

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

733

*Dampfmaschinen*

VI. Auflage

BAND I

Berechnung u. Details

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297061

5 Kallenberg

19 10

---



Die  
**Dampfmaschinen**

unter hauptsächlichster  
Berücksichtigung kompletter Dampfanlagen

sowie

marktfähiger Maschinen

---

**Für Praxis und Schule**

bearbeitet von

**Herm. Haeder**

Civil-Ingenieur

---

Sechste neubearbeitete Auflage

---

**I. BAND:**

**Berechnung und Details**

1964 Figuren, 270 Tabellen  
und zahlreiche Beispiele.

---

**Duisburg 1902**

Selbstverlag von **Herm. Haeder**, Duisburg

Vertreter für Buchhändler: **L. Schwann**, Düsseldorf

Druck von **L. Schwann** in Düsseldorf.

Ratschläge aus den Kreisen der Fachgenossen betreffs Mitteilung von Unrichtigkeiten und Abänderungsvorschläge für Neuauflagen werden vom Verfasser stets dankbar entgegengenommen.

Nachdruck sowie Abdruck von einzelnen Abschnitten oder Tabellen ist ohne Einwilligung des Verfassers nicht gestattet. Ebenfalls wird das Recht der Uebersetzung in fremde Sprachen vorbehalten.

1733



Akc. Nr.

4611/50

## Vorwort zur VI. Auflage.



Die vorliegende Ausgabe unterscheidet sich wesentlich von den früheren Auflagen; seit dem ersten Erscheinen dieses Buches sind über 10 Jahre verflossen; das erstrebte Ziel: für den Bau der Dampfmaschinen Praxis und Theorie möglichst zu verschmelzen, dürfte mit der sechsten Auflage erreicht sein. Eine vollständige Neubearbeitung sowie die Erneuerung fast  $\frac{3}{4}$  der Abbildungen war aber notwendig, um mit der jetzigen Gestalt des Buches die Erfahrungen des letzten Jahrzehntes zu verquicken. Wo irgend angängig, erschien das Einfügen von Beispielen zur besseren Orientierung und zur Vermeidung von Irrtümern geboten. Die Tabellen mussten ebenfalls in Uebereinstimmung mit den jetzt üblichen Ausführungen renommierter Fabriken gebracht und hierbei wohlfeile Herstellung, Verwendung möglichst einheitlicher Modelle u. s. w. berücksichtigt werden.

Erfreulicherweise haben auch die deutschen technischen Lehranstalten, mit wenig Ausnahmen, eine Verschmelzung von Theorie und Praxis als die gesundeste Ausbildungsweise unserer technischen Kräfte erkannt, wie der flotte Absatz dieses Buches und die gute Aufnahme an den Schulen erkennen lässt. Wie der Konstrukteur den Zweck der ganzen Maschine stets im Auge haben soll und neben den theoretischen Ermittlungen auf Leistung, Dampfverbrauch, Dampfverteilung u. s. w. das Nachrechnen der einzelnen Maschinenteile auf Festigkeit nicht unterlassen darf, so sollten sich auch die Studierenden der oberen Semester an praktisches Rechnen (mit Hülftabellen und Rechenschieber) gewöhnen, damit der Unterricht im Dampfmaschinenbau nicht in mathematische Uebungen und Zahlenrechnen mit vielen Dezimalstellen ausartet und dadurch möglicherweise Konstruktion und Ausführung ungenügende Beachtung findet.\*)

Bewährtes soll man beibehalten, trotzdem bleibt noch vieles, welches die ganze Kraft der Ingenieure in Anspruch nimmt. Vorhandenen Stoff richtig verarbeiten lernen, ist wichtiger als immer nach neuen Konstruktionen suchen.

Die Erweiterung bzw. Neubearbeitung, deren Aufführung hier zu weit führen würde, erstreckt sich auf alle Abschnitte

---

\*) vergl. „Konstruieren und Rechnen, II. Aufl.“

Notwendig erschien die Aufnahme einer Anzahl Konstruktionszeichnungen aus der Praxis in einem besonderen Band.

Gewichte und Preise fertiger Dampfmaschinen fanden Aufnahme, betr. Gewichte und Preise der einzelnen Teile wird auf das Buch „Haeder, Kalkulieren“ verwiesen.

Band III „Steuerungen“ enthält ausser den Ausführungsabbildungen und Tabellen für Ventilsteuerung auch Angaben über sonstige Steuerungen, doch erschien es zweckmässig, die Normalien der gebräuchlichsten Schiebersteuerungen, sowie die äusseren Steuerungsteile derselben im ersten Band aufzunehmen, damit dieser ein für sich abgeschlossenes Ganze bildet.

Für die reichlichen Unterstützungen, welche mir durch Ueberweisung von Stoff von seiten der Fabrikanten bzw. Fachgenossen zu teil wurden, sage ich an dieser Stelle meinen besten Dank mit der Bitte, mich durch Gedankenaustausch auch fernerhin zu unterstützen.

Duisburg, 1902.

Haeder.

---



## Inhaltsverzeichnis nach Abschnitten.

		Seite
<b>Einleitung.</b>	Geschichtliches, Tabelle über die Fortschritte im Kohlenverbrauch . . . .	1—3
<b>Abschnitt</b>	<b>I.</b> Wirkungsweise der Eincylinder- und Mehrfach-Expansionsmaschinen . . . .	4—8
„	<b>II.</b> Eigenschaften des Wasserdampfes . .	9—12
„	<b>III.</b> Das Dampfdiagramm . . . . .	13—22
„	<b>IV.</b> Effektberechnung . . . . .	23—39
„	<b>V.</b> Der Dampfverbrauch . . . . .	40—41
„	<b>VI.</b> Gestänge- und Lagerdruck . . . . .	42—49
„	<b>VII.</b> Zapfendimensionen . . . . .	50—52
„	<b>VIII.</b> Festigkeitsrechnen . . . . .	53—58
„	<b>IX.</b> Hauptanordnungen, Bauarten, Drehrichtung . . . . .	59—64
„	<b>X.</b> Details der Dampfmaschinen . . . .	65—388
„	<b>XI.</b> Kondensation . . . . .	389—446
„	<b>XII.</b> Die Massenwirkung in der Dampfmaschine . . . . .	447—455
„	<b>XIII.</b> Verschiedene Maschinengattungen . .	457—590
„	<b>XIV.</b> Rohrleitungen . . . . .	591—604
„	<b>XV.</b> Verschiedene Normalien und Tabellen	605—620
„	<b>XVI.</b> Lieferungsbedingungen, Kosten der Dampfanlagen . . . . .	621—623



# Alphabetisches Sachregister.

	Seite		Seite
Absperrventile, Montage der . . .	598	hinterer, <i>Normalien</i> . . .	222
Achse, einfach gekröpfte, Berechn.	100	vorderer, <i>Normalien</i> . . .	217
„ doppelt „ „	548	Dampfcylinderfuss . . . . .	196
Anker u Ankerlöcher, <i>Normalien</i>	80	Anordnung der . . . . .	196
„ „ Platten, „	297	<i>Normalien</i> . . . . .	212
Anstellvorrichtung . . . . .	288	Dampfdiagramm . . . . .	13
Arbeitsverluste . . . . .	26	Dreifach-Expans.-Masch. . . . .	19
Tab. . . . .	26	Eincylindermaschine . . . . .	14
Atmosphärische Maschine . . . . .	1	Expansionskurve . . . . .	13
Ausbalancieren der Gewichte . . .	117	Kompoundmaschine . . . . .	16, 36
		Kompressionskurve . . . . .	13
<b>Balcke</b> , Kaminkühler . . . . .	444	Dampfhämmer . . . . .	565
Bauarten, Horizontalmaschinen	62, 63	Henckels, Reinecker . . . . .	567
Benennungen der einzelnen Teile	66	Kolben für . . . . .	184
Biegungsfestigkeit . . . . .	55	Dampfkanäle . . . . .	197
Biegungsmomente, Werte der . . .	56	Berechn. der . . . . .	197
Brennstoffe, Ausnützung der . . .	3	Dampfmantel . . . . .	197
		Ausführung der . . . . .	202
<b>Centralkondensation</b> . . . . .	446	Dampfmenge für den . . . . .	205
Corliss-Maschine . . . . .	512	Dampfersp. durch den, Tab.	202
Cremer's Kolbenring . . . . .	167	Einfluss der Cylinderdimens.	198
<b>Dampfanlagen</b> , Preise der . . . . .	623	„ des Füllungsgrades . . . . .	198
Dampfbetrieb, Kosten des . . . . .	459	„ der Kolbengeschw. . . . .	198
Dampfcylinder . . . . .	193	„ „ Temperatur-	
Ausführungsformen . . . . .	195	differenz . . . . .	199
„ Dampf- und Auslass	196	günstigste Methode d. Heizung	201
Ausrüstung der . . . . .	206	Nutzen des . . . . .	197
Einzelheiten . . . . .	208	Rohrleitung für den . . . . .	205
für Dreif.-Expans.-Masch. . . . .	504	Dampfmaschine, Stehende . . . . .	540
Indikatornocken . . . . .	206	Wahl des Systems der . . . . .	457
Kolbenspiel im . . . . .	193	Wirkungsgrad, Tab. . . . .	28
Kondensähne . . . . .	207	<b>Dampfturbinen</b> . . . . .	579
Lauflänge und lichte Länge	193	<b>Dampfverbrauch</b> . . . . .	40
mit Mantel . . . . .	213	Dreif. Expans.-Masch. . . . .	499
<i>Normalien</i> . . . . .	209, 210	„ Tab. . . . .	41
Schmiervorrichtung der . . . . .	214	Eincylindermaschine . . . . .	467
Schutzmantel . . . . .	206	„ Tab. . . . .	40
Wandstärke . . . . .	194	Fördermaschine . . . . .	524
<b>Dampfcylinderdeckel</b> . . . . .	216	Kompoundmaschine . . . . .	477
hinterer, Berechn. . . . .	218	„ Tab. . . . .	41
„ „ Beisp. . . . .	219	<b>Drahtseile</b> , Gewichte und Bruch-	
„ Einzelheiten . . . . .	221	belastung, Tab. . . . .	518
„ Form . . . . .	219	<b>Drehrichtung</b> . . . . .	64

	Seite		Seite
Drehvorrichtung . . . . .	288	Endspannung für Dreif.-Expansions-	
Dreifach-Expansionsmaschine . . . . .	495	Maschinen, Tab. . . . .	38
Dampfdiagramm . . . . .	19	für Eincylindermasch., Tab. . . . .	28
Dampfverbrauch . . . . .	499	„ Compoundmasch., Tab. . . . .	32
„ Tab. . . . .	41	Excenter . . . . .	358, 537
Details der . . . . .	501	Ausführungsformen . . . . .	358
Effektberechnung . . . . .	37, 497	Berechnung der . . . . .	362
„ Beispiel . . . . .	38	Heisslaufen der . . . . .	384
„ Tab. . . . .	39	<i>Normalien</i> . . . . .	360
Gewichte u Preise, Tab. 495, 551		Querschnittsformen . . . . .	359
horizontale, ausgeführte, Tab. . . . .	502	Excenterstangen, Berechn. der . . . . .	374
Schiffsmaschine . . . . .	509	<i>Normalien</i> . . . . .	372
stehende . . . . .	550	Expansionsapparate . . . . .	324
stehende, ausgeführte, Tab. . . . .	551	Expansionskurve . . . . .	11, 13
Steuerung für . . . . .	501	Expansionsstellvorrichtung für	
Typ . . . . .	61	stehende Maschinen . . . . .	546
Volumendiagramm . . . . .	499	<b>Festigkeitsrechnen . . . . .</b>	<b>53</b>
Wirkungsweise der . . . . .	7	Abscheerung . . . . .	54
Drosseklappe, Tab. . . . .	323	Beanspruchung, zulässige,	
Druckdifferenz, Tab. . . . .	420	Tab. . . . .	54
Druckfestigkeit . . . . .	54	Biegung . . . . .	55
Dynamo, Dampf m. zum Antrieb		Biegunsmomente . . . . .	56
von . . . . .	539	Durchbiegung . . . . .	58
<b>Effektberechnung . . . . .</b>	<b>23</b>	Elastizitätsmodul, Tab. . . . .	54
Dreif.-Exp.-Masch . . . . .	38, 497	Festigkeitsmodul, „ . . . . .	53
„ Beispiel . . . . .	38	Torsion . . . . .	55
„ Tab. . . . .	39	Trägheitsmoment, Tab. . . . .	56
Eincylindermaschine 28, 29, 466		Widerstandsmomente, Tab. . . . .	56
„ Tab. . . . .	30	Zerknickung, Tab. . . . .	55
indizierte Leistung . . . . .	23	Zug- und Druck . . . . .	54
Compoundmaschine . 31, 32, 475		Filter . . . . .	438
„ Tab. . . . .	34	Flansche, Tab. . . . .	617
Nutzleistung . . . . .	28	Förderhaspel . . . . .	525
Eincylinder-Dampfmaschine . . . . .	462	Fördermaschinen . . . . .	516
Dampfdiagramm . . . . .	14	ausgeführte, Tab. . . . .	526
Dampfverbrauch . . . . .	467	Dampfverbrauch . . . . .	524
„ Tab. . . . .	40	Menk und Hambrock . . . . .	525
Details der . . . . .	468	Seilgewichtsausgleichung . . . . .	519
Effektberechnung . . . . .	28, 29 466	Steuerung . . . . .	524
„ Tab. . . . .	30	Trommeln . . . . .	517
Gewichte und Preise, Tab. . . . .	465	Förderquantum, Luftpumpen- . . . . .	424
Hauptmaasse . . . . .	464	Führungsstücke . . . . .	366
Raumbedarf . . . . .	463	für Rider-Steuerung, <i>Norm.</i> . . . . .	367
Schwungrad, Berechnung des	238	Füllung, Erklärung der . . . . .	27
stehende . . . . .	540	Fundament . . . . .	293
„ Tab. . . . .	547	<i>Normalien</i> . . . . .	294
Steuerung der . . . . .	469	Fundamentanker . . . . .	80
Wirkungsweise der . . . . .	4	<i>Normalien</i> . . . . .	297
Einspritzrohr für Kondensation . . . . .	393	<b>Gasmotore . . . . .</b>	<b>575</b>
Elastizitätsmodul, Tab. . . . .	54	Gasgewinde, Tab. . . . .	605
Endspannung . . . . .	27	Gegenstromkondensator . . . . .	433

	Seite		Seite
Gelenke . . . . .	366	Kolbenringe	
<i>Normalien</i> . . . . .	368, 370	Stärke der Selbstspanner . . . . .	169
Gestängedruck . . . . .	42	Ueberlauf der . . . . .	167
Gewinde, flaches, Tab. . . . .	605	Zirn . . . . .	167
Schrauben-, „ . . . . .	606	Kolbenstange . . . . .	187
Gradierwerke, Dimensionen der . . . . .	440	Befestigung des Kolbens . . . . .	180
Reisig . . . . .	439	Berechnung der . . . . .	187
Grafton-Maschine . . . . .	561	Conus der . . . . .	188
<b>Hanfseile, übertragbare PS. für ein</b>	<b>620</b>	Führung der . . . . .	175, 220
Hauptdimensionen von Dampf-		<i>Normalien</i> . . . . .	162, 190
maschinen, Tab. . . . .	68	Schmierung der . . . . .	192
Druck . . . . .	42	Sicherung der Mutter . . . . .	182
Hauptlager s. Kurbelwellenlager		Trapezgewinde, Tab. . . . .	189
<i>Normalien</i> . . . . .	51	Verbindung mit dem Kreuz-	
Heissdampfmaschine . . . . .	574	kopf . . . . .	146
Heissluftmaschine . . . . .	575	Kolonialmaschine . . . . .	514
Hochdruckmaschinen . . . . .	2	Kompoundmaschine . . . . .	472
Hornscher Kondensator . . . . .	433	Dampfdiagramm . . . . .	16, 36
<b>Indikatornocken . . . . .</b>	<b>206</b>	Dampfverbrauch . . . . .	477
<b>Kaltdampfmaschine . . . . .</b>	<b>585</b>	„ Tab. . . . .	41
Kaminkühler . . . . .	440	Details der . . . . .	480
Balcke . . . . .	444	Effektberechnung . . . . .	31, 32, 475
Keile, Torsions-, Tab. . . . .	610	„ Tab. . . . .	34
Klappenkolben für Luftpumpen,		Gewichte und Preise, Tab. . . . .	474
Tab. . . . .	400	Raumbedarf der . . . . .	472
Klein'sche Kühlung . . . . .	441	Schiffsmaschine . . . . .	505
Kolben . . . . .	165	Schwungradberechnung . . . . .	243
Befestigung auf der Stange . . . . .	180	Stehende . . . . .	548
für Dampfhammer . . . . .	184	„ Tab. . . . .	549
Führung der . . . . .	175	Steuerung der . . . . .	483
Körper, Berechnung der 165, 181	181	Typ . . . . .	60
mit Schrauben, Tab. . . . .	172	Volumendiagramm . . . . .	477
Mutter, Sicherung der . . . . .	182	Wirkungsweise der . . . . .	6
<i>Norm.</i> von 75—350 Durchm. . . . .	174	Kompressionskurve . . . . .	13
„ „ 400—1000 „ . . . . .	178	Kondensation . . . . .	389, 470
Schlitten . . . . .	180	Central- . . . . .	446
für Walzenzugmaschine . . . . .	534	Einspritzrohr . . . . .	393
Kolbengeschwindigkeit . . . . .	27	Gegenstrom- . . . . .	433
für Dreif-Expans-Maschine,		Kraftbedarf der . . . . .	435
Tab. . . . .	38	Niederschlagsraum . . . . .	391
für Eincyl.-Masch., Tab. . . . .	466	„ <i>Normalien</i> . . . . .	392
„ Compound-Masch., Tab. . . . .	33	Nutzen der . . . . .	419, 460
Kolbenringe . . . . .	166	Oberflächen- . . . . .	435
Abdichten der . . . . .	168	Schwagersche . . . . .	434
Berechnung der . . . . .	168	Strahl- . . . . .	434
Breite der . . . . .	174	Kondenshähne . . . . .	207
Cremer . . . . .	167	Nocken für . . . . .	207
Klatschen der . . . . .	167	Kondensationsmaschine als Aus-	
<i>Normalien</i> . . . . .	170	puffmaschine . . . . .	417
Schumann . . . . .	166	Anlassen der . . . . .	417
mit radialen Spannfedern . . . . .	175	Konus, Wahl des . . . . .	611

	Seite		Seite
Kreuzkopf . . . . .	140	Kurbelwellenlager	
Berechnung . . . . .	141, 145	Befestigung der Schrauben . . . . .	88
für kleine Masch. <i>Normalien</i> . . . . .	151	Deckel für . . . . .	89
„ mittl. u. grössere Masch. <i>Normalien</i> . . . . .	152	Flächendruck zu gross . . . . .	85
„ gegabelte Treibstange, <i>Normalien</i> . . . . .	154	Formgebung . . . . .	98
geschlossener . . . . .	144	im Betrieb befindl. Masch. . . . .	86
Gleitschuhe . . . . .	140, 162	Konstruktion der . . . . .	84
Keilverbindung . . . . .	140	<i>Normalien</i> . . . . .	94, 96, 162
Länge der Laufbahn . . . . .	149	Schmiernuten für . . . . .	90
Material des . . . . .	148	Schmierung der . . . . .	89
Nabe für die Keilverbindung . . . . .	143	mit Schraubenstellung . . . . .	98
„ „ den Bolzen . . . . .	144	Verstellbarkeit der . . . . .	84, 88
Querhaupt, Tab. . . . .	156	Walzenzugmaschine . . . . .	535
für stehende Maschinen . . . . .	545	Warmlaufen der . . . . .	85
Verbindung mit den Gleit- schuhen . . . . .	148	Kurbelwellenlager, Wasserkühlung . . . . .	92
Verbindung mit der Kolben- stange . . . . .	146	Weissguss für . . . . .	86
Kreuzkopfbolzen . . . . .	157	Kurbelzapfen . . . . .	112
Befestigung des . . . . .	157	Bearbeitung der . . . . .	114
Druck auf den . . . . .	42	Befestigung der . . . . .	113
Konstruktion des . . . . .	158	Berechnung der . . . . .	112
<i>Normalien</i> . . . . .	42 161, 162	im Betrieb befindl. Maschinen, Tab. . . . .	113
Schmierung der . . . . .	159	Druck auf den . . . . .	42
Kühlteiche, Kühlwerke . . . . .	439 - 442	<i>Normalien</i> . . . . .	52, 110, 162
Kühlwassermenge . . . . .	418	Schmierung der . . . . .	115
Kunstkreuz . . . . .	411	Warmlaufen der . . . . .	112
<i>Normalien</i> . . . . .	412	Lagerdruck . . . . .	44
Kurbel . . . . .	108	Einfluss des Riemenzuges . . . . .	48
Berechnung der . . . . .	102	„ „ Schwungrades . . . . .	44
Nabe der . . . . .	109	Lagerschalen, Tab. . . . .	608
<i>Normalien</i> . . . . .	110	Leistung s. Effektberechnung.	
Scheiben, Tab. . . . .	119	Lieferungsbedingungen . . . . .	621
Kurbelwelle . . . . .	100	Lokomobile . . . . .	568
Ausführung der gekröpften . . . . .	104	Gewicht und Preise . . . . .	569
die gerade . . . . .	105	Kompond- . . . . .	570
„ „ Lagerhals der . . . . .	105	Luftpumpe . . . . .	394
„ „ Schaft der . . . . .	106	Anordnung der . . . . .	401
Durchbiegung der . . . . .	107	Ausführung der . . . . .	401
gekröpfte, Berechn. 100, 101, . . . . .	548	Dimensionen der . . . . .	423, 426
„ Herstellung der . . . . .	102	„ gebräuchliche . . . . .	425
„ <i>Normalien</i> der . . . . .	102	Förderquantum der . . . . .	424
<i>Normalien</i> . . . . .	107	Grundsätze beim Entwurf . . . . .	416
Schiffsmaschinen . . . . .	506	Horn . . . . .	407
Kurbelwellenlager s. auch Haupt- lager		Kolben der . . . . .	398
Ausbohren der . . . . .	92	Kraftbedarf der . . . . .	423
Ausführung „ . . . . .	99	mit Mönchskolben . . . . .	405
„ des Rumpfes . . . . .	87	<i>Normalien</i> . . . . .	414
Berechnung „ „ . . . . .	87	Rohrquerschnitte für . . . . .	426
Bearbeitung der . . . . .	92	stehende . . . . .	427
		„ Berechnung der . . . . .	427
		Ventile der nassen . . . . .	395
		Ventilhub. zulässiger . . . . .	426
		Ventilquerschnitte . . . . .	426

	Seite		Seite
Massenwirkung . . . . .	447, 555	Regulatoren, Oelbremse für . . . . .	322
Massendruck, Werte des . . . . .	452	Proell, Tab. . . . .	312
Mehrfach-Expans.-Maschinen . . . . .	472	Rost, Tab. . . . .	313
Vorteile der . . . . .	8	Steinle, Tab. . . . .	310, 319
Metallstopfbüchse, Tab. . . . .	612	Tolle, Tab. . . . .	316
Meyer-Steuerung . . . . .	332	Trenck, Tab. . . . .	317
Mönchskolben für Luftpumpen . . . . .	398	Unempfindlichkeitsgrad der . . . . .	300
Niederschlagsraum . . . . .	391	Ungleichförmigkeitsgrad der . . . . .	299
Niederdruckmaschine . . . . .	2	Verstellungskraft der . . . . .	303
Oberflächenkondensation . . . . .	435	Vierpendel-, Tab. . . . .	311
Theysensche . . . . .	436	Wahl der Grösse von . . . . .	320
Oelbremse zum Regulator . . . . .	322	„ des Systems der . . . . .	306
Oelfang . . . . .	81	Regulatorgestänge für Rider-Steue- rung, <i>Normalien</i> . . . . .	375
Oelverbrauch der Dampfmaschine . . . . .	215	Regulierapparat Hartung . . . . .	323
Parallelmaschine . . . . .	59	Rider-Steuerung . . . . .	341
Pumpen, Dampfmasch. zum An- trieb von . . . . .	527	Angriff des Regulators auf . . . . .	350
Querhaupt, Tab. . . . .	156	<i>Normalien</i> . . . . .	348
Radialmaschine . . . . .	60	Schieberstangenführung u. Re- gulatorantrieb für, <i>Norm.</i>	356
Rahmen, Ankerocken für . . . . .	79	Riementrieb . . . . .	276, 619
Flansch der . . . . .	77	Riemenzug, Einfluss des — auf den Lagerdruck . . . . .	48
Form der . . . . .	76	Rohrleitung . . . . .	591
Fuss der, <i>Normalien</i> . . . . .	78	Ausdehnung . . . . .	596
Einzelheiten für . . . . .	69, 80	Bestimmung d. Durchm. Tab. . . . .	591
für kleine Masch. . . . .	69	Entwässerung . . . . .	599
„ „ <i>Normalien</i> . . . . .	70	Flanschenverbindung . . . . .	593
„ mittl. u. grössere Masch. . . . .	72	Kompensationsrohre für . . . . .	596
„ Dreif.-Expans.-Masch. . . . .	504	kurze horizontale . . . . .	601
„ schwere Maschinen, <i>Norm.</i>	490	Montage der . . . . .	599
„ stehende Maschinen . . . . .	540, 542	„ „ Absperrventile . . . . .	598
„ Schiffsmaschinen . . . . .	506	gusseiserne, <i>Normalien</i> . . . . .	595
halbaufliegender, <i>Normalien</i> . . . . .	83	richtige Neigung der . . . . .	599
Oelfang für . . . . .	81	Reserve-, . . . . .	600
mit Rundführung . . . . .	73	Krümmer aus Kupfer, Tab. . . . .	597
„ „ <i>Normalien</i> . . . . .	74	Spannungsabfall, Tab. . . . .	592
U form, Tab. . . . .	72	Wandstärke für Kupferrohre, Tab. . . . .	593
Raworthmaschine . . . . .	563	Wasserableiter . . . . .	602
Receiver . . . . .	481	Wasserabscheider . . . . .	601
Ausführung der . . . . .	481	Wassersäcke in der . . . . .	598
Grösse der . . . . .	479	Rotationsmaschinen . . . . .	585
Regulatoren . . . . .	299	Rottmann-Steuerung . . . . .	532
Arbeitsvermögen der . . . . .	303	Seilgewichtsausgleichung . . . . .	519
Astasie der . . . . .	299	Seiltrieb . . . . .	278, 620
Angriff d., auf Rider-Steuerung . . . . .	350	Spannungskoeffizient, Tab. . . . .	24
Beyer, Tab. . . . .	318	Speisepumpe . . . . .	385
Eigenreibung der, Tab. . . . .	304	Berechnung der . . . . .	385
Energie der . . . . .	302	<i>Normalien</i> . . . . .	386
Hartung, Tab. . . . .	309, 314, 315	Stehende Maschine . . . . .	59, 540
indirekt wirkende . . . . .	324		

	Seite		Seite
<b>Schädlicher Raum, Erklärung des</b>	25	Schmierung der Kurbelzapfen	115
„ „ Tab.	25	„ „ Kurbelwellenlager	89
Schaltwerk . . . . .	288	Schnellläufer . . . . .	553
mit Dampfbetrieb . . . . .	292	Grafton . . . . .	561
doppeltwirkend . . . . .	289, 290	Raworth . . . . .	563
einfachwirkend . . . . .	288	Tosi . . . . .	559
mit Schnecke . . . . .	219	Westinghouse . . . . .	564
Schieber, einfacher . . . . .	327	Schnellläufer, Willans . . . . .	560
„ „ <i>Normalien</i> . . . . .	330	Schraubensicherung, Tab. . . . .	607
„ diagramm . . . . .	328	Schrauben, Zahl u. Stärke, Tab	616
Schiebergestänge . . . . .	374	Schraubenentfernung, nötige „	616
Schieberkasten . . . . .	228	Schutzgeländer . . . . .	298
angeschraubter . . . . .	234	Schutzmantel . . . . .	206
Berechnung der . . . . .	229, 230	„ Befestigung des . . . . .	206
für einf. Steuerung, <i>Norm.</i> . . . .	231	Schutzstange, <i>Normalien</i> . . . . .	298
für Doppelschiebersteuerung . . . .	232	Schwinge . . . . .	353
Grösse der . . . . .	231	Schwungergie . . . . .	280
Schieberkastendeckel . . . . .	228	Schwungrad . . . . .	235
Berechnung . . . . .	229, 230	Arme . . . . .	261
<i>Normalien</i> . . . . .	232	Ausbohren der Nabe . . . . .	274
Schrauben . . . . .	229	Ausrichten von . . . . .	273
Schieberrahmen, Tab. . . . .	338	Befestigung auf der Achse . . . . .	274
Schieberspiegel . . . . .	377	Berechnung auf Festigkeit . . . . .	252
Ausführung des . . . . .	378	„ des Gewichtes . . . . .	249
„ falsche . . . . .	383	graph. Berechn. des Gewichtes . . . .	235
„ richtige . . . . .	382	graph. Berechn. f. Eincyl.-M. . . . .	238
Schieberstangen, <i>Normalien</i> . . . . .	372	„ „ „ Komp.- „ . . . . .	243
Schieberstangenführung . . . . .	354, 363	„ „ „ Tandem- „ . . . . .	246
<i>Normalien</i> . . . . .	364	„ „ „ Zwilling- „ . . . . .	240
mit Regulatorantrieb . . . . .	355	Bestimmung des Schwerpunkt-	
„ „ <i>Norm.</i> . . . . .	356	durchm. . . . .	252
Schiebersteuerung . . . . .	325	Centrifugalkraft . . . . .	253
Doppel- . . . . .	332	Fliehkraft d. Stossverbindung . . . .	263
einfache . . . . .	326	Form und Grösse des Kranz-	
„ <i>Normalien</i> . . . . .	330	querschnittes . . . . .	252, 275
Meyer . . . . .	332	grosse schwere . . . . .	271
„ <i>Normalien</i> . . . . .	334, 336	grössere, <i>Normalien</i> . . . . .	282
Rider . . . . .	341	Kranzverbindung . . . . .	255, 259
„ <i>Normalien</i> . . . . .	348	„ Berechn. d. . . . .	260
Schiffskopf, Tab. . . . .	136	„ <i>Normalien</i> . . . . .	284
Schiffsmaschine . . . . .	505	kleine, <i>Normalien</i> . . . . .	281
Dreif.-Expans- . . . . .	509	Massen- . . . . .	285
Kompond- für Raddampfer . . . . .	506	„ Kranzverbindung . . . . .	285
Kurbelwelle der . . . . .	506	Nabenverbindung . . . . .	262
Rahmen für . . . . .	506	Sprengen der Nabe . . . . .	275
stehende Kompond- . . . . .	508	Ungleichförmigkeitsgrad . . . . .	247, 251
Steuerung der . . . . .	507	Walzenzugmaschine . . . . .	537
Schmiernuten und Schmierlöcher . . . .	90	<b>Stellvorrichtung, Meyersche Steue-</b>	
Schmierung der Dampfcylinder . . . . .	214	rung . . . . .	338
der gekröpften Welle . . . . .	103, 544	Meyersche <i>Normalien</i> . . . . .	340, 341
„ Kolbenstangen . . . . .	192	Steuerungen . . . . .	325
„ Kreuzkopfbolzen . . . . .	159	Diagramme . . . . .	328, 346
„ Kreuzkopfgleitschuhe . . . . .	149	für Dreif.-Exp.-Masch. . . . .	501



	Seite		Seite
Steuerungen f. Eincylinder-Masch.	469	Treibstangenkopf offener, Tab.	136
„ Fördermaschinen . . .	524	Schraubensicherung . . .	130
„ Compoundmaschinen . . .	483	„ Tab. . .	131
Meyer- . . . . .	332	Turbinen-, Dampf- . . . . .	579
„ <i>Normalien</i> . . . . .	334, 336	<b>Ueberhitzer Dampf</b> . . . . .	571
Rider . . . . .	341	Unempfindlichkeitsgrad des Regu-	
„ <i>Normalien</i> . . . . .	348	lators . . . . .	300
für Reversiermaschinen . . .	513	Ungleichförmigkeitsgrad des Regu-	
Steuerungen für stehende Masch.	546	lators . . . . .	299
„ Tandem- „ . . . . .	492	Ungleichförmigkeitsgr. d. Schwung-	
Wahl der . . . . .	457	rades . . . . .	247, 251
Stirnzapfen, Tab. . . . .	609	<b>Ventile der nassen Luftpumpe</b> . .	395
Stopfbüchsen . . . . .	535	Ventilkegel, Tab. . . . .	613
Stopfbüchsenbrillen . . . . .	226	Volumendiagramme . . . . .	477
Stopfbüchspackung . . . . .	224	für Dreif-Exp-Masch. . . . .	499
Howaldt . . . . .	225	„ Compound- „ . . . . .	478
Metall- . . . . .	224	„ Tandem- „ . . . . .	492
Weichpackung . . . . .	224	<b>Walzenzugmaschine</b> . . . . .	527
Ziegler . . . . .	225	Details der . . . . .	533
<b>Tandemaschine, Details der</b> . .	486	Walzwerke, Leistung der . . . . .	538
Effektberechnung der . . . . .	486	Gewichte und Preise . . . . .	538
graph. Schwungradberechnung	246	Wanddampfmaschine . . . . .	552
Steuerung der . . . . .	492	Warmlaufen der Hauptlager . . .	85
Typ einer . . . . .	60	„ „ Kurbelzapfen . . . . .	112
Volumendiagramm der . . . . .	492	Wärmemotor, Diesel . . . . .	578
Wirkungsweise der . . . . .	6	Wasser, Reinigen von Oel . . . . .	438
Tangentialdruckdiagramm . . .	235	Wasserdampf . . . . .	9
Tosmaschine . . . . .	559	Bezeichnung der Nässe . . . . .	9
Torsionsfestigkeit . . . . .	55	Eigenschaften des . . . . .	9
Tourenschwankung . . . . .	247	Gesamtwärme u. Temperatur	12, 418
Trägheitsmoment, Tab. . . . .	56, 57	gesättigter . . . . .	9
Transmissionen . . . . .	618	Gewicht von . . . . .	12
gebräuchl. Wellendurchm . . .	618	überhitzer . . . . .	9, 571
Trapezgewinde, Tab. . . . .	189	Wasserkühlung Hauptlager . . . .	92
Treibstange . . . . .	120	„ künstliche . . . . .	439
Berechnung der . . . . .	120	Weiss, Kondensation . . . . .	433
Form der . . . . .	121	Weissguss für Lager . . . . .	86
Sicherheitsgrad der, Tab. . . .	120	Westinghouse-Maschine . . . . .	564
Treibstangenkopf . . . . .	122	Widerstandsmomente, Tab. . . . .	56, 57
Berechnung . . . . .	122, 125	Willans-Maschine . . . . .	560
gegabelt . . . . .	124, 126	Woolfsche Maschine . . . . .	60, 493
„ <i>Normalien</i> . . . . .	138	„ Steuerung der . . . . .	494
mit Kappe, Tab. . . . .	136	<b>Zerknickungsfestigkeit, Tab.</b> . . .	55
Konstruktionseinzelheiten . .	127	Zschocke, Kühlwerke . . . . .	442
mit Kugellager . . . . .	129	Zugfestigkeit . . . . .	54
Nachstellung der Lager . . . .	129	Zwillingsmaschine . . . . .	471
<i>Normalien</i> . . . . .	131, 132, 134	Achse für, Tab . . . . .	471

## Vor dem Gebrauch

wolle man folgende Berichtigungen eintragen.

