martinöfen von der Benrath'schen Maschinenfabrik I 913, von Lauchhammer und vom Neusser Eisenwerk I 916, Fussnote.
- Beschleunigung, absolute Einheit II 2.
- Betriebsanlagen, elektrische für Hebe-
maschinen. Allgemeines II 142.
- Betriebskosten elektrischer Hafenkrahne I 695, elektrischer Personenaufzüge I 466,
hydraulischer Aufzüge mit eigenem Pumpwerk oder bei Wasserentnahme aus städtischer Leitung II 497.
- Betriebskurven für Drehstrommotoren II 120, für Gleichstrommotoren II 48 — für hydraulische Akkumulatoren II 507 und für hydraulische Treibkolbenmaschinen II 539.
- Biertonnen, Abmessungen und Gewichte, Tabelle I 506.
- Bifilarspulen II 12. Fussnote.
- Biot-Savart'sches Gesetz II 7.
- Blasspule oder Bläser, siehe Funkenlöcher II 207.
- Blechbalken für Laufkrahne mit oberliegender Katzenbahn. Berechnung I 775, desgl. mit innenliegender Katzenbahn I 782.
- Blockkrahne, elektr. von Bechem & Keetman I 631, fahrbarer von Benrath I 657, Fussnote — hydraulische von Daelen II 695, für das Domnarfvet's Bessemerwerk II 698, von Gebr. Weismüller II 699, mit Hub-, Schwenk- und Katzenfahrzylindern vom Neusser Eisenwerk II 701 — Siehe auch die amerikanischen Ingotkrahne II 698, Fussnote.
- Blockzangen von Stuckenholz I 916.
- Bockkrahne I 859 — für die Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn (Stationskrahn) I 860.
- Bockkrahne, fahrbare I 864 — mit 43 m Spannweite und elektrischem Betrieb von Bechem & Keetman I 867, für den Bochumer Verein zur Bedienung einer Glühgrube und eines Fallwerkes von Beck & Henkel I 867, Fussnote, für Nietarbeiten auf der Werft von Harland & Wolff in Belfast I 864, Fussnote, für einen grossen Lagerplatz mit 61 m Spannweite von Wellman-Seaver I 864, Fussnote, für Steinbrüche von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich I 868, Fussnote, mit ringförmiger Kreisbahn für Woolwich I 864, Fussnote — mit Handbetrieb für das Trägerlager von Schultze u. Sohn Nachfolger in Berlin von E. Becker I 865 — mit hydraulischem und Dampftrieb von Gruson II 492 — Universalbockkrahn von Wileke I 869. — Siehe ferner Hochbahnkrahne (Verladebrücken) I 873 — Bockwinde mit Handbetrieb (Bauwinde) von E. Becker mit vollständiger Berechnung I 307 — mit Riemenbetrieb und Vorrichtung zum zwangsläufig rascheren Lastsenken von Becker I 327 — von Asmussen I 338.
- Bockwinde, fahrbare, mit Handbetrieb, Bauwinde von Mohr I 358.
- Bootwinde, elektrische, für grosse Seedampfer von Benrath I 333. — Siehe auch Deck- und Schiffswinden sowie Spills.

- Bremsen, Allgemeines, I 230. Siehe auch Backen-, Band-, Glieder- und Kegelbremsen, Sperrradbremsen, Senksperrbremsen.
- Bremsen, einfache, mechanische, I 231 — für Haspelseile I 306 — entlastete Doppelbackenbremse mit Steuerseil für Katzenwinden von Örlikon I 234 u. 828 — selbstthätige, I 263.
- Bremsen, elektrische, Allgemeines II 160. Siehe weiter Drehstrom-, Gleichstrom-, Hauptschluss-, Nebenschlussmotoren als Bremsen und Wirbelstrombremsen.
- Bremsen, elektromagnetische, für Drehstrom als Drehstrommotor-Bremsmagnet von Schuckert II 203 — für Gleichstrom mit Drehanker von Siemens & Halske II 201 — mit Reibscheiben von Schuckert II 195 — mit gewöhnlichem Hufeisenmagnet von Esslingen II 194 — mit Tauchanker von Schuckert (Kniehebel-Bremsmagnet von Natalis) II 200, von der Shaw Electric Crane Company II 196, von Vogelsang-Lindenstruth mit selbstthätiger Widerstandschaltung II 199, von der Union E. G. (Gaze) mit Dämpferpumpe II 197 — mit Handhilfesteuerung von Benrath I 247.
- Bremsen, hydraulische, von der B.-A. M.-A.-G. II 654, von Flohr II 655, von Stigler II 679, von Weismüller II 655.
- Bremsen, Schlussbetrachtungen, I 300.
- Bremsen, Steuerscheibe für Lüftbremsen (Aufzugbremsen mit mechanischer Steuerung) I 244.
- Bremskupplungen für Sicherheitskurbeln von Bolzani I 292, von Gauhe, Gockel & Co. I 254, von Kölle I 254, von Mohr I 692.
- Bremskurve für Siemens'schen Magnet mit Drehanker II 202 — für Schuckert Hauptstrommotor mit Bremsschaltung II 298.
- Bremsmagnete für Gleichstrom. Art der Einschaltung in den Stromkreis II 188 — Übliche Art der Leistungsangabe II 188
- Bremsmagnet für Wechselstrom II 190.
- Bremsringkupplung von Brown in Cleveland I 900, Fussnote.
- Brems scheiben mit Keilnuthen oder keilförmigem Kranz I 233 u. 431 — Riemen scheiben als Brems scheiben mit äusserer Bremsfläche I 490, Fig. 425, mit innerer I 441, Fig. 397.
- Bremsvorrichtungen für Rollenzüge von Cremer I 76.
- Bremswiderstand von Gleichstrommaschinen für gleichmässiges Lastsenken II 167.
- Bremswirkung, Regulirbarkeit der mechanischen I 246.
- Bücheraufzug der Chicagoer öffentlichen Bibliothek mit Hauptstommotor I 461. — Siehe auch Aktenaufzug I 427 und Wirthschaftsaufzug I 459 u. II 384.
- Bühnenkonstruktionen für Laufkrahne, Allgemeines I 748 — Berechnungen, siehe Krahngerüste.
- Bühnenlaufkrahne, siehe Laufkrahne.
- Bürsten, Kollektor- oder Kommutatorbürsten II 34 — siehe auch Stromabnehmer II 444.
- Bürstenstellung für Gleichstrommaschinen II 40.
- Bürstenwendegetriebe von G. Luther I 159.

C.

- Centralsteuerung für hydraulische Aufzüge II 547.
- Centrifugalbremsen, siehe Schleuderbremsen I 264, 265, 266, 271, 482.
- Charakteristik (Magnetisierungscurve) II 13.
- Chinesische Winde, I 141 — mit Kegeltrommel von Gruson I 143.
- Compoundiren, II 51.
- Compoundmotoren, siehe Doppelschlussmotoren II 51 u. 59, Fussnote, u. 303.
- Coulomb'sches Gesetz, II 4.
- Cylinder, hydraulische, parallele, mit gekuppelten Kolben von Dinglinger II 597 — konzentrische mit Wechsel der wirksamen Kolbendruckflächen durch Stufensteuerung II 587.
- Cylinder- und Kolbenformen für hydraulische Maschinen II 451.
- Cylinderwandstärken, II 459.

D.

- Dachkrahne, fahrbarer, für die Harington Docks in Liverpool II 727.
- Dämpferpumpen für elektromagnetische Bremsen von Helios II 199, von der Union E. G. II 197, von Stigler I 468.
- Dampfdrehkrahne, fahrbarer, mit veränderlicher Ausladung zum Kohlenverladen von Bechem & Keetman I 669, mit Selbstgreifer von J. Jaeger I 681 — für Brücken- und Quaubauten von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg I 685 — mit Treibkolben und Rollenzugübersetzung für den Hamburger Freihafen von Nagel & Kaemp II 745.
- Dampfdruck-Akkumulator, hydraulischer, von Brown II 510.
- Dampfkrahne für die Schmiedepresse der Vickers' Works in Sheffield I 848, Fussnote.
- Dampfpresspumpen, Allgemeines über II 527.
- Dampfpresspumpen, Hydraulischer Regulator für, von Gerdau II 515, Fussnote.
- Dampfpill, I 931.
- Dampfwinde (Schiffswinde) von Emmer son, Walker & Co. I 330 — fahrbare von

- Möller & Blum I 359 — Umsteuerung von Appleby Brothers I 332.
- Daumenkraft, hydraulische, von Gruson II 490.
- Daumenrollen für Gelenkketten I 37, für geschweisste Gliederketten I 33.
- Daumenrollen, Theilkreisdurchmesser I 34 u. 37.
- Deckenlaufkrahne, siehe Laufkrahne.
- Deckwinde von Lidgerwood I 336 — siehe auch Schiffswinden, Ankerwinden, Spills.
- Derricks mit Handbetrieb I 738 — Ausführungen von Appleby Brothers I 746 — Kuppeltriebwerk zwischen Last- und Auslegerwinde I 740.
- Derricks als Bankkrahne in England und Amerika I 746, 747 u. 804, Fussnoten.
- Derrick, 150 t Tragfähigkeit mit Dampftrieb für die Werft von Blohm & Voss von Bechem & Keetman I 747.
- Differdinger Träger I 752.
- Differential-Bandbremse von Napier I 241 — als Klemmgesperre I 242 u. 690.
- Differentialflaszchenzüge mit Kette von Weston I 78, mit Seil von Zimmermann und Batt I 83.
- Differentialpresse mit hydrostatischem Ausgleich für grosse tote Gewichtsmassen (Hubwerk für Drehbrücken) von Hoppe II 633.
- Differentialräder, regelrechter Eingriff zwischen einem Stirnrad- und zwei losen Gegenrädern, von denen das eine einen Zahn mehr enthält als das andere I 920, Fussnote.
- Differentialschrauben, Übersetzung und Güteverhältniss I 94.
- Differentialwindentrommeln, Anordnung und Wirkungsgrad I 141 — kegelförmige vom Grusonwerk I 143.
- Differentialwindewerk mit Zahnradervorgelege und Gall'scher Kette I 141 — Siehe auch die Flaschenzüge von Eade, Moore, Pickering, Zobel, Neubert & Co. und Weston.
- Dimension einer physikalischen Grösse II 2.
- Doppelaufzüge, hydraulische, mit gegenseitigem Ausgleich der toten Last II 623.
- Doppelaufzüge für wechselnde Förderung zwischen verschiedenen Stockwerken I 452.
- Doppelbackenbremse I 460 Fig. 407, I 462 Fig. 410, mit Spannkeil von Stigler I 467 u. Taf. 20 Fig. 1, — mit selbstthätigem Druckausgleich von Örlikon I 234, desgl. und mit Lüftelektromagnet von Anderson I 236.
- Doppelhaken I 45.
- Doppelkollektormotor für Reihen-Parallelschaltung mit untertheilter Feldwicklung zur Tourenregulirung von der Union E. G. II 306.
- Doppelschlussmotoren II 51 — von Eickemeyer für Aufzüge mit Hilfsreihenwicklung für den Anlauf II 51, Fussnote, von Örlikon zur Tourenregulirung II 59, Fussnote, für Krahne von Lahmeyer II 303.
- Doppelvorgelege, ausrückbares I 150.
- Doppelvorgelege mit Wechselrädern I 152.
- Drahtseilbahn, wandernde Seilstützen (Reiter) von Miller für Lidgerwood's Hochbahnkrahne mit Seilbahn I 903.
- Drahtseile für Krahne und Aufzüge, Tabellen für runde und quadratisch geflochtene (Patent Bek) von Wolff in Neckarau I 19 u. 20.
- Drahtseile, Befestigung der Enden I 23 u. III Taf. 39 Fig. 7 u. 5.
- Drahtseile, zulässige Belastung I 22.
- Drahtseiltrommel I 126.
- Drahtstützen (Leitungen) II 442.
- Drehfeld zweipoliger Motoren mit Zwei- und Dreiphasenstrom (Drehstrom) II 91, für n-Phasenstrom II 92 — für mehrpolige Motoren II 93.
- Drehfeld, Umsteuerung II 93.
- Drehfeldverzerrung für Zwei- und Dreiphasenmaschinen II 95.
- Drehkrahne I 555 bis 714 — Gruppeneintheilung nach der Gerüstart siehe Inhaltsverzeichnis zum ersten Bande, Seite XXII bis XXIV einschliesslich Velocipedkrahne.
- Drehkrahne siehe auch Auslegerkrahne, Baukrahne, Blockkrahne, Dampfdruckkrahne, Derricks, Drehscheibenkrahne, Fairbairnkrahne, Giessereikrahne, Hafenkrahne, Kohlenkrahne, Lokomotivkrahne, Magazinkrahne, Portalkrahne, Pyramiden-Werftkrahne, Richtbaumwinde, Säulendrehkrahne, Schachtkrahne, Schiffsdrehkrahne, Schwenkkrahne, Speicherkrahne, Thurm-Werftdrehkrahne, Uferkrahne, Velocipedkrahne, Wanddrehkrahne, Werkstättenkrahne.
- Drehkrahne, fahrbare I 647 — mit Handbetrieb: mit Handdruckpumpe von Ritter II 495 — mit Kurbelwerk für Baugerüste von Fries & Söhne I 647, mit umstellbaren Laufrädern von Gauhe, Gockel & Co. I 649 — zur Bekohlung von Lokomotiven von Charlier van der Zypen I 653 — für Verkehrseisenbahnen I 652 — mit selbstthätig einstellbarem Gegengewicht von Jambille I 660, von Gauhe, Gockel & Co. I 663, von Emile Evers I 668.
- Drehkrahne, fahrbare, mit Dampftrieb für Brücken- und Quaubauten von der Maschinenbau A.-G. Nürnberg I 685 — zur Kohlenverladung mit veränderlicher Ausladung und selbstthätiger Kübelentleerung von Bechem & Keetman I 669, mit Selbstgreifer von J. Jaeger I 676.
- Drehkrahne, fahrbare, mit elektrischem Betrieb, mit Nebenschlussmotor vom Gru-

- sonwerk I 658 — mit 3 Hauptstrommotoren (Lokomotivkrahne) vom Grusonwerk I 656, von Benrath mit 3 Hauptstrommotoren I 657, Fussnote und ebendort von derselben Firma mit Drehstrommotoren als Hüttenkrahne für Blocktransport — mit 3 Hauptstrommotoren von Örlikon I 653.
- Drehkrahne, fahrbarer, mit hydraulischem Hubwerk, Winkelhebelausleger und Dampfmaschine für das Fahrwerk und die Druckpumpen vom Grusonwerk II 493.
- Drehkrahne, fahrbare, Stabilitätsberechnung I 675 u. 684.
- Drehkrahne, freistehende, Auslegerkrahne mit drehbarer Säule I 581, Schachtkrahne von Hiltl & Mezger mit geradem Ausleger I 581, mit gekrümmtem Ausleger, (Fairbairn-Krahne) I 583, Berechnung des Krahngerüstes I 586.
- Drehkrahne, freistehende, Auslegerkrahne mit unbeweglicher Säule I 555 — analytische und graphische Berechnung der Gerüstkräfte I 557 u. 572 — Kohlenkrahne mit Handbetrieb von Becker I 574, Stationskrahne ohne Fundamentanker von Mohr I 575, mit Fundamentankern (österreichischer) I 575 — Uferkrahne von Becker I 555 mit elektrischem Betrieb (Schiffskrahne) von Bechem & Keetman I 577, vom Grusonwerk I 578 — mit hydraulischem Betrieb für die Weinkeller des Mainzer Zollhafens von Hoppe II 711.
- Drehkrahne mit Laufkatze für Giesserei- und Hüttenbetrieb I 612, mit Handbetrieb: I 612, statische Berechnung des Krahngerüstes I 614 — mit elektrischem Betrieb: von Stuckenholz I 627, von Becker I 629, von Bechem & Keetman I 631 — mit hydraulischem Betrieb: (Blockkrahne) von Daelen II 695, für das Domnarfvets Bessemerwerk II 698, von Weismüller II 699, vom Neusser Eisenwerk II 701 — mit Riemenbetrieb: von Becker I 623.
- Drehkrahne, schwebende I 688.
- Drehkrahne, Walzen- und Kugellager I 566, 584, 591 und 634, Fussnote.
- Drehmoment der Drehstrommotoren II 99 und 107 — der Gleichstrommaschinen 42 und 45.
- Drehmomentenkurven 48, 49, 57, 108.
- Drehschaufelbagger für Kohlenumladekrahne und Exkavatoren von Jaeger I 676 — Siehe auch Selbstgreifer 678, Fussnote und 680.
- Drehscheiben, siehe Krahndrehscheiben.
- Drehscheibenkrahne, freistehende I 593 — Siehe auch fahrbare Drehkrahne und Portalkrahne u. Schwimmkrahne I 734.
- Drehscheibenkrahne mit gitterförmigem Ausleger und 31 m Kopfhöhe für 150 t für Hamburg von Stuckenholz I 598, fahrbarer für Werften von Bechem & Keetman I 685.
- Drehstrombetrieb, Allgemeines über seine Verwendbarkeit II 142 und insbesondere für lebhaften Krahnbetrieb in Hüttenwerken I 765 u. 845.
- Drehstrommotor - Bremsmagnet von Schuckert II 203.
- Drehstrommotoren II 90 — das Anlassen II 125 — Arbeitsleistung (Energieverbrauch) II 88.
- Drehstrommotoren mit besonderen Anlassapparaten II 126 bis 138 — ohne besondere Anlassapparate II 125.
- Drehstrommotoren, als Bremsengeschaltet für gleichförmige Senkgeschwindigkeit II 173 — mit Bremschaltung von Natalis durch Umwandlung in einen Gleichstromgenerator II 176 — als Stoppbremse mit Gegenstrom II 174.
- Drehstrommotor, Drehmoment II 99 — Energieverbrauch II 88 — elektrischer Gesamtwirkungsgrad II 113 — Leerlauf II 111.
- Drehstrommotor, Schlüpfung, Drehmoment und Läuferstrom in gegenseitiger Abhängigkeit von der Widerstandschaltung II 109.
- Drehstrommotor, Umsteuerung II 95.
- Drehstromübertragung II 84 — Zuführung für fahrbare Drehkrahne I 657, Fussnote.
- Dreibein, zerlegbares mit Kopfgelenken von Gommert I 304 — grosses als Überladekrahne von Charlier I 304.
- Dreibein - Bockkrahne mit drehbarem Wippausleger — Derricks I 738.
- Dreicylinderspill von Brotherhood I 931.
- Dreieckschaltung II 86.
- Dreifusswinden I 99.
- Dreileitersystem II 53.
- Dreiphasenübertragung II 84.
- Drosselspulen II 75.
- Druckknöpfe, elektrische, von Schuckert II 430.
- Druckknopfsteuerung, siehe Knopfsteuerung.
- Drucklagerbremse für Schneckengetriebe von Becker I 273, Lüders, Bolzani und Kieffer I 275 — desgl. bei Motorbetrieb von Benrath I 276.
- Drucklagerbremse für Stirnräderwerk von Dörfurt und Kohn I 275.
- Drucklufthebezeuge von Pedrick II 752 bis 755, von Ridgway II 756.
- Druckpumpen, siehe Presspumpen.
- Druckwasserbehälter, offene und geschlossene II 496 — Akkumulatoren II 503.
- Druckwasserersatz durch Mineralöl. Ungünstige Erfahrungen II 499, Fussnote.

- Druckwasserkessel (Druckwindkessel) II 497 — Abmessungen II 500 — Ausführungen II 501.
- Druckwasserpressung, Wahl der Grösse für Hebemaschinenbetrieb II 498 u. 499.
- Druckwindkessel mit selbstthätiger Begrenzung der kleinsten Luftfüllung durch Schwimmerventil von Hoppe II 503.
- Durchflusskoeffizienten für hydraulische Schiebersteuerung von Lang II 538, Fussnote.
- Durchflussregler, alshydraulische Bremse für Aufzüge II 654.
- Dynamomaschine II 24.
- Dyne II 2.
- E.**
- Ecklaschen für Knotenpunkte gitterförmiger Träger I 552.
- Effekt, elektrischer, praktische Einheit (Watt) II 19 — mechanischer II 3.
- Effektivwerthe der magnetischen Induktion II 193 — der Wechselspannung und des Wechselstromes II 69.
- Eincylindermaschinen mit doppelt wirkendem Scheibenkolben, Differentialkolben für 2 Laststufen II 577 — mit hängendem Differentialkolben von Eilert II 577.
- Eincylindermaschinen mit veränderlicher äusserer Triebwerkübersetzung, mit einschaltbarer loser Rolle von Dinglinger II 573, mit Übersetzungswechsel von Johnson & Ellington II 574, von Lane & Bodley II 575.
- Eingriffelder der Schneckengetriebe I 186.
- Einheiten, Tabelle der elektrischen und magnetischen II 3, mechanischen II 2.
- Einmotorkrahn I 809.
- Einphasenmotoren II 140 — Anlassvorrichtung hierfür von Örlikon II 141.
- Einphasen-Wechselstrommaschinen, zweipolige II 65 u. 80.
- Elektrische Kraftübertragung, Vorzüge und Nachteile verschiedener Systeme für den Betrieb von Hebemaschinen II 142 und I 764.
- Elektrodynamische Maschine, Vorgänge in der einfachen II 27.
- Elektromagnet II 12 — polloser II 15 — mit beweglichem Eisenkern II 186 und kegelförmigem Kernkopf II 187 — mit festem Eisenkern II 184.
- Elektromagnet, Berechnung der Zugkraft für Gleichstrom mit festem Eisenkern und aussenliegendem Anker (Hufeisenmagnet) II 185 — für Wechselstrom II 190.
- Elektromagnete als Steuermagnete II 205.
- Elektromagnetische oder elektrodynamische Wirkung zwischen zwei Leitern II 9.
- Elektromotor II 24 — Wahl der Grösse für Hebemaschinen II 146 — Leistungsangabe für intermittirenden Betrieb II 146.
- Elektromotoren als Bremsen und Geschwindigkeitsregler II 162.
- Elektromotorische Gegenkraft II 24 — ihr Einfluss auf den mechanischen Effekt- und Wirkungsgrad eines Gleichstrommotors II 29 und auf seine Umlaufzahl II 43.
- Elektromotorische Gegenkraft, Grösse der in den Primärspulen eines Drehstrommotors inducirten II 109.
- Elektromotorische Kraft II 18 — für zwei- und mehrpolige Gleichstrommaschinen II 36.
- Elevatorbecher für leichtes und schweres Fördergut I 495 u. f.
- Elevatoren mit Bechergurten für Mehl und Körner I 493 — Abmessungen und Förderleistung I 496.
- Elevatoren mit Gliederketten für schweres Fördergut I 503 — mit Kippbechern von Neuerburg I 503.
- Elevator für Eis, Patent Schäfer I 500.
- Elevatoren für Fässer, siehe Fassaufzug, Fasselevator — für Kohlen, Kohlenelevator.
- Elevatoren für Walzeisen und Eisenknüppeltransport in Hütten I 507, Fussnote.
- Elevatoren, siehe auch Schiffelevatoren und Pasternosterwerke.
- Elevatoren von Luther mit Gurt und kalibrirter Gliederkette I 494.
- Elevatoren, pneumatische II 758.
- Endausschalter für Aufzugfahrgrenzen von Luther I 399, Stigler I 469, Weismüller I 398 — für Hakenhub und Krahn-schwenkgrenzen von Mohr I 694.
- Endausschalter, siehe auch Nothaus-schalter.
- Entlüftungsventile III Taf. 77, Fig. 15 bis 22 — selbstthätige, für Cylinder von Schmidt, Kranz & Co. II 462 — für Rohrleitungen II 486 u. 487.
- Entwässerung und Entlüftung der Cylinder II 461.
- Erdanschlusskasten II 446.
- Erg, absolute mechanische Arbeitseinheit II 3.
- Evolventenschnecke und Schneckenrad I 184 — Eingriffelder hierzu I 186.
- Evolventenzähne, zulässige Kopfhöhe I 169.
- F.**
- Fachwerkbalken für Laufkrahne. Berechnung I 786.
- Fachwerkträger für Laufkrahne. Gewichtsparsniss und sonstige Vorzüge I 751.
- Fahrbahn für Laufkrahne I 751.
- Fahrschächte, Allgemeines I 360.

- Fahrschachtverriegelung mit elektrischen Kontakten für Personenaufzüge von Stigler I 469 und bei Knopfsteuerungen II 387.
- Fahrschachtzugänge, Verschluss und Sperrung des Aufzugbetriebes während der Ladezeiten I 408 — Siehe auch Sicherheitschloss, Sicherheitsthürverschluss, Schachtverschluss, Schachtverriegelung, Steuerverriegelung.
- Fahrstrahldiagramm, siehe Vektordiagramm II 67.
- Fahrstühle I 363 siehe auch Förderkörbe I 363 — Fahrstuhlführungen I 365.
- Fahrstuhlstoppvorrichtungen für beliebige Stockwerke von der B.-A. M.-A.-G. I 403 — von Heurtebise I 402 — von Hoppe I 405 — Siehe auch Stockwerkeinstellung und Knopfsteuerung.
- Fahrstuhlstützen von Dinglinger I 390 — siehe auch Aufsetzvorrichtung.
- Fahrtriebwerk für Laufkatzen mit ruhenden Flaschenzugrollen bei Verwendung von Zugketten von Stuckenholz I 622.
- Fahrwiderstand I 347 — für Laufkatzen mit Zugketten und eingehängtem Flaschenzug I 618.
- Fahrzelle für Paternoster-Personenaufzüge I 492 — für einen Personenaufzug von Stigler mit vollständiger Sicherheitsausrüstung I 472 — Siehe auch Förderkörbe I 363.
- Fairbairnkrahn I 583 — Berechnung der ganzen Blechkonstruktion I 586 und eines gitterförmigen Auslegers I 589.
- Faktorenrollenzug, Berechnung der Wirkung als Lastrollenzug I 54, als Treibrollenzug in umgekehrter Anordnung I 61 — Siehe auch Zwillingssrollenzüge I 59.
- Fallbremse für Aufzüge von Becker I 389, mit Luftpufferkammer auf dem Schachtboden von der Ellithorpe Air Brake Co. I 389.
- Fangregulator von Otis I 388.
- Fangvorrichtungen I 369 — für einseitige Fahrstühle I 370 — für mehrseitige 380.
- Fangvorrichtungen. Fangkeile mit Wälzungsrollen, Stigler I 373 — Klemmkeile, Dinglinger I 373 — Klemmrollen, G. Luther u. Vonhof I 372, Pendelstützen, Stigler I 377 — Schubklinke und Zahnstange I 371 — Unrunder Klotz, Schmidt, Kranz u. Co. I 375. — Verzahnte Excenter, Martin 374. —
- Fangvorrichtung mit Keilen und verschiedener Anordnung der Einrückhebwerke von der Berlin - Anhaltischen Maschinenbau A.-G. I 404 Fig. 352 — von Flohr I 384 — von Mohr I 386 — von Unruh & Liebig I 381 u. 382 — von Gebr. Weismüller I 384.
- Fangvorrichtung mit Nothfangboden von Schmidt, Kranz & Co. I 375 — von Stigler I 474 u. III Taf. 14 Fig. 1, 2 u. 7 — mit Einrückung durch Luftwiderstand I 377.
- Fangvorrichtung für die Aufzüge der Londoner Centralbahn von Pratt mit allmählich wachsender Fangkraft, gebaut von der Sprague Elevator Co., jetzt Marine Engine and Machine Co. Harrison, New Jersey U. S. A. I 386, Fussnote.
- Fangvorrichtung verbunden mit Stromausschaltung von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. II 215 — von Stigler II 409.
- Fassaufzug mit elektrischem Antrieb für die Aktienbrauerei Wulle in Suttgart von C. Haushahn I 505.
- Fasselevator von Erhard und Schau I 505 — von Stotz I 504.
- Feld, magnetisches II 5. Zusammensetzung mehrerer zu einem resultierenden II 5.
- Feldmagnete II 30.
- Feldrichtung II 5 (siehe auch Richtungsregeln II 25).
- Feldstärke II 5 — resultierende II 5 — Berechnung II 11, Fussnote.
- Feldstärke, Einfluss auf die Umlaufzahl der Gleichstrommotoren II 43.
- Feststellvorrichtung für Fahrstühle an der Entladestelle von Kaewel I 391, Fussnote — siehe auch Aufsetzvorrichtungen.
- Flanschenverbindung für schmiedeeiserner Hochdruckrohre, Tabelle von Dinglinger II 475 — Siehe auch Rohre und Rohrverbindungen II 471 u. 472.
- Flaschenwinden I 99.
- Flaschenzüge I 918 — Siehe auch Rollenzüge I 53 und 68. — Selbsthemmende Flaschenzüge mit Differentialräderwerk von Eade und Zobel, Neubert & Co. I 918 — von Moore u. Pickering I 920 — mit gewöhnlichen Stirnrädern und Drucklagerbremse von Kohn I 922 — Schraubeflaschenzüge mit Drucklagerbremse von Becker I 924 — von Lüders, Bolzani u. Kieffer I 926 — mit ausrückbarem Vorlege von Mork I 929, Fussnote.
- Flaschenzug, Faktorenrollenzug mit untereinander eingebauten Rollen für Otis-Aufzüge mit grosser Förderhöhe II 668.
- Flügelwerkbremsen I 273.
- Flüssigkeitswiderstand II 159, 227, 230 245 u. 269.
- Förderkörbe für Lasten und Personen I 363.
- Förderschalen I 362.
- Förderwinde, elekt., mit Reibungstrommel von Becker I 336.
- Foucault Ströme II 35, Fussnote.

Frequenz II 66.
 Frostschutzmittel für hydraulische Leitungen II 451.
 Fundamentanker und Grundplatte für freistehende Drehkrane I 516.
 Fundamentierungsarbeiten für grosse Quaikrane bei unsicherem Baugrund I 645 Fussnote.
 Funkenbildung am Kollektor II 40.
 Funkenlöscher II 206.
 Fusslager für Krane III Taf. 32 Fig 1 — mit Kugeln III Taf. 47 Fig. 5 bis 6 u. I 592 — mit Walzen für besonders schwere Krane I 634, Fussnote.

G.

Gall'sche Gelenkketten, Tabelle von Zobel Neubert & Co. I 26.
 Galvanische Ströme, Gesetze II 18.
 Gangspill, französisches, mit Spaken I 930.
 Gebäudekrahne, hydraulischer Speicher-Wandkrahne für den Berliner Packhof von Hoppe II 708.
 Gegengewichte für Aufzüge I 366.
 Gegengewichts-Einstellung, selbstthätige für fahrbare Drehkrane von Jambille I 660 — Gauhe, Gockel & Co. I 663 — Evers I 668.
 Gegenkraft, elektromotorische II 24.
 Gelenkketten, amerikanische von Stotz I 27 — Tabelle 28 — von Gall I 25 u. 26.
 Gelenkrohre für den Anschluss fahrbarer hydraulischer Krane an die Druckleitung II 478 — für die Durchleitung des Druck- und Abwassers durch Kransäulen von Dinglinger II 712.
 Generatoren, Stromerzeuger, Allgemeines II 79.
 Generator und Motor, Leitung zwischen beiden II 83.
 Gepäckaufzug mit Zahnstangenstempel und elektrischem Antrieb von Unruh & Liebig I 480.
 Gepäck- und Postpacketaufzug, elektrisch I 480 — hydraulisch II 639.
 Geschwindigkeit, absolute Einheit II 2.
 Geschwindigkeit, kritische II 46.
 Geschwindigkeiten ausgeführter Krane. Fahrgeschwindigkeiten der Laufkatzen: I 633, 637, 643, 717, 805, 809, 811, 812, 813, 817, 820, 823, 827, 830, 833, 839, 840, 845, 846 und 846, Fussnote, 852, 854, 868, 869, 886 — der Laufkrahnbühnen I 805, 809, 811, 812, 813, 817, 820, 825, 827, 840, 846 und 846 Fussnote, 851 — fahrbarer Bock-, Dreh-, Portal-, Velociped- und Verladekrane I 656, 658, 673, 710, 711, 717, 868, 869, 887 — Hubgeschwindigkeiten: I 578, 580, 633, 637, 642, 655, 656, 658, 672, 698, 706, 710, 712, 716, 732, 805, 809, 811, 812, 813, 816, 820, 821, 823, 827, 830, 832, 839, 840, 844, 845, 846 u. 846, Fussnote, 851, 854, 868, 869, 886 — Schwenkgeschwindigkeiten I 578, 580, 633, 637, 639, 656, 658, 673, 698, 706, 715, 732.
 Geschwindigkeitsabstufung mit doppelten Daumenrollen, Wechselrädern und loser Rolle von E. Becker jun. I 157.
 Geschwindigkeitsregulierung für Drehstrommotoren II 122 — Hauptstrommotoren II 51 — Nebenschlussmotoren II 56 — Patente für Regulierung von Aufzugmotoren im besonderen von Otis für Schaltwechsel der Ankerspannung bei Dreileiteranlagen II 376, von Schuckert zum sanften Anhalten rasch fahrender Aufzüge II 369. — Siehe ferner die Ausführungen mit Geschwindigkeitsregulierung durch die Anlasswiderstände, von Siemens & Halske, II 250 und von Stigler I 466 u. II 366, sowie für Krane die Steuerungen mit Schaltwalzen II 281 bis 315.
 Gewichte, spezifische für Kleie, Körnerfrüchte, Mehl u. s. f. Tabelle I 496.
 Gewichtsakkumulatoren II 503.
 Gewichtsanzeiger für Kranbelastungen I 555.
 Giehtaufzug mit stark geneigter Bahn von A. E. Brown, Cleveland I 450 — mit Dampfreibkolben II 749 — von Gjers mit Druckluft II 751 — von Armstrong, hydraulisch II 687.
 Giesserei-Blockkrane, elektrische I 631 u. 657, Fussnote — hydraulische II 695, 898, 698, Fussnote, 699, 701.
 Giesserei-Drehkrahne mit elektrischem Betrieb von Stuckenholz für G. Kuhn in Berg-Stuttgart I 627 — für Röhrengiesserei von E. Becker I 821 — mit Handbetrieb I 612.
 Giesskrane, fahrbare, für Hüttenwerke II 706, siehe auch Giesswagen.
 Giesskrane, Mittelkrane von Cockerill II 704 — Für das Domnarfvets Bessemerwerk II 705, von Tannet, Walker & Co. und Thomas Wrightson II 706 sämtlich hydraulisch — von Zobel, Neubert & Co. mit Dampfbetrieb I 911, Fussnote.
 Giesspfannenkrane, Laufkrane mit elektrischem Betrieb von Benrath I 846, Fussnote — hydraulisch mit Hubhebel von Forter II 701.
 Giesswagen für die Gutehoffnungshütte mit Druckwasser- und Dampfbetrieb II 706 — von Sessenbrenner, elektrisch I 910 u. 911, Fussnote — von Tigler in Meiderich mit Dampf- und hydraulischem Betrieb I 911, Fussnote.
 Gitterträger, siehe Fachwerkträger.