Seite	Zeile	statt	setze
31	Gleich. 12 e	$h' = \frac{V}{v} (1 + s'') \cdot \frac{w''}{p}$	$h' = \frac{V}{v} (1 + s'') \cdot \frac{w''}{p} - s'$
41	Tab. 31	Tourenzahl	Kolbenhub
70	in Fig. 136—140	$0,6 \cdot l$	$0,6 \cdot h$
71	Tab. 48 Rubr. k	560, 630, 700, 750	570, 645, 685, 695
75	2 von unten	151	162
82	Tab. 53 für Maass	$g = 180, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 425.$	
100	Gleich. 56 $M_t$ nicht = Null, aber so klein, dass wir es im allgemeinen vernachlässigen können.		
142	Gleich. 124	$M_b = 0,62 \cdot P \cdot \left(\frac{d}{1} + \frac{x}{2}\right)$	$M_b = 0,62 \cdot P \cdot \left(\frac{d}{4} + \frac{x}{2}\right)$
169	8 von unten	$e = \frac{0,2 \cdot d^4}{111000 \cdot a^3}$	$e = \frac{0,15 \cdot d^4}{110000 \cdot c^3}$
169	9 von unten	a	c
259	Gleich. 240	$2,5 \cdot s$	besser $3 \cdot s$
266	Gleich. 271		streichen
274	unten	a meist $60^0$	$\alpha$ meist $120^0$
306	15 von oben	$g = 981 \text{ cm}$	$g = 9,81 \text{ Mtr./Sek.}^2$
307	Gleich. 298	$\sqrt{\frac{1}{T^2}}$	$\sqrt{\frac{1}{T^2}}$
346	Fig 1213	Ordinate (y) vom Relativschieberkreis	Ordinate (y) vom Kurbelkreis
349	Tab. 156. Buchstaben s und $s_1$ vertauschen.		
384	16 v. unten	(321 a)	(321 b)
417	2 von oben setze: Centrifugalpumpe oder Rotationspumpe.		
466	10 von unten	Weite	Werte
474	2 von oben	2000	1200
557	4 „ „	Sek./Mtr. <sup>2</sup>	Mtr./Sek. <sup>2</sup>
557	16 „ unten	„	„
558	6 „ oben	„	„

## Einleitung.

Die Kenntniss von der **bewegenden Kraft des Dampfes** ist schon sehr alt, jedoch wurde erst im Jahre 1695 von *Dionys Papin* das Modell einer Dampfmaschine ausgeführt, auf der Idee beruhend, dass man **Wasserdampf durch kaltes Wasser verdichten** und dadurch einen **luftleeren Raum** hervorbringen kann. 1699 wandte *Savery* dieses Princip zur Hebung von Wasser an, und im Jahre 1705 wurde von *Newcomen* die erste eigentliche Dampfmaschine konstruirt.

Eine dieser älteren zur Wasserhebung dienenden Dampfmaschinen (atmosphärische Maschine genannt) ist in *Fig. 1* dargestellt, und bedeutet:

- a* **Dampfcylinder,**
- b* **Dampfkolben,**
- c* **Dampferzeuger,**
- d* **Hahn für den Übertritt des Dampfes vom Kessel nach dem Cylinder,**
- e* **Wasserreservoir,**
- f* **Hahn für das Kühlwasser,**
- g* **eine Klappe, welche den Eintritt der atmosphärischen Luft in den Cylinder verhindert,**
- h* **Balancier, zur Übertragung der Bewegung auf**
- i* **Pumpengestänge.**

Die **Wirkung der Maschine** ist nun folgende:

In der gezeichneten Stellung der Maschine hat das Gewicht des Pumpengestänges *i* den Kolben *b* in die höchste Lage gebracht, gleichzeitig ist das Cylindervolumen durch den Hahn *d* mit Dampf von der Elasticität der atmosphärischen Luft gefüllt und der Hahn wieder geschlossen worden; öffnet man nun den Hahn *f*, so wird durch **Einspritzen kalten Wassers** der Dampf verdichtet und ein **luftleerer Raum** gebildet. Der **äussere Luftdruck** drückt sodann den Kolben herunter und wird dieses Spiel durch abwechselndes Öffnen und Schliessen der Hähne *d* und *f* in regelmässigen Betrieb unterhalten.

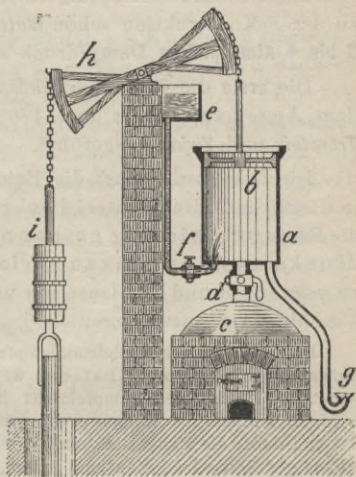


Fig. 1. Atmosphärische Maschine.

Durch *James Watt* wurden viele Verbesserungen an der Maschine vorgenommen, unter anderem wurde das Öffnen und Schliessen der Hähne auf mechanischem Wege und nicht mehr mit Menschenhand bewirkt. Ferner ordnete *Watt* zum Verdichten des Dampfes einen besonderen **Kondensator** an und erzeugte den Druck auf den Kolben nicht mehr durch atmosphärische Luft, sondern durch die **Spannkraft des Dampfes**.

So baute *Watt* die erste für verschiedene Zwecke geeignete Dampfmaschine im Jahre 1768.

Die *Wattsche Niederdruckmaschine*, als Balanciermaschine ausgeführt, arbeitete mit 1,3 Atm. Dampfdruck und gebrauchte etwa 4 kg Kohlen pro Pferdekraft und Stunde.

Diesen Niederdruckmaschinen, welche ausschliesslich mit Kondensation arbeiteten, folgten die **Hochdruckdampfmaschinen**, zu deren Konstruktion schon *Watt* die Idee fasste und bei welcher **3 bis 4 Atmosphären** Dampfdruck zur Wirkung kamen.

Die **erste** dieser Hochdruckdampfmaschinen wurde 1801 von dem Amerikaner *Evans* und 1802 solche von den Engländern *Trevethik* und *Vivian* ausgeführt.

Die Erkenntnis, dass die Erzeugung **hochgespannter Dämpfe** in Bezug auf Brennmaterialverbrauch viel vorteilhafter ist, als die Erzeugung niedrig gespannter, führte dazu, die Niederdruckmaschine ganz zu verlassen, Dampf von 4 bis 6 Atm. zu verwenden und Kondensation unter besonders dazu geeigneten Verhältnissen anzubringen.

Die Wirkung der Hochdruckdampfmaschinen ist (bei gleichem Kohlenaufwande) viel vorteilhafter, wenn der Dampf durch **Expansion** wirkt, d. h. wenn der Dampfeintritt in einem Augenblick abgeschlossen wird, in welchem der Kolben erst einen Teil seines Weges durchlaufen hat und durch die Expansionskraft des Dampfes noch bis ans Ende seines Hubes gedrückt wird. Man fand jedoch, dass bei zu weit getriebener Expansion eine verhältnismässig starke Abkühlung am auspuffenden Cylinderende eintritt, durch welche eine teilweise Kondensation des Eintrittsdampfes hervorgerufen wird; ausserdem sind schwere Schwungräder nötig, um den **bedeutenden Druckwechsel** durch hohe Expansion zu regeln, welches wiederum einen Verlust an Nutzarbeit bedingt.

Im Jahre 1776 konstruierte der Engländer *Hornblower* eine Wasserhaltungsmaschine mit **zwei ungleich grossen Cylindern**, bei welcher der Frischdampf zuerst mit seinem vollen Drucke und auch teilweiser Expansion im Cylinder von kleinerem Durchmesser zur Wirkung kommt, darnach in den grossen Cylinder eintritt und hier noch den Rest seines Effektes abgibt. Die *Hornblowersche* Maschine war **einfach wirkend**, sehr

kompliziert und wurde von der eincylindrigen Expansionsmaschine wieder verdrängt.

*Arthur Woolf* baute im Jahre 1804 die erste **Zweicylinder-Hochdruckmaschine** mit Kondensation nebst einem Wasserröhrenkessel und liess sich darauf ein englisches Patent geben.

Die *Woolfsche* Maschine übertraf die *Hornblowersche* durch Einfachheit in der Konstruktion und dadurch, dass dieselbe **doppeltwirkend** war, dass also der Dampf auf beiden Seiten abwechselnd zur Wirkung kam.

Allgemein wurde die *Woolfsche* Maschine jedoch erst verbreitet, als man in stande war, **Dampfkessel für hohen Druck** herzustellen und auch die Maschinen vollkommener auszuführen.

Durch *John Edler* und *M. Roentgen* wurde in den 50er Jahren die Zweicylindermaschine wesentlich verbessert und diese neue Konstruktion mit dem Namen „**Kompound**“ bezeichnet.

Bei der Kompoundmaschine sind die 2 Kurbeln (meistens um 90°) versetzt. Der Gang der Maschine wird dadurch viel gleichmässiger, da die Kolben nicht zu gleicher Zeit in den toten Punkt treten. Hauptsächlich im **Schiffsmaschinenbau** fand die Kompoundmaschine viel Verwendung, wird jedoch dort in der Neuzeit von der **Dreifach-Expansionsmaschine** verdrängt. Letztere gestattet die **vorteilhafteste Ausnutzung** des Dampfes von 9 bis 12 Atm., indem der Frischdampf erst in den Hochdruckcylinder tritt, dort expandiert und dann unter teilweiser Expansion den Mitteldruckcylinder füllt, von da aus in den Niederdruckcylinder geleitet wird und dann ins Freie oder in den Kondensator geht.

Nachstehende Tabelle zeigt die **Fortschritte** in der **Ausnützung der Brennstoffe** seit Erfindung der Dampfmaschinen. Die Zahlen geben den Kohlenverbrauch in Kilogramm pro Pferdekraft und Stunde.

Atmosphärische Maschine <i>Savery</i> i. J. 1700	Niederdruckmaschine <i>Watt</i> 1768	Hochdruckmaschine <i>Evans</i> 1801	Zweicylindermaschine <i>Woolf</i> 1804	Kompoundmaschine <i>Edler</i> 1850	Dreifach-Expansionsmaschine	
					1870	1901
14	4	3	2	1	0,8	0,6

Ogleich jetzt augenscheinlich die Dampfanlagen auf einer hohen Stufe der Vollkommenheit stehen, so wird bei den besten Einrichtungen doch nur etwa 15% der in den Brennstoffen enthaltenen theoretischen Heizkraft verwertet.

## Abschnitt I.

---

### Wirkungsweise der Eincylinder-Dampfmaschine.

Die Wirkungsweise einer modernen Hochdruckdampfmaschine in einfachster Ausführung kann man sich an der schematischen Zeichnung *Fig. 2* (Seite 5) klar machen.

Der vom Kessel kommende **Dampf** tritt durch das Frischdampfrohr *s* in den hinteren Raum des Dampfzylinders *A* und drückt den Dampfkolben *K* vorwärts. Der Kolben schiebt den Kreuzkopf *C* und dieser die Treibstange *D*. Der Kopf der Treibstange greift an dem Kurbelarm *E* an und bewirkt somit eine Drehung der Kurbelwelle *G*.

Während dieser Zeit entweicht der Dampf auf der vorderen Seite nach dem Auspuffrohr *a*.

Dieses abwechselnde Spiel des Dampfein- und -Austrittes reguliert der Schieber *g*, wie später unter „**Steuerungen**“ näher erläutert wird. Der Schieber *g* erhält vom Excenter *q* seine hin- und hergehende Bewegung.

Die Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine wird durch den Regulator *R* geregelt, indem dieser bei höherer Tourenzahl steigt, und durch die Drosselklappe den Querschnitt des Frischdampfrohres verengt, und umgekehrt, bei geringerer Tourenzahl sinkt und den Querschnitt des Frischdampfrohres ganz öffnet.

Diese Regulierung mittelst Drosselklappe wird jetzt nur noch bei ganz kleinen Maschinen ausgeführt; man wendet jetzt Expansionschieber-Steuerungen an, wie in *Fig. 131* (Seite 67) gezeigt, und im Kapitel „**Steuerungen**“ näher erklärt.

Das **Schwungrad** *H* hilft der Maschine über die toten Punkte hinweg, ohne Schwungrad würde die Maschine stehen bleiben, sobald die Kurbel horizontal (also im toten Punkte) sich befindet.

Die Kraftentnahme geschieht fast immer direkt vom Schwungrad aus, eine besondere Riemenscheibe (wie in *Fig. 2* mit *P* bezeichnet) ist meistens nicht vorhanden.

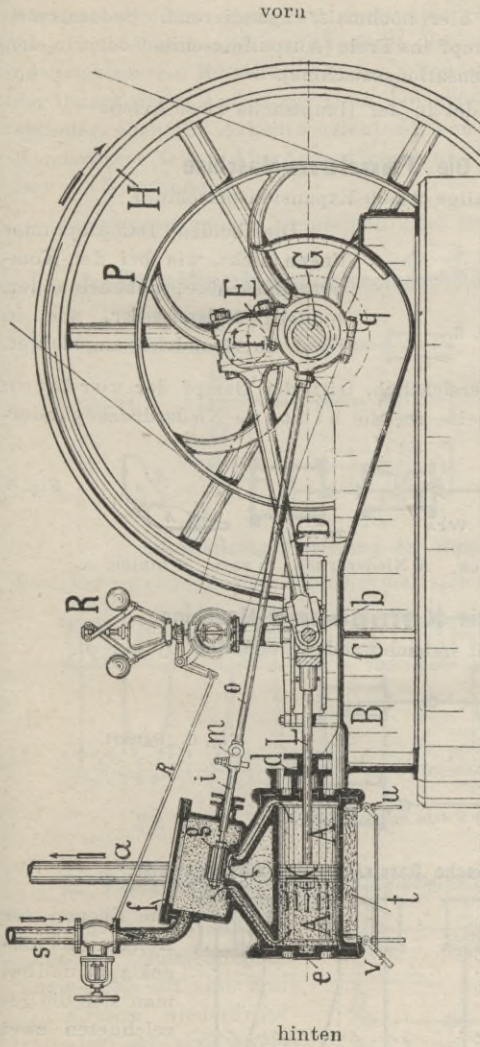


Fig. 2. Maschine mit einfachem Muschelschieber und Drosselklappe.

- |   |   |  |   |
|---|---|--|---|
| <p>A Dampfcylinder,<br/>B Rahmen,<br/>C Kreuzkopf,<br/>D Treibstange,<br/>E Kurbelarm,<br/>F Kurbelzapfen,<br/>G Kurbelwelle,</p> | <p>H Schwungrad,<br/>K Dampfkolben,<br/>L Kolbenstange,<br/>P Riemenstange,<br/>R Riemenstange z. Antrieb,<br/>a Anspuffrohr<br/>b Kreuzkopfbolzen,</p> | <p>d vorderer Cylinderdeckel,<br/>e hinterer Cylinderdeckel,<br/>f Schieberkasten,<br/>g Schieber,<br/>i Schieberstange,<br/>m Gelenk,<br/>o Excenterstange.</p> | <p>q Excenter,<br/>r Regulatorgestänge,<br/>s Dampfzuleitungsrohr,<br/>t Umhüllung,<br/>u Kondensnähne,<br/>v Hebel zum Öffnen der-<br/>selben.</p> |
|---|---|--|---|

## Wirkungsweise der 2fach-Expansionsmaschine.

Der Frischdampf tritt zuerst in den **Hochdruckcylinder**, expandiert dort, strömt durch den Receiver (Aufnehmer) in den **Niederdruckcylinder**, hier nochmals expandierend. Sodann entweicht er als Abdampf ins Freie (Auspuffmaschine) oder in den Kondensator (Kondensationsmaschine).

Man unterscheidet in der Hauptsache zwei Arten:

### 1. Die Tandem-Maschine

(einkurbelige 2fach-Expansionsmaschine).

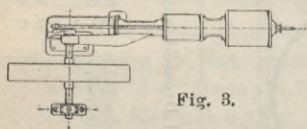


Fig. 3.

Die beiden Dampfzylinder liegen nicht, wie bei der Compoundmaschine, nebeneinander, sondern **hintereinander**, wie in Fig. 3 im Grundriss angedeutet.

Wie aus Fig. 4 ersichtlich, tritt der Dampf der vorderen Hochdruckcylinderseite auf die hintere Niederdruckcylinderseite.

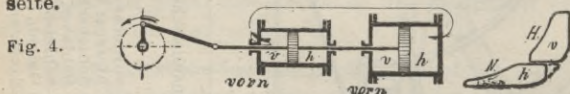


Fig. 4.

Fig. 5.

H Hochdruck, N Niederdruck, v vorn, h hinten.

### 2. Die Compound-Maschine

(2 kurbelig) mit nebeneinander liegenden Cylindern.

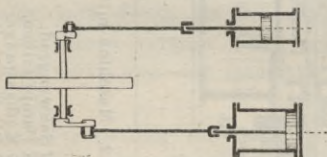


Fig. 6. Bauart.

#### Schematische Darstellung der Wirkungsweise.

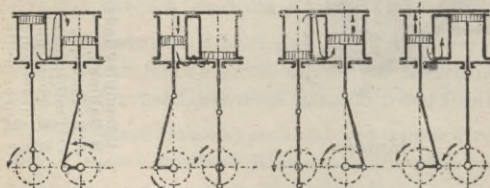


Fig. 7-10. Compound mit Aufnehmer (Receiver).

Die Ebenen der Achsen sind umgeklappt, und hat man sich die gezeichneten zwei Achsen als eine solche zu denken.

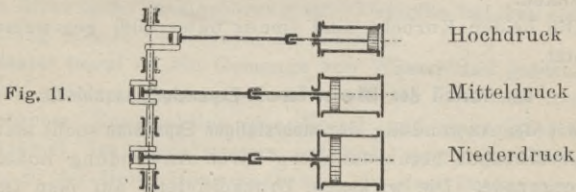


## Wirkungsweise der 3fach-Expansionsmaschine.

Der Dampf arbeitet hier nacheinander in drei ungleich grossen Cylindern. Der Frischdampf tritt zunächst in den **Hochdruck**cylinder, expandiert dort unter gleichzeitiger Verrichtung von Arbeit und strömt durch den Aufnehmer I in den nächstgrösseren **Mitteldruck**cylinder. Von diesem gelangt dann der Dampf durch Aufnehmer II in den grössten, den **Niederdruck**cylinder, ebenfalls Arbeit verrichtend, von welchem er in den Kondensator tritt. Als Auspuffmaschine findet dieses System fast nie Verwendung.

Im grossen ganzen kennt man zwei Bauarten:

### I. Dreifach-Expansionsmaschine. (3 kurbelig.)



#### Schematische Darstellung der Wirkungsweise.

Statt der gezeichneten 3 Achsen hat man sich eine solche zu denken

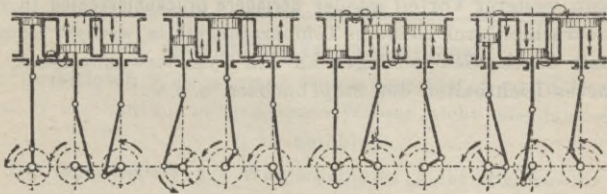


Fig. 12-15. Dreifach-Expansion mit 2 Aufnehmern.

### 2. Tandem-Dreifach-Expansionsmaschine. (2 kurbel.)

Hoch- und Mitteldruckcylinder hintereinander angeordnet auf eine Kurbel wirkend, Niederdruckcylinder auf eine zweite Kurbel arbeitend. Für liegende Maschinen beliebte Bauart.

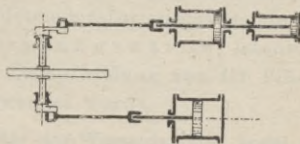


Fig. 16.

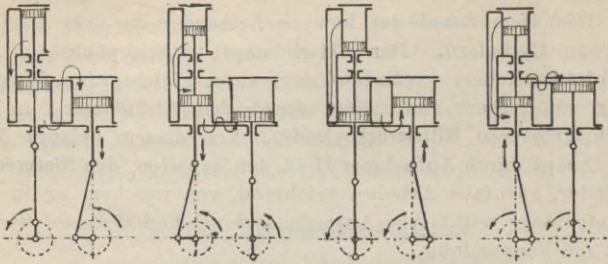
**Schematische Darstellung der Wirkungsweise.**

Fig. 17-20. Tandem-Dreifach-Expansion mit 2 Aufnehmern.

Statt der gezeichneten 2 Achsen hat man sich eine solche zu denken.

Die beiden Kurbeln sind (meist unter  $90^\circ$ ) gegeneinander versetzt.

**Der Vorteil der Mehrfach-Expansionsmaschinen.**

Mit der Anwendung der **mehrstufigen Expansion** sucht man den Dampfverbrauch herabzumindern durch Anwendung hoher Expansionsgrade. Die wirksame Druckdifferenz auf dem Dampfkolben ist bei der Mehrfach-Expansionsdampfmaschine nicht so starken Schwankungen unterworfen als bei der Einzylinderdampfmaschine.

Ein weiterer Vorteil ist der **geringere Druckunterschied** in den Cylindern, hierdurch kleineres Temperaturgefälle (weniger Dampfverluste durch Niederschlagen an den Cylinderwandungen), bequemeres Dichthalten der Stopfbüchsen u. s. w.

## Abschnitt II.

### Eigenschaften des Wasserdampfes. \*)

**Wärmeeinheit** (Kalorie) ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser von 0° Cels. Temperatur auf 1° zu erhöhen.

Die **Siedetemperatur** des Wassers steht im engsten Zusammenhang mit dem auf der Oberfläche lastenden Drucke; bei atmosphärischem Drucke (1,033 kg pro Quadratcentimeter) ist die Siedetemperatur 100°, bei höherem Drucke mehr.

**Gesättigter Dampf** ist solcher, welcher für eine bestimmte Temperatur die grösste Dichte besitzt.

**Ueberhitzter Dampf** entsteht durch weitere Wärmezufuhr zum gesättigten Dampfe, während der Dampf mit der Wasseroberfläche nicht mehr in Berührung ist. Derselbe hat bei gleicher Spannung höhere Temperatur als letzterer.

**Nasser Dampf** ist ein Gemenge von Wasser und gesättigtem Dampfe gleicher Temperatur, wie er durch forcierten Betrieb, ungeeignete Konstruktion der Kessel und ungeeigneter Beschaffenheit des Kesselwassers entsteht. Auch das Kondenswasser in der Rohrleitung kann sich mit dem Dampf mischen.

**Tabelle 2. Bezeichnung der Nässe des Dampfes.**

Mitgerissenes Wasser	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	3	5	8%
Bezeichnung . . .	trocken	ziemlich nass	nass	sehr nass	über nass

#### Der gesättigte Wasserdampf.

(Den gesättigten Wasserdampf nennt man trockenen Dampf, wenn er mechanisch mitgerissenes Wasser nicht oder höchstens  $\frac{1}{2}$  % enthält.)

Die **Gesamtwärme** des Wasserdampfes giebt die Anzahl der Wärmeeinheiten an, die zur Bildung von 1 kg Dampf aus Wasser von 0° bei bestimmter Spannung benötigt sind; sie setzt sich zusammen aus:

**Flüssigkeitswärme**, d. i. die zur Temperaturerhöhung der Flüssigkeit von 0° auf die Siedetemperatur aufgewendete Wärmemenge und aus der **Verdampfungswärme**, latenten oder gebundenen Wärme, die zur Dampfbildung aus der Flüssigkeit von der Siedetemperatur verwendet wurde.

\*) Die physikalischen Gesetze des Wasserdampfes findet man in der einschlägigen Litteratur, „Mechanik der Gase und Dämpfe“ etc., ausführlich behandelt.

Die **Verdampfungswärme** zerfällt in:

**Aeussere Verdampfungswärme**, die zum Ueberwinden des äusseren Widerstandes beim Uebergehen in Gasform nötige, und die **innere Verdampfungswärme**, die zum Bestande des gasförmigen Zustandes nötige Wärmemenge (der Unterschied zwischen Verdampfungswärme und äusserer Verdampfungswärme).

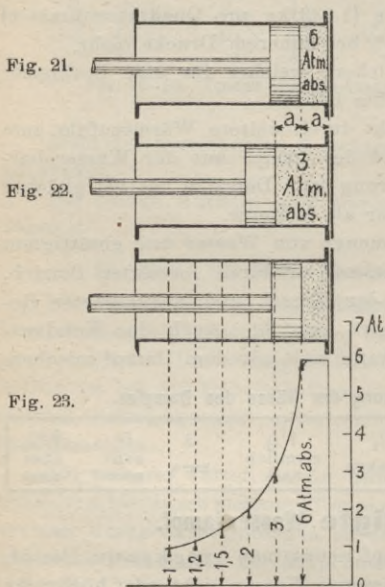
Der **Dampfdruck** wird ausgedrückt durch:

Atmosphären absolut oder durch Atmosphären Ueberdruck. Erstere werden vom absoluten Vakuum gezählt,

letztere vom Drucke der Atmosphäre, und ist die Zahl der Atmosphären Ueberdruck um 1 (dem Druck der Luft) kleiner als die Zahl der absoluten Atmosphären. **Manometer** geben die Drücke in Atmosphären-Ueberdruck an.

Ueber das Verhalten des Dampfes bei Spannungs-Aenderungen giebt das Mariotte'sche Gesetz Aufschluss, welches lautet:

„Die **Dichtigkeit** einer und derselben Dampfmenge ist gleich der Spannung derselben, oder die Volumen einer und derselben Dampfmenge verhalten sich umgekehrt wie deren Spannungen.“



Wird demnach eine gewisse Dampfmenge auf die Hälfte ihres ursprünglichen Volumens zusammengepresst, ihre Dichtigkeit also auch doppelt so gross, so ergiebt sich die Spannung als die doppelte der anfänglichen.

Denken wir uns z. B. nach **Fig. 21** hinter dem gezeichneten Kolben in der Entfernung  $a$  vom Cylinderdeckel Dampf von 6 Atm. abs. dampfdicht eingeschlossen, denken wir uns dann ferner den Kolben um das Stück  $a$  fortbewegt, so wird in der in **Fig. 22** gezeichneten Stellung die Dampfspannung auf 3 Atm. gefallen sein, da das Volumen des Dampfes sich verdoppelt, demnach nach oben erwähntem Grundsatz die Dampfspannung auf die Hälfte sinken müsste.

Je weiter der Kolben fortbewegt wird, desto mehr sinkt die Dampfspannung, wie an dem Schema (*Fig. 23*) ersichtlich ist.

Die Kurve in *Fig. 23* heisst die **Expansionskurve**; dieselbe entsteht, wenn man auf eine horizontale Linie (die sogenannte Nulllinie) die den jeweiligen Kolbenstellungen entsprechenden Spannungen vertikal aufträgt. Man wählt zu diesem Zwecke einen beliebigen Maassstab, indem für 1 Atm. ein beliebiges Höhenmaass (in *Fig. 23* z. B. 5 mm = 1 Atm.) angenommen wird.

Man muss also, um die abs. Spannung aus dem Ueberdruck zu erhalten, 1 Atm. zuzählen, und umgekehrt erhält man durch Abziehen 1 Atm. von der abs. Spannung die Spannung in Atm. Ueberdruck.

Wir haben auf Seite 10 gesehen, wie sich **die Spannung des Dampfes mit dem Volumen ändert**. Wir haben gesehen, dass z. B. eine gewisse Dampfmenge von 6 Atm. abs. auf 3 Atm. abs. fällt, sobald das die Dampfmenge einschliessende Volumen auf das Doppelte vergrössert wird.

Umgekehrt natürlich steigt der Druck auf 6 Atm. abs., sobald wir Dampf von 3 Atm. abs. auf das Halbe des ursprünglichen Volumens zusammenpressen. (Das Zusammenpressen von Dampf findet statt bei der Kompression.) Man ist also imstande, für jede beliebige Kolbenstellung den Dampfdruck zu **berechnen**, wenn der Füllungsgrad und der Dampfdruck, mit welchem die Maschine arbeitet, bekannt ist.

Wir wollen vorläufig den Einfluss des schädlichen Raumes ausser acht lassen.

**Beispiel.** Eine Maschine arbeitet mit 6 Atm. abs. und  $\frac{1}{2}$  Füllung. Wie gross ist die Spannung des Dampfes am Ende des Kolbenhubes?

(Der Kolbenhub wird bei derartigen Rechnungen immer = 1 gesetzt.)

Wir haben hier Anfangsvolumen =  $\frac{1}{2}$ ,

Endvolumen = 1,

also Endspannung =  $\frac{6}{2} = 3$  Atm. abs. oder 2 Atm. Ueberdruck.

Der Dampf expandiert demnach bis auf 3 Atm. abs. oder 2 Atm. über dem äusseren Luftdruck.

Wir erkennen daraus schon, welchen wichtigen Faktor die **Endspannung** spielt, denn je höher die Dampfspannung ist, mit welcher der Dampf austritt, desto ungünstiger ist der Dampfverbrauch der Maschine, weil dann die Dampfspannung unvollständiger ausgenützt ist.

Bei der Maschine im obigen Beispiel geht die ganze Arbeitskraft des Dampfes von 2 Atm. verloren, ganz gleichgültig, ob der Dampf ins Freie oder in den Kondensator strömt.

Im **Dampfmaschinenbau** haben wir zu rechnen mit:

der <b>Spannung</b>	des Dampfes in Atm. abs.,
" <b>Temperatur</b>	"   "   " Grad Cels.,
" <b>Gesamtwärme</b>	"   "   " Kalorien,
dem <b>Gewicht</b>	"   "   " kg pro cbm.

Die Werte der nachstehenden Tabellen 3 und 4 sind für praktische Rechnungen abgerundet, bei genauen Ermittlungen

benutzt man die Fliegener'schen Tabellen, welche in Büchern der Mechanik und Physik zu finden sind.

**Tabelle 3. (Wasserdampf), Temperaturen und Gesamtwärme.**

Atmosphären absolut	Temperatur	Gesamtwärme	Atmosphären absolut	Temperatur	Gesamtwärme	Atmosphären absolut	Temperatur	Gesamtwärme	Atmosphären absolut	Temperatur	Gesamtwärme
<i>p</i>	<i>t</i>	$\lambda$	<i>p</i>	<i>t</i>	$\lambda$	<i>p</i>	<i>t</i>	$\lambda$	<i>p</i>	<i>t</i>	$\lambda$
0,1	46	621	2,6	129	645	5,2	154	653	9	177	660
0,2	60	624	2,8	132	647	5,4	155	653	9,5	179	661
0,4	76	629	3	134	647	5,6	157	653	10	181	661
0,6	86	633	3,2	136	648	5,8	158	654	10,5	183	661
0,8	93	635	3,4	138	648	6	160	655	11	186	663
1	100	637	3,6	140	648	6,2	161	655	11,5	188	663
1,2	105	639	3,8	142	649	6,4	162	655	12	190	663
1,4	109	639	4	144	650	6,6	164	656	12,5	192	665
1,6	113	640	4,2	146	651	6,8	165	656	13	193	665
1,8	117	642	4,4	148	652	7	166	656	13,5	195	665
2	120	643	4,6	149	652	7,5	169	657	14	197	665
2,2	123	643	4,8	151	652	8	172	658	14,5	199	666
2,4	126	644	5	153	653	8,5	174	659	15	200	666

1. Beispiel zu Tab. 3. Gesättigter Wasserdampf von 5,6 Atm. abs. hat eine Temperatur von 157° Cels. und eine Gesamtwärme von 653 Kalorien. (Letztere Zahl bezieht sich auf 1 kg.)

2. Beispiel zu Tab. 3. 1,2 Liter Wasser von 15° Cels. sollen in Dampf von 4 Atm. abs. verwandelt werden. Wieviel Kalorien muss man dem Wasser zuführen?

Nach Tab. 3 sind  $(650 - 15) \cdot 1,2 \sim 762$  Kalorien nötig.

Wollte man Dampf von 8 Atm. erzeugen, so wären

$(658 - 15) \cdot 1,2 \sim 772$  Kalorien nötig, also nur  $\frac{772-762}{762} \sim 1,3\%$  mehr.

Hieraus erkennt man den Vorteil der Anwendung hoher Dampfspannungen.

**Tabelle 4. Dampfgewicht\*) in Kilogramm pro Kubikmeter.**

Dampfdruck in Atm. abs.												
	,0	,1	,2	,25	,3	,4	,5	,6	,7	,75	,8	,9
0	—	0,07	0,13	0,16	0,19	0,25	0,31	0,36	0,42	0,45	0,48	0,53
1	0,59	0,64	0,70	0,73	0,75	0,81	0,86	0,91	0,96	0,99	1,02	1,07
2	1,13	1,18	1,23	1,26	1,29	1,34	1,39	1,44	1,50	1,52	1,55	1,60
3	1,65	1,70	1,75	1,78	1,81	1,86	1,91	1,96	2,01	2,04	2,06	2,11
4	2,16	2,21	2,26	2,29	2,31	2,37	2,42	2,47	2,52	2,54	2,57	2,62
5	2,67	2,72	2,77	2,79	2,82	2,87	2,92	2,97	3,02	3,04	3,06	3,11
6	3,16	3,21	3,26	3,28	3,31	3,36	3,41	3,46	3,51	3,53	3,56	3,61
7	3,66	3,70	3,75	3,77	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,02	4,05	4,10
8	4,14	4,19	4,24	4,27	4,29	4,34	4,39	4,44	4,48	4,50	4,53	4,58
9	4,63	4,68	4,73	4,75	4,77	4,82	4,87	4,92	4,96	4,98	5,01	5,06
10	5,11	5,16	5,21	5,23	5,26	5,31	5,35	5,40	5,45	5,47	5,49	5,54
11	5,59	5,63	5,68	5,71	5,73	5,78	5,83	5,87	5,91	5,94	5,98	6,02
12	6,06	6,10	6,15	6,18	6,21	6,26	6,30	6,32	6,38	6,42	6,46	6,50
13	6,53	6,57	6,63	6,66	6,68	6,74	6,77	6,79	6,85	6,89	6,93	6,97
14	7,01	7,06	7,11	7,13	7,16	7,21	7,24	7,26	7,33	7,36	7,40	7,45
15	7,48	7,53	7,57	7,59	7,61	7,66	7,69	7,71	7,78	7,78	7,80	7,85

Beispiel Dampf von 6,2 Atm. abs. wiegt 3,26 kg pro cbm.

\*) Nach Fliegener-Couert:  $\frac{1}{4} = 424$ , jedoch abgerundet.

## Abschnitt III.

### Das Dampfdiagramm.\*)

Unter „Dampfdiagramm“ soll die graphische Darstellung der Wirkung des Dampfes auf den Dampfkolben verstanden werden. Das Dampfdiagramm giebt Aufschluss über die **Spannung des Dampfes** vor und hinter dem Kolben für jede beliebige Kurbelstellung.

Die **Expansionskurve** lässt sich in folgender Weise durch Konstruktion finden:

$H$  sei die Länge des Diagramms (den Kolbenhub darstellend),

$h$  der Füllungsgrad, bezogen auf  $H = 1$ ,

$s$  die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des schädlichen Raumes auf einer Seite,

$p$  d. Anfangsspannung in Atm. abs.,

$va$  die Linie des absoluten Vakuums.

Ziehe von  $a$  aus einen Strahl  $aO$ , welcher die Linie  $iq$  in  $e$  schneidet, eine Parallele durch  $e$  zur Vakuumlinie  $va$  giebt den Endpunkt  $m$  in der Kurve. Die übrigen Punkte finden sich ebenso, wie aus **Fig. 24** ersichtlich.

Die **Kompressionskurve** wird in gleicher Weise verzeichnet.  $p_0$  sei der Gegendruck des abziehenden Dampfes,  $C$  der Kompressionsenddruck in Atm. abs. } **Fig. 25**

Ziehe durch  $C$  eine Parallele zur Vakuumlinie  $va$ , dann den Strahl  $Ou$ , welcher verlängert die Parallele in  $n$  schneidet. Auf einer Senkrechten durch  $n$  liegt der Punkt  $r$  der Kurve. Bei  $r$  ist Beginn der Kompression, mithin  $ru = o =$  Kompressionsdauer.

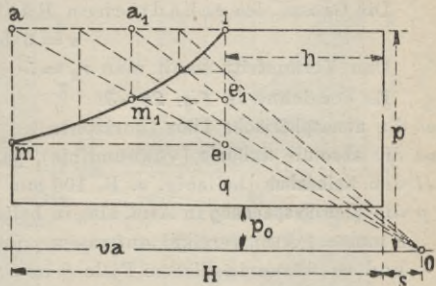


Fig. 24. Expansionskurve.

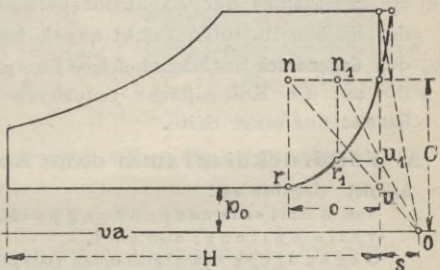


Fig. 25. Kompressionskurve.

\*) Ausführlicher in „Haeder, Der Indikator“, III. Aufl.

# 1. Eincylinder-Maschine.

Tabelle 5. Vorläufige Werte von  $p$  und  $w$  (Normalleistung).

$p =$	4	5	6	7	8	9	10	Atm. abs.	
ohne Kond. $w =$	1,7	1,75	1,8	2	2,1	2,2	2,3	„	„
mit „ $w =$	0,8	0,85	0,85	0,9	0,95	1	1	„	„

Ferner kann man setzen:

für Auspuff:  $C \sim 0,6 p$ ;  $p_0 = 1,1$  Atm. abs. . . . . (1)

„ Kondensation:  $C \sim 1$  Atm. abs.;  $p_0 = 0,3$  „ „ . . . (1a)\*

Die Grösse des schädlichen Raumes schwankt zwischen

$s = 6$  bis  $10\%$  . . . . . (1b)

Den Voraustritt wählt man  $v_e = 5$  „  $10\%$  . . . . . (1c)

Es bezeichne in *Fig. 26–31*

*at* die **atmosphärische Linie** (horizontal).

*va* die **absolute Nulllinie** (Vakuuml Linie), parallel zu *at*,

*H* den **Kolbenhub** (beliebig, z. B. 100 mm auftragen),

*p* die **Eintrittsspannung** in Atm. abs. in beliebigem Maassstab, z. B. 8 mm = 1 Atm. vertikal auftragen. (Die parallelen Linien *at* und *va* wären in diesem Falle 8 mm von einander entfernt),

*h* den **Füllungsgrad** bezogen auf  $H = 1$ ,

*w* die **Endspannung** der Expansionsperiode in Atm. abs., wenn der Kolben im toten Punkt angekommen ist,  $w = \frac{(h+s) \cdot p}{1+s}$

$p_0$  den **Gegendruck** des abziehenden Dampfes in Atm. abs.

*s* die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des **schädlichen Raumes** auf einer Seite.

## A. Volldruckdiagramm ohne Kondensation (*o C*).

Beispiel. Gegeben sei:

abs. Admissionspannung  $p = 4$  Atm.,

volle Füllung, also  $h = 1$ ,

Gegendruck des abziehenden Dampfes  $p_0 = 1,3$  Atm. abs.,

der Maassstab für den Dampfdruck 6 mm = 1 Atm.

Man ziehe horizontal (*Fig. 26*) die abs. Nulllinie *va*, wähle die Länge des Diagramms, z. B. 60 mm, ziehe eine Linie in der Höhe  $p = 4 \cdot 6 = 24$  mm parallel zu *va*, ferner die atmosphärische Linie *at* 6 mm und die Gegendrucklinie  $p_0 = 1,3 \cdot 6 = 7,8$  mm über *va*. Als **Arbeitsfläche** ergibt sich dann das schraffierte Rechteck. Die Spannung vor dem Kolben ist überall =  $p$  Atm. abs., diejenige hinter dem Kolben  $p_0$ . Hier ist also  $p = w$ , d. h. während des ganzen Kolbenhubes strömt Dampf ein.

\*) Sofern die Art der Steuerung nicht andere Verhältnisse bedingt. Bei Schiebermaschinen mit Kondensation wird *C* meist kleiner als 1 Atm. abs.



### B. Volldruckdiagramm mit Kondensation ( $mC$ ).

Für dasselbe Beispiel sei der Gegendruck  $p_0 = 0,2$  Atm. abs. angenommen, also  $0,2 \cdot 6 = 1,2$  mm (Fig. 27).

Fig. 26.  $\frac{1}{2}$  der natürlichen Grösse. Fig. 27.

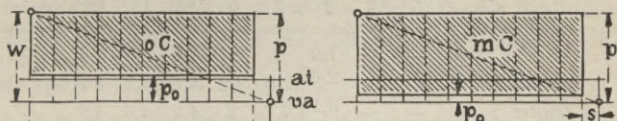


Fig. 28.

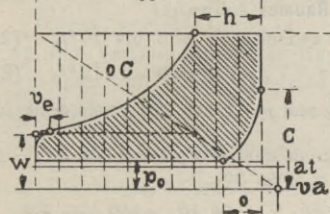
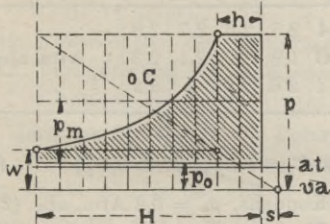


Fig. 29.

Fig. 30.

Fig. 31.

### C. Expansionsdiagramm ohne Kondensation ( $oC$ ).

Beispiel. Gegeben sei:

Eintrittsspannung  $p = 7$  Atm. abs.,

Füllung  $h = 0,2$ ,

Gegendruck des abziehenden Dampfes  $p_0 = 1,2$  Atm. abs.

Maassstab für den Dampfdruck = 6 mm = 1 Atm.,

schädlicher Raum  $s = 6\%$ .

$va$ ,  $H$ ,  $p$ ,  $at$  und  $p_0$  werden verzeichnet wie beim vorstehenden Beispiel, ferner bestimmt man die Endspannung

$$w = \frac{(h+s) \cdot p}{1+s} = \frac{(0,2+0,06) \cdot 7}{1+0,06} = \sim 1,72 \text{ Atm. abs. links mit } 6 \cdot 1,72 = 10,3 \text{ mm}$$

aufzutragen. Der so erhaltene Punkt wird mit dem durch  $h$  gefundenen durch eine Kurve (s. Seite 13) verbunden, und ergibt die schraffierte Fläche die Arbeitsfläche (Fig. 28).

### D. Expansionsdiagramm mit Kondensation ( $mC$ ).

Dasselbe Beispiel und für  $p_0 = 0,2$  Atm. abs. ist in Fig. 29 dargestellt.

In Fig. 30 und 31 ist ferner noch der verfrühte Dampfaustritt  $v_e$  und die Kompression  $o$  (s. auch Fig. 25) berücksichtigt.

**Das Aufzeichnen des Diagramms**  
für eine zu entwerfende Compound- oder Tandemmaschine.\*)

Tabelle 6. Vorläufige Werte von  $p$ ,  $V:v$  und  $p_r$ .\*\*)

	$p =$	5	6	7	8	9	10	11	12 Atm. abs.
Auspuff	$V:v =$	—	—	1,9	2	2,1	<b>2,2</b>	2,3	2,4
	normal $p_r =$	—	—	2,6	2,9	3,2	<b>3,5</b>	3,7	4 Atm. abs.
	gesteigert $p_r =$	—	—	3,2	3,7	4	4,2	4,6	4,9 " "
Kondens.	$V:v =$	2,2	2,3	<b>2,4</b>	2,5	2,6	2,7	2,8	—
	normal $p_r =$	1,2	1,4	<b>1,6</b>	1,8	2	2,1	2,3	— Atm. abs.
	gesteigert $p_r =$	1,8	2,1	<b>2,4</b>	2,6	2,8	3	3,2	- " "

Ferner kann man setzen:

$$\text{Kompressionsenddruck } C' = 0,7 p; \quad C'' = 0,6 p_r \quad (2)$$

für Auspuff  $p_o = 1,1$  Atm., für Kondens.  $p_o = 0,3$  Atm. abs. (2a)

Die Grösse des **schädlichen Raumes** schwankt

beim Hochdruckcylinder zwischen  $s' = 6$  bis  $10\%$  (2b)

" Niederdruckcylinder "  $s'' = 8$  "  $12\%$  (2c)

**Beispiel:** Für die Normalleistung und  $p = 8$  Atm. abs. Dampfdruck soll das Diagramm gezeichnet werden.

Nach Tabelle 6 ist für Kondens. zu wählen: Cyl.-Volumen  $V:v = 2,5$   
Aufnehmerdruck  $p_r = 1,8$  Atm. abs. (s. Fig. 32);

nach Gleich. 2 wird  $C' = 0,7 \cdot 8 = 5,6$ ;  $C'' = 0,6 \cdot 1,8 \sim 1,08$  Atm. abs.

" " 2a wählt man  $p_o = 0,3$  Atm. abs.

als schädli. Raum sei als Mittelwert nach Gleich. 2 b und 2 c

$$s' = 8\%; \quad s'' = 10\% \text{ gesetzt.}$$

Man zeichne die Länge des Hochdruck-Diagramms  $l' = 70$  und  
 $l'' = 70 \cdot V:v = 70 \cdot 2,5 \sim 175$  mm. Als Maassstab für den Dampfdruck sei  
15 mm = 1 Atm. angenommen.

**Reihenfolge für das Aufzeichnen.**

1. Absolute Nulllinie 1 ziehen (Fig. 32).
2. Linie 2 vertikal ziehen ergibt Polarpunkt  $O'$  für Hochdruck,  $p$  vertikal auftragen, also  $8 \cdot 15 = 120$  mm.
3. Admissionslinie 3 ziehen.
4. Schädlichen Raum  $s' = 0,08 \cdot 70 = 5,6$  mm und Länge  $l' = 70$  mm abtragen, Linien 4—4 ziehen.
5.  $p_r$  vertikal auftragen, also  $1,8 \cdot 15 = 27$  mm, Linie 5 ziehen.
6. Spannungsabfall  $a$  auftragen, also  $0,2 \cdot 15 = 3$  mm.
7. Expansionslinie 7 konstruieren von  $w'$  aus (s. S. 13) ergibt Füllung  $h'$ .

\*) Ausführlicher s. „Haeder, Indikator“, 3. Aufl.

\*\*) Erklärung der Bezeichnungen s. Seite 31.

8.  $C' = 5,6 \cdot 15 = 84$  mm auftragen, Kompressionslinie 8 zeichnen, ergibt Punkt  $u'$  (s. Fig. 32 u. 34).
9.  $p_0$  auftragen, also  $0,3 \cdot 15 = 4,5$  mm, Gegendrucklinie 9 ziehen.

Jetzt ist eine Hilfskonstruktion (Fig. 33) zur Bestimmung der Entfernung des Punktes  $u''$  von der senkrechten Linie 10 erforderlich.

10. Ziehe 10—10 im Abstand von  $s'' = 0,08 \cdot 175 = 14$  mm.
11. Kompressionsenddruck  $C'' = 1,08 \cdot 15 = 16,2$  mm auftragen, Linie 11 ziehen.
12. Konstruktion der Kompressionslinie 12 (s. Seite 13).
13. Verlängerung der Kompressionslinie 12 bis zur Eintritts-  
spannung  $p_r$  ergibt Punkt  $u''$ .

Jetzt ist für Fig. 32 der Polarpunkt  $O''$  bestimmt und kann man nunmehr das Niederdruckdiagramm aufzeichnen, indem man Punkt  $u''$  (Fig. 33) und  $u'$  (Fig. 32) zusammenlegt.

14. Von  $O''$  aus  $l'' + 0,08 \cdot l'' = 175 + 0,08 \cdot 175 = 189$  mm abtragen, ergibt Linie 14.

In der Verlängerung der Expansionslinie Hochdruck konstruiert man nun Expansionslinie Niederdruck und findet Endspannung  $w''$ .

Somit sind uns alle Werte gegeben, z. B.:

$h'$  nach Zeichnung 14 mm u. da  $l' = 70$  mm erg.  $h' = \frac{14}{70} = 0,2$

$h''$  " " 66 " " "  $l'' = 175$  " "  $h'' = \frac{66}{175} = 0,38$

$w''$  " " 12 " " 15 mm = 1 Atm. "  $w'' = \frac{12}{15} = 0,8$  At. abs

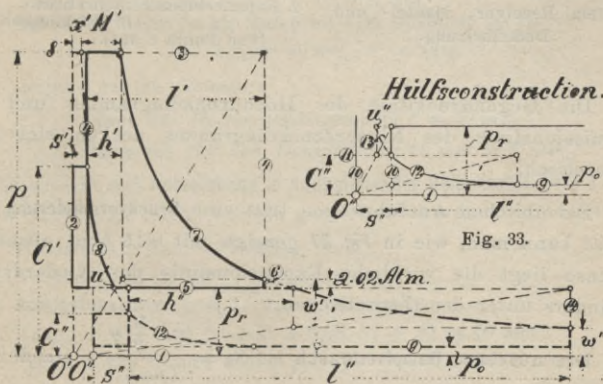


Fig. 33.

Fig. 32. Das vorstehende Beispiel im Maassstab 1:3.

Häderisiertes Diagramm, beste und richtigste Methode des Rankinierens  
Haeder, Dampfmaschinen.

$p_m$  bestimmt man für jeden Cylinder durch Planimeter oder mit der Simpsonschen Regel, wobei man der Sicherheit wegen die in Fig. 37 angegebenen Verluste abzieht.

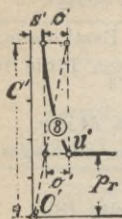


Fig. 34.

Kompression (Hochdruck).

Häufig ist der Kompressionsweg  $o'$  und  $o''$  gegeben, man findet dann  $C'$  nach Fig. 34 und  $C''$  nach Fig. 35, s. auch Fig. 25.

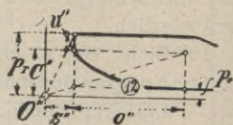


Fig. 35.

Kompression (Niederdruck).

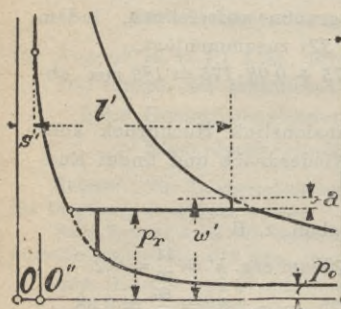


Fig. 36.

Nur erreichbar bei sehr gut geheiztem Receiver, Mantel- und Deckelheizung.

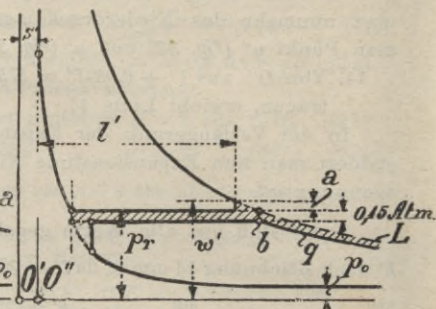


Fig. 37.

Bei ungeheizt. Receiver u. Cylinderdeckel:  
 $L$  Expansionslinie theoretisch,  
 $q$  " " in Wirklichkeit  
 (von Punkt  $b$  aus).

Die Gegendrucklinie des Hochdruckdiagramms und die Admissionslinie des Niederdruckdiagramms decken sich nur theoretisch.

Bei üblichen Ausführungen tritt eine **Druckverminderung** ein. Diese kann man, wie in Fig. 37 gezeigt, mit 0,15 Atm. ansetzen. Ebenso liegt die wirkliche Expansionslinie des Niederdruckcylinders unter der theoretischen.

Der nutzbare **Dampfverbrauch** ist  $S_n = \frac{27 \cdot \frac{M'}{v'} \gamma}{(p_m)i}$  s. Haeder Indikator. Dieser Wert soll also möglichst klein ausfallen, s. Seite 41.

## Das Aufzeichnen des Diagramms.

für eine zu entwerfende Dreifach-Expansionsmaschine.\*)

Tabelle 7. Vorläufige Werte von  $p$ ;  $V: v$  und  $p_r$  (für Kondensation).\*\*)

	$p$	9	10	11	12	13	14	15 Atm. abs.
Volum- verhältnis	$II: I =$	2,2	2,25	2,3	2,35	2,4	2,45	2,5
	$III: I =$	5,2	5,35	5,5	5,65	5,8	5,9	6
	normal $p_r' =$	3,5	3,7	<b>3,9</b>	4,25	4,6	5,1	5,6
	gesteigert $p_r' =$	3,8	4,1	4,4	4,75	5,1	5,65	6,2
	normal $p_r'' =$	1,3	1,4	<b>1,5</b>	1,6	1,7	1,85	2
	gesteigert $p_r'' =$	1,45	1,6	1,7	1,85	2	2,15	2,3

Ferner kann man setzen:

$$C' = 0,75 p; C'' = 0,75 p_r'; C''' = 0,6 p_r'' \quad \dots \quad (2d)$$

$$\text{für } p_0 = 0,3 \text{ Atm. abs.} \quad \dots \quad (2e)$$

Die Grösse des schädlichen Raumes schwankt

beim Hochdruckcylinder zwischen  $s' = 6$  bis  $10\%$  . (2f)" Mitteldruckcylinder "  $s'' = 8$  "  $12\%$  . (2g)" Niederdruckcylinder "  $s''' = 10$  "  $14\%$  . (2h)

**Beispiel:** Für die gesteigerte Leistung und  $p = 11$  Atm. abs. Dampfdruck soll das Diagramm gezeichnet werden.

Nach Tabelle 7 ist für Kondensation zu wählen:  $II: I = 2,3$ ;  $III: I = 5,5$ ;  $p_r' = 4,4$ ;  $p_r'' = 1,7$  Atm. abs.

nach Gleich. 2d wird  $C' = 0,75 \cdot 11 = 8,3$ ;  $C'' = 0,75 \cdot 4,4 = 3,3$ ;  $C''' = 0,6 \cdot 1,7 = 1,1$  Atm. abs.

nach Gleich. 2e wählt man  $p_0 = 0,3$  Atm. abs.

als schädli. Raum sei als Mittelwert nach Gleich. 2f bis 2h

$$s' = 8\%; s'' = 10\%; s''' = 12\%.$$

Legen wir zu Grunde:

Länge des Hochdruckdiagramms  $l' = 37$  mm,

Maassstab für den Dampfdruck  $15$  mm =  $1$  Atm.,

so geschieht das **Aufzeichnen in nachstehender Reihenfolge** (die Linien sind der Reihe nach, wie sie gezeichnet werden, numeriert).

1. Horizontale Linie (Fig. 38).
2. Vertikale Linie ( $O'$  Polarpunkt).
3. Admissionslinie ( $p = 11 \cdot 15 = 165$  mm).
4. Trage  $s' + l'$  auf ( $s' + l' = 0,08 \cdot 37 + 37 = 40$  mm).
5. Ziehe Linie 5 und Höhe  $p_r'$  ( $p_r' = 4,4 \cdot 15 = 66$  mm).

\*) Ausführlicher s. „Haeder, Indikator“, 3. Aufl.

\*\*) Erklärung der Bezeichnungen s. auch Seite 37.

6. Trage von Linie 5 aus 0,2 Atm. auf Linie 4 nach oben ab, ergibt 6  
 $(0,2 \text{ Atm.} = 0,2 \cdot 15 = 3 \text{ mm}).$
7. Konstruiere von Punkt 6 aus die **Mariottsche Linie** 7, ergibt  $s' + h'$ .
8. Trage auf 4 den Kompressionsenddruck  $C'$  ab und konstruiere die **Kompressionskurve** 8 bis auf Linie 5, ergibt Punkt  $u$   
 $(C' = 0,75 \cdot p = 0,75 \cdot 11 \cdot 15 = 123,75 \text{ mm}).$   
 Jetzt benötigen wir die in **Fig. 39** dargestellte Hilfskonstruktion.
9. Trage  $pr''$  von 1 aus ab, ergibt Linie 9  
 $(pr'' = 1,7 \cdot 15 = 25,5 \text{ mm}).$
10. Trage vom Polarpunkt  $O$   $s''$  ab, ergibt 10  
 $(s'' = 0,10 \cdot l''' = 0,10 \cdot 37 \cdot \frac{II}{I} = 0,10 \cdot 37 \cdot \frac{2,3}{1} = 8,5 \text{ mm}).$
11. Markiere auf 10 den Kompressionsenddruck  $C''$ , ergibt Linie 11  
 $(C'' = 0,75 \cdot pr' = 0,75 \cdot 4,5 \cdot 15 = 50,6 \text{ mm}).$
12. Konstruiere von hier aus die **Kompressionskurve** 12.
13. Verlängere diese Kurve bis zur Linie 5, ergibt Punkt  $u'$ , diesen Punkt  $u'$  lege man an den Punkt  $u$  in **Fig. 38**.
14. Trage von 10 aus die Länge  $l''$  ab, so bekommt man Linie 14  
 $(l'' = l' \cdot \frac{II}{I} = 37 \cdot \frac{2,3}{1} = 85 \text{ mm}).$
15. Konstruiere von Punkt 6 aus die **Mariotte** 15.
16. Der Schnittpunkt der Mariotte 15 mit 14 ergibt den Punkt 16, derselbe liegt etwa 0,3 Atm. über Linie 9  
 $(0,3 \text{ Atm.} = 0,3 \cdot 15 = 4,5 \text{ mm}).$
17. Von Linie 1 trage  $p_0$  ab, ergibt Linie 17  
 $(p_0 = 0,3 \text{ Atm.} = 0,3 \cdot 15 = 4,5 \text{ mm}).$
18. Darauf trage man den **schädlichen Raum**  $s'''$  von  $O$  aus unter Benutzung der Hilfskonstruktion (**Fig. 39**) ab, ergibt Linie 18  
 $(s''' = 0,12 \cdot l''' = 0,12 \cdot 37 \cdot \frac{III}{I} = 0,12 \cdot 37 \cdot \frac{5,5}{1} = 24,4 \text{ mm}).$
19. Vom Punkt  $O$  trage man  $s''' + o'''$  auf Linie 17 ab und errichte in dem Punkte eine Senkrechte. Den Schnittpunkt dieser Linie 9 verbinde man mit dem **Polarpunkt**  $O$ . Errichtet man nun im Schnittpunkt der letzteren mit Linie 17 eine Senkrechte, so hat man Linie 19  
 $(s''' + o''' = 24,4 + l''' \cdot 0,4 = 24,4 + 37 \cdot 5,5 \cdot 0,4 = 105,8 \text{ mm})$   
 unter Annahme von 40% Kompression.
20. Nun konstruiere man nach **Fig. 39** die **Kompressionskurve** 20 und
21. Verlängere dieselbe bis zur Linie 9, so findet man Punkt  $n'$ . Diesen Punkt  $n'$  lege man in **Fig. 38** auf Punkt  $n$ .

22. Darauf trage man von Punkt  $O'''$  aus  $s''' + l'''$  auf 1 ab, so bekommt man Linie 22

$$(s''' + l''' = 24,4 + 37 \cdot 5,5 = 228 \text{ mm}).$$

23. Verlängere Linie 15 bis zur Linie 9 und konstruiere von hier aus die **Mariotte** 23.

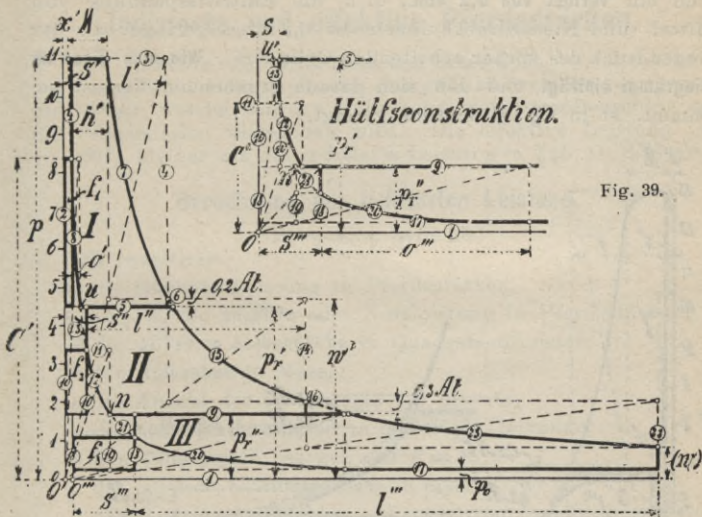


Fig. 39.