- Gleichstrommaschinen II 30 — das Anlassen II 62.
 Gleichstrommaschinen als Bremsen zum Stoppen II 162 — zum gleichförmigen Lastsenken II 166.
 Gliederbremsen I 244.
 Gliederketten I 23 — kalibrierte I 25, Tabelle von Kieffer I 36.
 Globoidschnecken von Lorenz I 209.
 Gramme'sche Wicklung II 33.
 Graphitwiderstände II 159 u. 243.
 Greiferwinde I 681, Fussnote — von Jaeger I 677 und 682 — von Losenhausen I 678, Fussnote — von Mohr I 681 — von Pohlig I 678 und 877.
 Grisson-Getriebe. Konstruktion und Abmessungen I 178 — Wirkungsgrad I 182.
 Gruppencylindermaschinen, hydraulische, mit Wechsel in der Zahl oder im Querschnitt der wirksamen Kolben II 580.
 Gruppenrollenzüge I 66.
 Gütegrad oder Güteverhältniss einer zusammengesetzten Maschine, Allgemeines Gesetz I 1.
 Güteverhältniss, siehe auch Wirkungsgrad und hierunter die Zahlenwerthe für einfache und zusammengesetzte Getriebe.
 Gummipackung für Stopfbüchsen II 464 — Frantz'sche Patentgummidichtung II 465, Fussnote.
 Gurte, siehe Hanfgurte und Riemen.
 Gurttrommeln I 123.
- H.**
- Hackmesserumschalter für Drehstrom II 242.
 Hängeseil, Schutzvorkehrungen gegen I 391.
 Hafenkrahn, fahrbarer mit Dampftreibkolben von Nagel & Kaemp II 745 — hydraulischer, mit drei Laststufen von Dinglinger II 711.
 Hafenkrahn, siehe auch Drehkrahn, Portalkrahn, Uferkrahn.
 Hafenkrahngestelle, fahrbare, mit hochliegendem Ausleger. Vergleichende Übersicht II 721.
 Haken I 38 — Doppelhaken (Widderkopf) I 45 — Sicherheitshaken von Brown I 46, Gauhe, Gockel & Co. I 47, Hunt I 881.
 Haken, siehe auch Hornhaken, Lastbügel und Lastklaue.
 Hakenberechnung mit roher Annäherung I 41 — genau I 44.
 Hakengeschirre I 49 — mit Kugellager I 50 — mit Kegelrollen I 51 — mit Tragfeder I 51.
 Hakenhub, selbstthätige Begrenzung bei Krähnen I 555.
 Hakenwinden, hydraulische von Luther II 674 — Umschaltvorrichtung für Doppelseitigen Betrieb von Hoppe II 685, von Haniel & Lueg II 686.
 Halslager, siehe Krahnhaltslager.
 Hammerkrahn, siehe Thurm- und Pyramidenwerftdrehkrahn; vergl. I 637, Fussnote.
 Hanfgurte, Tragfähigkeit I 124 — Abmessungen I 125.
 Hanfseile, Tabelle von Felten & Guilleaume I 18 — Tragfähigkeit I 18 u. 19.
 Hanfseiltrommel I 125 — Wirkungsgrad I 138.
 Haspelräder I 119.
 Haspelrad, Zugkraft am I 121.
 Haspelradwellen I 122.
 Haspelwinde, Hamburger I 305 — von Lang und Pape & Henneberg mit Mohr'scher Schleuderbremse I 320 — siehe auch Winden mit Handbetrieb durch Haspelrad.
 Hauptschlussmotor, siehe Hauptstrommotor II 44.
 Hauptstrommotor, Gefahr des Durchgehens bei geringer Belastung II 45 und 48 — Regulirung der Geschwindigkeit II 51.
 Hauptstrommotor, als Stoppbremse II 165 — Unverwendbarkeit als Senkbremse mit Stromrückgewinnung II 173.
 Hauptstrom- und Nebenschlussmotoren II 44 — Vergleich II 47 — ihr Verhalten im Betrieb, Beziehung zwischen Umlaufzahl und Drehmoment II 45.
 Hebebock, hydraulischer, von Gruson II 487 — siehe auch Daumenkraft II 490.
 Hebeböcke, hydraulische, Schlussbetrachtungen II 491.
 Hebeknechte, hydraulische II 487.
 Hebel und Hebeladen, Allgemeines und Anwendung I 84.
 Hebel und Hebeladen zum Montiren von Eisenkonstruktionen (Brücken) I 86 — für Schützenaufzüge (Wasserfallen) I 84 — für Wagenachsen I 86 — als Lasthebel für Maschinen mit Treibkolben I 87.
 Hebelsteuerung in der Fahrzelle I 404 — siehe auch Kurbelsteuerung I 394 u. 395.
 Hebemaschinen mit Dampftreibkolben II 745.
 Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb, Allgemeines II 448. — Konstruktionselemente II 451.
 Hebemaschinen, hydraulische, mit abgestuftem Wasserverbrauch für verschiedene Lastgrenzen II 572 — Cylinderanordnung hierfür II 584 — mit concentrischen Cylindern und Stufensteuerung von Neukirch II 587, von Haniel & Lueg II 591 u. 594, von Hoppe II 592, von Luther II

- 593 — mit parallelen Cylindern und Stufensteuerung II 596.
- Hebemaschine, hydraulische, m. unmittelbar wirkender Druckpumpe II 487 — mit Druckwasserbehälter II 495.
- Hebemaschinen, hydraulische, m. mehreren Kolben, siehe Gruppencylindermaschinen II 580.
- Hebemaschinen, hydraulische, Schutz gegen Durchgehen in unbelastetem Zustande durch geeignete Wahl der Steuer- verhältnisse II 543.
- Hebemaschine mit Luftbetrieb II 749 — siehe auch Drucklufthebezeuge und Elevatoren, pneumatische.
- Hebemaschinen mit Treibkolben II 448.
- Hebemaschinenbetrieb, hydraulischer, mit Antrieb der Presspumpen durch Wechselstrom für die neuen Werft- und Hafenanlagen in Köln II 729.
- Hebwerke mit Kolbengruppen und gemeinsamer Druckleitung II 691 — mit getrennter Druckleitung II 688.
- Hebwerke mit mehreren Treibkolben zur Stützung umfangreicher Lasten II 688.
- Hebwerke, siehe auch Schiffshebwerke.
- Hebezeuge mit Druckwasserbetrieb, Allgemeines II 448 — mit Luftbetrieb II 749.
- Hektowattstunde II 19.
- Hellinganlagen I 873, Fussnote *).
- Hellinglaufkrahne von Brown in Cleveland I 871 — von Bechem & Keetman I 872.
- Henry, praktische Einheit des Selbstinduktionskoeffizienten II 27.
- Heyland'scher Asynchronmotor ohne Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung II 139.
- Heyland'sches Diagramm II 116.
- Hilfsausschalter von Siemens & Halske II 208.
- Hilfsphase II 140.
- Hochbahnkrahne (Verladebrücken) I 873 — von Brown in Cleveland I 899 — von der Benrather Maschinenfabrik I 900, Fussnote — von de Fries I 885, Fussnote — von Hulett-McMyler I 896. — von Hunt, Ausführung Pohlig, mit automatischer Bahn I 873 — von J. Jaeger I 884 — von Lührmann I 885, Fussnote — von F. S. Pett und W. Hunter I 896, Fussnote — von Pohlig und Canaris I 885, Fussnote — von Kaseh I 900, Fussnote — von Temperly I 887, neuere 895 — mit Drahtseilbahn I 906 — fahrbar mit Drahtseilbahn von Lidgerwood I 902.
- Hochbahnkrahne, siehe auch Verladebrücken.
- Hubbegrenzungen, selbstthätige, für Aufzüge I 396 — für Krahne I 555.
- Hubbegrenzungen, siehe auch Endausschalter, Fahrstuhlstopvorrichtung, Knopfsteuerung, Selbstabsteller, Stockwerkeinstellung.
- Hubhebel für Maschinen mit Treibkolben I 87.
- Hornhaken I 47.
- Holzzahnräder für Winden I 174.
- Hüttenkrahne:
- Beschickmaschinen I 909, Fussnote, 913, 913, Fussnote, 916, Fussnote *).
- Blockkrahne mit elektrischem Betrieb I 631 und I 657, Fussnote — mit hydraulischem Betrieb II 695, 698, 698, Fussnote, 699, 701, 701, Fussnote.
- Bockkrahne, fahrbarer, mit elektrischem Betrieb I 867, Fussnote — mit hydraulischem und Dampftrieb II 492.
- Giesswagen mit elektrischem Betrieb I 910, 911, Fussnote **) — mit hydraulischem und Dampftrieb I 911, Fussnote **), II 706.
- Giesspfannenkrahne, hydraulisch mit Hubhebel II 701.
- Laufkrahne, elektrische, zur Bedienung von Durchweichgruben von der Compagnie Internationale d'Electricité I 846, Fussnote — für Stahlwerk-Giesshallen von Kolben & Co. I 845 — für die Mischeranlage des Stahlwerks der Rombacher Hütte von der Benrather Maschinenfabrik I 846, Fussnote. — Vgl. auch Laufkrahne.
- Mittelkrahne (Giesskrahne) mit Dampftrieb I 911, Fussnote *) — mit hydraulischem Betrieb II 704, 705, 706.
- Schmiedekrahne I 849, Fussnoten — mit Dampftrieb I 848, Fussnote — mit elektrischem Betrieb I 846, 848, Fussnote, 849, 850, 855.
- Hüttenkrahne, Blockzangen I 917 — amerikanische I 918, Fussnote.
- Hufeisenmagnet II 184.
- Hufeisenmagnetbremse der Maschinenfabrik Esslingen II 194.
- Hydraulische Krahne II 448 bis 741.
- Hysteresis (magnetische Reibung) II 76.

I.

- Impedanz, Scheinbarer Widerstand des Wechselstromes II 73.
- Induktion, elektrische II 24 — magnetische II 12 — magnetische effektive II 192.
- Induktionsgleichung der Drehstrommotoren II 111 — der Gleichstrommotoren II 36.
- Induktionsloser Widerstand I 26, Fussnote.
- Induktionsmotoren oder Asynchronmotoren II 89.
- Ingotkrahne, elektrischer fahrbarer, von der Benrather Maschinenfabrik I 657, Fuss-

note — elektrischer Drehkrahnen von Bechem & Keetman I 631. — freistehender, hydraulischer, von Aiken II 698, Fussnote — für das Bessemer Werk von Carnegie Brothers II 698, Fussnote — siehe weiter Blockkrahne.
Innenpole bei Wechselstrommaschinen II 80.

J.

Jigger, hydraulischer, von Luther II 682 — von der österreichischen Alpen Montangesellschaft II 682.
Joule, Einheit der elektrischen Arbeit II 19.
Joule'sches Gesetz II 18.

K.

Käfiganker I 98.
Kapazität II 73.
Kapp'sches vollständiges Kreisdiagramm für Drehstrommotoren II 113.
Kaskadenschaltung II 124.
Katze siehe Laufkatze.
Kegelbremsen I 236.
Kegelrollenlager für Haken I 51 — als Krahnfusslager I 634, Fussnote.
Kegelsperrbremse von Gebr. Weismüller I 252.
Keilräder I 212.
Keilräderwinden: Becker I 327, Asmussen 338, Weismüller 431, Dinglinger 433.
Kesselkrahne I 859.
Ketten I 23 — kurzgliedrige Gliederketten Tabelle von Bechem & Keetman I 24 — zulässige Belastung I 25.
Ketten, kalibrierte Gliederketten I 24 — Tabelle von G. Kieffer I 36 — Laschenketten, Gall'sche I 25 — Tabelle hierzu von Zobel, Neubert & Co. I 26.
Ketten aus schmiedbarem Guss, amerikanische Gelenkketten von Stotz I 27 mit Tabelle I 28.
Kettendaumenräder für Gelenkketten I 37 — für kalibrierte Gliederketten I 34 — Bestimmung ihrer Theilkreisdurchmesser I 35 und 37
Ketten-Führungsbügel und Führungshülsen I 122.
Kettennuss I 136 — ihre Form und Abmessungen siehe Kettendaumenräder.
Kettenrollen für gewöhnliche Ketten I 31 — mit Daumen für Gelenk- und kalibrierte Gliederketten I 37 u. 34.
Kettenschloss I 25.
Kettenstützen, ausweichende für Laufkrahne von Stuckenholz I 770.
Kettentrommeln I 133.
Kilogramm-Kalorie in Erg II 3.
Kilowatt II 19.
Kilowattstunde II 19.
Kippschalter mit Röhrenfederanometer zum selbstthätigen elektrischen Anlassen

und Abstellen von Presspumpen bei bestimmten Druckgrenzen II 522.
Kippwinden I 343 — siehe auch Kohlenkipper, Kohlenschüttkrahnen, Kohlenstürzgerüste, Kokskipper.
Kirchhoff'sche Sätze II 21.
Klauekupplung mit Gummi I 222.
Klemmbremse mit doppelseitiger Triebwerkakupplung für Haspelwinden, Weston-Hopmann I 285 — siehe auch selbstthätige Sicherheitsperrbremse von Mohr I 290.
Klemmbremse (Senksperrbremse von Weston) I 282.
Klemmgesperre für Hebelwerke mit Hubstangen von Saladin I 85 — für Seilflaschenzüge von Cremer I 76 — für Winden I 228 u. 242.
Klemmenspannung II 28.
Klinkenbremse von Henkel I 251 — geräuschlose von Gebr. Weismüller I 252 — siehe auch Sperr- und Sperrradbremsen.
Klinkensperrwerke I 225.
Kniegelenkrohre für bewegliche Rohranschlüsse II 478 u. 712.
Kniehebelzangen, siehe Blockzangen, Steinzangen, Wolfzangen.
Knopfsteuerungen. Allgemeines II 387.
Knopfsteuerung mit Anlassvorrichtung für Einphasenmotoren von Otis II 433 und gemeinsamem Steuersolenoid für Umschalter und Stoppbremse II 439.
Knopfsteuerung für Aufzüge mit Drehstrom von Speiser-Schuckert II 433 — für Aufzüge mit Gleichstrom von Bingert, Findeisen, Flohr II 414 — von Lahmeyer mit Verriegelungsmagneten und magnetisch gesteuertem Anlasswiderstand II 415 — von Otis für Lastaufzüge mit Hauptstrommotor II 390, für Personenaufzüge mit Nebenschlussmotor II 396 — von Schuckert (Speiser) II 397 und (Speiser-Natalis) mit selbstthätig, magnetisch gesteuertem Anlasser II 422 — von Siemens & Halske II 414 und Stahl II 415 — von Stigler II 405 — von Wahlström II 400 — siehe auch den während der Drucklegung erschienenen Aufsatz: „Kahle, Elemente der Knopfsteuerung“. Elektrot. Z., Sept. 1903, S. 763.
Knopfsteuerung für hydraulische Aufzüge von Stigler II 410.
Königzapfen mit doppelkugeligem Schwenkstützlager für Krahnrehscheiben von der Benrather Maschinenfabrik I 596.
Koercitivkraft II 77.
Kohlenelevator von Bradley und Dodge I 511, von Hunt I 507, von der Steel Cable Engineering Co. I 511.
Kohlenkippe mit Räderwinde in Birkenhead I 343 — desgl. mit selbstthätiger Rückkehr für den West Bank-Dock in