Fig. 38. Häderisiertes Diagramm für  $p = 11 \text{ Atm.}$

Aus den Diagrammen ergibt sich:

Füllungsgrad

$$h' = 14 \text{ mm, und da } l' = 37 \text{ mm } h' = \frac{14}{37} = 0,38$$

$$h'' = 34 \text{ " " " } l'' = 85 \text{ " } h'' = \frac{34}{85} = 0,40$$

$$h''' = 83,5 \text{ " " " } l''' = 203,5 \text{ " } h''' = \frac{83,5}{203,5} = 0,40$$

Kompressionsweg

$$o' = 3 \text{ mm, und da } l' = 37 \text{ mm } o' = \frac{3}{37} = 0,08$$

$$o'' = 9 \text{ " " " } l'' = 85 \text{ " } o'' = \frac{9}{85} = \sim 0,11$$

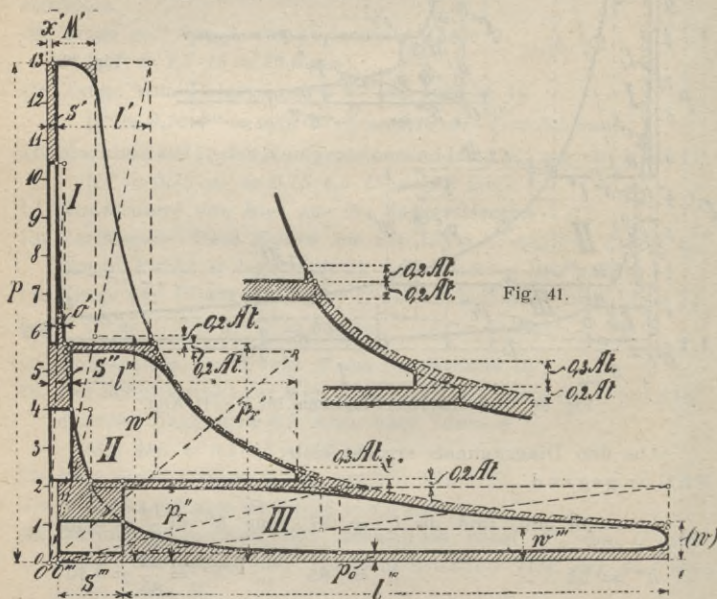
$$o''' = 81,4 \text{ " " " } l''' = 203,5 \text{ " } o''' = \frac{81,4}{203,5} = 0,40$$

Der nutzbare **Dampfverbrauch** bestimmt sich nach:

$$S_n = \frac{27 \cdot \frac{M}{l'''} \cdot \gamma}{(p_m) i}; \text{ s. „Haeder, Indikator“, 3. Aufl.}$$

Wir hatten dieses Diagramm **theoretisch** behandelt, während in Wirklichkeit Verluste eintreten, welche veranlassen, dass die Expansionslinie nicht auf die Mariotte fällt, sondern **etwas tiefer** zu liegen kommt; hierdurch ändern sich die Werte für  $h$  und  $o$  etwas.

Für gut durchgeführte Mantelheizung der Cylinder ergibt sich ein **Verlust von 0,2 Atm.**, d. h. die Eintrittsspannung von Mittel- und Niederdruckcylinder ist 0,2 Atm. geringer als der Gegendruck des vorher arbeitenden Cylinders. **Wie man diese im Diagramm einträgt** und den sich daraus ergebenden Verlust bestimmt, ist in *Fig. 41* deutlich gezeigt.



*Fig. 40.* Häderisiertes Diagramm.  $p = 13$  Atm.  
Die schraffierten Flächen sind Verluste gegenüber dem rein theoretischen Diagramm.

Durch Anwendung eines Receivers mit **sehr grosser Heizfläche** werden die genannten Verluste noch verringert und können unter Umständen ganz vermieden werden. Dem gegenüber steht aber der Verlust durch Niederschlag in der Receiverheizung. Zur Erläuterung sei noch erwähnt, dass bei *Fig. 38* ( $p = 11$  Atm.) der Deutlichkeit wegen diese Verluste nicht eingezeichnet, dagegen bei *Fig. 40* ( $p = 13$  Atm.) die erwähnten Verluste berücksichtigt sind.

Die in *Fig. 38* mit  $f_1$ ,  $f_2$  und  $f_3$  bezeichneten Flächen stellen die durch die Kompression zurückbleibende Dampfmenge dar.



## Abschnitt IV.

## Effektberechnung.

## Indizierte und effektive Pferdestärken.

Mit indizierten Pferdestärken bezeichnet man die Arbeit des Dampfes im Dampfzylinder, mit effektiven Pferdestärken die Arbeit, welche von der Hauptachse der Dampfmaschine an die Transmission abgegeben wird. Die effektive Leistung ist 10–20% kleiner als die indizierte Leistung (s. Tab. 11, Seite 28).

## Berechnung der indizierten Leistung.

(Beispiel s. Seite 29.)

Es bezeichne:

- $N_i$  die **indizierte** Leistung in Pferdestärken,  
 $N_e = \eta \cdot N_i$  die **effektive** oder Nutzleistung in Pferdestärken,  
 $Q$  die **wirksame Kolbenfläche** in Quadratcentimeter,  
 $H$  den **Kolbenhub** in Meter,  
 $n$  die Anzahl der **Umdrehungen** pro Minute,  
 $c$  die **Kolbengeschwindigkeit** in Meter pro Sekunde,  
 $h$  den **Füllungsgrad** bezogen auf  $H = 1$ ,  
 $p$  die mittlere **Eintrittsspannung** in Atm. abs.,  
 $k$  den **Spannungskoeffizienten**, abhängig von der Füllung  $h$  und der Grösse des schädlichen Raumes  $s$ ,  
 $s$  die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des **schädlichen Raumes** auf einer Seite, bezogen auf  $H = 1$ ,  
 $p_m$  den **mittleren** für den Kolben wirksamen **Dampfüberdruck** auf einer Seite in Kilogramm pro Quadratcentimeter,  
 $p_0$  den **Gegendruck** des abziehenden Dampfes in Kilogramm pro Quadratcentimeter,  
 $\sigma$  die auf die Kolbenfläche reduzierte **Summe der Arbeitsverluste** durch Kompression, Drosselung des Eintrittsdampfes, verfrühten Austritt und Gegendruck des austretenden Dampfes bei Beginn des Austritts in Kilogramm pro Quadratcentimeter (Seite 26),

so ist:

$$c = \frac{2 \cdot H \cdot n}{60} = \frac{H \cdot n}{30}; \quad n = \frac{30 \cdot c}{H}; \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75}; \quad \dots \dots \dots (4)$$

der mittlere Kolbenüberdruck:

$$p_m = k \cdot p - (p_0 + \sigma) \quad \dots \dots \dots (5)$$

Der **Spannungskoeffizient** bestimmt sich nach:

$$k = h + (h + s) \log. \text{ nat. } \frac{1 + s}{h + s}; \quad \text{Tabelle 8} \quad \dots \dots (6)$$

Der Spannungskoeffizient  $k$ 

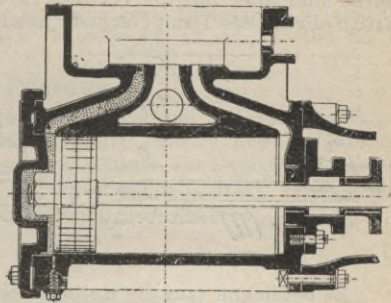
ist die Zahl, mit welcher die Eintrittsspannung multipliziert werden muss, um den mittleren theoretischen Kolbendruck auf der Arbeitsseite des Kolbens zu erhalten. Vom Produkt  $k \cdot p$  sind also der mittlere Gegendruck des Abdampfes und die Verluste durch Drosselung etc. noch abzuziehen (s. Gleich. 5).

Tabelle 8. Spannungskoeffizient.

Füllung $h$	Schädliche Räume $s$ .											
	0%	1%	2%	3%	4%	5%	6%	8%	10%	12%	14%	16%
00	0	0,04	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,24	0,27	0,29	0,32
01	0,05	08	12	14	16	18	20	24	27	29	32	34
02	09	12	15	17	19	21	23	26	29	31	34	35
03	13	16	18	20	22	24	26	28	31	33	36	37
04	16	18	20	23	25	27	28	30	33	35	37	39
05	19	21	23	25	27	29	30	32	35	37	39	41
06	22	24	25	27	29	30	32	34	37	39	41	42
07	25	27	28	30	31	33	34	36	39	41	43	44
08	28	29	30	32	34	35	36	38	40	42	44	46
09	31	32	33	35	36	37	38	40	42	44	46	48
0,10	0,33	0,34	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,42	0,44	0,46	0,47	0,49
11	35	36	37	39	40	41	42	44	46	48	49	51
12	37	38	39	41	42	43	44	45	47	49	50	52
13	40	41	41	43	43	44	46	47	49	51	52	53
14	42	42	43	44	45	46	47	49	50	52	53	54
15	44	44	45	46	47	48	49	51	52	54	55	56
16	46	46	47	48	49	50	50	52	53	55	56	57
17	47	48	48	50	50	51	52	54	55	56	58	59
18	49	50	50	51	52	53	53	55	56	57	59	60
19	51	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61
0,20	0,52	0,53	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62
21	54	55	55	56	56	57	58	59	61	62	63	64
22	56	56	56	57	58	59	59	60	62	63	64	65
23	57	58	58	59	59	60	61	62	63	64	65	66
24	59	59	59	60	61	61	62	63	64	65	66	67
25	60	60	61	61	62	62	63	64	65	66	67	68
26	62	62	62	63	63	64	64	65	66	67	68	69
27	63	63	63	64	64	65	66	66	67	68	69	70
28	64	64	64	65	65	66	67	67	68	69	70	71
29	65	66	66	66	67	67	68	69	69	70	71	72
0,30	0,67	0,67	0,67	0,67	0,68	0,69	0,69	0,70	0,70	0,71	0,72	0,73
32	69	69	69	70	70	71	71	72	72	73	74	75
34	71	71	71	72	72	73	73	74	74	75	76	77
36	73	73	74	74	74	75	76	76	77	77	78	78
38	75	75	75	76	76	77	77	78	79	79	80	80
0,40	0,77	0,77	0,77	0,77	0,78	0,78	0,78	0,79	0,80	0,80	0,80	0,81
42	78	79	79	79	79	80	80	81	81	81	82	82
44	80	81	81	81	81	81	82	82	83	83	83	84
46	82	82	82	82	83	83	83	84	84	84	85	86
48	83	83	84	84	84	84	85	85	85	85	86	87
0,50	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
55	88	88	88	88	88	88	89	89	89	90	90	90
0,60	0,90	0,90	0,90	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,92	0,92	0,92	0,92
65	93	93	93	93	93	93	93	93	94	94	94	94
0,70	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
75	96	96	96	96	96	97	97	97	97	97	97	98
0,80	0,97	0,97	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,99
85	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99
0,90	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

## Der schädliche Raum.

Denken wir uns, wie in *Fig. 42* bezeichnet, den Dampfkolben in der Totpunktlage, so stellt der in der Abbildung punktierte Raum den **schädlichen Raum** dar. — Schädlich wird er deshalb genannt, weil durch ihn der Dampfverbrauch der Maschine ungünstig beeinflusst wird. Der schädliche Raum wird in Prozenten des Cylinder Volumens (also des vom Kolben während eines einfachen Hubes durchlaufenen Raumes) ausgedrückt.



**Die Grösse des schädlichen Raumes** wird an Hand der vorhandenen Cylinderzeichnungen durch Rechnung bestimmt oder, bei vorhandenen Cylindern, mit Wasser gemessen, indem der Kolben auf den toten Punkt gestellt und der Schieberspiegel abgeschlossen wird. Es muss jedoch die Luft durch eine Oeffnung an der höchsten Stelle entweichen können.

**Beispiel.** Dampfmaschine 40 cm Cylinderdurchmesser, 60 cm Hub  
Cylindervolumen = Kolbenfläche  $\times$  Hub =  $40^2 \frac{\pi}{4} \times 60 = 75420$  ccm.

Schädlicher Raum 3200 ccm, ergibt  $\frac{3200 \times 100}{75420} = 4,2$  Prozent.

Tabelle 9. Grösse des schädlichen Raumes

in Prozenten des Cylindervolumens. (Aus Haeders Zeichnungen bestimmt.)

Maschine	Touren pro Minute <i>n</i>	Kolbengeschwindigkeit <i>c</i>	Dampfgeschw. im Auslass 28 Mtr.					
			Corlisssteuerung*)	Schiebersteuerung**)		Ventilsteuerung †)		
				Schieber geteilt   ungeteilt				
$D = 300$ $H = 500$	90	1,5	3		<i>H</i>	<i>N</i>	<i>H</i>	<i>N</i>
	105	1,7	3,5		6	8		
	180	3			7	9		
$D = 400$ $H = 700$	65	1,5	2,5	4	6	8	4	5 %
	80	1,9	3	5	7	9	6	7 %
	150	3,5		8	11	13	9	11 %
$D = 550$ $H = 1000$	50	1,7	2,5	4	5	7	4	5,5 %
	65	2,2	3	5	6	8,5	5	6,5 %
	120	4		9	10	14	9	12 %

Die **fettgedruckten** Werte entsprechen normalen Tourenzahlen, *H* = Hochdruckcyl., *N* = Niederdruckcyl. bei demselben Kolbenhub.

\*) Für *Hub* = 3 *D*.

\*\*) Für die Expansionsperiode der Schiebersteuerungen ist der schädliche Raum etwas grösser, etwa das 1,2fache der obigen Werte.

†) Durch hohe Dampfgeschwindigkeit (40 Mtr.) und wenig Kolbenspiel kann *s* etwas kleiner ausfallen.

## Die Arbeitsverluste.

Das in Fig. 28—29 auf Seite 15 dargestellte Diagramm, bei welchem  $p_m = k \cdot p - p_0$ , lässt sich in Wirklichkeit nicht erreichen, wegen der in Nachstehendem angegebenen **Verluste**. Diese sind aber nur als Verluste in der Diagrammfläche, nicht auch direkt als Dampfverluste anzusehen.

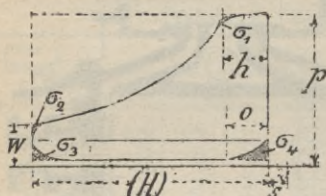


Fig. 43.

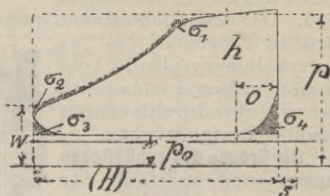


Fig. 44.

Es bezeichne (auf die Kolbenfläche resp. den ganzen Kolbenweg reduziert):

- $\sigma_1$  Arbeitsverlust durch **Drosselung** des Eintrittsdampfes,
  - $\sigma_2$  " " **verfrühten Austritt**,
  - $\sigma_3$  " " **Gegendruck** des abziehenden Dampfes,
  - $\sigma_4$  " " **Kompression**,
  - $\sigma_5$  " " **Spannungsabfall** bei Compoundmasch.
- $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5$  die Summe dieser Verluste.

**Tabelle 10.** Der Arbeitsverlust  $\sigma$  und Gegendruck  $p_0$  für normale Verhältnisse.

Werte von  $p_0 + \sigma$ .

Leistung	Eincylindermaschine		Kompond	Dreifach
	Auspuff mit Dampfhemd	Kondensat. mit Dampfhemd	Kondensat. mit Dampfhemd	Kondensat. mit Dampfhemd
Normal . $p_0 + \sigma$	1,5	0,4	0,60	0,8
Maximal $p_0 + \sigma$	1,7	0,8	0,95	1,2

Der mittlere Kolbenüberdruck  $p_m$ .

Der Dampfdruck auf den Kolben ist sowohl an der Frischdampfseite als auf der Abdampfseite in den verschiedenen Kolbenstellungen verschieden gross.

Das  $p_m$  (s. Gleich. 5) gibt uns nun für die Frischdampfseite den mittleren (Durchschnitts-)Druck an, abzüglich des mittleren Gegendruckes der Abdampfseite,  $p_m$  ist also der mittlere **wirksame** Kolbenüberdruck in Atmosphären oder Kilogramm pro Quadratcentimeter Kolbenfläche.

## Der schädliche Raum s

ist genügend erklärt auf Seite 25. Art der Steuerung, Grösse der Maschine, Kolbengeschwindigkeit haben Einfluss auf die Grösse des schädlichen Raumes.

Die **ökonomisch günstigste Leistung** einer Maschine ist nach Hrabák diejenige, bei welcher die **Kosten** des **Maschinenbetriebes** einschliesslich **Verzinsung, Amortisation** und **Reparaturen** der Maschine und des **Dampfkessels** zu einem **Minimum** werden.

Die der **ökonomisch günstigsten Leistung** einer Maschine bei mittleren Brennstoffpreisen entsprechende **Endspannung**  $w$  (also für Normalleistung) ist nach Tabelle 12, 13, 17, 18 und 25 zu wählen.

### Füllung $h$

bezeichnet uns die Strecke Kolbenweg, bei welcher der Dampf mit voller Spannung in den Cylinder eintritt, also den Kolbenweg vom toten Punkt bis zum Abschluss der Dampfströmung.  $h$  bezieht sich auf den Kolbenhub  $H=1$ , liegt also in den Grenzen von 0—1. Allgemein ist nach Fig. 45:

$$h = w \cdot \frac{(1+s)}{p} - s \quad \dots \quad (7)$$

### Die Endspannung $w$

ist von **grossem Einfluss** auf das ökonomische Arbeiten der Dampfmaschine. Die Endspannung, d. h. diejenige Spannung, mit welcher am Hubende der arbeitende Dampf den Cylinder verlässt und ins Freie oder in den Kondensator tritt.

Ist die Endspannung bekannt, so hat man sofort ein Bild über das ökonomische Arbeiten der Dampfmaschine, während der Füllungsgrad uns hierüber weniger Anhalt giebt.

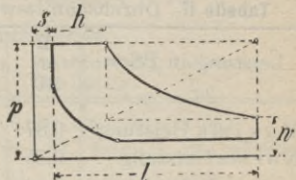


Fig. 45.

Handelt es sich deshalb um **scharfe Dampfgarantien**, so beachte man besonders die Endspannung. Allgemein ist:

$$w = \frac{(h+s)p}{(1+s)} \quad \dots \quad (8)$$

### Die Kolbengeschwindigkeit $c$ .

Die **mittlere Kolbengeschwindigkeit**  $c$  ergibt sich aus Kolbenhub  $H$  in Mtr. und Umdrehungszahl. Während einer Umdrehung legt der Kolben einen Weg zurück von  $2H$ , also haben wir als mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2 \cdot H \cdot n}{60} = \frac{H \cdot n}{30} \text{ Mtr. pro Sek.} \quad \dots \quad (9)$$

### Die wirksame Kolbenfläche $Q$ .

Vom Querschnitt des Dampfzylinders zieht man den Querschnitt der Kolbenstange ab, angenähert wird dann die wirksame Kolbenfläche

$$\text{für Hochdruckcylinder: } Q = 0,98 \frac{\pi}{4} D^2 \text{ in qcm} \quad \dots \quad (10)$$

$$\text{„ Niederdruckcylinder: } Q = 0,99 \frac{\pi}{4} D^2 \text{ in qcm} \quad \dots \quad (10a)$$

## Die Nutzleistung.

### Der Wirkungsgrad $\eta$

ist das Verhältnis der effektiven zur indizierten Leistung, also

$$\eta = \frac{N_e}{N_i}; \quad N_e = \eta \cdot N_i; \quad N_i = \frac{N_e}{\eta} \dots \dots (11)$$

Die Differenz der indizierten Leistung und der Nutzleistung, also  $N_i - N_e$ , ist die Arbeit, welche die Maschine in sich verbraucht. Früher war man der Meinung, dass diese Arbeit mit der Grösse der Belastung wächst, dass dieselbe also bei voller Belastung der Maschine viel grösser ist, als beim Leerlauf; die neueren Versuche haben jedoch gezeigt, dass die Differenz  $N_i - N_e$  bei voller Belastung gar nicht oder sehr wenig grösser ist, als beim Leerlauf der Maschine.

Auch der Wirkungsgrad  $\eta$  hat sich bei den neuen Versuchen grösser ergeben, als man früher annahm, besonders auch zu Gunsten der Mehrfach-Expansionsmaschine.

Man geht deshalb nicht weit fehl, wenn man die Wirkungsgrade aller Maschinengattungen in gebräuchlichen Ausführungen gleich gross annimmt und nur die Grösse der Maschine berücksichtigt.

### Wirkungsgrad $\eta$ für alle Maschinengattungen.

Tabelle 11. Durchschnittswerte nach neueren Versuchen.

Leistung in PS =	2	20	50	100	200	500
	bis 20	bis 50	bis 100	bis 200	bis 500	bis 1000
Maximalleistung	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92
Normalleistung	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
halbe Leistung	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
Leerlauf . . . .	0	0	0	0	0	0

**Beispiel.** Eine Dampfmaschine soll normal 180 effektive Pferdestärken leisten, welche indizierte Leistung ist der Berechnung zu Grunde zu legen? Nach Tabelle 11 ist  $\eta = 0,88$ , also  $N_i = \frac{180}{0,88} = 205$ . (Wird die Maschine nur halb belastet, so sinkt der Wirkungsgrad auf 0,83.)

## Effektberechnung der Eincylindermaschine.\*)

Tabelle 12. Hilfswerte für  $p$ ,  $w$  und  $p_m$  (**Auspuff**).

$p =$		4	5	6	7	8	9	10 Atm. abs.
normal } gesteigert }	$w =$	1,7	1,75	1,8	<b>2</b>	2,1	2,2	2,3 " "
		2,2	2,4	2,5	<b>2,7</b>	2,8	2,8	2,9 " "
normal } gesteigert }	$p_m =$	1,9	2,2	2,5	<b>2,8</b>	3	3,2	3,4 Atm.
		2,2	2,6	3,2	<b>3,5</b>	3,8	4	4,3 " "

\*) Bestimmung von  $p_m$  nach Gleich. 5 Seite 23, wenn Füllung  $h$  und schäd. Raum  $s$  gegeben.

Spannungskoeffizient  $k$  nach Seite 24;  $p_0 + \sigma$  nach Tab. 10 Seite 26.

Tabelle 13.  $p$ ,  $w$  und  $p_m$  für **Kondensation**.

$p =$	4	5	6	7	8	9	10 Atm. abs.	
normal } gesteigert }	$w =$	0,8	0,85	0,85	<b>0,9</b>	0,95	0,95	1 „ „
		1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4 „ „
normal } gesteigert }	$p_m =$	1,6	1,8	2	<b>2,1</b>	2,3	2,4	2,6 Atm.
		2	2,2	2,5	2,6	3	3,2	3,4 „

**Beispiel:** Die normale Leistung der Maschine  $D = 0,4$  m,  $H = 0,7$  m,  $n = 85$ ,  $p = 7$  Atm. abs. mit Ventilsteuerung ist zu bestimmen.

(Nach Gleich. 10) Wirksame Kolbenfläche  $= 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = \sim 1232$  qcm,

( „ „ 9) Kolbengeschwindigkeit  $c = \frac{2 \cdot H \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0,7 \cdot 85}{60} = 1,98$  m.

#### a) Als Auspuffmaschine mit Dampfhemd.

Aus Tab. 12 wird  $p_m = 2,8$  Atm., folglich **indiz.** Leistung:

$$\text{(nach Gleich. 4) } N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} = \frac{1232 \cdot 1,98 \cdot 2,8}{75} = 91.$$

(Einfacher nach Seite 30:  $N_i = 370 Q \cdot c = 370 \cdot 0,1232 \cdot 1,98 \sim 91 \cdot Q$  in qm.)

Nach Tab. 11 Wirkungsgrad  $\eta = 0,87$ , folglich die **effektive** Leistung:

$$N_e = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} \cdot 0,87 = \frac{1232 \cdot 1,98 \cdot 2,8}{75} \cdot 0,87 = \sim 79 \text{ PS. *)}$$

#### b) Als Kondensationsmaschine.

Aus Tab. 13 wird  $p_m = 2,1$  Atm., mithin **indiz.** Leistung:

$$\text{(nach Gleich. 4) } N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} = \frac{1232 \cdot 1,98 \cdot 2,1}{75} = \sim 68.$$

(Einfacher nach S. 30:  $N_i = 280 Q \cdot c = 280 \cdot 0,1232 \cdot 1,98 \sim 69 \cdot Q$  in qm.)

Nach Tab. 30 Wirkungsgrad  $\eta = 0,87$ , folglich die **effektive** Leistung:

$$N_e = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} \cdot 0,87 = \frac{1232 \cdot 1,98 \cdot 2,1}{75} \cdot 0,87 = \sim 59 \text{ PS. *)}$$

Ist für eine zu entwerfende **Eincylindermaschine** nur die Anzahl der **Pferdestärken** und der Dampfdruck gegeben, so nehme man  $p_m$  nach Tab. 12 oder 13,  $c$  nach Tab. 14 an, dann wird der vorläufige Querschnitt des Cylinders:

$$Q = \frac{75 N_i}{c \cdot p_m} \dots \dots \dots (12)$$

die sich ergebenden Werte sind **abzurunden** und dann eine genaue Berechnung mit einer als vorhanden gedachten Maschine durchzuführen; man kann auch sofort Seite 30 benutzen.

Tabelle 14. Vorläufige **Kolbengeschwindigkeiten** (Eincylindermasch.).

für $c =$	10 1,4	25 1,4	50 1,5	100 1,6	150 1,7	200 1,8	300 2	400 2,1	500 2,2	600 2,3	700 PS 2,5 m pr. Sek
--------------	-----------	-----------	-----------	------------	------------	------------	----------	------------	------------	------------	-------------------------

Für Schnellläufer geht man bis 1,5 c.

### Die Maximalleistung \*\*) der Eincylindermaschine.

Man unterscheide:

Betrieb **normal** (erste Spalte, Seite 30), **gesteigert** (Spalte a), **überlastet** (Spalte b).

Mit der Leistung „gesteigert“ soll die Maschine dauernd zu arbeiten instande sein, während „überlastet“ nur vorübergehend zulässig ist.

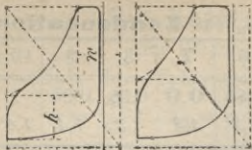
\*) S. auch Fussnote Seite 28.

\*\*) Man beachte auch Seite 30.

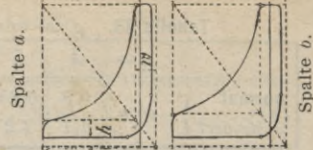
**Tabelle 15. Eincylindermaschine (Auspuß).** Mittelwerte für Maschinen von 6 bis 9% schädlichem Raum.

Bemerkung zur <i>Maximalleistung</i> . Die Werte der <i>Spalte a</i> erreicht man mit Leichtigkeit, die der <i>Spalte b</i> (überlastet) sind nur vorübergehend zulässig.	Maximal		Normal		Maximal		Normal		Maximal		Normal		Maximal		Normal	
	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
Füllung $h$ in % =	38	52	65	30	43	55	26	37	48	22	34	45	20	30	40	40
Abs. <b>Endspannung</b> $w$ =	1,7	2,2	2,7	1,75	2,4	3	1,8	2,5	3,2	2	2,7	3,4	2,1	2,8	3,5	3,5
Mittlerer Kolbenüberdruck $P_m$ =	1,9	2,2	2,5	2,2	2,6	3	2,5	3,2	3,8	2,8	3,5	4,1	3	3,8	4,5	5,1
<b>Leistung</b> *) $N_i$ =	250	290	350	290	345	400	340	425	510	370	455	540	420	520	620	680
Dampfverbrauch **) $S_i$ =	(1)	(1,15)	(1,3)	(1)	(1,25)	(1,4)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1,5)
	17	18	19	15	16	17	14	15	16	13	14	15	12	13	14	13

Diagramme für  $p = 7$  Atm. Leistung.  
Spalte a.



Spalte b.



**Tabelle 16. Eincylindermaschine (Kondensation).** Mittelwerte für Maschinen von 6 bis 9% schädlichem Raum.

Bemerkung zur <i>Maximalleistung</i> . Die Werte der <i>Spalte a</i> erreicht man mit Leichtigkeit, die der <i>Spalte b</i> (überlastet) sind nur vorübergehend zulässig.	Maximal		Normal		Maximal		Normal		Maximal		Normal		Maximal		Normal	
	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
Füllung $h$ in % =	13	22	31	10	18	25	7	14	20	6	12	17	5	10	14	10
Abs. <b>Endspannung</b> $w$ =	0,8	1,1	1,4	0,85	1,2	1,5	0,85	1,2	1,5	0,9	1,3	1,6	0,95	1,3	1,6	1,7
Mittlerer Kolbenüberdruck $P_m$ =	1,6	2	2,3	1,8	2,2	2,6	1,6	2,2	2,6	2,2	2,6	3,2	2,3	3	3,6	4,1
<b>Leistung</b> *) $N_i$ =	210	255	300	240	300	360	265	332	400	280	360	440	305	390	480	540
Dampfverbrauch **) $S_i$ =	(1)	(1,2)	(1,4)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1)	(1,25)	(1,5)	(1,5)
	11	12	13	10	11	11,8	9,5	10,2	11	9,3	10	10,8	9,1	9,7	10,3	10

\*)  $Q =$  Kolbenfläche in  $qm$ , z. B. 7 Atm. abs. (Auspuß) Leistung: normal  $N_i = 370 Q \cdot c$ ; maximal  $N_i = 540 Q \cdot c$ .  
 \*\*) **Agerundete Ueberschlagswerte** in Kilogramm pro  $N_i$  und Stunde für mittelgrosse Maschinen.

Der Dampfverbrauch gilt für minderwertige Maschinen, für gute Ausführung s. S. 40 und 41.



### Effektberechnung der Kompoundmaschine.

Die **Leistung** der **Kompoundmaschine** ist gleich der einer Eincylindermaschine mit dem **grossen Cylinder**, bei welcher die-  
**selbe Gesamtexpansion**  $p : w$  stattfindet wie bei der Kompoundmasch.

Es bezeichne wieder:

$h, s, w$ , Füllung, schädlichen Raum, Endspannung,

$d, h', s', w'$ , Werte für den **Hochdruckcylinder**,

$D, h'', s'', w''$  " " " **Niederdruckcylinder**

$e = V:v$  das Verhältnis der Cylindervolumen (Tab. 17 u. 18),  
bei gleichem Kolbenhub ist  $e = D^2:d^2$ .

$Q$  den **Querschnitt** des Niederdruckcylinders in qcm nach Gleich. 10a,

$h_i$  die ideale Füllung, reduziert auf den grossen Cylinder,  
entsprechend der Gesamtexpansion des Dampfes,

$s_i$  den zur Bestimmung von  $(p_m)_i$  einzuführenden ideellen  
Wert für den schädlichen Raum,

$(p_m)_i$  den mittleren reduzierten Kolbenüberdruck in Atm.

so ist: 
$$h_i = \frac{w'' (1 + s_i)}{p} - s_i \dots \dots \dots (12a)$$

$$s_i = \frac{s''}{V:v} \dots \dots \dots (12b)$$

$$(p_m)_i = k \cdot p - (p_0 + \sigma) \dots \dots \dots (12c)$$

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot (p_m)_i}{75} \dots \dots \dots (12d)$$

$$h' = \frac{V}{v} (1 + s'') \frac{w''}{p} \sim \mathcal{S}' \dots \dots \dots (12e)$$

$$w'' = \frac{v}{V} \cdot \frac{(h' + s') \cdot p}{1 + s''} \dots \dots \dots (12f)$$

Spannungsunterschied (Fig. 37 u. 82-83)  $w' - p'' = \sim 0,35$  (12g)

Tabelle 17. Hilfswerte für  $p, V:v, w''$  und  $(p_m)_i$  (Auspufl).