- Widness I 343, Fussnote — elektrische für Rotterdam von Nagel & Kaemp I 347, Fussnote — siehe ferner Kohlenschüttkrahn, Kohlensturzgerüste, Kokskipper.
- Kohlenkrahn zum Bekohlen von Lokomotiven mit Handbetrieb von Becker I 574 — fahrbarer von van der Zypen I 653.
- Kohlenschüttkrahn, hydraulischer, für den Bremer Freihafen von Hoppe II 741 — Krahnwippe der Albert-Docks zu Hull II 740 — Senkwippe für Kohlenwagen I 722.
- Kohlenspeicher von Possehl & Co. in Altona I 511.
- Kohlensturzgerüste für hydraulische Kipper II 732 — zu Birkenhead II 739 — Cardiff II 736 — für die Holländische Rheineisenbahn II 733 — Bauart Schmitz-Rohde vom Grusonwerk II 734 — siehe auch Kohlenkippe, Kokskippe, Kohlenschüttkrahn.
- Kohlenverladekrahn, fahrbare Drehkrahn von Bechem & Keetman I 669 — von Jaeger mit Selbstgreifer I 681 — von Losenhausen I 678, Fussnote — siehe auch Hochbahnkrahn (Verladebrücken).
- Kokskipper zum direkten Verladen aus Koksöfen in Eisenbahnwagen von Wellman-Seaver I 347, Fussnote.
- Kolben II 451 — Scheibenkolben: II 459, von Eilert (Differentialkolben) III Taf. 86 Fig. 14, für Otis-Aufzüge II 459 u. 669, von Stigler mit beweglicher Zahnstangenkupplung II 679 — Tauchkolben II 451 u. 454 — Teleskopkolben II 458.
- Kolbenführungen mit Leitschienen und Leitstangen II 468, mit Rollen II 470.
- Kolbenquerschnitt, Einfluss des Betriebsdruckes, der Knickfestigkeit und der verlangten Hubkraft auf die Wahl der Verhältnisse II 620.
- Kolbenschieber, selbstthätiger mit Vorsteuerung von Hall II 562, von Hall-Otis II 563 — siehe auch Kolbensteuerungen.
- Kolbensteuerungen II 547 — einfache: von Lane & Bodley II 548 — von Otis II 549 — von Helbig mit entlasteter Liederung II 553 — mit Schraubenspindel für das Schleusenhebewerk in Les Fontinettes II 554 — mit Schraubenspindel für die Aufzüge des Frankfurter Bahnhofes von Neuman & Esser II 555 — selbstthätiger mit Anlasschieber von Reynolds II 556 — mit Differentialkolben und Vorsteuerung von Otis II 560 — siehe ferner auch Kolbenschieber.
- Kollektor II 34.
- Kommutator II 34.
- Kompensator II 139.
- Kondensator, elektrischer II 73, Fussnote.
- Konsolwinden I 304 — mit Handbetrieb von Becker I 318 u. 319 — von Mohr (Wandwinde) I 315 — mit Riemenbetrieb von Becker I 324 u. 325.
- Kontroller II 280.
- Kopfstücke der Laufkrahn Bühnen, verschiedene Anordnungen I 749 und 753.
- Kraft, absolute Einheit der mechanischen (Dyne) II 2 — der elektromotorischen II 19.
- Kraft, praktische Einheit der elektromotorischen (Volt) II 19.
- Kraft, elektromotorische II 18 u. 21 — Berechnung für zwei- und mehrpolige Gleichstrommaschinen II 36 — Richtung der elektromotorischen Kraft, siehe Richtungsregeln II 25.
- Kraft, elektromotorische Gegenkraft II 24 — ihre Richtung, siehe Richtungsregeln II 25.
- Kraft, magnetomotorische II 17.
- Kraftlinien II 5 — Abhängigkeit von der Umgebung des stromführenden Leiters II 6 — Kraftwirkung auf einen stromführenden Leiter II 8.
- Kraftlinienflüsse um stromdurchflossene Leiter II 6 — Schaufiguren für 2 parallele Leiter II 9 — sinnliche Veranschaulichung der Wirkung II 10.
- Kraftlinienrichtung, siehe Richtungsregeln II 25.
- Kraftlinienwirkung, Anschauungsgesetz II 17, Fussnote.
- Kraftlinienzahl, welche eine Kugelfläche mit dem Pol von der Stärke M im Mittelpunkt durchdringt II 6.
- Kraftübertragung, elektrische, verschiedene Systeme II 142 u. I 763.
- Krahnartige Arbeitsmaschinen für Stahlwerke I 909.
- Krahnausleger, siehe Ausleger.
- Krahnbalken, Ausleger und Säule mit genietetem I- und kastenförmigem Querschnitt. Grundgleichungen zum Entwerfen I 528 — Siehe auch Balken, Blechbalken, Fachwerkbalken, Fachwerkträger.
- Krahnbalken, Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung I 546 — Stossfugenüberlaschungen I 548 — Ecklaschen I 552 — Verstärkungen und Versteifungen I 552, 752 u. 828.
- Krahn Bühne für Laufkrahn, Allgemeines über ihre Konstruktion I 748.
- Krahn Bühne, Laufräder I 757, 759, 771, 772 — siehe auch fahrbare Winden I 347 und zulässige Belastung I 348.
- Krahn Bühnentreibwerke u. Konstruktionselemente I 766.
- Krahndrehscheiben mit Königzapfen und vollem Wälzungsrollenkranz von Hoppe I 593 — vollem Kugeltragkranz von Örlikon III Taf. 40 — mit Königzapfen

- in doppelkugelförmiger Stützlagerung und 4 Laufrollen von der Benrather Maschinenfabrik I 596 — ohne Laufrollen mit Aufhängung an der Krahnssäule und gegossener Drehscheibe von der Benrather Maschinenfabrik I 702 — mit Stützmittelsäule und zwei Laufrollen von Dinglinger III Taf. 94, Fig. 1 u. 2, sowie von Nagel & Kaemp III Taf. 96, Fig. 1 u. 2 — Weitere Beispiele siehe unter den verschiedenen Ausführungszeichnungen der fahrbaren Drehkrahne und der Portalkrahne.
- Krahne, Allgemeines über Eintheilung und Betriebsweise I 512 — Die Gruppeneintheilung nach den verschiedenen Gerüstformen, siehe im Inhaltsverzeichniss des Band I unter „Krahne“ S. XXI bis XXVI.
- Krahne, Betriebskosten für elektrische Hafenkrahne I 695 — im Vergleich mit Dampftrieb I 996, Fussnote.
- Krahne:
- a. Bockkrahne I 859 — fahrbare I 864 und hydraulisch II 492.
 - b. Derricks - Dreibein - Bockkrahne mit drehbarem Wippausleger I 738.
 - c. Drehkrahne, freistehende mit geradem, gebrochenem oder gekrümmt schräg aufsteigendem Ausleger und feststehender Säule (Uferkrahne, Ladekrahne) I 555 bis 578 und hydraulisch II 713.
 - d. Drehkrahne, freistehende mit drehbarer Säule I 581 und hydraulisch II 711.
 - e. Drehkrahne mit Laufkatze I 612 — hydraulische II 695.
 - f. Fahrbare Drehkrahne I 647 — hydraulisch II 711 — mit Dampftreibkolben II 745.
 - g. Laufkrahne I 748 bis 858.
 - h. Magazinkrahne I 605 und hydraulisch II 708.
 - i. Portalkrahne I 668 und hydraulisch II 717.
 - k. Thurm- und Pyramiden-Werft-Drehkrahne I 634.
 - l. Scherenkrahne (Wippkrahne) I 719.
 - m. Schwimmkrahne I 732.
 - n. Velocipedkrahne I 706.
 - o. Verladebrücken (Hochbahnkrahne) I 873.
- Krahne, vergl. ausserdem Ausleger-, Bau-, Block-, Dach-, Fairbairn-, Giess-, Giesserei-, Giesspfannen-, Hafen-, Hütten-, Kohlen-, Kohlenverlade-, Lokomotiv-, Mittel-, Nietlaufkrahne, Richtbaumwinde-, Säulendreh-, Schacht-, Schiffs-, Schmiede-, Speicher-, Ufer-, Wand-, Werftkrahne.
- Krahne, Pressungen zwischen Grundplatte und Mauerwerk durch das Kippmoment I 526.
- Krahne, Schutzvorkehrungen I 553.
- Krahngerüste, Berechnungen: Grundgleichungen zum Entwerfen von Krahnbalcken, Auslegern und Krahnssäulen mit genietetem Γ - oder kastenförmigem Querschnitt I 528 — Fairbairn-Krahne mit vollem Kastenquerschnitt I 586, mit gitterförmigem Ausleger 589 — Fachwerkausleger für Drehscheibenkrahne I 598 — Gerüst von Giesserei-Drehkrahnen I 614 u. 627 — Genietete Laufkrahenträger (Blechträger) mit obenliegender Katzenbahn I 775, mit innenliegender 782 — Fachwerkbalken für Laufkrahne I 786 — Stationsbockkrahne I 861 — Uferkrahne mit feststehender Säule und geradem Ausleger I 557 u. 572.
- Krahngeschwindigkeiten, siehe „Geschwindigkeiten“ ausgeführter Krahne.
- Krahngrundplatten freistehender Krahne mit Zubehör. Berechnung I 516.
- Krahnhalbslager III Taf. 31 Fig. 3 u. 4, Taf. 32 Fig. 5 u. 6, Taf. 35 Fig. 1 u. 5 — Rollen- u. Kugellager. I 566, 578, 584, 585, 591, 633 u. III Taf. 47 Fig. 5 u. 6.
- Krahnkopflager I 566 u. III Taf. 29 Fig. 12, Taf. 47 Fig. 4. — schwebendes für Giessereikrahne I 629.
- Krahnrollenzüge, Ausführungen I 70.
- Krahnssäule, Berechnung I 560 — ihre Durchbiegung I 562.
- Krahn-schwenkmaschine, hydraulische, von Haniel & Lueg II 714 — von Neukirch und von Breitfeld II 717.
- Krahn-schwenkwiderstände I 571, 584 u. 593 — Siehe auch die Motorgrössen der verschiedenen elektrisch betriebenen fahrbaren Drehkrahne und Portalkrahne.
- Krahnsteuerungen, elektrische II 269 bis 316 — hydraulische II 528 bis 570 — Stufensteuerungen II 598 bis 615.
- Krahnsteuerung, Universal- von Essberger Geyer II 316.
- Krahnstütz-lager, siehe Krahnstütz-zapfen.
- Krahnstütz-zapfen I 564, 566 u. III Taf. 32 Fig. 1 — Fusslager mit Kegelwalzen für schwere Krahne I 634, Fussnote — Kugelstütz-lager der deutschen Waffen- und Munitionsfabriken I 591 u. 592.
- Krahntabellen für Durchgangsprofile, Hauptabmessungen, Tragfähigkeit, Motorgrösse, Gewichte, Raddrucke, Arbeitsgeschwindigkeit für Laufkrahne und für die Hauptabmessungen und Gewichte von fahrbaren Dampf-Drehkrahnen III hinter den Tafeln.
- Krahnträger, Beanspruchung durch die wandernde Last I 775 u. 789.

- Krahnträger-Versteifungen I 552 — von Örlikon I 828.
- Krahn-Transmissionseile und Seilscheiben I 766.
- Krahn-Transmissionswellen I 774 — ausweichende Lager hierfür I 767.
- Kreisdiagramme, siehe Vektorendiagramme II 67. — Kapp'sches II 113.
- Kritische Geschwindigkeit, siehe Umlaufzahl, kritische II 46.
- Krümmen, nachgiebige für Druckleitungen II 480.
- Kugellager für Haken I 50 — für Krahngerüste, siehe Fusslager, Krahnhalzlager und Krahnstützzapfen — für Schneckengetriebe I 204.
- Kunstphase II 140.
- Kupplungen, elastische und bewegliche I 221 — elektromagnetische II 205.
- Kurbeln und ihre Berechnung I 109 — s. auch Triumpfkurbel I 114 und Sicherheitskurbeln.
- Kurbel, Gefahr der Zerstörung durch Schleuderkraft beim Senken I 113.
- Kurbelkraft und Geschwindigkeit bei Handbetrieb I 110.
- Kurbelsteuerung für elektrische und hydraulische Aufzüge in der Fahrzelle von Otis mit Seilzug I 394 — von Stigler mit festem Gestänge I 395 — siehe auch Hebelsteuerung I 404.
- Kurbelwellen, Berechnung und zulässige Materialanstrengung I 115 — Mittelwerthe für Handbetrieb I 119.
- Kurbelwelle, Sicherung gegen Rücklauf beim Senken mit Bremse für Winden mit auswechselbaren Vorgelegen von Gauhe, Gockel & Co. I 254 — von Stuckenholz I 255 — von Jul. Wolff I 302, sowie die während der Drucklegung in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1903 S. 1384 veröffentlichten beachtenswerthen Konstruktionen von Gauhe, Gockel & Co. D. R. P. 101 117 u. 141 285 für volle Last und leeren Haken — siehe im übrigen für feste Vorgelege-Sicherheitskurbeln I 257.
- Kurve, jungfräuliche II 76.
- Kurzschlussanker II 98.
- Kurzschlussbremsung bei Gleichstrommotoren II 166 — Ersatz hierfür bei Drehstrommotoren II 176.
- Kurzschlusswirkung II 21.
- L.**
- Läufer II 89 — Antrieb durch d. Drehfeld II 98.
- Läuferfeld II 100.
- Läuferstromstärke in Drehstrommotoren unter dem Einfluss des Widerstandes im Sekundärstromkreis und der Streuung II 107.
- Lager für Laufradachsen I 771 — auswechselbare, von der Esslinger Maschinenfabrik I 773 — von Hausenblas I 814.
- Lager, ausweichende, für Laufkrahnen- und Katzenantriebswellen I 767 — von Bechem & Keetman I 769 — von Becker I 770.
- Lager, schwebendes, für den Säulenkopf von Drehkrahnen I 629 — selbststellbares für feststehende Krahnssäulen I 566 u. 575 — für Wandkrahne I 610.
- Lager, siehe auch Fusslager, Halslager, Kopflager, sowie I 591 Kugellager.
- Lamellenbremsen I 237.
- Lamellenkupplung I 691, Fussnote — Senksperr-Bremkupplung I 288.
- Laschenketten I 23.
- Lastbügel I 47.
- Lastdruckbremsen I 273 — siehe auch Senksperrbremsen.
- Lasthebebühne, einfache hydraulische II 619.
- Lasthebel für einen hydraulischen Krahn von Gaudet & Cie I 89 — von Brown I 88.
- Lastklaue, magnetische, als Krahnhaken I 48 — Ausführungsgrößen der E.-A.-G., vorm. Schuckert & Co. I 49.
- Lastrolle, lose I 10 — Wirkungsgrad I 16.
- Lastrollenzug mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen. Gewöhnlicher Faktorenrollenzug, Berechnung I 54 — Ausführungen I 68 u. 70.
- Laufkatzen, Allgemeines I 347.
- Laufkatzen, Einfluss der wandernden Last auf die Träger I 775 u. 789.
- Laufkatzen, elektrische, zur Gepäckbeförderung in Bahnhöfen von Aspinal I 357, Fussnote — mit Stirnrädertriebwerk und Wahlström'scher Senksperrbremse von der Maschinenfabrik Esslingen I 833 — mit kalibrirter Gliederkette, mit Gall'scher Kette und mit Seiltrommel von der Maschinenfabrik Örlikon I 827 — der Shaw Electric Crane Co. I 827 — mit Oberflasche zwischen den Trommeln von Stuckenholz I 837 — mit Stirnrädertriebwerk von Windhoff & Co. I 830 — mit Hilfswinde von Bechem & Keetman I 640, von der Benrather Maschinenfabrik I 842, von Stuckenholz I 849.
- Laufkatzen mit eingehängtem Flaschenzug oder eingebauter Schneckenwinde I 352 — siehe auch Motorlaufwinden I 353.
- Laufkatzen mit ruhenden Flaschenzugrollen bei Fahrtrieb durch Zugkette von Stuckenholz I 622.
- Laufkatzen für Hochbahnkrahne von Hulett-McMyler I 898 — von Hunt I 880 — von Temperley I 887 u. 895 — für Seilbahnen für die Sodafabrik von Solway & Cie. in Dombasle bei Nancy I 906.
- Laufkatzen mit selbsthemmendem Differentialräderwerk Bauart Zobel, Neubert & Co. I 353.