$p =$	7	8	9	10	11	12 Atm. abs.	
$V:v =$	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	
normal } gesteigert }	$w'' =$	1,4	1,45	1,5	1,6	1,7	1,8 Atm. abs.
		1,7	1,8	1,9	2	2	2,1 " "
normal } gesteigert }	$(p_m)_i =$	1,9	2,3	2,6	2,8	2,9	3 Atm.
		2,2	2,7	3	3,2	3,3	3,4 "

Zweifach-Expansionsmaschinen werden als Auspuffmaschinen selten ausgeführt, doch müssen dieselben beim Versagen der Kondensation häufig als Auspuffmaschinen arbeiten.

Tabelle 18.  $p, V: v, w''$  und  $(p_m)_i$  für Kondensation.

$p =$	5	6	7	8	9	10	11	Atm. abs.	
$V:v =$	2,2	2,3	<b>2,4</b>	2,5	2,6	2,7	2,8		
normal } gesteigert }	$w'' =$	0,6	0,7	<b>0,75</b>	0,8	0,85	0,9	0,95	Atm. abs
		0,9	1	1	1,1	1,1	1,2	1,2	„ „
normal } gesteigert }	$(p_m)_i =$	1,3	1,45	<b>1,6</b>	1,8	2,1	2,3	2,4	Atm.
		1,7	1,85	2,1	2,3	2,6	2,8	2,9	

Die in Fig. 62 schraffierte Fläche stellt den Arbeitsverlust  $p_0 + \sigma$  für eine Kompondmaschine mit Kondensation dar. Bestimmt man  $(p_m)_i$  aus Füllungsgrad und Dampfspannung nach Gleich. 12c, so kann gesetzt werden für Kompond-Kondensation:

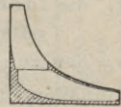


Fig. 62

Tabelle 20. Arbeitsverlust  $p_0 + \sigma$

normal  $p_0 + \sigma = 0,6$  Atm.      gesteigert  $p_0 + \sigma = 0,95$  Atm.  
ohne Dampfmantel 30% mehr.

**Beispiel:** Die normale Leistung einer Kompondmaschine mit Kondensation ist zu bestimmen; gegeben sind:

- Durchmesser des Hochdruckcyinders . . . . .  $d = 400$  mm
- „ „ Niederdruckcyinders . . . . .  $D = 610$  „
- Gemeinschaftlicher Hub . . . . .  $H = 700$  „
- Verhältnis der Cylindervolumen . . . . .  $V: v = 2,35$  „
- Umdrehungen pro Minute . . . . .  $n = 75$  „
- Admissionsdruck . . . . .  $p = 7$  Atm. abs.
- Schädlicher Raum des Niederdruckcyinders (Tab. 9) . . .  $s'' = \sim 7\%$

Bestimmung des Kolbenüberdruckes  $(p_m)_i$  \*)  
Endspannung  $w = w''$  nach Tabelle 18 . . . . .  $w'' = 0,75$  Atm. abs.

Ideeller schädlicher Raum (nach Gleich. 12b)  $s_i = \frac{0,07}{2,35} = \sim s_i = 0,03$

Ideelle Füllung (nach Gl. 12a)  $h_i = \frac{0,75(1+0,03)}{7} - 0,03 = 0,073$

Spannungskoeffizient nach Tabelle 8 (S. 24) . . . . .  $k = 0,31$

Gegendruck und Arbeitsverlust nach Tabelle 20 . . .  $p_0 + \sigma = 0,6$

also der mittlere Kolbenüberdruck nach Gleich. 12c:

$$(p_m)_i = k p - (p_0 + \sigma) = 0,31 \cdot 7 - 0,6 \sim \underline{1,6} \text{ kg pro qcm.}$$

Kolbengeschw. nach Gl. 9  $c = \frac{2 \cdot 0,7 \cdot 75}{60} = \underline{1,75}$  m pro Sek.,

wirks. Kolbenfläche nach Gleich. 10 a  $Q = 0,99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 61^2 = \underline{2880}$  qcm,

\*) Man kann auch  $(p_m)_i$  direkt aus Tab. 18 oder 22 (3 Zeile) nehmen

folglich die **indizierte** Leistung nach Gleich. 12 d:

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot (p_m)_i}{75} = \frac{2880 \cdot 1,75 \cdot 1,6}{75} = \sim \underline{\underline{108}};$$

(Einfacher nach S. 35  $N_i = 220 \cdot 0,288 \cdot 1,75 \sim 108$ ,  $Q$  in qm.)

der Wirkungsgrad nach Tabelle 11 (Seite 28)  $\eta = 0,88$ ,  
folglich die **effektive** Leistung nach Gleich. 11:

$$N_e = N_i \cdot \eta = 108 \cdot 0,88 = \sim \underline{\underline{95}} \text{ PS.}$$

Für Ventilsteuerung ist (nach Tab. 9)  $s' = 0,06$ ,  $s'' = 0,07$ ,  
folglich nach Gleich. 12 e

$$\text{Füllung Hochdruck } h' = 2,35 \cdot 1,07 \cdot \frac{0,75}{7} - 0,06 = \underline{\underline{0,21}}.$$

Die Endspannung des Hochdruckcylinders nach Gleich. 13:

$$w' = \frac{(h' + s') \cdot p}{1 + s'} = \frac{(0,21 + 0,06) \cdot 7}{1,06} = 1,78$$

Eintrittsspannung Niederdruck nach Gleich. 12 g:

$$p'' = w' - 0,35 = 1,78 - 0,35 = 1,43.$$

Daraus folgt nach Gleich. 13 a Seite 36:

$$h'' = \frac{w''(1 + s'')}{p''} - s'' = \frac{0,7 \cdot 1,07}{1,43} - 0,07 = \underline{\underline{0,45}},$$

wofür der Drosselung wegen 0,50 zu nehmen wäre.

Ist für eine zu **entwerfende Maschine** nur die Anzahl der **Pferdestärken** gegeben, so kann der vorläufige Querschnitt  $Q$  des Niederdruckcylinders auf folgende Weise ermittelt werden:

Man wähle  $(p_m)_i$  nach Tab. 17 bezw. 18 (Seite 31 und 32) nehme  $c$  an nach Tab. 19, so wird:

$$Q = \frac{75 N_i}{c (p_m)_i} \dots \dots \dots (13)$$

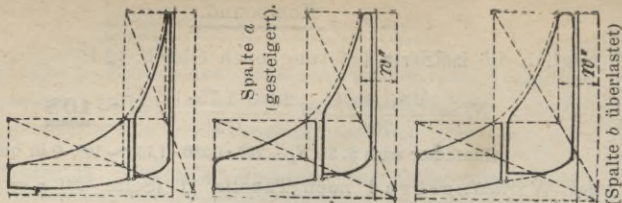
**Tabelle 19.** Vorläufige Kolbengeschwindigkeiten (Kompoundmaschine).

für	50	75	100	150	200	300	400	500	600	700	800 PS.
$c =$	1,6	1,7	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,8 m pro Sek.

Für Schnellläufer geht man bis 1,4 c

Zur Bestimmung der richtigen Werte ist dann eine genaue Rechnung mit einer als vorhanden gedachten Maschine (wobei man sich gebräuchlichen Hauptdimensionen anzuschliessen hat, vergl. Abschnitt „Verschiedene Maschinengattungen“) durchzuführen (siehe voriges Beispiel).

Diagramme für  $n = 9$  Atm. (Normal).

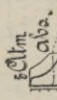
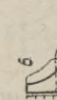
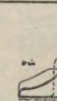
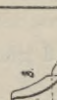

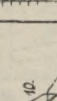
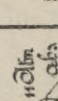


**Tabelle 21. Zweifach-Expansionsmaschine (Auspart).** Mittelwerte für Maschinen mit 6 bis 9<sup>o</sup>/<sub>10</sub> schädli. Raum.

Bemerkung zur <b>Maximalleistung:</b> Die Werte der <i>Spalte b</i> (überlastet) lassen sich nur unter besonderen Umständen erreichen; für gewöhnlich benützte man <i>Spalte a</i> , welche ohne Änderung der Steuerung zu erreichen ist.	V = 1,9		2		2.1		2.2		2.3		2.4	
	Normal a	Maximal b	Normal a	Maximal b	Normal a	Maximal b	Normal a	Maximal b	Normal a	Maximal b	Normal a	Maximal b
<b>Endspannung</b> Atm. abs. $w =$	1.4	1.7	2.0	2.1	1.9	2.2	1.6	2	2.3	1.7	2	2.4
<b>Ideelle Fällung</b> $\mu_1$ %	18	22	27	25	16	20	15	18	21	14	17	20
( $\mu_{\text{ab}}$ )	1.9	2.2	2.5	2.7	3	3.3	2.8	3.2	3.5	2.9	3.3	3.6
$P_m$ { Hochedruck Niederdruck	2.1 0.8	2.5 0.9	3 1.1	3 1.2	3 1.1	3.4 1.3	3.3 1.3	3.7 1.5	3.4 1.4	3.4 1.4	3.9 1.6	3.9 1.7
<b>Fällung in %</b> { Hochedruck $N_1$ Niederdruck $N_2$	40 53	50 53	60 46	49 46	38 43	48 43	37 42	46 42	55 55	36 41	45 41	54 40
<b>Leistung</b> { Hochedruck Niederdruck Gesamt	150	175	165	195	190	210	200	225	200	225	200	225
	$N_1$ $Q \cdot c$											
<b>Druck in Receiver **)</b>	2.5	3.2	3.8	2.9	3.7	4.4	3.2	4	4.7	3.5	4.2	5.0
	2.4 Q	2.5	2.6	2.8	3	3.3	2.8	3	3.3	3.6	3.2	3.6
<b>Druck im toten Punkt</b>	1.5 Q	2	2.6	2.5	2.7	3.3	2.3	2.6	3.1	3.9	2.6	3.4
	Gesamt- druck $\ddagger$	3.9 Q	4.1	4.4	4.7	5.0	5.3	5.2	6.1	5.8	6.2	6.6
<b>Dampfverbrauch</b> $S_1$ . . . ca.	12	12.5	13	12.5	11	11.5	12	11	11.5	12	10.5	11
<b>Dampfverbrauch</b> $S_2$ . . . ca.	10	10.5	11	11.5	11	11.5	12	11	11.5	12	10.5	11
<b>Leistung normal</b> $N_1 = 340 \cdot Q \cdot c$	190	215	210	230	200	225	200	225	200	225	190	215
<b>Leistung</b> $N_1 =$	400	445	480	515	480	515	480	515	480	515	480	515
<b>Leistung</b> $N_2 =$	400	445	480	515	480	515	480	515	480	515	480	515

\*)  $Q =$  Querschnitt des Niederdruckzylinders in Quadratmeter. Beispielsweise für 9 Atm. abs. Leistung normal  $N_1 = 340 \cdot Q \cdot c$ .  
 \*\*) In Atm. abs. Die Fällung des Niederdruckzylinders der Leistung entsprechend eingestellt.  
 †) kg pro qcm, reduziert auf den Querschnitt  $Q$  des Niederdruckzyl. Zur Bestimmung der **Zapfendimensionen** ist *Spalte a* (die fettgedruckten Werte) zu Grunde zu legen, da *Spalte b* (überlastet) nur vorübergehend zulässig.  
 Der Dampfverbrauch (letzte Zeile) gilt für minderwertige Maschinen, für gute Ausführung s. S. 41.

**Tabelle 22. Zweifach-Expansionsmaschine mit Kondensation.** Mittelwerte für Maschinen mit 6 bis 9% schäd. Raum.

Bemerkung zur <i>Machtmal</i> leistung:	$\frac{v}{v} = 2,2$		2,3		2,4		2,5		2,6		2,7		2,8	
	Normal	Maximal	Normal	Maximal	Normal	Maximal	Normal	Maximal	Normal	Maximal	Normal	Maximal	Normal	Maximal
Die Werte der <i>Spalte b</i> (überlastet) lassen sich nur unter besonders günstigen Umständen erreichen; für gewöhnlich benütze man <i>Spalte a</i> ; diese Leistungen lassen sich ohne Änderung der Steuerung erreichen.														
<b>Endspannung</b> Atm. abs. $w'' =$	0,6	0,9	1,1	1,2	1,3	1,35	1,1	1,35	1,1	1,4	0,9	1,2	1,42	1,2
<b>Ideelle Füllung</b> $h_i$ %	10	15	20	9	14	18	8	12	15	7	7	10	18	7
$Q_{\text{Mech}}$	1,3	1,7	2,1	1,45	1,85	2,3	1,6	2,1	2,3	2,1	2,3	2,8	3,3	2,4
$P_m$ { Hochdruck	1,4	2	1,7	2,8	2	2,7	2	2,4	2,7	2,7	2,9	3,6	3	3
{ Niederdruck	0,6	0,75	0,7	0,9	1	1,1	0,9	1,05	1,4	1,05	1,2	1,5	1,3	1,6
<b>Füllung in %</b> { Hochdruck $h'$	22	36	50	21	35	48	20	31	42	20	30	39	20	28
{ Niederdruck $h''$	48	43	46	46	46	43	40	40	38	38	36	36	35	35
<b>Leistung</b> { Hochdruck $\frac{N_i}{Q \cdot c}$	85	120	95	130	110	150	125	165	135	170	140	175	145	180
{ Niederdruck $\frac{N_i}{Q \cdot c}$	85	100	95	120	110	135	120	145	140	170	160	190	175	205
{ <b>Gesamt</b> $\frac{N_i}{Q \cdot c}$	170	220	190	250	220	285	245	310	275	340	300	365	320	385
<b>Druck im Receiver</b> **)	1,2	1,3	2,4	1,4	2,1	2,3	1,6	2,4	2,6	2,8	3,1	3	3,9	2,3
<b>Druck im Compound</b> Hochdr. †)	1,70	1,75	1,8	2	2,2	2,3	2,5	2,6	2,8	2,7	2,9	3,1	3,3	3,2
2 kurbelig Niederdr. †)	1,0	1,6	2,2	1,2	1,9	2,6	1,4	2,2	3,2	1,8	2,7	3,5	2,8	3,1
<b>Tandem</b> { Gesamt- 1 kurbelig (druck †)	3,70	3,0	3,4	3,2	3,6	4,0	3,6	4	4,6	5,1	4,5	5,4	6,0	5,2
<b>Dampfverbrauch</b> $S_i$ ca.	8,8	9,4	10	8,3	8,8	9,4	8,2	8,7	9,3	7,8	8,2	8,5	7,7	7,9

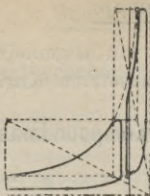
\*)  $Q =$  Querschnitt des Niederdruckzylinders in Quadratmeter. Beispielsweise für 7 Atm. abs., normal  $N_i = 220 \cdot Q \cdot c$ .

\*\*) In Atm. abs. Die Füllung des Niederdruckzylinders der Leistung entsprechend eingestellt.

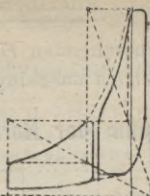
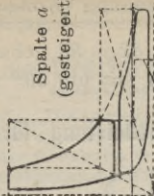
†) kg pro qcm, reduziert auf den Querschnitt des Niederdruckzylinders. Zur Bestimmung der **Zapfendimensionen** nehme man *Spalte a*, denn *Spalte b* ist nur vorübergehend zulässig. Beispiel: Querschnitt des Niederdruckzylinders  $Q = 4000$ , Dampfdruck 8 Atm. abs. ergibt als Lagerdruck  $2,6 \cdot Q = 2,6 \cdot 4000 = 10400$  kg; für die Tandemmaschine (1 kurbelig) wären  $4,6 \cdot Q = 4,6 \cdot 4000 = 18400$  kg zu Grunde zu legen.

Der Dampfverbrauch (letzte Zeile) gilt für minderwertige Maschinen, für gute Ausföhrung s. S. 41.

Diagramme für  $p = 7$  Atm. (Normal)



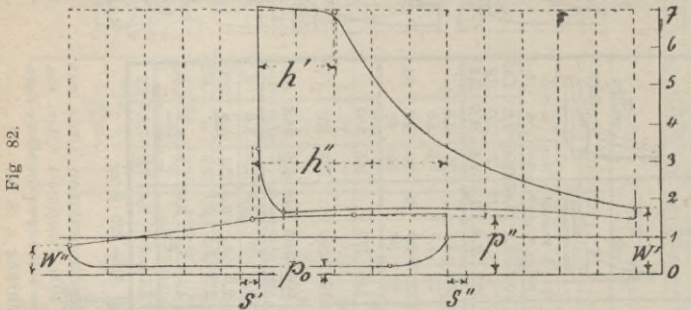
Spalte a (gesteigert)



Spalte b (überlastet)

Die nachstehenden Fig. 82 u. 83 geben ein allgemeines Bild für Kompoundmaschinen mit um  $90^\circ$  versetzten Kurbeln.

### Dampfdiagramm der Normalleistung für Kompoundmaschinen.



$$w' = \frac{(h' + s') p}{1 + s'}; \quad w'' = \frac{(h'' + s'') p''}{1 + s''} \quad \dots \quad (13)$$

$$h' = \frac{w' (1 + s')}{p} - s'; \quad h'' = \frac{w'' (1 + s'')}{p''} - s'' \quad \dots \quad (13a)$$

$w' - p''$  Spannungsunterschied.

Die Leistungen der beiden Cylinder sind annähernd gleich.

### Dampfdiagramm der Maximalleistung für Kompoundmaschinen.

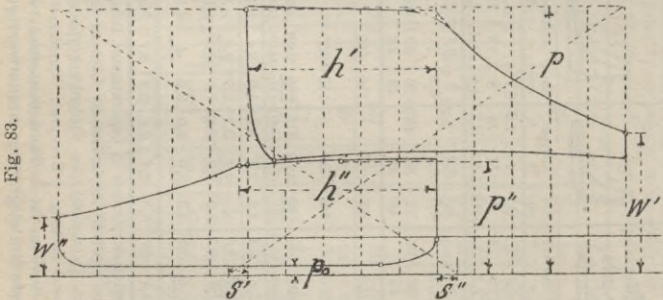


Tabelle 23. Leistung gesteigert und überlastet.

Wie aus Tab. 21 u. 22 Seite 34 und 35, Spalte a und b, ersichtlich, stellt sich  $(p_m)_i$  bzw. die Leistung:

Bei Auspuff	f	gesteigert	$\sim 12\%$	über Normalleistung.
Tab. 21		überlastet	$\sim 25\%$	„ „
Bei Kondens.	f	gesteigert	$\sim 25\%$	„ „
Tab. 22.		überlastet	$\sim 50\%$	„ „

## Effektberechnung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Auch hier gilt der Satz: „Die Leistung der Dreifach-Expansionsmaschine ist gleich der einer Eincylindermaschine mit dem grossen Cylinder, bei welcher dieselbe Gesamtexpansion stattfindet, wie bei der Dreifach-Expansionsmaschine.“

Die Gesamtexpansion ist:  $\frac{\text{Admissionsdruck in Atm. abs.}}{\text{Endspannung in Atm. abs.}} = \frac{p}{w}$ .

Es bezeichne:

- $h, w, s$  Füllung, Endspannung, schädlichen Raum,
- $d', h', s', w'$  Werte für den Hochdruckcylinder,
- $d'', h'', s'', w''$  „ „ „ „ „ Mitteldruckcylinder,
- $D, h''', s''', w'''$  „ „ „ „ „ Niederdruckcylinder,

II:I das Verhältnis der Cylindervolumen =  $\frac{\text{Mitteldruckvol.}}{\text{Hochdruckvol.}}$

III:I „ „ „ „ „ =  $\frac{\text{Niederdruckvol.}}{\text{Hochdruckvol.}}$

- $Q$  den Querschnitt des Niederdruckcylinders in qcm,
- $(p_m)_i$  den reduzierten mittleren Kolbenüberdruck in Atm.
- $h_i$  die ideale Füllung, reduziert auf den grossen Cylinder, entsprechend der Gesamtexpansion des Dampfes,
- $s_i$  der zur Bestimmung von  $(p_m)_i$  einzuführende ideale schädliche Raum.

Es ist nun bei gleichem Hub aller drei Cylinder (vom Spannungsabfall abgesehen):

ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes:	mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes
$\frac{III}{I \cdot h'} = \frac{p}{w'''} = \frac{1}{h'} \cdot \frac{1}{h'''} $	$\frac{II \cdot (1 + s''')}{I \cdot (h' + s')} = \frac{p}{w'''} = \frac{1}{h' + s'} \cdot \frac{1}{h''' + s'''} $

Bestimmung des mittleren Kolbenüberdruckes  $(p_m)_i$

Endspannung  $w'''$  nach Seite 38 Tab. 25.

$$s_i = \frac{s'''}{III : I} \dots \dots \dots (14)$$

$$h_i = w''' \cdot \frac{1 + s_i}{p} - s_i \dots \dots \dots (15)$$

$$(p_m)_i = k \cdot p - (p_0 + \sigma) \text{ in kg pro qcm} \dots \dots \dots (16)$$

$k$  aus Tabelle 8 Seite 24.

Die in Fig. 84 schraffierte Fläche stellt den Arbeitsverlust  $p_0 + \sigma$  für eine Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondensation dar. Bestimmt man  $(p_m)_i$  aus Gleich. 16, so kann gesetzt werden:

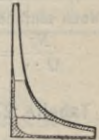


Fig. 84.

**Tabelle 24. Arbeitsverlust  $p_0 + \sigma$**

für Dreifach-Expansion mit Kondensation.

$\left. \begin{matrix} \text{normal } p_0 + \sigma = 0,8 \\ \text{gesteigert } p_0 + \sigma = 1,2 \end{matrix} \right\} \text{ Cylinder mit Dampfmantel}$

Die **Leistung** ergibt sich dann zu:

$$N_i = \frac{Q \cdot (p_m)_i \cdot c}{75} \text{ indizierte PS. . . . . (16 a)}$$

worin  $Q$  Querschnitt des Niederdruckeyl. in qcm nach Gleich. 10 a,  
 $c$  mittl. Kolbengeschw. in Mtr. pro Sek. nach Gleich. 3.

Bequemer wählt man  $(p_m)_i$  aus Tabelle 25.

**Tabelle 25.**  $p$ ; II:I; III:I;  $w'''$  und  $(p_m)_i$   
 (Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kondensation).

$p =$	10	11	12	13	14	15	Atm. abs.		
II:I =	2,25	2,3	2,35	2,4	2,45	2,5	„	„	
III:I =	5,35	5,5	5,65	5,8	5,9	6	„	„	
normal } gesteigert }	$w''' = \left\{ \right.$	0,65	<b>0,7</b>	0,75	0,8	0,85	0,9	„	„
		0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	„	„
normal } gesteigert }	$(p_m)_i = \left\{ \right.$	1,6	<b>1,8</b>	2	2,2	2,4	2,7	„	„
		1,8	2	2,2	2,4	2,7	3	„	„

Ist **nur die Leistung** einer Maschine gegeben, so nimmt man die vorläufige Kolbengeschwindigkeit aus Tabelle 26.

**Tabelle 26.** Vorläufige Kolbengeschwindigkeiten.

$N =$	100	200	300	400	500	700	1000	1500	PS.
$c =$	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,1	3,2	Mtr.

**Beispiel.** Es ist eine Maschine für 600 Nutz-PS. mit Kondensation für günstigen Dampfverbrauch bei  $p = 11$  Atm. zu konstruieren.

Nach Seite 28 ist der Wirkungsgrad  $\eta = 0,9$ , also nach Gleich. 11

$$N_i = \frac{600}{0,9} = 667 \text{ PS.}$$

Nach Tabelle 25 wird  $(p_m)_i = 1,8$ . Die Kolbengeschwindigkeit nach Tabelle 26 zu  $c = 2,9$  angenommen ergibt

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot (p_m)_i} = \frac{75 \cdot 667}{2,9 \cdot 1,8} = \frac{5025}{5,2} = 9650 \text{ qcm,}$$

also  $D \sim \underline{1100}$  mm.

Noch einfacher rechnet man nach Seite 39, Spalte IV

$$\frac{N_i}{Q \cdot c} = 240; \quad Q = \frac{667}{240 \cdot 2,9} = 0,9650 \text{ qm, also } D = \sim 1,10 \text{ m.}$$

**Tabelle 27.** Gesteigerte Leistung und Maschine überlastet.

Leistung **gesteigert** ist etwa 10 % höher als Normalleistung.

Maschine **überlastet** „ „ 23 % „ „ „

(Gesteigert entspricht Spalte a, überlastet Spalte b auf S. 39.)



Tabelle 28.

Dreifach-Expansionsmaschine (Kondensation).

Mittelwerte für Maschinen mit 6 bis 9% schädlichem Raum.

Cylinderverhältnisse		II: I = 2,3 III: I = 5,5			II: I = 2,4 III: I = 5,8			II: I = 2,5 III: I = 6			
Bemerkung zur <b>Maximalleistung.</b> Die Werte der Spalte b (überlastet) lassen sich nur unter besonders günstigen Umständen erreichen; für gewöhnlich benütze man Spalte a, diese Leistungen lassen sich ohne Änderung der Steuerung erreichen. Beispiel: für 13 Atm. abs. Normal $N_i = 300 Q \cdot c$ Maximal $N_i = 335 Q \cdot c$ überlastet $N_i = 370 Q \cdot c$											
		Normal	Maximal a	b	Normal	Maximal a	b	Normal	Maximal a	b	
I	Endspannung abs. $w'' =$	0,7	0,8	0,9	0,8	0,9	1,05	0,9	1	1,15	
	Ideelle Füllung $h_i \text{ ‰} =$	5,8	6,7	7,5	5,9	6,6	7,3	6,0	6,6	7,2	
	$(p_m) \text{ ‰} =$	1,6	2	2,3	2,2	2,4	2,7	2,7	3	3,3	
II	$p_m$										
	Hochdruck	3,7	4,3		4,3	4,9		5,0	6,6		
	Mitteldruck	1,3	1,6		1,6	1,8		2,0	2,2		
	Niederdruck	0,6	0,7		0,8	0,9		1,0	1,2		
III	Füllung ‰										
	Hochdruck $h'$	32	36	41	34	38	42	35	38	42	
	Mitteldruck $h''$	40	40		38	38		36	36		
	Niederdruck $h'''$	39	39		38	39		37	37		
IV	Leistung *)										
	Hochdruck $\frac{N_i}{Q \cdot c} =$	90	100		100	115		110	125		
	Mitteldruck $\frac{N_i}{Q \cdot c} =$	70	85		90	100		110	120		
	Niederdruck $\frac{N_i}{Q \cdot c} =$	80	90		110	120		140	155		
	Gesamt $\frac{N_i}{Q \cdot c} =$	240 (1)	275 (1,14)	310 (1,28)	300 (1)	335 (1,12)	370 (1,25)	360 (1)	400 (1,1)	440 (1,22)	
V	Receiverdruck **) Atm. abs.	I - II	3,9	4,4	4,9	4,6	5,1	5,6	5,6	6,2	6,7
		II - III	1,5	1,7	1,9	1,7	2	2,2	2,0	2,3	2,5
VI	Druck in toten Punkt †)										
	3kurbelig	Hochdruck	1,3Q	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6
		Mitteldr.	1,0Q	1,2	1,4	1,2	1,4	1,6	1,5	1,7	1,9
		Niederdr.	1,3Q	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,9	2	2,3
	Tandem 2kurbelig	Hdr. u. Mdr.	2,3Q	2,3	2,3	2,6	2,6	2,6	3,1	3,1	3,1
		Niederdr.	1,3Q	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,8	2	2,3
VII	Dampfverbrauch . $S_i \text{ ††}$		6,8	7	7,2	6,6	6,7	6,9	6,1	6,3	6,5

\*) Q = Querschnitt des Niederdruckcylinders in Quadratmeter.

\*\*) Die Füllungen der Leistung entsprechend eingestellt.

†) kg pro  $cm^2$ , reduziert auf den Querschnitt Q des Niederdruckcylinders.

Zur Bestimmung der Zapfendimensionen ist Spalte a (die fettgedruckten Werte) zu Grunde zu legen, da die Leistung nach Spalte b (überlastet) nur vorübergehend zulässig ist.

††) kg pro  $N_i$  und Stunde, Überschlagswerte.

Der Dampfverbrauch gilt für minderwertige Maschinen, für gute Ausführung s. S. 41.

## Abschnitt V.

## Der Dampfverbrauch.\*)

Der Dampfverbrauch wird in kg pro  $N_i$  und Stunde angegeben.

Es bezeichne allgemein:

$S_n$  den nutzbaren od. theoret. Dampfverbr. in kg pro  $N_i$  u. St.

$S_v$  den Dampfverlust " " " " " "

$S_i = S_n + S_v$  den wirklichen Dampfverbr. " " " " " "

$S_i \cdot N_i$  den Gesamtdampfverbr. einer Masch. " " " Stunde.

In den nachstehenden Dampfverbrauchstabellen ist die

## ökonomisch günstigste Leistung

der Maschine zu Grunde gelegt. Abweichungen von dieser nach grösserer oder kleinerer Leistung erhöhen den Dampfverbrauch.

Tab. 29. Gültig für alle Maschinengattungen.

Normale Leistung		Erhöhte Leistung.				
Leistung . . . . $N_i$		1,1	1,2	1,3	1,4	1,5 $N_i$
Dampfverbrauch . . $S_i$		1,02	1,04	1,06	1,1	1,15 $S_i$

**Beispiel:** Eine Eincylinder-Auspuffmaschine von 700 Hub leistet nach Seite 29 bei 7 Atm. abs. normal 91 indizierte PS., nach Tab. 30 ist der Dampfverbrauch  $S_i = 12,1$  kg. Welcher Dampfverbrauch pro  $N_i$  tritt ein, wenn ich die Leistung um 20%, also auf  $91 \cdot 1,2 = 109$  indizierte PS. erhöhe?

Nach Tabelle 29 wird  $S_i = 1,04 \cdot 12,1 = 12,6$  kg, also nur 4% mehr.

Dampfverbrauch  $S_i$  (kg pro  $N_i$  und Stunde).

Tab. 30.

Ein-  
Cylinder-  
Auspuff.  
 $H=1,7-2D$

Kolbennub $H=$		300		400	500	600	700	800	900	1000	1500	
Tourenzahl $n=$		150		120	106	95	85	77	70	65	53	
$p$	$p_m$	$S_n$	$S_v$	5,8	5,2	4,6	4,3	3,8	3,6	3,2	3,1	2,6
3	1,3	15,6	$S_i =$	21,4	20,8	20,2	19,9	19,4	19,2	18,8	18,7	18,2
4	1,7	12,0	" =	17,8	17,2	16,6	16,3	15,8	19,0	18,6	18,5	18,0
5	2,0	10	" =	15,8	15,2	14,6	14,3	13,8	13,6	13,2	13,1	12,6
6	2,3	9	" =	14,8	14,2	13,6	13,3	12,8	12,6	12,2	12,1	11,6
7	2,7	8,3	" =	<b>14,1</b>	<b>13,5</b>	<b>12,9</b>	<b>12,6</b>	<b>12,1</b>	<b>11,9</b>	<b>11,5</b>	<b>11,4</b>	<b>10,9</b>
8	3,0	7,8	" =	13,6	13,0	12,4	12,1	11,6	11,4	11,0	10,9	10,4
9	3,3	7,4	" =	13,2	12,6	12,0	11,7	11,2	11,0	10,6	10,5	10,0
10	3,6	7,2	" =	13,0	12,4	11,8	11,5	11,0	10,8	10,4	10,3	9,8

\* ) Eingehend bearbeitet in „Haeder, Indikator“, III. Aufl.

Kolbenhub

Tab. 31.  
Tourenzah  
Ein-  
Cylinder-  
Konden-  
sation.  
 $H=1,7-2D$

Tourenzah		$H=300$									
Kolbenhub		$n=150$	120	106	95	85	77	70	65	58	
$p$	$p_m$	$S_n$	$S_v=5,8$	5,2	4,6	4,3	3,8	3,6	3,2	3,1	2,6
3	1,5	7,5	$S_i=13,3$	12,7	12,1	11,8	11,3	11,1	10,7	10,6	10,1
4	1,8	6,8	"=12,6	12,0	11,4	11,1	10,6	10,4	10,0	9,9	9,4
5	2,1	6,4	"=12,2	11,6	11,0	10,7	10,2	10,0	9,0	9,5	9,0
6	2,3	6,1	"=11,9	11,3	10,7	10,4	9,9	9,7	9,3	9,2	8,7
7	2,5	5,9	"=11,7	11,1	10,5	10,2	9,7	9,5	9,1	9,0	8,5
8	2,7	5,6	"=11,4	10,8	10,2	9,9	9,4	9,2	8,8	8,7	8,2
9	2,9	5,3	"=11,1	10,5	9,9	9,6	9,1	8,9	8,5	8,4	7,9
10	3,0	5,1	"=10,9	10,3	9,7	9,4	8,9	8,7	8,3	8,2	7,7

Tab. 32.

Zwei-  
Cylinder.  
(Kom-  
pound)  
Auspuff.

Tourenzah		Kolbenhub $H=500$								
n=90		80	75	70	67	60	56	50		
$p$	$(p_m)_i$	$S_n$	$S_v=2,9$	2,8	2,7	2,6	2,5	2,3	2,2	2,0
7	2,3	8	$S_i=10,9$	10,8	10,7	10,6	10,5	10,3	10,2	10
8	2,5	7,8	"=10,7	10,6	10,5	10,4	10,3	10,1	10	9,8
9	2,7	7,4	"=10,3	10,2	10,1	10	9,9	9,7	9,6	9,4
10	2,9	7	"=9,9	9,8	9,7	9,6	9,5	9,3	9,2	9
11	3,1	6,6	"=9,5	9,4	9,3	9,2	9,1	8,9	8,8	8,6
12	3,3	6,2	"=9,1	9	8,9	8,8	8,7	8,5	8,4	8,2

Tab. 33.

Zwei-  
Cylinder  
(Kom-  
pound) mit  
Konden-  
sation.

Tourenzah		Kolbenhub $H=500$								
n=90		80	75	70	67	60	56	50		
$p$	$(p_m)_i$	$S_n$	$S_v=2,9$	2,8	2,7	2,6	2,5	2,3	2,2	2,0
4	1,20	6,3	$S_i=9,2$	9,1	9,0	8,9	8,8	8,6	8,5	8,3
5	1,45	5,7	"=8,6	8,5	8,4	8,3	8,2	8,0	7,9	7,7
6	1,60	5,2	"=8,1	8,0	7,9	7,8	7,7	7,5	7,4	7,2
7	1,7	4,9	"=7,8	7,7	7,6	7,5	7,4	7,2	7,1	6,9
8	2,0	4,7	"=7,6	7,5	7,4	7,3	7,2	7,0	6,9	6,7
9	2,2	4,6	"=7,5	7,4	7,3	7,2	7,1	6,9	6,8	6,6
10	2,3	4,5	"=7,4	7,3	7,2	7,1	7,0	6,8	6,7	6,5

Tab. 34.

Drei-  
Cylinder  
(Dreifach-  
Expans-  
maschine)  
mit  
Konden-  
sation.

Tourenzah		Kolbenhub $H=500$								
n=90		88	85	82	80	76	73	65		
$p$	$(p_m)_i$	$S_n$	$S_v=2,1$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	1,3	1,1
10	1,6	4,9	$S_i=7,0$	6,9	6,8	6,7	6,6	6,4	6,2	6,0
11	1,8	4,8	"=6,9	6,8	6,7	6,6	6,5	6,3	6,1	5,9
12	2,0	4,7	"=6,8	6,7	6,6	6,5	6,4	6,2	6,0	5,8
13	2,2	4,6	"=6,7	6,6	6,5	6,4	6,3	6,1	5,9	5,7
14	2,5	4,4	"=6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	5,9	5,7	5,5
15	2,7	4,2	"=6,3	6,2	6,1	6,0	5,9	5,7	5,5	5,3

Beispiel: Eine Einzylindermaschine, 700 mm Kolbenhub mit Kondensation arbeitend, benötigt nach Tabelle 31 bei 6 Atm. Betriebsdampfdruck, also 7 Atm. abs. = 9,7 kg Dampf pro  $N_1$  und Stunde.

Im grossen ganzen wird der Dampfverbrauch bei gebräuchlichen Ausführungen auch vom Kolbenhub beeinflusst. Vertikalmaschinen (also Maschinen mit sehr kurzem Hub) haben naturgemäss (bei derselben Kolbengeschwindigkeit) grössere schädliche Räume, demzufolge auch etwas höheren Dampfverbrauch. Man kann aber obige Dampfverbrauchstabellen auch für vertikale Maschinen zu Grunde legen.

## Abschnitt VI.

### Gestängedruck.

#### Hauptlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen.

Die in Dampfmaschinen auftretenden Drücke sind mannigfacher Art. Sie hängen nicht nur ab von Abmessungen und Dampfdruck, sondern auch vom Spiel in Zapfen und Lagern, Lockerwerden von Schwungrad, Kurbel oder dergl., nicht ganz fest auf dem Fundament befestigten Rahmen, momentane Druck-erhöhung durch Wasser im Cylinder, Reibung durch Heisslaufen von Kolbenstange und Lagern u. s. w.\*)

Diese Drücke rechnungsmässig zu bestimmen ist unmöglich, und sind wir gezwungen, entsprechende Prüfung der einzelnen Teile auf Festigkeit nur mit den **theoretischen Drücken** vorzunehmen; als solche kommen besonders in Betracht:

1. der Druck im **Hauptgestänge** (Druck in der Cylinderachse, also in der Kolbenstange),
2. der Druck im **Hauptlager**,
3. „ „ „ **Steuergestänge**.

Viele Teile, z. B. der Rahmen, lassen sich auf Festigkeit überhaupt nur an einzelnen Stellen prüfen, so z. B. kann man die Scherbeanspruchung der Fundamentanker kaum ermitteln, da die in Betracht kommenden Drücke sehr verwickelter Art sind. Man begnügt sich mit Dimensionen, welche sich in der Praxis im Lauf der Zeit ergeben haben. Jede weitgehende Abweichung von diesen, welche etwa eine Berechnung ergeben sollte, muss man vermeiden.

#### a) Der Druck im Hauptgestänge.

Der grösste auftretende Druck (in der Totpunktlage) bestimmt sich zu:

**Eincylinder**

$$P' = Q(p - p_0) \quad \dots \quad (17)$$

**Kompound** (2 kurbblig)

$$P' = Q_1(p - p_r) \text{ bzw. } Q(p_r - p_0) \quad \dots \quad (17a)$$

**Tandem** (1 kurbblig)

$$P' = Q_1(p - p_r) + Q(p_r - p_0) \quad \dots \quad (17b)$$

worin

$Q_1$  Querschnitt des Hochdruckcylinders,  $Q$  Querschnitt des Niederdruckcylinders in qcm,  $p$  Eintrittsspannung,  $p_r$  Receiverspannung,  $p_0$  Gegendruckspannung in Atm. abs. (s. Gleich. 1a, 2a, 2e S.14, 16, 19).

Je nachdem die Maschine schwach oder stärker belastet ist, schwankt der Betrag  $p - p_r$  und  $p_r - p_0$ . Wir müssen aber für unsere Berechnung den grössten auftretenden Druck zu Grunde legen, letzterer ist in der vorletzten Rubrik (Druck im toten Punkt) der Tabellen 21, 22 u. 28 unterstrichen.

\*) Eine Maschine soll in allen ihren Teilen auch noch genug Festigkeit besitzen, wenn dieselbe längere Zeit gebraucht ist und sich etwas Spiel in den Lagern u. s. w. einstellt.

**b) Der Druck im Hauptlager.\*)**

Das Hauptlager ist mit der wichtigste Teil einer Dampfmaschine, und muss der Konstrukteur über die im Lager auftretenden **Druckverhältnisse** vollständig im Klaren sein.

Diese Klarheit erreicht er nur durch selbständiges Durcharbeiten eines **Beispiels**.

Es sei zu untersuchen, wie sich bei einer Eincylindermaschine die Lagerdrücke in den verschiedenen Kurbelstellungen verhalten, in welcher Kurbelstellung der **grösste** Lagerdruck sich einstellt und welche Richtung dieser Druck hat.

Sodann ist zu untersuchen, ob die Maschine auch bei **abgenommenem Hauptlagerdeckel** arbeiten kann.

Man zeichnet zuerst den allgemeinen Kräfteplan (Fig. 85 und 86) ohne Berücksichtigung der Länge der Kurbelachse und des Schwungradgewichtes.

Fig. 85.  
Kräfteplan.

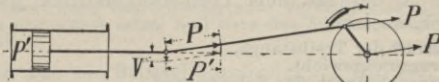


Fig. 86.  
Zerlegung der Schubkraft.



Es sei:

$P'$  der **Kolbendruck**,

$P$  die in der Pleuellstange auftretende **Schubkraft**,

$V$  der auf die Geradföhrung wirkende **Vertikaldruck**.

Die Schubstangenkraft  $P$  ist annähernd gleich dem jeweiligen Kolbendruck, also

$$P = P' \dots \dots \dots (18)$$

und zerlegt sich in  $T$  die Tangentialkraft (Umfangskraft) und  $C$  die Centripetalkraft (Fig. 86).

Die **Grössen dieser Kräfte** lassen sich ohne weiteres bestimmen, wenn der Kolbendruck  $P'$  der betreffenden Kurbelstellung bekannt ist. Denken wir uns also das Hauptlager in derselben Ebene wie die des Pleuellzapfens, so ist der Druck im Hauptlager in **Richtung und Grösse** gleich dem am Pleuellzapfen. Das

\* Ausführlich behandelt in Haeder's Zeitschrift 1897 und Indikator III. Auf.

Kurbellager liegt aber in Wirklichkeit um das Stück *a* (Fig. 87) von dem Kurbelzapfen entfernt und wir haben folgendes:

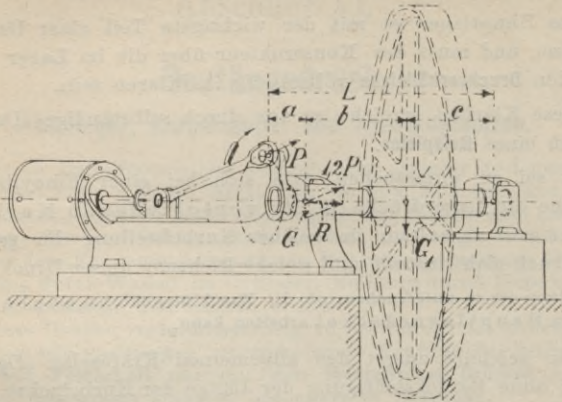


Fig. 87. Bestimmung des Druckes im Hauptlager.

Wenn *X* der mit dem Treibstangendruck gleichgerichtete Lagerdruck, so ist

*P* Schubkraft der Treibstange,

*G*<sub>1</sub> Schwungradgewicht,

*G* Lagerdruck durch das Schwungrad,

*R* Grösse und Richtung des Lagerdruckes mit Berücksichtigung des Schwungrades.

$$\text{Moment rechts } M_r = P \cdot L$$

$$\text{Moment links } M_l = X \cdot (b + c),$$

$$\text{also Druck im Hauptlager } X = \frac{P \cdot L}{b + c} = P \cdot \frac{L}{b + c} \dots \dots \dots (19)$$

Gebräuchliche Ausführungen ergeben  $\frac{L}{b + c} = 1,2$ ; wir erhalten also als

$$\text{Lagerdruck } X = 1,2 P. \dots \dots \dots (20)$$

wie in Fig. 87 eingezeichnet.

Der Druck und die Druckrichtung im Hauptlager ändern sich mit jeder Kolbenstellung; er ist am grössten während der Admissionsperiode und nimmt ab während der Expansionsperiode.

**Der Einfluss des Schwungrades auf den Lagerdruck.**

Das Gewicht *G*<sub>1</sub> des Schwungrades wirkt senkrecht nach unten, sucht also die Achse auf die Lagerschalen zu drücken. Wir haben hier nach Fig. 87 (für das Schwungrad):

$$\text{Moment links } M_l = G_1 \cdot c$$

$$\text{Moment rechts } M_r = G \cdot (b + c)$$

also senkrechter Druck auf das Lager

$$G = \frac{G_1 \cdot c}{b + c}; \text{ (Mittelwert } G = 0,5 G_1) \dots \dots \dots (21)$$

also:

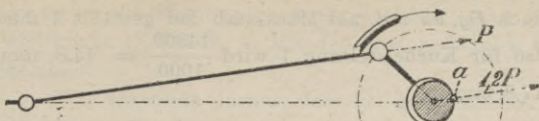


Fig. 88.  
ohne Schwungrad.

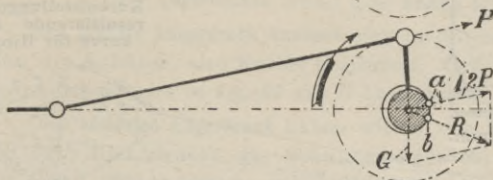


Fig. 89.  
mit Schwungrad.

$P$  ist die Kraftrichtung der Pleibstange,  
1,2  $P$  zeigt Richtung und Grösse des Druckes im Hauptlager, (ohne Schwungrad Fig. 88);

$a$  wäre der theoretische Berührungspunkt des Lagers mit der Schale (ohne Schwungrad Fig. 88);

$R$  die Grösse und Richtung des resultierenden Druckes;

$b$  den theoretischen Berührungspunkt von Lagerlauf mit Schale (mit Schwungrad Fig. 89);

Durch die Einwirkung des Schwungrades verrückt also die jeweilige Berührungsfläche etwas nach unten, weil eben das Schwungradgewicht stets nach unten drückt.

Wir wollen nun ein **Beispiel** durchzeichnen für eine Maschine ohne Kondensation von:

Cylinderdurchmesser  $D = 570$  mm, wirksame Kolbenfläche  $Q = 2500$  qcm, Kolbenhub  $H = 1000$  mm; Dampfdruck  $p = 6$  Atm, Gewicht des Schwungrades 10 000 kg.

Die **Massenwirkung** sei ausser acht gelassen, der Einfachheit wegen.\*)

Entwerfe das Diagramm für Normalleistung Fig. 90.

Trage die Drücke nach Fig. 91.

Zeichne Fig. 92 Kurbelkreis und Pleibstangenlänge massstäblich die Kurbel für 1, 5,  $y$  (Druckwechsel), und 10 Kolbenstellung.

Berechne die wirklichen Drücke für 1, 5 und 10 Kolbenstellung, so ergibt sich:

im Kurbelzapfen	im Hauptlager	für Kurbelstellung
$P = Q \cdot p_1 = 2500 \cdot 5,9 = 14800$ kg	1,2 $P = 17800$ kg	1
$P = Q \cdot p_5 = 2500 \cdot 2,9 = 6500$ „	1,2 $P = 7800$ „	5
$P = Q \cdot p_{10} = 2500 \cdot 1,8 = 4500$ „	1,2 $P = 5400$ „	10

$p_1$   $p_5$   $p_{10}$  aus Fig. 91 gemessen und in Atm. eingesetzt.

$Q$  Querschnitt des Dampfzylinders in qcm.

\*) Nur bei schnelllaufenden Maschinen hat die Massenwirkung auf das Gesamtbild merklichen Einfluss.

Trage nun der besseren Uebersicht wegen die Werte für  $P$  und  $1,2 P$  nach Fig. 95 auf, als Maassstab sei gewählt  $1 \text{ mm} = 1000 \text{ kg}$ , also für Kurbelstellung 1 wird  $\frac{14800}{1000} = 14,8 \text{ mm}$  und  $1,2 P = 17,8 \text{ mm}$ .

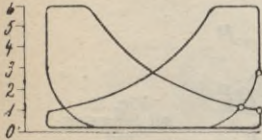


Fig. 90. Dampfdiagramm.

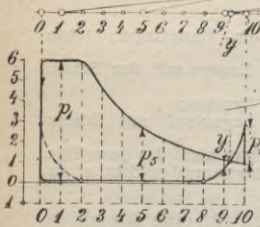


Fig. 91.

Druckdiagramm.

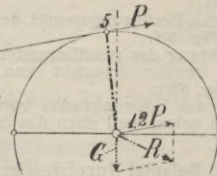


Fig. 93.

Bestimmung von  $R$  für die Kolbenstellung 5.

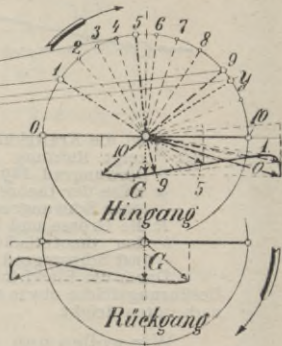


Fig. 94.

Resultierende Druckkurve für Rückgang.

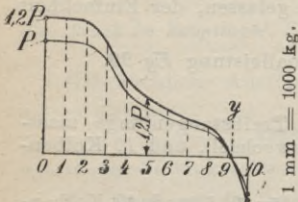


Fig. 95.

Auftragen der Werte für  $P$  und  $1,2 P$ .

Trage nun den Druck im Hauptlager (also  $1,2 P$ ) in der Schubrichtung nach Fig. 93 auf, ferner  $G$  vertikal ab ( $G$  nach Gleichung 21) ca.  $0,5 G_1 = \frac{0,5 \cdot 10000}{1000} = 5 \text{ mm}$  und bestimme durch Kraftparallelogramm den resultierenden Lagerdruck  $R$  nach Grösse und Richtung.

Auf diese Weise zeichnen wir nun in Fig. 92 die Grösse  $1,2 P$  ein und bestimmen  $R$ .

Für Kurbelstellung 5 ergibt sich z. B.  $R = 8 \text{ mm}$ , demnach Lagerdruck  $8 \cdot 1000 = 8000 \text{ kg}$ .



In *Fig. 92* sind für 10 Kurbelstellungen des Hinganges die Resultanten  $R$  eingezeichnet und für die Kurbelstellungen 1, 0, 5, 9, 10 mit den entsprechenden Buchstaben bezeichnet.

Wir erkennen daraus, dass bei gewöhnlichen Maschinen die Richtung aller Drücke im unteren Halbkreis liegt,

der **Lagerdeckel** erhält also **keinen Druck**.

Der **grösste Lagerdruck** äussert sich im toten Punkt, zu Beginn des Anhubes, also Kurbel horizontal. Grösse und Richtung dieses Druckes ist in *Fig. 92* mit 0 bezeichnet.

Den **kleinsten Lagerdruck** haben wir in der Kurbelstellung  $y$  (*Fig. 92*). Hier drückt das Schwungradgewicht den Lagerlauf mit  $G = 5 \cdot 1000 = 5000$  kg vertikal auf die Lagerschalen.

Die Maschine könnte also

**mit abgenommenem Lagerdeckel**

arbeiten.

### Zusammenstellung der ermittelten Regeln.

$P'$  Schubkraft in der Kolbenstange (also Kolbendruck),

$P$  Schubkraft in der Treibstange und im Kurbelzapfen.

Wir setzen als zulässig Gestängedruck  $P' = P$  . . . (22)

$$\left. \begin{array}{l} \text{Druck im Hauptlager} \\ \text{ohne Berücksichtigung des} \\ \text{Schwunradgewichtes} \end{array} \right\} \begin{array}{l} X = P \cdot \frac{a + b + c}{b + c} \text{ nach Fig. 87} \\ X = 1,2 P \text{ (Annäherungswert)} \end{array} \quad (23)$$

### Einfluss des Schwunradgewichtes $G_1$ .

$$\begin{array}{l} \text{Senkrechter Druck im Haupt-} \\ \text{lager durch Schwungrad} \end{array} \quad G = \frac{G_1 \cdot c}{b + c} \quad \dots \dots \dots (24)$$

$$\text{angenähert: } G \sim 0,5 G_1 \quad \dots \dots \dots (24a)$$

Aus  $1,2 P$  und  $0,5 G_1$  wird  $R$  bestimmt durch das Kräfteparallelogramm nach *Fig. 93*, dann haben wir:

**$R$  Grösse und Richtung des Lagerdruckes.\*)**

Man ermittelt also nach dem entworfenen Dampfdiagramm den Dampfdruck für die Kolbenstellung 1—10 (*Fig. 90* und *91*), bestimmt nach *Fig. 92* und *93* für die verschiedenen Kurbelstellungen die Schubkräfte  $P$ ,  $1,2 \cdot P$ ,  $0,5 \cdot G_1$  und hieraus den resultierenden Lagerdruck  $R$ . Man erhält dann, wie auf Seite 46 gezeigt, die Grösse und die Richtung des Druckes im Hauptlager für jede Kurbelstellung.

\*) In der Praxis bestimmt man  $R$  nur bei grossen Maschinen mit schweren Schwunrädern, für gewöhnlich rechnet man mit  $1,2 P$  nach Gleich. 23.

**Einfluss des Riemenzuges auf den Lagerdruck.**

Wie sich aus Nachstehendem ergibt, ist der Einfluss des Riemenzuges unerheblich. Legen wir eine normale Maschine zu Grunde, bei welcher Schwungraddurchmesser gleich  $5 \times$  Kolbenhub ist und bezeichnen wir mit:

- $Q$  die wirksame Kolbenfläche in qcm,
- $\eta = 0,85$  den Wirkungsgrad der Maschine,
- $K$  den Riemenzug in kg,
- $H$  den Kolbenhub in Mtr.,
- $n$  die Tourenzahl der Maschine,
- $p_m$  den mittleren Kolbendruck in Atm.,

so rechnet sich die effektive Leistung

am Schwungrad	im Dampfeylinder
$N_e = \frac{K \cdot \frac{5 \cdot H \cdot \pi \cdot n}{60}}{75}$	$N_e = \frac{0,85 \cdot Q \cdot p_m \frac{2 \cdot H \cdot n}{60}}{75} \dots (25)$

Nach gehöriger Reduktion:

$$K \cdot \pi = 0,85 \cdot \frac{2}{5} \cdot Q \cdot p_m \dots (26)$$

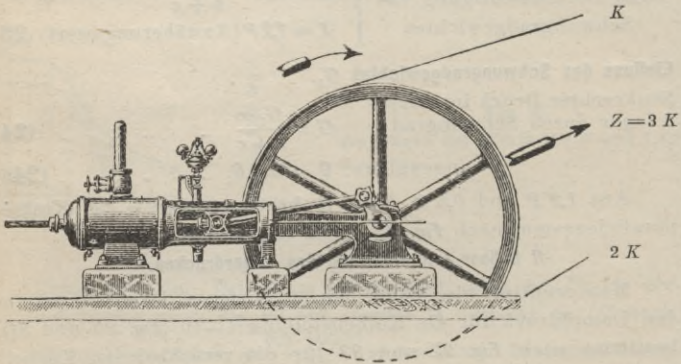
demnach die vom Riemen zu übertragende Kraft (Umfangskraft des Schwungrades) in kg

$$K = 0,11 \cdot Q \cdot p_m \dots (27)$$

d. h. bei einer normalen Eincylindeimaschine kann man die Umfangskraft des Schwungrades = 0,11 mal mittleren Kolbendruck ansetzen (pro qcm Kolbenfläche).

Man rechnet nun allgemein *Fig. 96*:

Riemenspannung im ziehenden Trum =  $2 K$   
 „ „ gezogenen „ =  $K$   
 Gesamtriemenzug =  $3 K \dots (28)$



*Fig. 96.* Uebliche Anordnung.

Bezeichnen wir nun nach *Fig. 97* mit  
 $b$  die Entfernung vom Riemenscheibenschwungrad bis zum Hauptlager,  
 $c$  „ „ „ „ „ „ hinteren Lager, so erhalten wir als Druck im Hauptlager

$$3 K \cdot \frac{c}{b+c}$$

Für übliche Ausführung ist ungefähr  $b = c$ , demnach

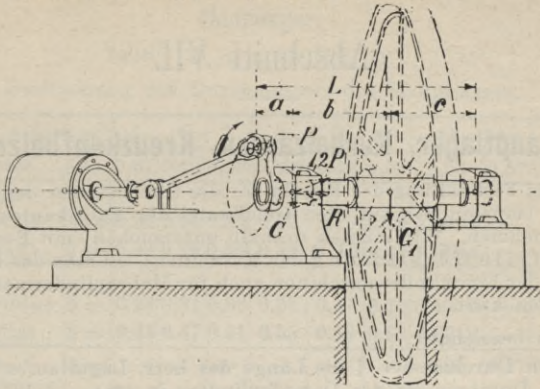


Fig. 97. Bestimmung des Druckes im Hauptlager.

$$\text{Lagerdruck} = \frac{3}{2} K = 1,5 K,$$

den Wert in Gleichung 27 eingesetzt ergibt

Lagerdruck durch Riemenzug:

$$Z = 1,5 \cdot 0,11 Q p_m \sim 0,16 Q p_m \dots \dots \dots (29)$$

Mittelwerte für  $p_m$  und  $Z$

Dampfdruck	$p = 6$	8	Atm.
	$p_m = 2,5$	3	"
Lagerdruck durch Riemenzug	$Z = 0,4 Q$	0,48 Q	

Diese Werte eingesetzt ergibt:

Lagerdruck hinten	5,6 Q	7,52 Q
„ vorn	6,4 Q	8,48 Q

Der horizontale Riemenzug bewirkt also

- hinten (Deckelseite) Verminderung des Lagerdrucks um 6%,
- vorn (Kurbelseite) Erhöhung des Lagerdrucks um 6%.

Unter Zugrundelegung eines mittleren Flächendrucks im Hauptlager von 20 kg pro qcm hätten wir also

Flächendruck hinten	19 kg pro qcm
„ vorn	21 „ „ „

Dieser Unterschied ist sehr gering, dass man bei Berechnung der Lagerdimensionen den Riemenzug ausser acht lassen kann.

## Abschnitt VII.

## Hauptlager, Kurbelzapfen, Kreuzkopfbolzen.

Bei Feststellung der Regeln für die Dimensionen des Hauptlagers müssen wir auf den Geldbeutel der Fabrikanten Rücksicht nehmen. Wir müssen deshalb untersuchen (mit Bezug auf wohlfeile Herstellung der Maschinen), ob man das **Rahmenmodell** der Eincylindermaschinen auch für Mehrcylindermaschinen benutzen kann.

Es bezeichne:

$\delta$  = den Durchmesser,  $l$  die Länge des betr. Lagerlaufes in cm;  
 $D$  den Durchmesser des Dampfzylinders in cm;

$z \cdot D^2 \frac{\pi}{4}$  den Kolbendruck bezw. Kurbelzapfen und Kreuzkopf-  
 bolzendruck in kg;

$1,2z D^2 \frac{\pi}{4}$  den Hauptlagerdruck in kg; denn es ist nach Fig. 97

(Seite 49):

$$\text{Lagerdruck} = \frac{L}{L-a} \cdot z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \sim 1,2 \cdot z \cdot D^2 \frac{\pi}{4}.$$

$q$  den zulässigen Flächendruck in kg pro qcm.

Hauptlager.	Kurbelzapfen.	Kreuzkopfbolzen.
$l = 1,6 \delta$	$l = 1,3 \delta$	$l = 1,3 \delta$
$q = 21$	$q = 73$	$q = 95$
$21 \cdot 1,6 \delta^2 = 1,2z D^2 \frac{\pi}{4}$	$73 \cdot 1,3 \delta^2 = z D^2 \frac{\pi}{4}$	$95 \cdot 1,3 \delta^2 = z D^2 \frac{\pi}{4}$
$\delta = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4} \cdot 1,2}{1,6 \cdot 21}} \cdot \sqrt{z \cdot D}$	$\delta = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4}}{1,3 \cdot 73}} \cdot \sqrt{z \cdot D}$	$\delta = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4}}{1,3 \cdot 95}} \cdot \sqrt{z \cdot D}$
$\delta = 0,165 \cdot \sqrt{z \cdot D}$	$\delta = 0,09 \cdot \sqrt{z \cdot D}$	$\delta = 0,08 \cdot \sqrt{z \cdot D}$

Wir sehen, der Zapfendurchmesser ist abhängig von der  $\sqrt{z}$ . Dieses  $z$  ist aber der Kolbenüberdruck in Atmosphären im toten Punkt.

Für Eincylindermaschinen ist  $z = p - 0,3$  Atm. Für Mehrfach-Expansionsmaschinen setzt man  $z$  = den unterstrichenen Zahlen der Tabellen Seite 34, 35 und 39 Rubrik: Druck im toten Punkt.

Bezeichnen wir noch mit:

$d$  = den Hochdruckcylinderdurchmesser,

$d_m$  den Mitteldruckcylinderdurchmesser,

$D$  den Niederdruckcylinderdurchmesser

und setzen die Werte für  $z$  ein, so erhalten wir folgendes:

Hauptlager.

Tabelle 35 (s. auch Tab. 38).

Bestimmung des Durchmessers des Hauptlagers.

also $p =$	5	6	7	8	9	10	11	13	15
<b>Eincylinder</b> . $\delta =$	0,37	0,40	0,43	<b>0,46</b>	0,49	0,52	0,54	0,57	0,59 · $d$
<b>Kompound-</b> maschine $\delta =$	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30 · $D$	—	—
(2-kurbblig) $\delta =$	<b>0,33</b>	<b>0,36</b>	<b>0,39</b>	<b>0,42</b>	<b>0,45</b>	<b>0,47</b>	<b>0,50 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Tandem-</b> maschine $\delta =$	0,29	0,31	0,33	0,35	0,37	0,38	0,40 · $D$	—	—
(1-kurbblig) $\delta =$	<b>0,43</b>	<b>0,47</b>	<b>0,51</b>	<b>0,55</b>	<b>0,59</b>	<b>0,63</b>	<b>0,67 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Dreifach-</b> Expansions- maschine $\delta =$	—	—	—	—	—	—	0,25	0,27	0,29 · $D$
(2-kurbblig) $\delta =$	—	—	—	—	—	—	<b>0,38</b>	<b>0,42</b>	<b>0,46 <math>d_m</math></b>
(2-kurbblig) $\delta =$	—	—	—	—	—	—	0,58	0,65	0,71 · $d$

Man legt (das ist allgemein üblich und vorteilhaft) bei der Konstruktion einer neuen Maschine schon einen entsprechenden hohen Dampfdruck zu Grunde und zwar:

- bei Eincylindermaschinen . . . . 7 Atm. Ueberdr. ( $p = 8$ )
- „ Kompoundmaschinen . . . .  $8\frac{1}{2}$  „ „ ( $p = 9\frac{1}{2}$ )
- „ Dreifach-Expansionsmaschinen 14 „ „ ( $p = 15$ )

Wollen wir hierbei nun auf die Benützung eines und desselben Rahmenmodells Rücksicht nehmen, so erhalten wir als Durchmesser des Hauptlagers (wenn Lagerlänge  $l = 1,6 \delta$ ):

Eincylindermasch.	Kompoundmasch.	Dreifach-Exp.-Masch.
	(2-kurbblig)	(2-kurbblig)
$\delta = 0,46 d,$	$\delta = 0,46 d,$	$\delta = 0,46 d_m.$

Wir können also für die 3 Gattungen dasselbe Rahmenmodell benutzen.

Die Tandem-Maschine (1-kurbblig) muss einen extra schweren Rahmen haben. Der Durchmesser des Hauptlagers wird bei 9 Atm. abs. nach Tabelle 35  $\delta = 0,59 d.$

**Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen, (s. auch Tab. 38).**

Eincylindermaschinen, Kompoundmaschinen (2-kurbblig) und Dreifach-Expansionsmaschinen (2-kurbblig) haben gleiche Rahmenmodelle und gleiche Kolbendrucke, also können wir auch Treibstange und Kurbel für die drei erwähnten Maschinengattungen gleich machen. Es ergibt sich hier:

Tabelle 36. Kurbelzapfen. ( $l = 1,3 \delta$ .)