- Laufkatzen für Speicherluken von E. Becker I 357.
- Laufkatze aus Stahlguss für Bechem & Keetman von Krupp I 795, Fussnote — für Becker (Poldikrahn) von Gruson III Tafel 66, Fig. 1 bis 5.
- Laufkatzen, siehe auch Drehkrahn m. Laufkatzen I 612 und Laufkrahn I 748 bis 858.
- Laufkatzenfahrwiderstand durch Zugketten und eingehängten Flaschenzug I 618.
- Laufkrahn, Allgemeines über den Betrieb I 760.
- Laufkrahn, ausweichende Kettenstützen I 770 — ausweichende Wellenlager I 767.
- Laufkrahn, Berechnung genieteteter Blechbalken mit oberliegender Katzenbahn I 775 — mit innenliegender Katzenbahn I 782 — von Fachwerkbalken I 786.
- Laufkrahn, Bühnenkonstruktionen, Allgemeines I 748 — Auflagerung von Fachwerkträgern auf den Kopfstücken I 756 und 757 Fig. 629 bis 631 u. III Taf. 53 — Bühne mit innenliegender Katzenbahn I 757 u. 809 — Bühnenkonstruktionen mit vollwandigen Hauptträgern, untergebauten Kopfstücken und doppelten Laufstegen von der Benrather Maschinenfabrik I 753 — mit oberliegenden Kopfstücken von Windhoff & Cie. I 758 bis 759 Fig. 632 bis 636 — mit vorgebauten Kopfstücken III Taf. 50 Fig. 1—3.
- Laufkrahn, Durchgangsprofile für normale, siehe Krahn tabellen III.
- Laufkrahn, elektrischer Betrieb, Allgemeines I 763.
- Laufkrahn mit elektrischem Betrieb:
- a. mit einem Motor vom Grusonwerk I 811 — von Stuckenholz I 818, Fussnote — mit Steuerung von unten durch Zugketten von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg I 809 — mit Vorgelegewechsel für die Lastwinde von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg I 813 — mit Wechselrädern für die Winde von Hausenblas für die Giesserei von L. A. Riedinger I 814.
 - b. mit zwei Motoren für das elektrotechnische Institut in Stuttgart von Becker I 822.
 - c. mit drei Elektromotoren für Siemens & Halske von Becker I 825 — von der Benrather Maschinenfabrik I 756, Fussnote — von Bechem & Keetman und vom Grusonwerk I 753, Fussnote **) — von Windhoff & Co. I 753, Fussnote ***) — mit Zwillingsmotoren für die Lastwinde zum Regeln der Hubgeschwindigkeit und zwei Fahrwerksmotoren für Katze und Bühne vom Grusonwerk für die Union, Elektrizitätsgesellschaft in Berlin I 839
- Versatzkrahn des Aachener Hütten-Aktienvereins „Rothe Erde“ von Bechem & Keetman I 857.
- Laufkrahn, siehe auch Hüttenkrahn, Laufkatzen, Nietlaufkrahn, Schmiedelaufkrahn, Röhrengiessereikrahn.
- Laufkrahn, Energieverbrauch, Anhaltswerte für Winden- und Fahrtriebwerke nach Messungen auf der Düsseldorfer Ausstellung I 858.
- Laufkrahn, Fachwerkträger. Gewichtsersparnis und sonstige Vorzüge I 751.
- Laufkrahn mit Handbetrieb:
- mit Handkurbeln von Stuckenholz I 802 — mit Haspelkettenantrieb von Stuckenholz I 797 — mit Schneckenwinde in der Katze von Gerlach I 795 — mit Handbetrieb von unten für grosse Spannweiten von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg I 797 — für Baugerüste von Weismüller I 803.
- Laufkrahn mit Transmissionsbetrieb:
- von Stuckenholz mit Seilbetrieb I 807 — von Schürmann mit Wellenbetrieb I 805.
- Laufkrahn, Trennfugen der Bühnenkonstruktionen für den Transport von der Benrather Maschinenfabrik I 754 — von Windhoff & Cie. I 757.
- Laufkrahn-Kettenstützen I 770.
- Laufkrahnträger. Verstärkungen und Versteifungen I 552, 752 u. 828.
- Lauftradachsenlager, siehe Lager.
- Laufräder I 757, 759, 771, 772 — siehe auch „fahrbare Winden“ I 347 und zulässige Belastung I 348.
- Laufstege I 752 — Schutzgeländer I 753.
- Lederlamellenkupplung I 223.
- Leistungsangaben für Elektromotoren mit intermittirendem Betrieb II 146.
- Leistungsfaktor II 76.
- Leistungsregulator von Weiss für Akkumulatordumpfen II 515.
- Leiter, elektromagnetische und elektrodynamische Wirkungen zwischen zwei stromführenden Leitern II 9.
- Leiter, stromführender, Arbeitsleistung im magnetischen Feld II 8.
- Leitfähigkeit, magnetische, Permeabilität II 12.
- Leitrolle I 9 — Wirkungsgrad I 15.
- Leitrolle, stellbare, für verschiedene Ablenkungswinkel von Haniel & Lueg II 687.
- Leitungsvermögen, spezifisches, elektrisches II 21.
- Lenz'sches Gesetz II 24.
- Lochanker II 32.
- Lokomotiv-Hebeböcke I 102 — fahrbare von Huck & Co. I 104 — mit elektrischem und Handbetrieb von A. Schlesiinger I 106.
- Lokomotivkrahn mit Dampftreibkolben

- und Lasthebel von Brown II 749 — mit elektrischem Betrieb von der Benrather Maschinenfabrik I 657, Fussnote — mit drei Hauptstrommotoren vom Grusonwerk I 656.
- Lorenz-Schnecke, siehe Globoidschnecke.
- Lüftbremsen, mit Handsteuerung I 244, elektromagnetische, mit Handhilfesteuerung zum Regeln der Bremswirkung von der Benrather Maschinenfabrik I 247 — siehe weiter Magnetbremsen II 194.
- Luftdruckakkumulator, Patent Prött und Seelhoff von Breuer, Schumacher & Co. II 511.
- M.**
- Magazinkrahn, Bestimmung der stabilen und labilen Drehlage I 605.
- Magazinkrahn mit Handbetrieb und getrennt aufgestellter Winde von Weismüller I 605 — mit Kettenusswinde im Gerüst I 610 — im Innern von Speichern mit Schwenkwerk von Butz & Leitz I 610 — mit hydraulischem Betrieb von Hoppe II 708.
- Magazinkrahn, Lagerkonstruktionen für, von Dinglinger I 610.
- Magnet II 4.
- Magnetbremsen, ausgeführte II 194.
- Magnetbremsen, Berechnung für Gleichstrom II 183 — für Wechselstrom II 190 — siehe auch Bremsmagnete, Elektromagnete, Hufeisenmagnete, Sperrbremsen.
- Magnetische Gesetze II 4.
- Magnetische Reibung, siehe Hysterese II 76.
- Magnetisirungsarbeit II 76.
- Magnetisirungskraft II 5.
- Magnetismus, remanenter II 12 u. 76.
- Magnetomotorisches Gesetz II 17.
- Magnetomotorische Kraft II 17.
- Magnetpol II 4.
- Magnetschenkel II 31.
- Malzaufzug von Gebr. Weismüller I 430.
- Masseinheiten, absolute und praktische, Tabelle II 3 u. 4.
- Masssystem, absolutes II 1.
- Mastenkrahn für die Elbbrücke bei Magdeburg I 721 — für die Weichselbrücken I 722, Fussnote, alter für Woolwich I 719.
- Mauerwerk, zulässige Belastung I 527.
- Maximbremse von Bolzani I 275.
- Maxwell'sche Gleichung für Elektromagnete mit festem Eisenkern II 185.
- Mehrphasen-Wechselstrommaschinen II 81.
- Mehrpolige Gleichstrommaschinen II 37.
- Metallanlasswiderstände II 158.
- Meterkilogramm, Umrechnungswerth in Erg II 3.
- Mittelkrahn mit Dampftrieb von Zobel, Neubert & Co. für das Martinwerk von Harkort I 911, Fussnote*) — hydraulischer Giesskrahn für Bessemerwerke von Cockerill II 704 — für das Domnarfvets Bessemerwerk in Schweden II 705 — mit Entlastungskolben von Tannet, Walker & Co. II 706 — mit Kopfhalslager im Dachgebälk und Ausgleichgegengewichten an Ketten von Wrightson II 706.
- Morday'sche Wechselstrommaschine II 80.
- Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb II 1.
- Motoren, elektrische. Allgemeine Konstruktionsgesichtspunkte II 144 — raschlaufende, Vor- und Nachteile II 30.
- Motoren, siehe auch Elektromotoren.
- Motorlaufwinde mit elektrischem Betrieb von der Benrather Maschinenfabrik I 353 — Versuchstabelle I 356.
- Mühlenaufzüge von Weismüller I 430 und 431.
- Munitionsaufzüge I 507.
- Muschelschieber für Doppelwirkende Maschinen von Volmer II 532 — für Hochdruck von Luther II 532, von Dinglinger II 535 — cylindrischer von Weismüller II 531 — entlasteter Flachschieber II 536 — gewöhnlicher II 531.
- N.**
- Nachlaufbremsen II 160.
- Nachlaufbremsung II 256.
- Nebenschlussmaschine II 44.
- Nebenschlussmotor als Bremse für gleichförmige Lastsenkgeschwindigkeit mit Rückgewinnung elektrischer Energie II 168 — als Stoppbremse II 163.
- Nebenschlussmotor, Regulierung II 56 — Verwandlung in einen Generator durch Überschreiten der kritischen Umlaufzahl II 46.
- Nebenschluss- und Hauptstrommotoren II 44 — ihr Verhalten im Betrieb. Beziehung zwischen Umlaufzahl und Drehmoment II 45 — Vergleich II 47.
- Neutrale Linie II 33.
- Neutrale Zone II 33.
- Nietlaufkrahn mit einem Nebenschlussmotor und elektrisch gesteuerten, mechanischen Wende- und Wechselgetrieben von Becker für die Lokomotivfabrik Hohenzollern I 818.
- Nietung, Durchmesser und zulässige Belastung der Niete I 545.
- Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung von Krahnbalcken I 546.

- Nothauschalter, elektrischer, von Schuckert II 431 — für Aufzüge an den Fahrgrenzen von Sprague II 214 — in Verbindung mit der Fangvorrichtung von der B.-A. M.-A.-G. II 215 u. Stigler I 472.
- Nothauschalter, siehe auch Endauschalter, Selbststeller.
- Nuthenankér II 32.
- O.**
- Ohm, praktische Einheit des elektrischen Widerstandes II 18.
- Ohm'sches Gesetz II 18 — seine geometrische Deutung II 20.
- Operationstisch, hydraulischer, für Pferde, in der Thierärztlichen Hochschule zu Stuttgart, ausgeführt von G. Kuhn II 741.
- P.**
- Parallelhebung bei mehreren hydraulischen Druckkolben. Steuerventil von Clark & Stanfield II 692 — siehe auch Stellsteuerung.
- Parallelogrammgesetz für die symbolische Darstellung phasenverschiedener Wechselspannungen und Wechselströme gleicher Periodenzahl im Kreisdiagramm II 68.
- Parallel- oder Hintereinanderschalten von 2 Gleichstrommotoren oder Ankerhälften zum Verändern der Umlaufgeschwindigkeit II 53 und 57 — Ausführungen II 237, 254, 306 und 308.
- Paternoster Aufzüge für Personen II 485 — für das Stuttgarter Rathhaus von Wimmel & Landgraf I 489 — Fahrzellen hierzu I 492.
- Paternosterwerke für Baumaterialien I 507 — siehe auch Elevatoren.
- Periode, Wechselstrom- II 66.
- Periodenzahl II 65 — übliche II 80.
- Permeabilität (magnetische Leitfähigkeit) II 12.
- Personenaufzug, elektrischer, Betriebskosten I 466.
- Personenaufzug, elektrischer, mit veränderlicher Fahrgeschwindigkeit bis 1,25 m/sec., elektr. Schachtverriegelung und allen sonstigen Sicherheitsvorrichtungen für den Friedrichsbau in Stuttgart von Stigler I 466 — mit mechanischer Stockwerkeinstellung von Stigler I 475 — mit Seilreibrollen für den Eiffelthurm in Brighton von Anderson I 439.
- Personenaufzüge, hydraulische, Edoux II 634 — Cramer II 642 — Hopman II 676 — Otis II 660 — Stigler II 678.
- Personenfahrzelle mit vollständiger Sicherheitsausrüstung von Stigler I 472.
- Pferdestärke in absolutem Mass II 3 — in Watt II 19.
- Pflugstahldrahtseile I 19.
- Phase II 66.
- Phasenverschiebung im Kreisdiagramm zwischen Klemmenspannung und Strom durch die Selbstinduktion in Wechselstromleitern II 72.
- Phasenwinkel II 67.
- Pneumatische Elevatoren II 758.
- Pol, magnetischer II 4.
- Polbüchse II 31.
- Polfolge in elektrischen Maschinen II 32.
- Polschuhe II 31.
- Polstärke, Einheit II 4 — Polstärke M II 6.
- Polzahl, Einfluss auf die Feldumlaufzahl bei Drehstrommaschinen II 94 — auf die Umlaufzahl von Gleichstrommaschinen II 43.
- Portaldrehkrahnen mit Wippausleger für die Werft von Blohm & Voss, von Bechem & Keetman I 730.
- Portalkrahne, elektrische, von Mohr I 688 — von Benrath I 697 und 702 — mit Fahrmotor I 689, Fussnote — hydraulische von Neukirch für Bremen und von Breitfeld, Danèk & Co. für Triest II 717.
- Portalkrahn-Gerüste, vergleichende Übersicht II 721 — Rückblick II 727 — Berechnung einhüftiger Portalkrahne von Hüber II 728, Fussnote.
- Potentialdifferenz II 18.
- Potenzrollenzug I 64.
- Pressen, hydraulische mit Schraubenspindel von Philipp II 495.
- Presspumpen für Druckwasser-Akkumulatoren, Allgemeines II 527 — Anlassvorrichtungen, elektrische II 257 und 521 — für Dampfpumpen II 513 — für Riemenbetrieb II 518.
- Primärfeld II 99.
- Primärstromkreis der Drehstrommotoren II 109.
- Primärwicklung II 90.
- Pumpenanlasser, siehe Presspumpen.
- Pyramiden-Werft-Drehkrahnen von Bechem & Keetman für die Germania-Werft von Fried. Krupp in Kiel I 637.
- Q.**
- Quadrant, Frühere Bezeichnung für die praktische Einheit des Selbstinduktionskoeffizienten II 27.
- R.**
- Raddruck, zulässiger für Laufräder I 348.
- Räderwinden, Allgemeines I 108 — Elemente I 109.
- Rangirwinde mit elektrischem Antrieb von Windhoff & Cie. I 341.