Bestimmung des Durchmessers des Kurbelzapfens.

also $p =$	5	6	7	8	9	10	11	13	15
<b>Eincylinder .</b> $\delta =$	0,20	0,22	0,24	<b>0,25</b>	0,27	0,28	0,30	0,31	0,32 · $d$
<b>Kompound-</b> maschine $\delta =$	0,12	0,13	0,14	0,145	0,15	0,16	0,17 · $D$	—	—
(2-kurbblig) $\delta =$	<b>0,18</b>	<b>0,20</b>	<b>0,22</b>	<b>0,23</b>	<b>0,24</b>	<b>0,26</b>	<b>0,28 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Tandem-</b> maschine $\delta =$	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22 · $D$	—	—
(1-kurbblig) $\delta =$	<b>0,24</b>	<b>0,26</b>	<b>0,28</b>	<b>0,30</b>	<b>0,32</b>	<b>0,34</b>	<b>0,37 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Dreifach-</b> Expansions- maschine $\delta =$	—	—	—	—	—	—	0,135	0,14	0,16 · $D$
(2-kurbblig) $\delta =$	—	—	—	—	—	—	<b>0,20</b>	<b>0,22</b>	<b>0,25 · <math>d_m</math></b>
	—	—	—	—	—	—	0,32	0,34	0,39 · $d$

Tabelle 37. Kreuzkopfbolzen. ( $l = 1,3 \delta$ .)

Bestimmung des Durchmessers des Kreuzkopfbolzens.

also $p =$	5	6	7	8	9	10	11	13	15
<b>Eincylinder .</b> $\delta =$	0,17	0,19	0,21	<b>0,22</b>	0,23	0,24	0,25	0,27	0,28 · $d$
<b>Kompound-</b> maschine $\delta =$	0,10	0,11	0,12	0,13	0,135	0,14	0,145 · $D$	—	—
(2-kurbblig) $\delta =$	<b>0,15</b>	<b>0,17</b>	<b>0,19</b>	<b>0,21</b>	<b>0,22</b>	<b>0,23</b>	<b>0,24 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Tandem-</b> maschine $\delta =$	0,14	0,15	0,16	0,17	0,175	0,18	0,19 · $D$	—	—
(1-kurbblig) $\delta =$	<b>0,21</b>	<b>0,23</b>	<b>0,25</b>	<b>0,27</b>	<b>0,28</b>	<b>0,30</b>	<b>0,32 · <math>d</math></b>	—	—
<b>Dreifach-</b> Expansions- maschine $\delta =$	—	—	—	—	—	—	0,12	0,13	0,14 · $D$
(2-kurbblig) $\delta =$	—	—	—	—	—	—	<b>0,18</b>	<b>0,20</b>	<b>0,22 · <math>d_m</math></b>
	—	—	—	—	—	—	0,28	0,31	0,34 · $d$

Gegabelte Treibstangen haben längere Lager ( $l \sim 2 \delta$ ) und genügt als Durchm.  $0,7 \delta$ .

Wir haben demnach zu setzen:

Tabelle 38. Zusammenstellung der Resultate.

	Ein- cylinder $p = 8$	Kompound 2 kurbll. $p = 9\frac{1}{2}$	Tandem 1 kurbll. $p = 9\frac{1}{2}$	Dreifach-Exp. 2 kurbll. $p = 15 \text{ Atm.}$
<b>Hauptlager</b> $\delta =$	<b>0,46 <math>d</math></b>	<b>0,46 <math>d</math></b>	<b>0,60 <math>d</math></b>	<b>0,46 <math>d_m</math></b>
<b>Kurbelzapfen</b> $\delta =$	<b>0,25 <math>d</math></b>	<b>0,25 <math>d</math></b>	<b>0,33 <math>d</math></b>	<b>0,25 <math>d_m</math></b>
<b>Kreuzkopfbolzen</b> $\delta =$	<b>0,22 <math>d</math></b>	<b>0,22 <math>d</math></b>	<b>0,29 <math>d</math></b>	<b>0,22 <math>d_m</math></b>

Beispiel. Compoundmaschine 525 mm Hochdruckeylinderdurchmesser erhält Hauptlagerdurchmesser  $\delta = 0,46 \cdot 525 \sim 240 \text{ mm}$ .

## Abschnitt VIII.

## Festigkeitsrechnen.

Wenn man auch die Dimensionen der einzelnen Teile der Dampfmaschinen nicht durch Rechnung bestimmen, sondern immer praktischen Ausführungen anpassen soll, so darf man doch nie unterlassen, die **Beanspruchung des Materials** durch Nachrechnen festzustellen. Es seien deshalb kurz hier einige Regeln der Festigkeitslehre wieder gegeben.

Die genaue Bestimmung der Beanspruchung in den einzelnen Teilen ist nicht durchführbar, da zuweilen Kräfte auftreten können, welche sich vorher nicht bestimmen lassen, z. B. durch Wasserschlag, Spiel in den Lagern, schlechte Montage oder dergl. Man wähle deshalb die entspr. Abmessungen nach den Erfahrungswerten, welche sich durch die Praxis ergeben und ermittle die daraus sich ergebenden Beanspruchungen.

Mit Rücksicht auf die Herstellung erhalten die Gussteile häufig viel grössere Wandstärken, als die übliche Berechnung auf Festigkeit ergeben würde. Die in der Tabelle 41 enthaltenen Werte für die zulässigen Beanspruchungen sind deshalb nicht maassgebend. Bei Berechnung der Details werden wir die zulässigen Beanspruchungen stets noch besonders angeben.

**Tabelle 39. Festigkeitsmodul (Bruchgrenze) kg pro qcm und Tragmodul (Elasticitätsgrenze) kg pro qcm.**

	Guss	Schmiedeeisen	Stahl	Stahlguss	Holz // zur Faser
<b>Zug</b> . . .	1250 (750)	3500 (1400)	7500 (3000)	5000 (2000)	850 —
<b>Druck</b> . .	7500 (1500)	3000 (1400)	7500 (3000)	7000 (2200)	300 (150)
<b>Schub</b> . . .	— —	3000 (1000)	4000 —	3000 —	50 —

Die oberen Werte geben an, bei welcher Beanspruchung Bruch eintritt.

Die unteren Werte geben an, bei welcher Beanspruchung die **Elasticitätsgrenze** überschritten wird, also der Stab, bezw. Gegenstand nach Beseitigung der Belastung seine frühere Form nicht wieder einnimmt; durch die Belastung wird die Form des Körpers verändert.

Tab. 40. Elasticitätsmodul bezogen auf cm.

Für	Guss	Schmiedeeisen	Stahl	Stahlguss	Holz
Zug u. Druck $E =$	1 000 000	2 000 000	2 200 000	2 150 000	100 000
Schub . . . $S =$	400 000	770 000	850 000	830 000	

Tab. 41. Zulässige Beanspruchung in kg pro qcm.

Material	Zug $k_z$			Druck $k_d$		Biegung $k_b$			Drehung $k_t$		
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
Gusseisen	300	200	100	900	600	—	—	—	—	—	—
Schmiedeeisen	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240
Stahl	1300	900	450	1300	900	1300	900	450	950	700	350
Stahlguss	750	500	250	1050	750	900	600	300	650	450	220
Holz	90	50	30	80	50	—	—	—	—	—	—

(Die Werte für Schmiedeeisen gelten sowohl für Fluss- als auch für Schweisseisen, doch nehme man bei letzterem für  $k_t$  die Hälfte der angegebenen Werte.)

Es gelten die zulässigen Beanspruchungen (nach Bach) unter:

*a* für ruhende Belastung,

*b* für den Fall wiederholter Dehnung, Biegung, Drehung nach einer Richtung von Null bis zu einem maximalen Werte,

*c* für beliebig wechselnde Belastung zwischen einem grössten positiven und einem gleich grossen negativen Wert, also für wiederholte Biegung, Dehnung und Drehung nach entgegengesetzten Richtungen.

### Zug und Druck.

$P$  sei die Zug- resp. Druckkraft in kg,

$F$  die Querschnittsfläche in qcm,

dann ist die Beanspruchung in kg pro qcm (Tab. 41)

$$\text{Zug } k_z = \frac{P}{F} \text{ resp. Druck } k_d = \frac{P}{F} \dots \dots (30)$$

### Abscherung (Schub).

Die zulässige Beanspruchung ist  $\frac{1}{5}$  derjenigen der Zugfestigkeit, also:

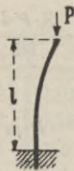
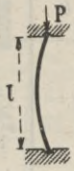
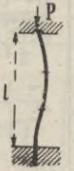
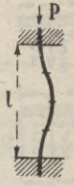
$$k_s = \frac{1}{5} k_z; k_s = \frac{P}{F} \dots \dots (31)$$



**Zerknickungsfestigkeit.**

*m* Sicherheitsgrad, *J* Trägheitsmoment, *E* Elasticitätsmodul.

Tabelle 42.

			
$P = \frac{2,5 J \cdot E}{m \cdot l^2}$	$P = \frac{10 J \cdot E}{m \cdot l^2}$	$P = \frac{20 J \cdot E}{m \cdot l^2}$	$P = \frac{40 J \cdot E}{m \cdot l^2}$
$\frac{l}{d} > 10$	$\frac{l}{d} > 20$	$\frac{l}{d} > 30$	$\frac{l}{d} > 40$

Giebt beim runden Querschnitt *l*:*d*, also Länge dividiert durch Durchmesser, kleinere Werte als in der untersten Zeile, so ist der Stab auf Druck zu berechnen.

**Torsion** (Drehung)

*P* sei die auf Torsion wirkende Kraft in kg,  
*r* der Hebelarm, an welchem *P* wirkt, in cm,  
*k<sub>t</sub>* die zulässige Belastung in kg pro qcm,  
*J<sub>p</sub>* das polare Trägheitsmoment,  
*a* der Abstand der äussersten Faser in cm,

so ist: 
$$M_t = P \cdot r = \frac{J_p}{a} k_t = W_p \cdot k_t; k_t = \frac{M_t}{W_p} \dots (32)$$

Beim kreisrunden Querschnitt  $\left\{ \begin{array}{l} \text{polares Trägheitsmoment } J_p = \sim 0,1 d^4 \dots (33) \\ \text{polares Widerstandsm. } W_p = \sim 0,2 d^3 \dots (34) \end{array} \right.$

**Biegung.**

*P* sei die biegende Kraft in kg,  
*M<sub>b</sub>* das Biegemoment in cmkg,  
*W* das Widerstandsmoment pro qcm,  
*k<sub>b</sub>* die Beanspruchung in kg pro qcm,

dann ist: 
$$M_b = W \cdot k_b; k_b = \frac{M_b}{W} \dots (35)$$

Tabelle 43. Werte der Biegemomente.



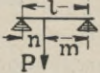


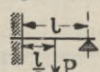


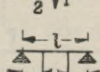








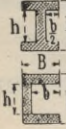
Belastung	Biegemoment	Belastung	Biegemoment	Belastung	Biegemoment
	$P \cdot l$		$\frac{P \cdot l}{8}$		$\frac{P \cdot m \cdot n}{l}$
	$\frac{P_1 \cdot l}{2}$		$\frac{P_1 \cdot l}{12}$		$\frac{3 \cdot P \cdot l}{16}$
	$\left(P + \frac{P_1}{2}\right) \cdot l$		$\frac{P \cdot l}{4}$		$P \cdot m$
	$\frac{P_1 \cdot l}{8}$		$\frac{P \cdot l}{8}$		

Tabelle 44. Widerstandsmoment  $W$  und Trägheitsmoment  $J$  einiger häufiger vorkommender Querschnitte.\*)

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
	$J = \frac{b \cdot h^3}{12}$	$W = \frac{b \cdot h^2}{6}$
	$J = \frac{b^4}{12}$	$W = \frac{b^3}{6}$
	$J \sim 0,05 d^4$	$W \sim 0,1 d^3$
	$J \sim 0,05 (D^4 - d^4)$	$W \sim 0,1 \frac{(D^4 - d^4)}{D}$
	$J \sim 0,05 b \cdot h^3$	$W \sim 0,1 b \cdot h^2$
	$J = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$	$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 H}$
		

\*) Kraft wirkt senkrecht auf  $b$  bzw.  $B$ .

$$\text{Trägheitsmoment } J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$\text{und Widerstandsmoment } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

des kreisförmigen Querschnittes bezogen auf den Durchmesser  $d$ .

Tabelle 45.

$d$	$J$	$W$	$d$	$J$	$W$	$d$	$J$	$W$
1	0,0491	0,0982	35	73662	4209	69	1112660	32251
2	0,7854	0,7854	36	82448	4580	70	1178588	33674
3	3,976	2,651	37	91998	4973	71	1247393	35138
4	12,57	6,283	38	102354	5387	72	1319167	36644
5	30,68	12,27	39	113561	5824	73	1393995	38192
6	63,62	21,21	40	125664	6283	74	1471963	39783
7	117,9	33,67	41	138709	6766	75	1553156	41417
8	201,1	50,27	42	152745	7274	76	1637662	43096
9	322,1	71,57	43	167820	7806	77	1725571	44820
10	490,9	98,17	44	183984	8363	78	1816972	46589
11	718,7	130,7	45	201289	8946	79	1911967	48404
12	1018	169,6	46	219787	9556	80	2010619	50265
13	1402	215,7	47	239531	10193	81	2113051	52174
14	1886	269,4	48	260576	10857	82	2219347	54130
15	2485	331,3	49	282979	11550	83	2329605	56135
16	3217	402,1	50	306796	12272	84	2443920	58189
17	4100	482,3	51	332086	13023	85	2562392	60292
18	5153	572,6	52	358908	13804	86	2685120	62445
19	6397	673,4	53	387323	14616	87	2812205	64618
20	7854	785,4	54	417393	15459	88	2943748	66903
21	9547	909,2	55	449180	16334	89	3079853	69210
22	11499	1045	56	482750	17241	90	3220623	71569
23	13737	1191	57	518166	18181	91	3366165	73982
24	16286	1357	58	555497	19155	92	3516586	76448
25	19175	1534	59	594810	20163	93	3671992	78968
26	22432	1726	60	636172	21206	94	3832492	81542
27	26087	1932	61	679651	22284	95	3998198	84173
28	30172	2155	62	725332	23398	96	4169220	86859
29	34719	2394	63	773272	24548	97	4345671	89601
30	39761	2651	64	823550	25736	98	4527664	92401
31	45333	2925	65	876240	26961	99	4715315	95259
32	51472	3217	66	931420	28225	100	4908738	98175
33	58214	3528	67	989166	29527			
34	65597	3859	68	1049556	30869			

**Zusammengesetzte Biegungs- und Torsionsfestigkeit.**

Sehr häufig wird ein Maschinenteil auf Biegung und Torsion (Drehung) zu gleicher Zeit beansprucht. In solchen Fällen ermittelt man am besten ein sog. ideales Biegemoment  $(M_b)_i$  und bestimmt nach letzterem die Beanspruchung  $k_b$ .

Für die Vereinigung der beiden Momente gilt die Gleichung:

$$(M_b)_i = \sqrt[3]{\frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}} \dots (36)$$

angenähert nach Poncelet

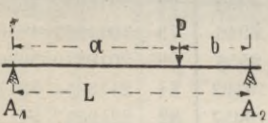
wenn  $M_b > M_t$   $(M_b)_i = 0,97 M_b + 0,3 M_t \dots (37)$

wenn  $M_b < M_t$   $(M_b)_i = 0,62 M_b + 0,6 M_t \dots (38)$

ferner  $(M_b)_i = W \cdot k_b \dots (38 a)$

Betreffs  $W$  für rechteckigen Querschnitt beachte Seite 108.

**Auflagerdruck** =  $\frac{\text{Moment}}{\text{freitragende Länge}}$  z. B.



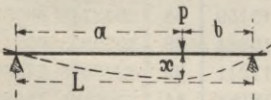
$$A_1 = \frac{P \cdot b}{L} \dots (39)$$

$$A_2 = \frac{P \cdot a}{L} \dots (40)$$

Die Auflagerdrücke  $A_1 + A_2 = P$ , ist also  $a = b$ , dann wird

$$A_1 = A_2 = \frac{P}{2}$$

**Durchbiegung.**



Die Durchbiegung im Angriffspunkte der Last beträgt in cm:

$$x = \left( P + \frac{L^2 + a \cdot b}{8 a \cdot b} \cdot Q \right) \frac{a^2 \cdot b^2}{E \cdot J \cdot 3L} \quad (41)$$

und wenn angenähert  $a = b = \frac{L}{2}$

$$x = \left( P + \frac{5}{8} \cdot Q \right) \frac{1}{E \cdot J} \cdot \frac{L^3}{48} \dots (42)$$

worin

- $P$  die Belastung in kg,
- $Q$  das Eigengewicht des Tragkörpers in kg,
- $E$  der Elasticitätsmodul bez. auf cm nach Tab. 40,
- $J$  das Trägheitsmoment bez. auf cm nach Tab. 44 u. 45,
- $L, a$  u.  $b$  in cm.

## Abschnitt IX.

## Hauptanordnungen, Bauarten, Drehrichtung.

Es seien hier nur die Hauptanordnungen erwähnt, welche mehr oder weniger häufig in Anwendung kommen.

**Liegende Maschine** oder Horizontalmaschine älterer Konstruktion mit ganz auf dem Fundament aufliegenden Rahmen von U-förmigem Querschnitt.

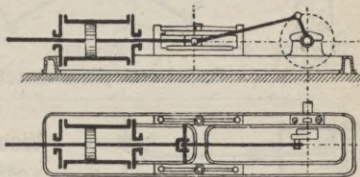


Fig. 98—99. Rahmenmaschine.

**Liegende Maschine** mit Bajonettrahmen (auch **Corliss-Rahmen** genannt), eignet sich besonders zur bequemen Anbringung für **Corliss- und Ventilsteuerungen**, indem der Dampfzylinder hinten freitrag. befestigt werden kann.

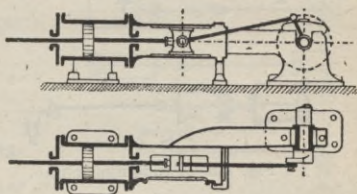


Fig. 100—101. Bajonettmaschine.

**Stehende Maschinen** (Vertikalmaschinen) erfordern **weniger Raum** zur Aufstellung und werden für kleine wie für grosse Maschinen, z. B. Walzenzugmaschinen, mit und ohne Kondensation nach **Fig. 102** häufig ausgeführt.

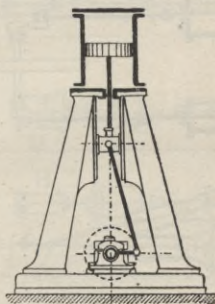


Fig. 102.

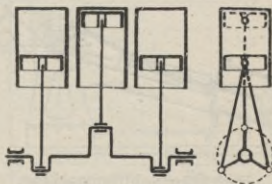
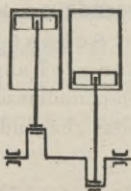


Fig. 103. Parallel-Zweicyl.-Maschine, Fig. 104-105. Parallel-Dreicyl.-Maschine, einf.wirk., Kurbeln  $180^\circ$ versetzt, einf. wirk., Kurbeln  $120^\circ$  versetzt.

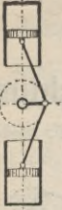


Fig. 106.

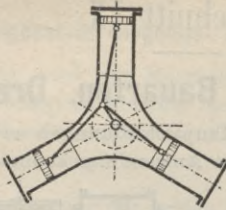


Fig. 107.

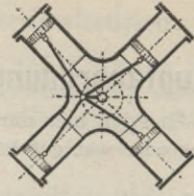
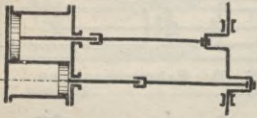


Fig. 108.

Radial-Dreicylindermaschine. Radial-Viercylindermaschine.



**Woolfsche Maschine** m. entgegengesetzt gerichtetem Kolbenlauf, Kurbeln unter  $180^\circ$  versetzt.

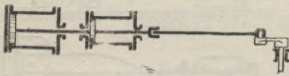


Fig. 110. Tandemmaschine.

### Tandemmaschine,

Kompoundmaschine mit 2 hintereinander liegenden, ungleich grossen Cylindern. Beide Cylinder haben Expansion.

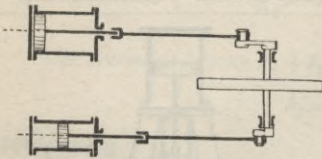


Fig. 111. **Kompoundmaschine.** Die 2 Kurbeln sind unter  $90^\circ$  versetzt.

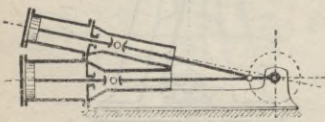


Fig. 112. **Kompoundmaschine** mit schräg übereinander liegenden Cylindern. Die Kolben treten nicht gleichzeitig in den toten Punkt.

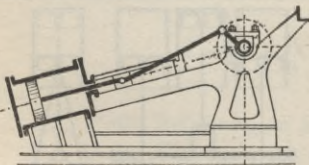


Fig. 113. Schiffsmaschine.

**Schrägliegende Maschine**, zum Antrieb der Schaufelräder für Dampfer viel angewandt, meist als Compoundmaschine mit nebeneinander liegenden Cylindern.



Fig. 114. Schiffsmaschine.

**Schrägliegende Zweicylindermaschine**, ebenfalls für Rad-dampfer in Verwendung als Zwilling oder Compound.

Fig. 115. **Kompoundmaschine.** Hochdruckcylinder *H* liegend, Niederdruckcylinder *N* stehend angeordnet, auf eine Kurbel arbeitend.

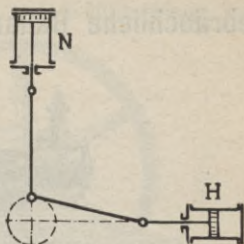


Fig. 116. **Dreifach-Expansionsmaschine.** 3 Kurbeln unter  $120^{\circ}$  versetzt. Sehr gleichmässiger Gang.

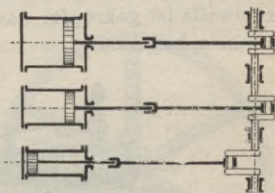


Fig. 117. **Dreifach-Expansions-Tandemaschine.** 2 Kurbeln unter  $90^{\circ}$  versetzt. Für liegende Maschinen viel angewandt.

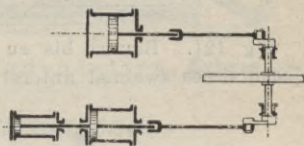


Fig. 118. **Dreifach-Expansionsmaschine** mit 4 Cylindern. 2 Kurbeln unter  $90^{\circ}$  versetzt. Für grosse liegende Maschinen öfters angewandt (1 Hochdruck-, 1 Mitteldruck-, 2 Niederdruckcylinder).

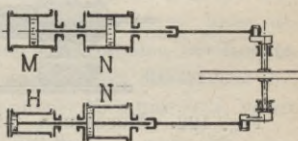
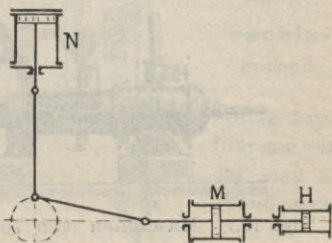


Fig. 119. **Dreifach-Expansionsmaschine.** Hochdruck- u. Mitteldruckcylinder liegend, Niederdruckcylinder stehend angeordnet, auf eine Kurbel arbeitend.



## Gebräuchliche Bauarten der Horizontalmaschinen.

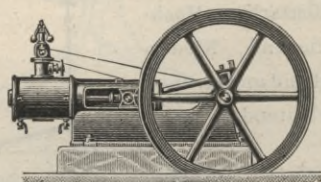


Fig. 120. Maschine mit **Gabelrahmen** bis zu 450 Hub; die Kurbelwelle ist gekröpft; das Schwungrad sitzt auf Kopf ausserhalb eines Lagers.

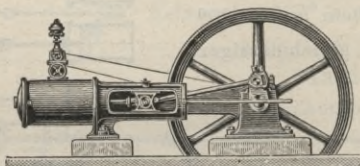


Fig. 121. Bauart bis zu 600 Hub, Cylinder freihängend **Bajonettrahmen** zweimal unterstützt.

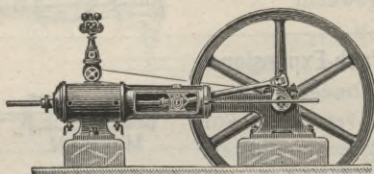


Fig. 122. Maschinen mit **Bajonettrahmen** bis 800 Hub und hinten geführter Kolbenstange.

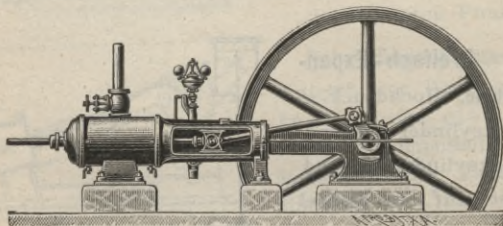
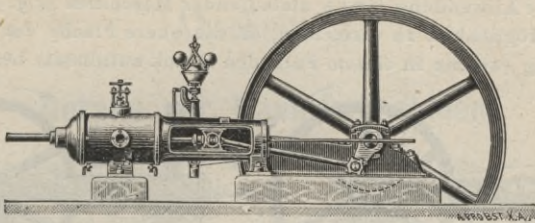


Fig. 123. Maschinen von 700 Hub aufwärts, der **Bajonett-rahmen** ist in der Mitte nochmals unterstützt.



Fig. 124. Für Maschinen bis 2000 Hub; der Fuss des Dampfzylinders kann sich in der mit einer **Schlittenführung** ver-



sehenen Sohlplatte bewegen, zur Ausgleichung der Ausdehnung des Cylinders.

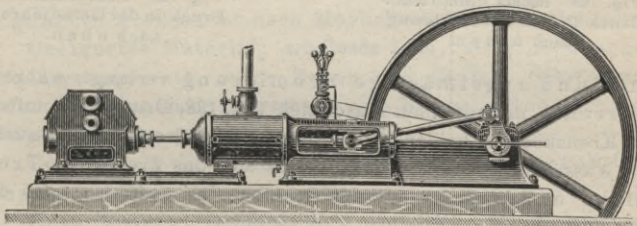


Fig. 125. Maschinen mit Kondensation, **Rahmen ganz aufliegend.**

### Rechts- und linksbauend.

Stellt man sich zwischen die Cylinder einer Zweicylinder-Maschine und sieht nach dem Schwungrad zu, so gilt die Maschine rechts als **Rechtsmaschine** und die Maschine links als **Linksmaschine**. Man wird deshalb auch den Rahmen der Rechtsmaschine mit **rechtsbauend** und den andern mit **linksbauend** bezeichnen. (Man kann jedoch auch anderer Meinung sein, vergl. „Haeders Zeitschrift“ Jahrg. 1900 S. 215 u. f.)

Fig. 126.  
**links-**  
**bauend.**

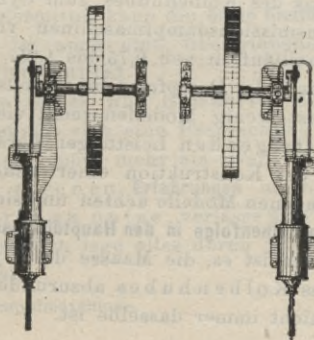


Fig. 127.  
**rechts-**  
**bauend.**

Diese Ausführung findet man am häufigsten.

## Drehrichtung der Dampfmaschinen.

Die Anwendung links umlaufender Maschinen (*Fig. 129*) ist nach Möglichkeit zu vermeiden, da die obere Fläche der Geradföhrung (welche in diesem Falle den Druck aufnimmt) besonders

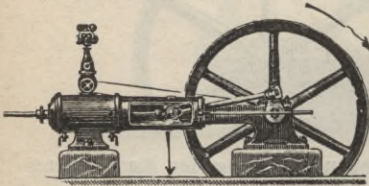


Fig. 128. Rechts umlaufend.  
Druck in der Geradföhrung  
nach unten.

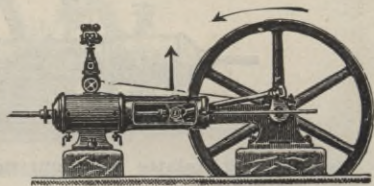


Fig. 129. Links umlaufend.  
Druck in der Geradföhrung  
nach oben.

gute und regelmässige Schmierung verlangt, während bei rechts umlaufenden Maschinen (*Fig. 128*, Druck nach unten) der Kreuzkopf an beiden Hubenden in den Oelsammler eintaucht.

Ausserdem ist es erwünscht, dass sich das ziehende Trum auf der unteren Seite der Scheibe, das geföhrte (also das sich mehr durchsenkende) oben befindet.

## Hauptmaasse.

Als Anhalt zur Beurteilung der Grösse einer Dampfmaschine gelte uns der **Durchmesser des Dampfzylinders** und der **Kolbenhub**. In Bezug auf die Güte resp. den Wert der Maschine kommen unter anderem hauptsächlich in Betracht:

- die Dimensionen und Konstruktion des **Kurbelzapfenlagers**,
- die Dimensionen und Konstruktion des **Kurbelwellenlagers**,
- Grösse und Gewicht des **Schwungrades**,
- die Art der **Steuerung**.

Das Verhältniss des Kolbenhubes zum Cylinderdurchmesser variiert bei Transmissionsdampfmaschinen von 1,5 bis 2, bei sogenannten Schnellläufern von 0,75 bis 1,25.

Der Fabrikant\*) der Dampfmaschinen muss darauf bedacht sein, mit möglichst wenig Modellen recht viele Maschinen in gleichmässig steigenden Leistungen herstellen zu können, er wird also bei der Konstruktion einer neuen Maschine auf die bereits vorhandenen Modelle achten und sich von vornherein für eine **bestimmte Reihenfolge in den Hauptdimensionen** entscheiden.

Am bequemsten ist es, die Maasse des Cylinderdurchmessers und des Kolbenhubes abzurunden, wenn auch das Verhältniss  $H:D$  nicht immer dasselbe ist.

\*) Selbstverständlich auch der Konstrukteur.

## Abschnitt X.

### Details der Dampfmaschinen.

Für das **Konstruieren der Details**<sup>1)</sup> sind folgende Hauptgesichtspunkte zu berücksichtigen:

**Genügende Festigkeit**, jedoch verlasse man sich nicht auf blosser Berechnung, sondern vergleiche das Resultat der letzteren mit ausgeführten Konstruktionen. Das Rechnen nach empirischen Formeln ist nach Möglichkeit zu vermeiden.

**Geeignetes Material; arbeitende Teile**, als Kolbenstangen, Schieberstangen etc., sowie Bolzen und Zapfen, Schwungradwellen sind aus **Stahl**, **Lagerschalen** aus bestem Rotguss oder Weissguss herzustellen.

Für Dampfzylindereinsätze z. B. ist eine besondere Gusseisenmischung vorzuschreiben.

**Gute Formen**; hauptsächlich der Teile, von welchen ein Modell angefertigt wird. Die eventuellen Mehrkosten derselben machen sich bei häufiger Benutzung nicht bemerkbar.

Genügend grosse **Berührungsflächen** auch für den Rahmenfuss und das Fundament.

**Wohlfeile Herstellung**. Nicht immer ist das Teuerste das Beste. Besondere Sorgfalt ist der Herstellung der **Lagerschalen, Schlitten** etc. vorzuschreiben (was allein das Heisslaufen eines Excenters dem Fabrikanten an Geld und Ruf kosten kann, ist ja bekannt). Ebenso wichtig ist es, für **gute Schmierung** Sorge zu tragen, und überlasse man dieses nicht etwa, wie meistens üblich, der Werkstatt. Durch ungenügendes Zuführen der Schmiermittel kann die **beste Gleitfläche ruiniert werden**.

Verwerflich ist auch eine übertriebene **Sucht nach Verbesserungen und Originalität**.

Man behalte **Gutes und Bewährtes** bei; für eventuelle Neuerungen empfiehlt sich eine Besprechung mit Fachgenossen (vier Augen sehen immer mehr als zwei).

Ausser den eigenen **Erfahrungen** mache man sich diejenigen anderer zu nutze, verlasse sich dabei aber **nicht auf das Gedächtnis**, sondern lege alles durch Skizzen und übersichtliche Notizen fest.