- Regulierung der Umlaufzahl von Drehstrommotoren II 122 — von Hauptstrommotoren II 51 — von Nebenschlussmotoren II 56.
- Reibräder, allgemeine Bemerkungen I 218 — Wirkungsgrad I 218.
- Reibräder, cylindrische (Keilräder) I 212 — Kegelräder I 214 — Stufenkegelräder von Zobel, Neubert & Cie. I 217.
- Reibungskupplungen, siehe Wendetriebe mit Zahnradern I 159.
- Reibungsrollen, Seilreibungsrollen I 131.
- Reibungstrommel I 129.
- Reihenmotoren, siehe Hauptstrommotoren.
- Reihenparallelwicklung für Gleichstrommaschinen von Arnold II 40.
- Richtbaumwinde von Möller & Blum I 611.
- Richtungsregeln für die Beziehungen zwischen Hauptfeld, Leiterbewegung und Betriebsstrom oder der inducirten elektromotorischen Kraft II 25.
- Riemen als Traggurte für Aufzüge und Elevatoren (Becherwerke) I 124.
- Riemensteuerung, getrennte, für Vor- und Rücklauf von Schneckenwinden von Flohr I 446 — von Luther I 440 — von Unruh & Liebig I 446 und 447.
- Riemensteuerung, hydraulische für selbstthätige Pumpenanlasser vom Verfasser II 518.
- Ringanker II 32.
- Ringleitungen für hydraulische Anlagen II 480.
- Röhrengiessereikrahnen mit stark veränderlicher Hubgeschwindigkeit durch Elektromotoren mit Tourenregulierung in Verbindung mit mechanischer Wechselsteuerung von E. Becker I 821.
- Rohrhautzahräder I 174.
- Rohranschlüsse, bewegliche, für hydraulische Krähne (Kniegelenkrohre) II 478 u. 712.
- Rohrdurchflussweiten II 482.
- Rohre und Rohrleitungen II 471.
- Rohrkolben II 452 — unten offen, Bauart Cramer, zur Entlastung der Kniebeanspruchung langer dünnwandiger II 621. — Beispiel II 646.
- Rohrleitungen, Allgemeines II 479.
- Rohrverbindungen II 472.
- Roller I 9 — siehe auch Daumenrolle, Kettenrolle, Seilrolle.
- Roller, lose, I 15 — Wirkungsgrad der losen Lastrolle I 16, der losen Treibrolle I 17.
- Roller, feste (Leitroller) I 10 — Wirkungsgrad I 15.
- Roller, Schmierung I 30.
- Rollerachsen, Material und Belastungsfähigkeit I 30.
- Rollendurchmesser für Hanfseile I 29 u. 30 — für Drahtseile I 30 — für gewöhnliche Ketten I 33 — Theilkreisdurchmesser für Daumenrollen mit kalibrierten Gliederketten I 34, für Gelenkketten I 37.
- Rollenhalslager für Drehkrähne I 566 u. 584 und III Taf. 29, Fig. 12 u. 13 u. Taf. 31, Fig. 3 u. 4.
- Rollenzüge, Ausführungen I 68 — für Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb I 74 u. II 668 — für Krähne I 70 — tragbare I 68 — siehe weiter Differentialrollenzug I 78 und Flaschenzüge I 918.
- Rollenzüge, Berechnung I 53 — Allgemeine Betrachtungen über ihre Benutzbarkeit I 75.
- Rollenzüge mit Sperr- und Bremsvorrichtungen, von Hewitt & Goff I 76, von Cremer I 76 — Differentialrollenzüge von Weston I 78 — von Zimmermann & Batt I 83.
- Rotor siehe Läufer II 89.
- Rückgewinnung elektrischer Energie beim Senken mit Nebenschlussmotoren II 168.
- Rücklaufbehälter II 480.
- Rücklaufleitungen II 480.
- Rückschlagventil von Breuer II 524 — von G. Luther II 525 — zwangsläufig gesteuertes von Haniel & Lueg II 526.
- Rundgummidichtungen für Flanschverschraubungen II 473.

S.

- Säulendrehkrahnen, freistehender mit 3 Motoren, Blockkrahnen, von Bechem & Keetman I 631 — mit einem Motor für die Lastwinde von Becker I 629.
- Sättigung, magnetische, II 13.
- Salzlösung, zerstörende Einwirkung auf hydraulische Betriebsanlagen II 451, Fussnote.
- Schachtkrahnen mit Handbetrieb von Hildt & Mezger I 581.
- Schachtverriegelung in Verbindung mit einem Klemmschloss zum selbstthätigen Anhalten von Fahrstühlen von C. Flohr I 419.
- Schachtverschluss mit zweitheiligen, senkrecht beweglichen Schiebethüren von Haushahn I 415.
- Schachtverschlüsse, siehe unter Sicherheitschloss I 409, 411, 419 — Sicherheitsverschlüsse I 413.
- Schaltwalzen, Allgemeines II 280 — Bauformen von Fischinger, Helios und Siemens II 280 u. 281.
- Schaltwalzen für Doppelschlussmotoren mit Bremsstufen von Lahmeyer II 303, für Hochspannung II 305; für Drehstrom mit einfacher Umsteuerung und Lüft-Bremsmagnet von der

- A.E.G. II 310 — mit und ohne selbstthätigen Endausschalter von Lahmeyer II 311 — mit doppelreihigen Stromschienen von Ephraim II 315;
für Hauptstrom mit symmetrischer Schaltung für Vor- und Rücklauf und Einschaltung des Bremsmagneten in den Hauptstromkreis von der Union E.G. II 285; mit Stromwendung in der Erregung, von Lahmeyer II 291 — für veränderliche Motorgeschwindigkeit und Nachlaufbremse von Schuckert II 288 — mit Nachlaufbremse, Senkbremmung und Stromstoss für den leeren Haken von Helios II 299 — desgl. mit zwangläufigem Antrieb auf der ersten Senkstufe, von Schuckert, II 295 — mit wanderndem Stromfinger und festliegenden Widerstandskontakten, von Siemens & Halske II 292 — mit Sicherheitsumschalter für abwechselnd hintereinander und parallel geschaltete Wicklungsabtheilungen eines Motors oder von Doppelmotoren II 308.
- Scheibenkolben, siehe Kolben.
- Schenkel, siehe Magnetschenkel II 31.
- Scherenkrahne
mit fester Hinterbeinlänge und wagenrechter Gleitbahn für den Hinterfuss für Pola I 725 — von Gebr. Thompson in Glasgow I 725, Fussnote, und der Fairfield Shipbuilding Co. I 726, Fussnote;
mit veränderlicher Hinterbeinlänge und Gegenlenker von Waltjen I 726 — mit festem Führungsbock von Clark I 726 u. 727, Fussnote, ferner hydraulischer Scherenkrahne in Baltimore I 728, Fussnote, und ebendort Scherenkrahne von Day, Summers & Co. und von Stuckenholz.
- Scherenkrahne, neuere, von Bechem & Keetman I 728 — ohne Führungsbock mit gitterförmigem Wippausleger I 729 — mit Portalunterbau auf Drehscheibe I 730.
- Scherenkrahne, siehe auch Schwimmkrahne.
- Schieber; Absperrschieber II 485.
- Schieber, Steuerschieber, entlasteter, Bauart Kruse, II 537 und Drehschieber für Stufensteuerungen von Haniel & Lueg II 606 — nicht entlastete, gewöhnliche II 531 — mit aussergewöhnlich kleinen Durchflusskanälen, für Schwenksteuerungen II 719 — für Stufensteuerung von Eilert III, Taf. 86, Fig. 2 bis 12 und von Hoppe II 602.
- Schiebethür für Schachtverschlüsse I 415.
- Schiffsaufzug für die Königl. Werft in Friedrichshafen von Jul. Wolff I 484.
- Schiffsdrehkrahne, elektrisch, vom Grusonwerk I 578 — hydraulische II 732.
- Schiffelevatoren von Gebr. Weismüller I 500 — von Wiengreen I 501 — von Correll I 501, Fussnote.
- Schiffshebewerk für die Viktoria-Docks in London von Clark II 689.
- Schiffshebewerke mit Trogschleusen und hydraulischen Treibkolben für Les Fontinettes und La Louvière II 623 — mit Schwimmern für Henrichenburg von Gerdau-Haniel & Lueg II 631 — Entwürfe für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal II 633.
- Schiffswinde mit Dampftrieb von Emmerson I 330 — siehe auch Bootswinde mit elektrischem Betrieb I 333, Deckwinde von Lidgerwood I 336, ferner Ankerwinden und Spills.
- Schlammssäcke, Schlammssammler II 479.
- Schleppseil, Schutzvorkehrung gegen I 391.
- Schleifenwicklung II 39.
- Schleuderbremsen von Becker I 266 — von Mohr I 271 — von Otis I 264 — von Stauffer I 265 — von Unruh & Liebig I 482.
- Schlittenwinde mit Schraubenspindel I 100 — hydraulische II 490.
- Schlüpfung II 98 u. 99.
- Schmelzsicherungen II 210.
- Schmiede-Laufkrahne mit 2 Katzen und 5 Elektromotoren von Bechem & Keetman für die Dillinger Hütte I 855 — mit 2 Katzen, 6 Motoren und elektrischem Antrieb des Wendewerks durch die Hubmotoren, von E. Becker für die Poldihütte I 850 — mit 1 Katze und 3 Motoren von Benrath für Haniel & Lueg I 846 — Laufkatze mit 3 Motoren und Hilfswinde für Schmiedekrahne von Stuckenholz I 849 — Wendevorrichtungen für die Schmiedestücke I 848 — in den Vickers' Works in Sheffield und für den Schmiedekrahne von Cockerill in Seraing I 848, Fussnote, für die Stahlwerke von Schneider in Creusôt und Thomas Firth and Sons' Works in Sheffield I 849, Fussnote — Universalantrieb des Schmiedegehänges zum Wenden um eine horizontale und Drehen um eine vertikale Achse von Becker I 855.
- Schnecke, Evolventen. — Durchmesser und Theilung I 179 — Theilrissfläche I 187.
- Schnecke und Schneckenrad I 184 — siehe auch Zwillingsschnecken I 205.
- Schneckeneingriffsfeld I 186.
- Schneckengetriebe, Allgemeines über ihre Verwendbarkeit I 210 — Belastung, zulässige, I 198 — Berechnung I 200 mit

- durchgeführtem Beispiel I 442 — Geschwindigkeitswerthe von Striebeck I 199, von Bach und Roser I 200 — Wirkungsgrad I 193 — Stützlager I 202, mit Kugeln I 204 — Übersetzungsverhältniss I 193.
- Schneckenradkranz I 189 u. I 197 — Theilung I 198.
- Schneckenradtrog mit unten liegender Schnecke von Unruh & Liebig und Stigler für Aufzüge I 190 u. III Taf. 20 — für Krahn mit oben liegender Schnecke von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg I 191 u. 192 Fig. 162 bis 164.
- Schneckenwinde für Aufzüge mit getrennter Riemensteuerung für Vor- und Rücklauf von Gutmann I 448 — von G. Luther I 440 — von Unruh & Liebig I 448 — mit elektrischem Betrieb von Stigler I 466 u. 475 — von Unruh & Liebig I 461 — von Zaiser I 459 — siehe ferner die Verwendung im Krahnbau III Taf. 30, 52, 55, 62.
- Schraube, einfache, Übersetzungsverhältniss und Gütegrad I 92 — Differential-schraube I 94.
- Schraubenflaschenzüge, archimedischer von Collet & Engelhard I 924, mit Drucklagerbremse von Becker I 924, Bolzani, Kieffer und Lüders I 926 — mit selbstthätiger Einkupplung eines Stirnrädervorgeleges zum zwangläufig raschen Senken I 928 — mit Ausrückung der Schnecke zum Senken von H. Wilhelmi in Mühlheim a/Ruhr. Patent Mork I 929, Fussnote.
- Schraubenschlittenwinde I 100.
- Schraubenspindel, Berechnung I 96.
- Schraubenwinden, Allgemeines I 91 — Ausführungen I 99.
- Schraubenzugwinde mit Schneckenradvorgelege I 102.
- Schubkeilkupplungen für Wendegetriebe von Bechem & Keetman I 161 — von Stuckenholz 160 — von Scholten I 163, Fussnote.
- Schützenaufzüge (Wasserfallen) mit Hebelade I 84 — mit Zahnstangengetriebe I 943 — mit Zugschraubenspindel I 102.
- Schutzapparate für elektrisch betriebene Hebe- und Fördermaschinen II 206.
- Schutzbügel für Daumenräder I 137 — für Haspelräder I 122.
- Schutzfederwerke gegen Stöße im Krahngerüst I 554 u. 853 u. III Taf. 64 Fig. 1 u. 2 — siehe auch Hakengeschirr mit Tragfeder I 51 u. 860.
- Schutzvorkehrungen für Krahn I 553.
- Schwenkkrahn für Baumaterialien-Aufzüge von Gebr. Weismüller I 611 — Richtbaumwinde von Möller & Blum I 611 — fahrbarer für Baugerüste von Fries & Söhne I 647 — mit umstellbaren Laufrädern von Gauhe, Gockel & Co. I 649.
- Schwenksteuerung, hydraulische, von Neukirch und von Breittfeld, Daněk & Co. II 717.
- Schwimmkrahn I 733. Ältere mit Dreibein: für Stettin 40 t; von Day, Summers & Co. 60 t, von der Koninklijke Nederlandsche Grossmedery 80 t für Santos und von der Gutehoffnungshütte für den Hafen in Rio de Janeiro 80 t, I 733, Fussnote — schwimmender Scherenkrahn mit Fachwerkausleger von 100 t Tragfähigkeit für die Aktiengesellschaft Weser und die Kaiserliche Werft in Danzig, von 140 t für Swan & Hunter in Walsend on Tyne von Bechem & Keetman I 734 — schwimmender 30 t-Drehscheibenkrahn mit Wippausleger für die Hamburg-Amerika-Dampferlinie von Bechem & Keetman I 734.
- Seile I 17 — Hanfseiltabellen I 18, Drahtseiltabellen I 19 u. 20 — Transmissionsseile für Laufkrahn I 766.
- Seilbremse für Haspelseile von Lang I 306 — für Rollenzüge von Cremer I 76.
- Seilklemme für Rollenzüge von Cremer und von Hewitt & Goff I 76.
- Seilklemmrollen als Windentrommeln von Fowler I 132.
- Seilleitrolle I 10 u. 29 — mit beliebig einstellbarer Neigung von Haniel & Lueg II 687.
- Seilleitung für Windentrommeln von Otis I 126, von Bechem & Keetman I 577 — für mehrfache Wickellagen von Hoppe und von Windhoff & Co. I 129.
- Seilreibungsrolle als Windentrommel I 131 — Wirkungsgrad I 141.
- Seilreibungstrollen I 129 — Wirkungsgrad I 139.
- Seilrolle, lose I 15, Wirkungsgrad I 16 u. 17 — feste (Leitrolle) I 10, Wirkungsgrad I 15.
- Seiltrommeln I 125 — von Locher für Lidgerwood'sche Hochbahnkrahn I 904.
- Seilwinde der Kölnischen Maschinenbau-A.-G. mit Reibungstrollen und Handkurbeln I 316 — siehe auch Förderwinde von Becker I 336 und Winden überhaupt.
- Sekundär- oder Läuferfeld II 100.
- Sekundärwicklung II 90.
- Selbstabsteller für Aufzüge an den äussersten Fahrgrenzen: mit Riementrieb oder elektrisch von Luther I 399, von Weismüller I 398 — für elektrische Aufzüge von Otis II 358, von Stigler I 409 — für hydraulische Aufzüge, mit Luftbremszylinder l für das Steuergestänge zum Verhindern des selbstthätigen Übersteuerns, von Stigler III Taf. 91 Fig. 1 u. 3 — Selbstabsteller des Elektromotors

- für Paternoster-Personenaufzüge in Verbindung mit einer von Hand bethätigten Riemenausrückung, von Scheer II 217.
- für Krähne zur Begrenzung des Hakenhubes: bei elektrischem Betrieb von Mohr I 694 — für hydraulische Krähne und Hakenwinden von Lang II 545 — für die Schwenkgrenzen von elektrischen Drehkrähnen von Mohr I 694 — siehe weiter Nothauschalter und für Selbstanhaltens von Aufzügen in beliebigen Stockwerken Stockwerkeinstellung und Knopfsteuerungen.
- Selbstanlasser für Aufzüge, elektrische, von der A. E. G. mit Regulierung durch Pendelunruhe II 323 — von Eickemeyer mit Selbstregulierung durch Solenoid II 332 — mit Hilfstrommotor für Gleichstrom von Schuckert II 347 und für Drehstrom mit Dämpferpumpe II 352 — für Gleichstrom mit Dämpferpumpe von Stigler I 466 u. II 366 — mit magnetisch abgestufter Selbststeuerung von Lahmeyer II 421 und von Schuckert II 422 — sowie schliesslich Knopfsteuerungen im Allgemeinen II 387 bis 439.
- Selbstanlasser für Pumpen und Spills II 257 u. 267.
- Selbstgreifer von Jaeger (Drehschaufelbagger) I 676 — von Losenhausen I 678, Fussnote — von Mohr I 680.
- Selbstinduktion II 26.
- Selbstinduktionskoeffizient II 26 — seine absolute Einheit II 27, seine praktische („Henry“) II 27.
- Selbstinduktionswirkung des Wechselstromes II 71.
- Selbstumsteuerung mechanischer Steuerzüge, die Gefahr der I 425.
- Senksperrbremsen mit Lüftspiel — von Bolzani I 292 — mit geräuschlosem Klinkenlauf (Duboisbremse) I 286 — mit Lamellenbremse von Krell (Nünberger Maschinenbau-A.-G.) I 287 — von Mohr mit doppelseitiger Triebwerkkupplung I 290 — von Weismüller und Kruse I 289 — von Ward I 284 — von Weston I 282 — von Weston-Hopmann mit doppelseitiger Triebwerkkupplung I 285 — Kritik der selbstthätigen Senksperrbremsen mit Westonschem Klemmgesperre I 294.
- Senksperrbremsen ohne Lüftspiel, Lastdruckbremsen für Handbetrieb:
- Drucklagerbremse von Becker I 273, von Bolzani, Lüders, Kieffer für Schneckengetriebe I 275 — von Dörfurt und Kohn für Stirnrädergetriebe I 276;
- für Motorbetrieb: Drucklagerbremse für Schneckengetriebe von Benrath I 276 — für Stirnräderwerke von Wahlström I 279 u. 835.
- Senksperrbremse mit Spiralkuppelfeder von der Shaw Electric Crane Co. I 297.
- Senksperrbremse, siehe weiter „Bremskupplungen“ und „Kurbelwelle, Sicherung gegen Rücklauf“ sowie Sicherheitskurbeln.
- Senkwippe für Kohlenwagen I 722.
- Serienmotoren, siehe Hauptstrommotoren II 44.
- Sicherheits-Fallbremse von Becker I 270.
- Sicherheitshaken von Brown und von Gauhe, Gockel & Co. I 46, von Hunt I 880.
- Sicherheitshaspel von Weston I 257, — siehe auch I 282.
- Sicherheitskurbeln I 253, von Bechem & Keetman I 261, von Becker I 260, von Dickertmann I 262, von Stauffer & Mégy I 258, von Weidtmann I 257, von Weismüller I 259.
- Sicherheitskurbel mit Senksperrbremse vereinigt von Jul. Wolff I 302 — Siehe ferner den Hinweis unter „Kurbelwelle, Sicherung gegen Rücklauf“.
- Sicherheitschloss für Aufzüge mit Elementarbetrieb von Flohr I 411, desgl. für Handaufzüge I 409 — siehe weiter Schachtverriegelung, Schachtverschluss, Sicherheitsthürverschluss und Sicherheitsverschluss.
- Sicherheitsperrbremse von Bechem & Keetman I 251 — siehe auch Sperrbremsen und Sperrradbremsen.
- Sicherheitsperre für Krähne, gegen Überlasten, von Hohenegger I 553.
- Sicherheitsthürverschluss für Aufzüge mit Stockwerkeinstellung von Heckelmann I 421.
- Sicherheitsverschlüsse von Unruh & Liebig für Personenaufzüge I 413.
- Sicherheitsvorschriften für Anlage und Betrieb von Aufzügen I 493 — für elektrische Starkstromanlagen II 210.
- Sicherheitswinde mit Riemenbetrieb von Briegleb, Hansen & Co. I 326 — siehe auch Stauffer-Mégy-Winde mit Handbetrieb I 322.
- Sinusetz für Spannung und Strom II 65.
- Sockelkrahne, Gerüstformen II 721 u. 722.
- Solenoid II 10 — Feldstärke II 11 — Merkregel für Kraftlinienrichtung II 11.
- Spannung, elektrische Spannungsdifferenz II 18 — bei Drehstrom II 86.
- Speicheraufzug, hydraulisch II 670 u. 674 — zweistufig II 577 — mit Handbetrieb Speicherluken-Laufkatzen I 357 — siehe auch Haspelwinden.
- Speicherkrähne I 605 — für hydraulischen Betrieb II 708.
- Speicherluken-Laufkatzen von E. Becker I 357.

- Speicherwinden, hydraulische für doppel-seitigen Betrieb, mit Wechsellvorrichtung der Förderbahn II 684.
- Speicherwinden, siehe auch Aufzüge, Mühlenaufzüge, Malzaufzüge.
- Speiseaufzüge I 427 — siehe auch Aktenaufzug I 428, Bücheraufzug I 461 und Wirtschaftsaufzüge I 459 u. II 384.
- Sperrbremsen (Sperrradbremsen) I 248 — von Becker I 250, von Henkel 251 — geräuschlose von Bechem & Keetman I 251, Dinglinger I 253, Weismüller I 252.
- Sperrbremse, magnetische mit Reibscheiben von Schuckert II 195.
- Sperrkegel, Sperrklinke I 225.
- Sperrräder I 225 u. 226.
- Sperrradbremsen I 248 siehe auch Sperrbremsen u. Senksperrbremsen I 273 u. 282.
- Sperrvorrichtungen für Rollenzüge I 75.
- Spills und Spillwinden I 929 mit Handbetrieb I 930, mit Dampf I 931, hydraulisch I 931, elektrisch I 936.
- Spillwindentrommel I 129.
- Spulenanker II 119.
- Spulenspannung (Drehstrom) II 87.
- Spulenstrom II 86.
- Spurkranzreibung I 349.
- Ständer II 89.
- Stahlblattkupplung der A. E. G. I 224.
- Starkstromausschalter I 554 — selbstthätiger von Natalis II 210.
- Stator, siehe Ständer II 89.
- Stegketten I 23 — Tragfähigkeit I 25.
- Steinzange von Jul. Wolff I 916.
- Stellsteuerung für hydraulische Parallelhebung bei mehreren Hubkolben von Clark & Standfield II 692 — von Hoppe II 692.
- Sternschaltung II 85.
- Sternspannung II 86.
- Steuergestänge I 392 und II 544, siehe auch Steuerhebel und Steuerkurbel in der Fahrzelle.
- Steuerhebel in der Fahrzelle I 393 u. 404.
- Steuerhub u. Steuerkraft II 544.
- Steuerkurbel in der Fahrzelle von Otis I 394, von Stigler 395.
- Steuermagnete II 205.
- Steuerscheibe für mechanisch gesteuerte Aufzugbremsen I 244.
- Steuerschieber, siehe Schieber.
- Steuerung für elektrische Aufzüge, siehe I 464, I 393 und „Anlasser für Aufzüge“ II 250 u. 318 — für elektrische Krähne „Anlasser für Krähnmotoren“ II 269, mit Schaltwalzen II 280 — Universalkrahnensteuerung II 316.
- Steuerungen, hydraulische, Kolbensteuerungen II 547 — Schiebersteuerungen mit entlastetem Schieber II 536, mit unentlastetem II 531 — Stufensteuerung II 598 — Ventilsteuerungen II 565.
- Steuerungen, hydraulische, Ermittlung der erforderlichen Durchflussquerschnitte II 538.
- Steuerverriegelung für Aufzüge während der Ladezeiten I 408, mechanische Sicherheitschlösser I 409, 411, 413, 415, 419 — magnetische Verriegelung I 418 — Sperrung durch Unterbrechung des Betriebsstroms für elektrische Aufzüge beim Öffnen einer Schachthür I 409 u. 409, II 366, II 387 mit weiteren Beispielen durch die nachfolgenden Schaltschemen der verschiedenen Knopfsteuerungen.
- Steuerzüge I 392 u. II 544 — siehe auch Steuerhebel und Steuerkurbel in der Fahrzelle I 393 u. 404.
- Stockwerkeinstellung zum Selbstanhalten der Aufzüge an beliebigen Haltestellen.
 - a. mechanische: I 400, 402, 403, 405, 421, 475 — II 379, 381, 385 mit Fig. 341 auf S. 384, 678 u. 681.
 - b. elektrisch durch Knopfsteuerung II 387.
- Stockwerkeinstellung mit verschiebbaren Anschlägen von Weismüller I 401 — mit umklappbaren Nocken von Stigler I 423.
- Stockwerkschalter für Knopfsteuerungen von Schuckert II 429 — von Stigler II 405 mit Fig. 357 u. 358.
- Stopfbüchsen mit Lederstulpen und Leder-manschetten II 462, mit Baumwollpackung II 465.
- Stopfbüchsenreibung II 466.
- Stopfbüchsenrohre II 477 — entlastete von Eilert II 481, von Frahm II 482.
- Stopfbüchsen-schrauben II 466.
- Stoßfugenüberlaschung I 548.
- Stoßpuffer, hydraulischer II 483.
- Streckenförderwinde mit Seilreibungstrommel und elektrischem Antrieb von Becker I 336.
- Streuung, magnetische II 18.
- Stromabnehmer der Elektromotoren II 34 — für Aufzüge und Krähne II 444, III Taf. 48 Fig. 7 bis 9, I 657, Fussnote u. I 717.
- Stromerzeuger, siehe Dynamomaschine.
- Strom, elektrischer II 6 — absolute Einheit II 7 — Richtung (Merkregel) II 6, siehe auch Richtungsregeln II 25.
- Stromstärke II 7 — zulässige für bestimmte Leiterquerschnitte II 147.
- Stromrückgewinn II 168.
- Stromwender, siehe Umsteuerung und Wendeanlasser.
- Stromwendermittellage, Sicherung gegen Übersteuern durch den toten Gang mechanischer Steuergestänge bei Aufzügen II 219 — Anordnung der B.-A. M.-A.-G. II

- 221, von Zaiser II 222, A.-E.-G. II 321 und 323.
 Stützzapfen für Krahngerüste I 564 und 566, III Taf. 32, Fig. 1, Taf. 47, Fig. 4 — siehe auch Fusslager — für Schneckengetriebe I 202.
 Stufenkegelräder von Zobel, Neubert & Co. I 217.
 Stufensteuerung für veränderlichen Kraftwasserverbrauch II 598 — mit selbstthätiger Einstellung von Neukirch II 613, von Carey und von Thorpe II 615 — mit Einstellung von Hand zwangläufig von Eilert II 605, von Haniel & Lueg mit Drehschieber II 606, mit Ventilen II 612, von Hoppe mit entlastetem Flachschieber II 602 — zwanglose von Armstrong II 598 und 599, mit getrenntem Umschalter von Neukirch II 600.
 Stulphöhe II 468.
 Synchronmotoren II 89.
 Systeme der elektrischen Kraftübertragung II 142.
 Systemspannung bei Drehstrommotoren II 86.

T.

- Tauchkolben, Berechnung der Wandstärke II 460.
 Tauchkolben mit Übersetzungsrollen von Dinglinger II 454 — unmittelbar wirkende II 451.
 Teleskopkolben von G. Kuhn I 458.
 Teleskopmaschine mit Treibkolbenwechsel und einfacher Steuerung für zwei Kraftstufen von Luther II 584 — mit Treibkolbenwechsel und Stufensteuerung von Dankworth II 585.
 Teleskoprohre II 477.
 Temperaturkoeffizient für das elektrische Leitungsvermögen II 21.
 Theilrissfläche der Schnecke I 187.
 Thonelevatoren von Schlickeysen I 507, Fussnote.
 Thürkontakte von Schuckert II 431.
 Thurm-Werftdrehkrahne I 634 — von der Benrather Maschinenfabrik für den Kaiserdock in Bremerhafen, die Howaldtwerke in Kiel und für die Werft von William Beardmore & Co. Lim. in Glasgow I 634, für den Bremer Vulkan I 647, Fussnote*.
 Tourenverlust bei Nebenschlussmotoren II 46.
 Tourenzahl, kritische, für Nebenschlussmotoren II 46.
 Tourenzahl, siehe Umlaufzahl.
 Treibkolben II 448 — hohle, unten offen mit tragender Kernwassersäule zur Verminderung der Knickanstrengung von Cramer II 621 u. 646.

- Treibkolbenquerschnitt, Einfluss des Betriebsdruckes, der Knickfestigkeit und der geforderten Hubkraft II 620.
 Treibrolle, lose, I 10 — Wirkungsgrad I 17.
 Treibrollenzug, umgekehrter Faktorenrollenzug, Berechnung I 61.
 Trichterkerne von Hunt I 508.
 Triumphkurbel von Mohr mit veränderlicher Armlänge I 114.
 Trommelanker II 32.
 Trommeldurchmesser, siehe Rollendurchmesser.
 Trommeln, siehe Kettendaumenrad, Kettennuss, Kettentrommel, Seilreibungsscheibe, Spilltrommel, Windentrommel, Differential-Windentrommel.
 Trommelwelle, Berechnung I 313 — zulässige Materialanstrengung I 167.
 Trommelwicklung II 32.

U.

- Überladekrahne I 859.
 Überlaschung von Lamellenstossfugen in der Gurtung I 550 — von Stossfugen zwischen Gurtungsecken I 551.
 Übersetzungswechsel für Abstufungen des Kraftwasserverbrauchs hydraulischer Aufzugmaschinen mit wechselnder Belastung II 573 — für Räderwinden mit ausrückbarem Doppelvorgelege I 150 — mit Wechselrädern bei Doppelvorgelegen I 152, bei dreifachem Zahnradvorgelege I 153 — mit Wechselrädern und Umsteuerkupplung I 156 — mit Wechselräderpaaren und loser Lastrolle I 157.
 Uferkrahne mit Handbetrieb von Becker I 555 — mit hydraulischem Betrieb und fünffacher Stufensteuerung von Haniel & Lueg II 713.
 Umkehranlasswiderstand, siehe Wendeanlasser.
 Umlaufzahl der Drehstrommotoren II 122 — der Gleichstrommaschinen in Abhängigkeit vom Drehmoment II 45 — von der Wahl der elektrischen Konstruktionsgrößen II 42 — Mittel zur Veränderung II 43.
 Umlaufzahl, kritische, für Nebenschlussmotoren II 46.
 Umsteuerung für Dampfwinden von Appleby Brothers I 332 — der Drehstrommotoren II 95 — der Gleichstrommotoren II 30 — siehe auch Wendeanlasser.
 Universalbockkrahne, fahrbarer, von Wilke I 869.
 Universalkrahnensteuerung von Essberger-Geyer II 316.
 Untertheilung der Anker II 35 — der Polschuhe II 36 — der Wechselstrommagnete II 190 (geblätterte Eisenkerne).

V.

- Vektorendiagramm II 67.
 Velocipedkrahne I 706 — Absteifung der Kopffrollenleitbahn I 717 — Kraftverbrauch I 708.
 Velocipedkrahne, elektrische, mit einem Drehstrommotor von Becker I 709 — mit einem Nebenschlussmotor und einer Laufkatze von Bechem & Keetman I 714 — mit zwei Motoren für Fahrwerk und Winde von Becker I 711 — mit zwei Motoren von der Benrather Maschinenfabrik I 713 — mit Seilbetrieb von Ramsbottom I 706 — als Baukrahn mit Handbetrieb von Albert in Frankfurt a. M. und Jul. Wolff & Co. in Heilbronn I 709, Fussnote.
 Ventile, Sicherheitsauslass für Akkumulatoren von Dinglinger II 523 — von Haniel & Lueg II 524 — Rückschlagventile von Breuer II 524 — von Luther II 525 — zwangläufig gesteuertes von Haniel & Lueg II 526.
 Ventilsteuerungen II 565 — fünfstufige von Haniel & Lueg II 612 — für hydraulische Spills von Dinglinger I 934 — von Miersch I 936 Anmerkung — von Neukirch II 566 — vom Verfasser II 568 von Volmer 570.
 Verkettungspunkt II 85.
 Verladebrücken für Erz und Kohlen I 873 — von Hunt-Pohlig I 882 — für die Usine de Désargentation, Société-Anonyme, Hoboken-les-Anvers von der Benrather Maschinenfabrik I 886.
 Verladekrahn für Profleisen mit elektrischem Betrieb von Bechem & Keetman I 868 — von Temperley I 887.
 Versatzkrahn des Aachener Hütten-Aktienvereins „Rothe Erde“ von Bechem & Keetman I 857.
 Verstärkungen und Versteifungen von Krahnbalken I 552, 752 u. 828.
 Volt, praktische Einheit der elektromotorischen Kraft II 19.
 Vorgelege, Gabelung der I 148 u. 205.
 Vorgelege, Zahn- und Reibräder. Allgemeine Anordnung I 147 — siehe auch Übersetzungswechsel.
 Vorgelegewellen. Berechnung und zulässige Materialanstrengung I 166 — Beispiel I 310.

W.

- Wagenwinden mit Stirnrädertriebwerk von der Elsässischen Maschinenfabrik Grafenstaden I 945 — mit Stirnrädern und Schneckentriebwerk von Gebr. Dickertmann I 946 und 947 — Siehe auch Zahnstangenwinden.
 Walzenlager für Krahne I 566, 584, 634, Fussnote, III Taf. 29, Fig. 12 und 13 und Taf. 31, Fig. 3 u. 4.
 Wandanschlusskasten II 447.
 Wanddrehkrahne für Magazine und Speicher von Weismüller I 605 u. 610 — von Hoppe II 708 — Lagerkonstruktionen für Wandkrahne von Dinglinger I 610.
 Wandernde Last, Berücksichtigung bei Trägerberechnungen I 775 u. 789.
 Wandwinde von Mohr I 315 — Siehe weiter Konsolwinden.
 Warenaufzug mit Sicherheitshaspel von Hopmann I 429 — Siehe weiter Haspelwinden und Aufzüge.
 Warnsignale, elektrische I 554 u. II 213.
 Wasserfalle, siehe Schützenaufzüge.
 Watt, praktische Einheit des elektrischen Effekts II 19.
 Wattkomponente II 75 — wattlose Komponente II 75.
 Wattstrom II 75.
 Wechsel II 66.
 Wechselräder für Vorgelege auf längsverschiebbarer Welle I 152.
 Wechselräder mit Umsteuerkupplung I 156.
 Wechselspannung, effektiver Werth II 69.
 Wechselstrom, Grundgesetze II 65 — Effektiver Werth II 69.
 Wechselstromarbeit bei vorhandener Phasenverschiebung zwischen Strom- und Klemmenspannung II 73.
 Wechselstrommaschine II 79 — mehrpolige II 80.
 Wechselstrom-Messung II 70 — Resultante aus phasenverschiedenen Wechselspannungen oder Wechselströmen II 67.
 Wechselstrommotoren mit Kommutator II 88 — ohne II 89.
 Wellenwicklung II 39.
 Wendeanlasser für Drehstrom ohne Anlasswiderstand II 241, 242, 321 u. 323 — mit Flüssigkeitswiderstand II 245 und mit Metallwiderstand II 248 — siehe auch II 310 — für Gleichstrom mit Graphitwiderstand II 245, mit Kohlenstifthebeln und Metallwiderstand II 250 — siehe auch II 281.
 Wendeanlasser für besondere Zwecke, siehe Anlasser für Aufzüge II 251 u. 318 — für Krahne II 269 — für Pumpen II 257 — für Spillwinden II 267.
 Wendegetriebe, mechanische I 157 — mit Reibrädern, mit Riemen u. mit Zahnrädern I 158.
 Wendegetriebe mit magnetischer Umsteuerkupplung von Becker-Siemens I 851 — mit Schubkeilkupplungen von Hand gesteuert von Stuckenholz I 160, von Bechem & Keetman I 161, mit achsialer Schubzahnstange von Meyer I 163 — Siehe auch Bürstenwendegetriebe I 159.

- Wende- u. Wechselgetriebe, elektrisch gesteuert I 818.
- Werftkrahne:
- a. Derrick von Bechem & Keetman I 747.
 - b. Drehkrahne von Stuckenholz für Hamburg und von Tannet Walker & Co. in Leeds für die Königl. Werft in Chatham mit Winde und hydraulischem Betrieb I 598.
 - c. Fahrbare Drehkrahne von der American Hoist & Derrick Co. I 647, von Russel & Co. I 647, von Bechem & Keetman I 685.
 - d. Hellinglaufkrahne von Brown in Cleveland und Bechem & Keetman I 871.
 - e. Mastenkrahn I 719.
 - f. Nietkrahn (fahrbarer Bockkrahn 30 m Höhe, 29 m Spannweite) für die Werft von Harland & Wolff I 864, Fussnote.
 - g. Portalkrahne, fahrbarer 10 t von Benrath für den Bremer Vulkan I 702, feststehender 50 t-Krahn mit Wippausleger auf Drehscheibe über dem Portal I 730.
 - h. Scherenkrahn, siehe diese.
 - i. Schwimmkrahne, siehe diese.
 - k. Pyramiden-Werft-Drehkrahne von Bechem & Keetman I 637, mit Viermotoren-Laufkatze u. Hilfswinde I 640 — Vorzüge der Wahl einseitiger Laufkatzenbahn mit festem Gegengewicht im Vergleich mit getrennten Katzen auf entgegengesetzten Bahnen I 643.
 - l. Thurm-Werft-Drehkrahne von Benrath I 634 u. 647, Fussnote*).
- Werftkrahne, Meinungs-austausch über die geeignetste Bauart grosser I 640, Fussnote*).
- Werkstättenkrahne mit drehbarer Säule I 605 und als Drehkrahne mit Laufkatze I 612 — Siehe auch Laufkrahne I 748 und Velocipedkrahne I 706.
- Wicklungen für Ring- und Trommelanker II 32.
- Widderkopf, Doppelhaken I 45.
- Widerstand, Ausführung elektrischer II 158.
- Widerstand, elektrischer II 18 — absolute Einheit II 18 — induktionsloser II 26, Fussnote — resultirender beim Hintereinander- und Parallelschalten II 22 — spezifischer II 18 — scheinbar bei Wechselstrom II 73 — siehe auch Anlasswiderstände.
- Widerstand, magnetischer II 17.
- Widerstandskoeffizient, magnetischer II 17.
- Winddruck, Art der Berücksichtigung bei Krahnberechnungen I 603 und 880, Fussnoten.
- Winddruck bei Sturm II 719 u. 720.
- Winden mit Elementarkraftbetrieb, Allgemeines I 322.
- Winden mit Elementarkraftbetrieb.
- a. mit elektrischem Betrieb: für allgemeine Verwendung von Asmussen I 338 — Bootswinde von Benrath I 333 — Rangirwinde von Windhoff & Co. I 341 — Streckenförderwinde von Becker I 336.
 - b. mit hydraulischem Betrieb: Hakenwinde von Luther II 674, von Dinglinger mit auswechselbarer loser Rolle II 573 — mit Stufensteuerung von Eilert II 577 — für doppelseitigen Betrieb von Hoppe und Haniel & Lueg II 685 u. 686 — siehe auch Jigger II 682.
 - c. mit Dampfbetrieb von Emmerson I 330.
 - d. Winden mit Riemenbetrieb von Becker I 324, 325, 327, von Briegleb, Hansen & Co. I 326, von Dinglinger I 433, von Gutmann I 448, von Luther I 440, von Unruh & Liebig I 448, von Weismüller I 430 u. 431.
- Winden mit elektrischem oder Dampfbetrieb, siehe auch Greiferwinden.
- Winden mit Handbetrieb I 305.
- a. mit Haspelrad, einfache, I 305 — mit Senksperrbremsen von Mohr I 290, von Hopmann-Weston I 285, von Weston I 257 u. 282 — mit Schleuderbremse und selbstthätigem Rücklauf von Lang und Pape & Henneberg I 320.
 - b. mit Kurbel von Bechem & Keetman I 317, von Becker I 307 u. 318, von Bolzani mit Senkbremskupplung I 292, von Briegleb, Hansen & Co. mit Sicherheitskurbel I 322, von Gruson mit Differential-Kegeltrommel I 143, von der Kölnischen Maschinenbau-A.-G. mit Seilreibungstrollmeln I 316, von Piechatzek & Lüders, grosse Bauwinde I 153, von Tange Brothers I 153 — siehe auch Kippwinde I 343.
- Winden, fahrbare. Allgemeines, Fahrwiderstand und Raddruck I 347 — fahrbare Bockwinde mit Handbetrieb von Mohr I 358 — fahrbare Dampfwinde von Möller & Blum I 359 — siehe weiter Jigger, Laufkatze und Laufkrahne, Motorlaufwinde und Speicherluken-Laufkatze.
- Winden mit senkrechter Trommel, Spills I 929 — mit wagerechter Trommel I 304.
- Windenböcke zum Heben von Eisenbahnwagen, Kesseln, Lokomotiven u. s. f. I 102 — fahrbare von Huck & Co. I 104 — mit Hand- und elektrischem Betrieb von Schlesinger I 106.
- Windenschrauben, Berechnung I 96.
- Windentriebwerke, siehe Elemente der

- Räderwinden I 109 bis 300. Inhaltsverzeichnis zu Band I S. XVI bis XVIII und Konstruktionselemente der Hebe­maschinen mit Druckwasserbetrieb II 451 bis 615, Inhaltsverzeichnis zu Band II S. X bis XII.
- Windentriebwerke, gegabelte, zur Lastvertheilung auf zwei oder mehrere Zweige durch Gabelung der Stirnrädervorgelege I 148 — durch Zwillingssrollenzüge I 59 — durch Zwillingsschnecken I 205.
- Windentrommeln I 123 — siehe auch Differential-Windentrommeln, Seilreibungsscheibe, Seiltrommel, Kettendaumenrad, Kettennuss, Kettentrommel, Spiltrommel.
- Windentrommel, Wirkungsgrad I 137.
- Wippkrahne I 719 — siehe weiter Derrick und Scherenkrahne.
- Wirbelströme II 35.
- Wirbelstrombremsen II 178, von Fischinger II 183 — Versuchsergebnisse von Sperry II 181.
- Wirbelstromverluste II 79.
- Wirkungsgrad, Allgemeines Gesetz I 1.
- Wirkungsgrad einzelner Getriebe: Grisson-Getriebe I 182.
- Hebel I 85 u. 88.
- Reibräder I 218.
- Rollen, a. Leitrolle I 14, für Drahtseile, Anhaltswerth I 14, Tabelle für Hanfseil- und Kettenrollen I 15.
- b. lose Lastrolle I 16, lose Treibrolle I 17 — Reibungsrollen als Ersatz für Windentrommeln siehe unter Windentrommeln.
- Schneckengetriebe I 194, 196 u. 830.
- Schraube, gewöhnliche, mit Spindeltrieb I 93 — mit Mutterantrieb I 94 — Differential­schraube I 95 u. 96.
- Stopfbüchsenwiderstand II 466.
- Windentrommeln, gewöhnliche, für Ketten und Hanfseile I 138, Kettendaumenräder I 138 — Seilreibungsrollen I 141, Seilreibungstrommeln I 140 — Differentialtrommeln mit Seil (chinesische Winde) I 143.
- Zahn­räder I 175, Mittelwerthe und Tabelle I 176 — Zahn­rädervorgelege I 177 — siehe auch Grisson-Getriebe und Schnecken­triebwerke.
- Wirkungsgrade zusammengesetzter Getriebe und ganzer Maschinen: Differentialwindentrommel mit Gall'scher Kette und Zahn­rädervorgelegen (alte Bauart von Zobel) I 146.
- Elektrisch angetriebene Aufzüge, Personenaufzug I 468, Fassaufzug I 505 — Krantriebwerke, Anhaltswerthe nach Messungen I 858 u. 830, Fussnote — Dreifache Zwillingsschnecken mit Stirnradtrommeln und Rollenzug I 642.
- Elektromotoren: Drehstrommotoren, elektrischer Wirkungsgrad des Läufers II 106, des Primärstromkreises II 116, des gesammten Motors II 116 — Gleichstrommotor II 29.
- Flaschenzüge (Rollenzüge): Differentialflaschenzug von Weston I 80, Faktorenrollenzug, gewöhnlicher I 55, Tabelle I 56, umgekehrter I 63 — Gruppenrollenzug I 67 — Potenzrollenzug I 64.
- Hydraulische Maschinen. Aufzüge: a. direkt wirkende von Cramer II 647, von Edoux II 638 — b. indirekt wirkende Otis-Aufzüge II 666, 669 u. 680 — Speicheraufzüge mit 10-rolliger Übersetzung II 673 u. 675 — Stigler-Aufzug II 680.
- Krahne: Blockkrahne II 696 — Hafenkrahne, 3stufig von Dinglinger II 712, 5stufig von Haniel & Lueg II 715 — Speicherkrahne II 710.
- Wirthschaftsaufzug für 50 kg von Zaiser mit elektrischem Antrieb I 459, mit Stockwerkeinstellung von Speiser-Schuckert II 385 mit Fig. 341 auf S. 384 — siehe auch Aktenaufzug, Bücheraufzug.
- Wolfzangen (Blockzangen) mit veränderlich einstellbaren Greifgrenzen von Stuckenholz I 916 — siehe auch Steinzange.
- Wurmgetriebe siehe Evolventenschnecke mit Schneckenrad I 184 und Globoidschnecke I 209.

Z.

- Zähnezahl, kleinste, für Windenräder I 170.
- Zahndruck, zulässiger I 172 bis 174.
- Zahngesperre I 225.
- Zahnprofile I 168 — zulässige Kopfhöhe bei Evolventen I 169 u. 170.
- Zahnradtheilung, Berechnung I 175 — für Schneckenräder I 198 u. 200.
- Zahn­räder, Gesichtspunkte für den Entwurf I 171 — Wirkungsgrad, Tabelle I 176.
- Zahn­räder aus Holz, Rohhaut, Vulkanfiber I 174.
- Zahn­rädervorgelege, Allgemeine Anordnung I 147.
- Zahn­rädervorgelege, doppeltes, ausrückbares I 150 u. 152, dreifaches mit Übersetzungswechsel von Tangye Brothers und Picchatzek & Lüders I 153.
- Zahn­rädervorgelege, Güteverhältniss, Tabelle I 177.
- Zahn­räderwendegetriebe mit Reibungskupplung und Spreizhebel von Becker I 159 — mit Spreizkeil (Schubkeil) von Stuckenholz I 160, von Bechem & Keetman I 161 — mit Schubzahnstange von Meyer I 163.
- Zahnreibung I 175.

- Zahnstangenwinden, Allgemeines über die Verwendung als Wagen- und Schützenwinden I 941.
- Zahnstangenwinden mit Blechgehäuse I 942 und 945 — mit Holzschaft I 942 — mit Schäften aus □-Eisen I 948 — doppeltwirkende, für staffelförmigen Lasthub von E. Wiggershaus I 941 — mit doppelten, entgegengesetzt verschiebbaren Zahnstangen zur Vergrößerung des Lasthubes von Schmidt und Kotthaus I 942 — siehe auch den Gepäckaufzug für den Dresdener Bahnhof mit verzahntem Stempel von Unruh & Liebig I 480.
- Zeigerwerke I 426.
- Ziehrad, siehe Haspelrad I 119.
- Zugkraft der einfachen elektrodynamischen Maschine II 28 — des Gleichstromelektromagneten II 185 — des Wechselstromelektromagneten II 190.
- Zugwinde, hydraulische, von Schimmel II 491 — mit Schraubenspindel von Schimmel I 101.
- Zulässige Materialanstrengung für Baumaterialien I 527 — Bremswellen I 167 — für Druckwassercylinder und Kolben II 460 — Flanschverbindungen II 475 — Gall'sche Ketten I 26 — Gliederketten I 25 — Grissongetriebe I 182 — Gurte I 124 — Hanfseile I 18 — Haspelradwellen I 122 — Krahnbalken I 777 — Kugellager für Krahnbaken I 51, für Kugelstützlager bei Schneckengetrieben 204, 205, für Krahnhalzlager 592 — Kurbelwellen I 115 u. 119 — Laufräder I 348 — Nietungen I 545 — Rollenachsen I 30 — Stopfbüchenschrauben II 466 — Stützzapfen I 564 — Trommelwellen I 167 u. 168 — Vorgelegewellen I 166 — Windenschrauben I 98 — Zahndruck bei gewöhnlichen Rädern I 172, 173, 174 — für Schneckengetriebe I 198.
- Zweiphasenübertragung II 83.
- Zwillingschnecken mit Druckausgleich I 205 — dreifache, mit Stirnräderübersetzung von Kauerimann I 207 — einfache mit Stirnräderübersetzung I 206.
- Zwillingsrollenzüge I 59 — von Rieche I 59 — von Stuckenholz I 61.