## Benennungen der einzelnen Dampfmaschinenteile.

*Fig. 130 u. 131.*

- A.* Dampfzylinder, Cylinder.
- B.* Rahmen, Gestell, Grundplatte, Geradföhrung, Bett.
- C.* Kreuzkopf, Gleitstück, Schlitten, Querhaupt.
- D.* Treibstange, Pleuelstange, Schubstange, Flügelstange.
- E.* Kurbel.
- F.* Kurbelzapfen, Kurbelfinger.
- G.* Kurbelachse, Schwungradwelle, Hauptachse.
- H.* Schwungrad.
- I.* Hinteres Kurbelwellenlager.
- K.* Dampfkolben, Kolben.
- L.* Kolbenstange.
  - a.* Kurbelwellenlager, Kurbellager, Hauptlager.
  - b.* Kreuzkopfbolzen, Kreuzkopfzapfen.
  - c.* Schutzstange, Geländer.
  - d.* Vorderer Cylinderdeckel, Stopfbüchsgehäuse.
  - e.* Hinterer            "            Cylinderboden.
  - f.* Schieberkastendeckel.
  - g.* Grundschieber. Verteilschieber, Hauptschieber.
  - h.* Expansionsschieber.
  - i.* Grundschieberstange.
  - k.* Expansionsschieberstange.
  - l.* Schieberstangenführungsbock.
- m.* Gelenkstück.
- n.* Excenterstange zum Expansionsschieber.
  - o.*       "       "       Grundschieber.
- p.* Expansionsschieberexcenter.
- q.* Grundschieberexcenter.
- r.* Stellvorrichtung zur Steuerung.
- s.* Indikatornocken.
- t.* Schutzmantel, Umkleidung.
- u.* Schaltwerk, Drehvorrichtung, Anstellvorrichtung.

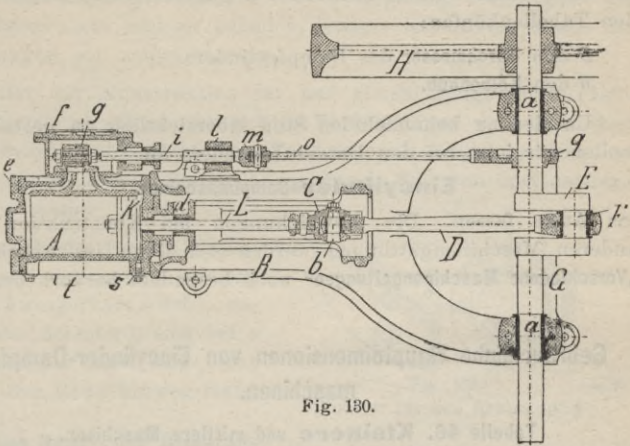


Fig. 130.

Maschine mit **Gabelrahmen**, gekröpfter Kurbelwelle und einfacher Schiebersteuerung, Ausführung nach S. 70 ist besser.

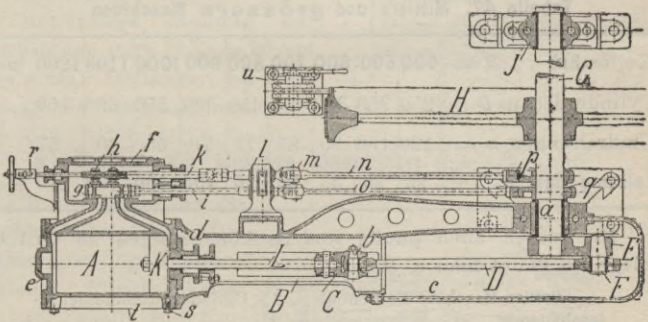


Fig. 131.

Maschine mit **Bajonetrahmen** und Meyer'scher Expansionssteuerung.

### Bemerkung zu den Tabellen in Abschnitt X.

Die **Maasse** sind in Millimeter angegeben und bedeutet in den Tabellenköpfen:

**D** den **Durchmesser** des Dampfeylinders,

**H** den **Kolbenhub**.

Um den zu behandelnden Stoff übersichtlich zu gestalten, wollen wir jetzt bei den Details besonders die

#### Eincylinder-Dampfmaschinen

ins Auge fassen. Die Abweichungen bei Konstruktion der anderen Maschinengattungen werden wir dann im Abschnitt „**Verschiedene Maschinengattungen**“ noch besonders hervorheben.

### Gebräuchliche Hauptdimensionen von Eincylinder-Dampfmaschinen.

Tabelle 46. **Kleinere** und **mittlere Maschinen.**

Kolbenhub . . . $H =$	120	160	200	250	300	350	400	450	500	mm
Cylinderdurchm. $D =$	75	90	120	160	190	225	250	275	300	„
Umdrehungen . $n =$	230	200	180	165	150	135	120	112	106	
Leistung effekt. $N_e^*) =$	$\frac{1}{2}$	1	2	6	15	19	22	25	30	P.S.

Tabelle 47. **Mittlere** und **grössere Maschinen.**

Kolbenhub . . . $H =$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	mm
Cylinderdrehm. $D =$	250	300	350	400	450	500	550	600	700	„
Umdrehungen $n =$	120	106	95	85	77	70	65	60	57	
Leistung effekt. $N_e^*) =$	25	30	45	60	80	100	120	150	210	P.S.

Es werden auch häufig andere Abmessungen zu Grunde gelegt, so findet man z. B.

<b>Corliss-Maschine</b>				Kolbenhub	$\sim 3 \times$	Cylinderdurchmesser
langbauende	„	„	„	$\sim 2 \times$	„	„
normal	„	„	„	$\sim 1,7 \times$	„	„
kurz	„	„	„	$\sim 1,5 \times$	„	„

\*) Ueberschlagswert, man ist in der Praxis gewohnt, Maschinen nach ihrer ungefähren Leistung zu kennzeichnen.

## Der Rahmen.

Material: Gusseisen.

Mit **Festigkeitsrechnung** ist zur Bestimmung der Stärken des Rahmens nicht weit zu kommen, letztere haben sich durch Erfahrungen von selbst ergeben.

Bei der Konstruktion ist auf gleichmässige Materialverteilung zu achten, ferner sind Vorkehrungen zu treffen, dass das Schmieröl nicht ins Fundament gelangt, sondern an leicht zugänglichen Stellen angesammelt und von dort entfernt werden kann.

Das **Fenster** für den Kreuzkopf soll nicht nach *a*, sondern nach *b* ausgeführt werden, damit das Schmieröl sich bei *o* ansammeln kann und nicht über den Rand hinweg läuft.

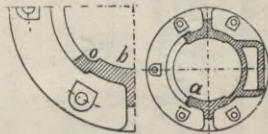


Fig. 132.  
Fenster für den Kreuzkopf.

Den **Rumpf** der Rundführung mache man des besseren Aussehens wegen nach dem Dampfzylinder zu etwas weiter und zwar  $e' = 1,05 \cdot e$ .

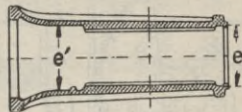
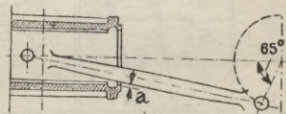


Fig. 133.  
Rumpf der Rundführung.

Die **Bohrung der Rundführung** richtet sich nach dem Ausschlag der Treibstange, man nehme für die ungünstige Stellung der Treibstange ( $65^\circ$ ) bei  $a = 20$  mm Spielraum. Oelfänger bei *a* ist vorzusehen bei Maschinen über  $n = 70$  (s. Seite 148).



### a) Rahmen für kleinere Maschinen (nach Tab. 46).

Für Maschinen mit **gekröpfter Kurbelachse**. Das Schwungrad, gewöhnlich zugleich Riemenscheibe, sitzt ausserhalb eines Kurbelwellenlagers. Letztere sind meist zweiteilig, ohne Vorrichtung zum Nachstellen.

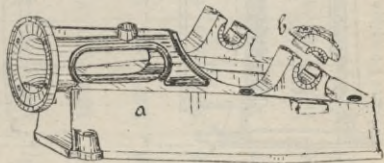


Fig. 135. Rahmen.

Rahmen zu Tab. 46. Die Abbildung zeigt den Rahmen für 400 Hub im Maasstab 1 : 26.

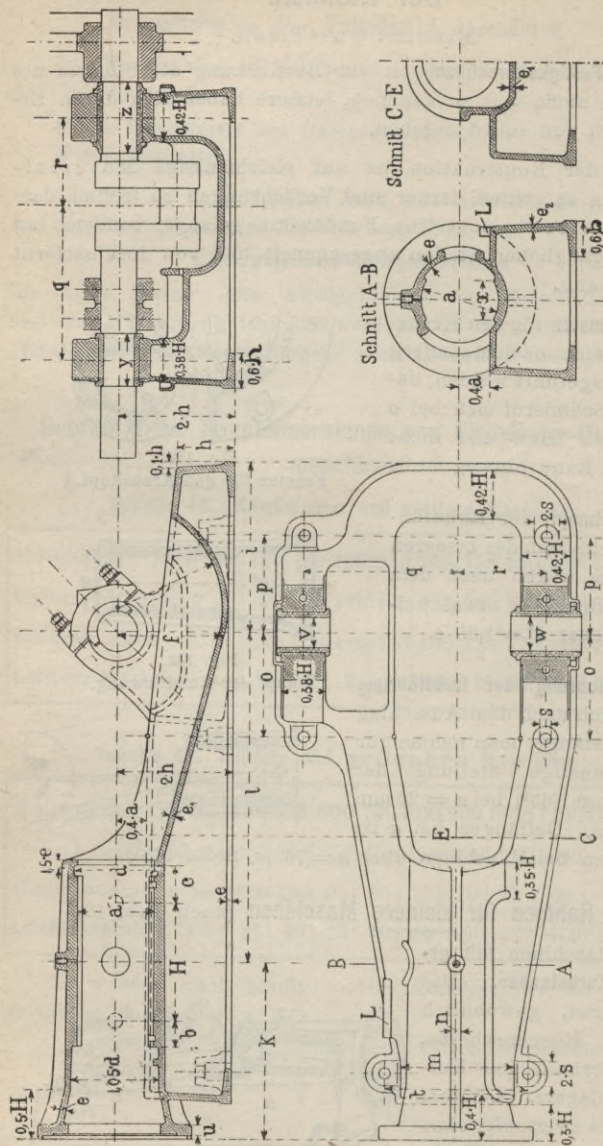


Fig. 136 bis 140.

*L* ist die Arbeitsleiste für den Schieberstangenführungsbock.

Dieser Rahmen ist einer Kieselbachschen Ausführung für 500 Hub nachgebildet, er dürfte als der beste Rahmen für Maschinen bis 450 mm Kolbenhub gelten. Das Hauptkurbelgelenk sitzt dicht an dem Achsenschenkel, für die Beanspruchung der Achse von Vorteil gegenüber der Ausführung Fig. 130, Seite 67.



Tabelle 48. Rahmen für kleinere Maschinen (Fig. 136—140 Seite 70).

H	D	a	b	c	d	e	f**	h	i	k*	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y	z
120	75	90	30	40	105	10	150	85	240	280	360	160	15	140	130	240	120	25	230	20	35	40	40	58	85
160	90	120	35	55	185	12	180	105	290	330	480	190	18	180	170	280	150	25	260	23	40	45	55	75	100
200	120	150	45	65	165	13	230	125	370	400	600	230	22	230	220	350	190	28	310	25	60	65	65	90	140
250	160	180	55	75	200	14	270	145	440	460	740	270	26	280	260	420	220	30	355	28	70	75	80	105	165
300	190	210	65	95	230	15	300	165	500	520	880	300	30	320	300	460	250	30	385	30	90	100	105	140	220
350	225	240	75	115	260	16	330	180	550	<del>560</del> 520	1000	340	32	350	320	500	280	35	440	33	100	110	115	160	240
400	250	260	85	135	280	18	370	200	590	<del>600</del> 645	1130	380	35	360	330	530	300	35	480	35	110	120	130	180	260
450	275	280	95	150	305	20	390	215	620	<del>700</del> 685	1240	400	38	370	340	560	340	40	510	38	120	130	140	200	280
500	300	300	105	170	325	22	450	225	660	<del>700</del> 695	1550	410	40	380	350	600	360	45	535	40	130	140	155	220	300

\*) Bei Festlegung der Maasse  $k$  hat man den Cylinder mit Kolbenstangenstopfbüchse und die Kreuzkopfnabe zu berücksichtigen.  
 \*\*) Ausslag der Treibstange berücksichtigen, damit der Kopf nirgends anstößt.

## Bemerkung zum Rahmen (Seite 70).

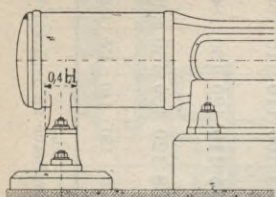


Fig. 141.

Das **Hauptlager**, durch welches die Kraftabgabe nach dem Schwungrad zu erfolgt, hat stärkere Abmessungen als das gegenüberliegende Nebenlager. Das **Fundament** ist durch die eigenartige Form dieses Rahmens gegen Eindringen von Oel geschützt.

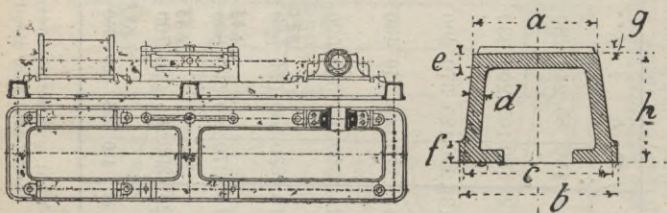
Ueber 400 mm Hub empfiehlt es sich, den **Cylinder** durch eine besondere **Sohlplatte** zu unterstützen, welche den an den Cylinder angegossenen Fuss trägt nach Fig. 141.

## b) Rahmen für mittlere und grössere Maschinen.

Der in Fig. 142—144 dargestellte Rahmen älterer Konstruktion wird noch heute (jedoch seltener) für grosse und kleine Maschinen und für Pumpen ausgeführt, er hat den Vorteil, eine grosse Auflagefläche zu bieten und mit seinen Ankeren viel Fundament zu fassen, er ist deshalb bei Fördermaschinen und Pumpen beliebt.

## Fundament-Rahmen mit U-förmigem Querschnitt.

Tabelle 49 und Fig. 142—144.



Maschine		$h$	$b$	$a$	$c$	$d$	$e$	$f$	$g$
$H$	$D$								
400	250	160	140	110	125	18	18	20	5
600	350	210	180	140	160	20	20	25	8
800	450	260	220	170	200	23	22	30	10
1000	550	310	260	220	235	26	24	35	10
1200	700	350	300	235	270	28	26	40	15
1400	800	400	340	260	300	30	28	45	15
1600	900	450	380	290	325	32	30	50	15
1800	1000	500	420	320	370	34	32	60	20
2000	1100	550	450	350	400	36	34	70	20

**Fundamentrahmen mit Rundführung.**  
 Zur Zeit gebräuchliche Rahmenkonstruktionen.

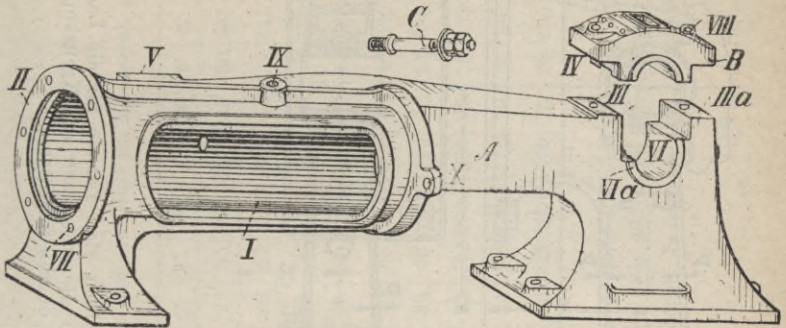


Fig. 145-147. Rahmen für Maschinen bis 450 Hub (Cylinder freitragend).

Besser ist der Rahmen auf Seite 70.

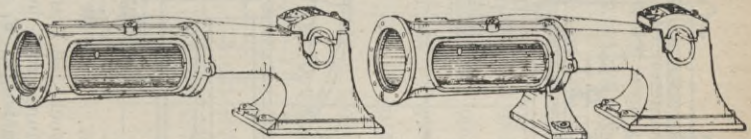


Fig. 148. Rahmen für Maschinen bis 600 Hub. Fig. 149 600-1000 Hub (s. S. 74).

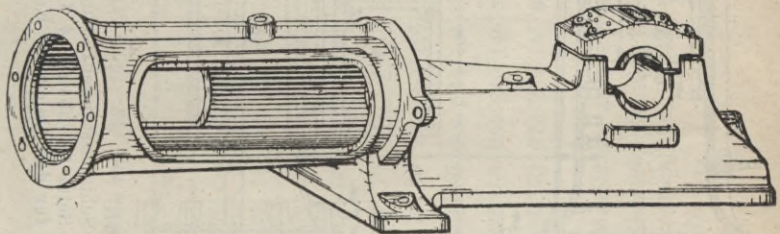


Fig. 150. Rahmen für Maschinen mit Ventilsteuerung (s. S. 83).

Der Dampfcylinder erhält in der Mitte einen Fuss, so dass die Ventile der vordern und hintern Cylinderseite gut zugänglich sind.

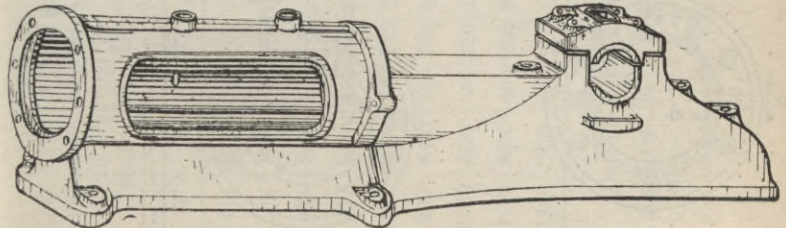
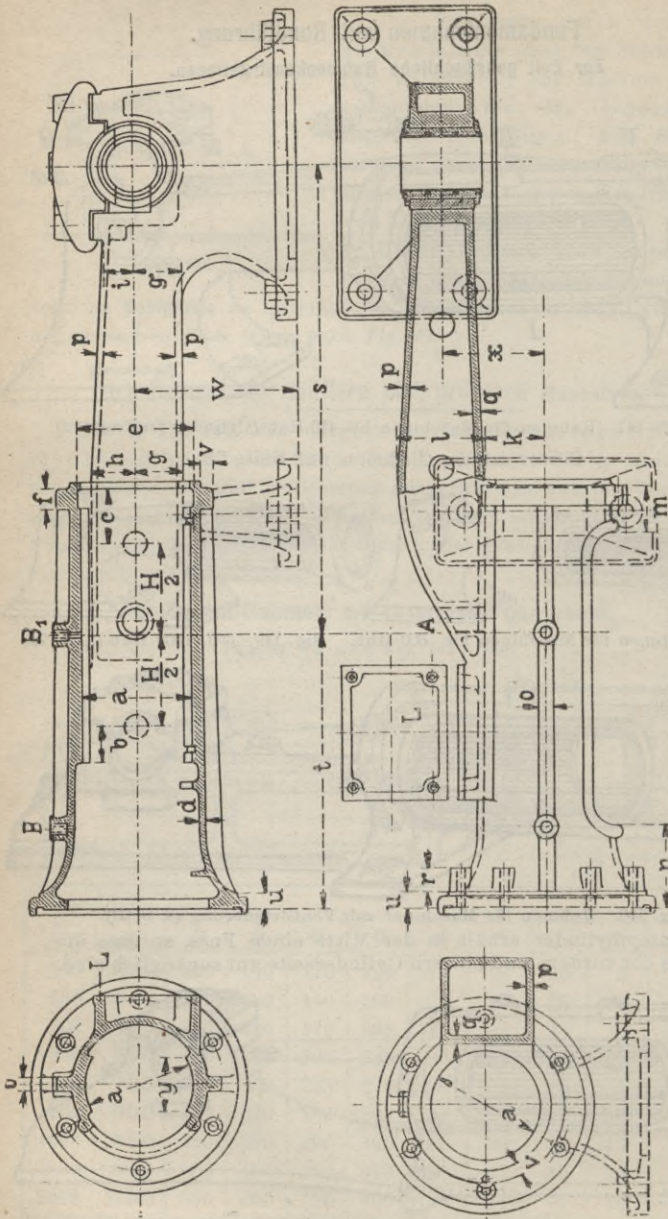


Fig. 151. Rahmen für besonders schwere Maschinen (s. unter Tandemaschinen).



**L** ist die Arbeitsleiste für den Schieberstangenführungsbock, bei Ventilmaschinen sind Leisten für die Lager der Steuerwelle vorzusehen (vgl. Seite 83 oben), **A** Öffnung zum bequemem Herausstoßen des Kreuzkopfkeiles, **B** Nocken für den Oeler der Kolbenstange, **B<sub>1</sub>** für den oberen Schlitten.

Tabelle 50. Der Rahmen. Fig. 152—155. (Abbild. S. 74 zeigt Rahmen 500 mm Hub im Maassstab 1:21.)

H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y
400	250	260	90	130	15	275	50	115	105	75	140	195	110	210	35	18	22	55	1130	645	40	30	385	235	130
500	300	300	100	145	17	320	55	130	120	85	165	238	125	225	40	19	23	62	1350	695	44	35	445	275	155
600	350	350	115	165	19	370	60	150	140	95	190	280	140	240	44	20	25	70	1550	795	48	40	500	310	180
700	400	400	130	185	21	420	65	165	155	105	215	325	160	260	48	21	26	80	1780	895	52	44	560	350	200
800	450	450	145	215	22	470	70	185	175	115	240	270	175	275	52	22	28	88	2000	1000	58	48	620	395	225
900	500	500	160	240	24	525	75	205	195	125	265	410	190	295	56	24	30	96	2250	1110	62	54	680	440	250
1000	550	550	180	260	26	575	80	225	215	135	290	450	205	310	60	26	32	105	2500	1230	66	58	735	485	275
1100	600	600	200	280	28	625	85	250	240	145	315	500	220	325	65	28	34	112	2750	1350	70	62	790	545	300
1200	700	650	220	310	30	680	90	270	260	155	340	540	235	340	70	30	36	120	3000	1500	75	68	850	615	330

Betreffs Rahmenflansch für Maschinen über 800 Hub s. Fig. 164. Form des Fensters nach B, Fig. 162. Anschluss f nach Fig. 168. Lichter Durchmesser der Rundführung hinten 1,05·e (vergl. Fig. 133). Zu berücksichtigen ist: für Maass b und c der Kreuzkopfschlitten S. 161, für x Hauptlager und Kurbel S. 94 und 110, für t Kreuzkopfnabe und Stopfbüchsen am Cylinder.

## Formgebung des Rahmens. (s. auch Seite 98.)

Man vermeide nach Möglichkeit alle steiflinigen **Begrenzungen**, überall, wo zugänglich, soll die **Parabelkonstruktion** (nicht Kreisbogen) zur Geltung kommen.

Fig. 156 (geschmacklose Form).

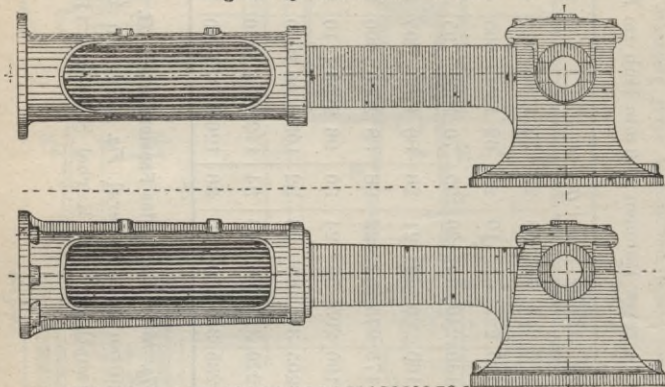


Fig. 157 (nach den Normalien).

Dem (leider sehr häufig ausgeführten) Rahmen *Fig. 156* ist deshalb der in *Fig. 157* dargestellte vorzuziehen.

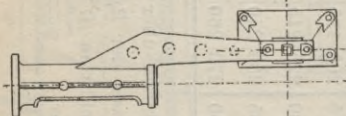


Fig. 158.

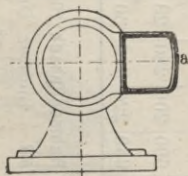


Fig. 159.

Der **Rahmenbalken** (Verbindung von Rundführung mit Hauptlager) erhält meist fischbauchartige Form (Seite 74), doch auch die geradlinige Begrenzung ist hier zulässig (*Fig. 158*). Die punktierten Kreise auf der unteren Seite deuten die Oeffnungen zum Herausholen des Lehmkernes nach dem Giessen an.

Vielfach wird auch die seitliche Begrenzung des Balkens (*Fig. 159*) bei *a* etwas parabolisch durchgebildet, um auch hier die geraden Flächen zu vermeiden. Die obere Fläche des Balkens erscheint dann nicht so breit.

Das Fenster für den Kreuzkopf ist mit einer Parabel von 1 : 3 Achsenverhältnis zu begrenzen (Fig. 160); die äussere Umfassung der Oeffnung wird nach A, besser nach B mit  $s_1 = 1,5 s$  ausgeführt.

Die Ausführung nach C erfordert Bearbeitung der 15 bis 30 mm breiten Leiste.

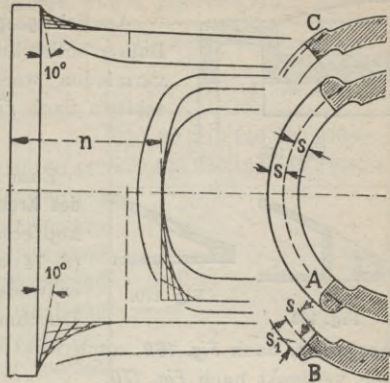


Fig. 160.

Damit am Rahmenflansch Materialansammlungen wie in Fig. 161 vermieden werden, empfiehlt sich für Maschinen über 650 Hub Ausführung nach Fig. 162 bis 163 mit Aussparungen b.

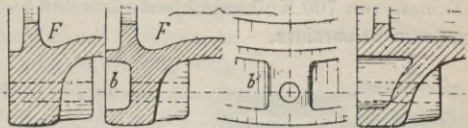


Fig. 161 falsch.

Fig. 162

163

richtig.

Noch besser dürfte Fig. 164 sein. Das Centrieren des Flansches mit dem Cylinder geschieht durch z; bei Anwendung eines schmiedeeisernen fein polierten Ringes nach Fig. 166 durch Arbeitsleiste a.

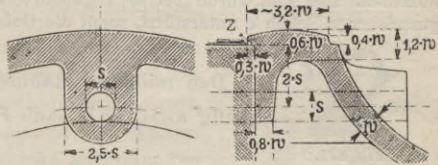


Fig. 164. (Für 1000 Hub 1 : 10°gez.)

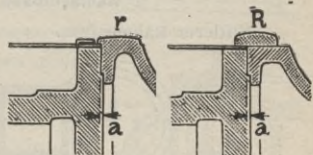


Fig. 165-166.

Fig. 167. Der mit a bezeichnete Riss am Rahmen einer Walzenzugmaschine von 1500 Hub entstand nach dreimonatlichem Betriebe infolge Gussspannungen, weil der Rahmenflansch zu massiv konstruiert und der Uebergang zur schwächeren Wandstärke ein fast plötzlicher war (vergl. Fig. 161).



Fig. 167.

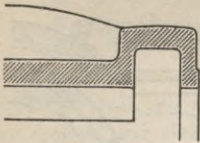


Fig. 168.

Am **Uebergang** der Rundführung an den Balken sollen auch Materialansammlungen vermieden werden, bei grösseren Maschinen nach *Fig. 168* ausführen.

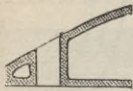


Fig. 169.

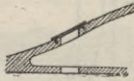


Fig. 170.

**eingegossen**, nach *Fig. 169*, auch wohl mit Blech durch Schraubchen verdeckt nach *Fig. 170*.

Zum bequemen **Herausschlagen des Kreuzkopfkeiles** und des Kreuzkopfbolzens ist eine Oeffnung *A* (S. 74) anzubringen. Letztere wird entweder eingebohrt, 30 mm Durchmesser, oder **besser** (grösser)

Freitragende Bajonettrahmen (*Fig. 152—155*) erhalten für Maschinen von 700 Kolbenhub aufwärts den punktiert angedeuteten **mittleren Rahmenfuss**.

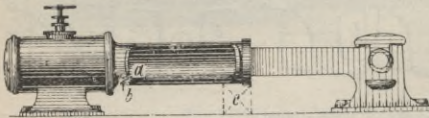


Fig. 171.

*Fig. 171.* Eine Fördermaschine von etwa 1600 Kolbenhub zeigte am freitragenden Rahmen den mit *a* bezeichneten Riss,

konnte man eine Durchbiegung der Führung in der Mitte des Balkens beobachten. Der Riss wurde bei *b* abgebohrt und der Rahmen durch den gusseisernen Schuh *c* unterstützt, somit die Gefahr beseitigt.



Fig. 172.

Den mittleren Rahmenfuss ordnet man auch häufig seitlich nach *Fig. 172* an.

Mittlerer Rahmenfuss.

**Rahmenfüsse zu Tabelle 51.**

Mittlerer Rahmenfuss.

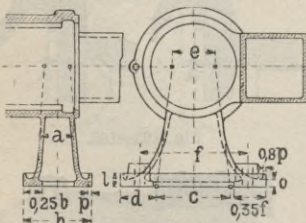


Fig. 173—174.

Rahmenfuss für Maschinen mit freitragendem Cylinder. Bauart *Fig. 121*.

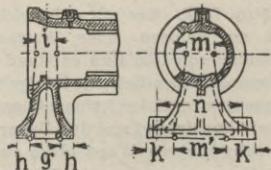


Fig. 175.



Tab. 51. Rahmenflüsse, hierzu Fig. 173—175.

Maschine		Mittlerer Rahmenfuss						Hinterer Rahmenfuss						
<i>H</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>m'</i>	<i>n</i>
400	<b>250</b>	—	—	—	—	—	—	250	60	210	140	120	200	380
500	<b>300</b>	140	290	305	150	170	440	270	120	230	155	145	240	430
600	<b>350</b>	150	315	335	165	190	480							
700	<b>400</b>	160	335	360	175	205	520							
800	<b>450</b>	170	350	380	185	220	560							
900	<b>500</b>	180	360	400	200	230	590							
1000	<b>550</b>	190	370	420	210	240	630							
1100	<b>600</b>	200	380	440	220	250	665							
1200	<b>700</b>	210	390	460	230	260	700							

Die Maasse *l*, *o* und *p* nehme man aus Tabelle 53.

Kleinere Maschinen, etwa bis 500 Hub, werden häufig mit freitragendem Dampfzylinder ausgeführt (Fig. 121), in diesem Falle erhält der Rahmen den in Fig. 175 dargestellten hinteren Fuss.

Von 650 Hub aufwärts empfiehlt es sich, den Rahmen in der Mitte zu unterstützen (Fig. 123), die seitliche Begrenzung ist mit Parabel (Fig. 176) durchzuführen.

**Ankernocken.** Bei Lagerbalken werden die Ankernocken zweckmässig bis auf das Fundament reichend verlängert, um beim scharfen Anziehen der Ankerschrauben, die sonst leicht auftretenden Biegungsbeanspruchungen der Deckenwandung zu verhüten. Das obere Ende des Durchmessers kann etwas eingezogen werden, damit die Unterlegscheiben nicht zu viel frei liegen. Dieses Anziehen erfolgt ja sehr oft durch 2—3 Mann, die auf den Schraubenschlüssel noch ein 1½ bis 2 m langes Gasrohr aufgesteckt haben, und darauf loswürgen, was nur das Zeug hält.

**Ankernocken** nicht zu schräge gestalten. Das obere Ende senkrecht zur Fläche, unten grosse Hohlkehle mit Parabelform nach Fig. 176 d.

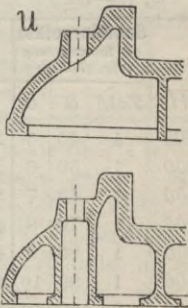
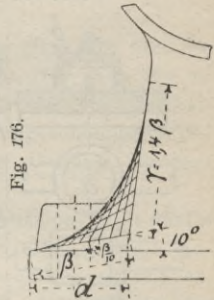


Fig. 176a—176b.

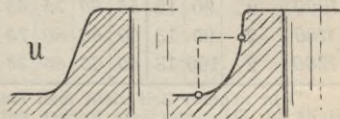


Fig. 176c.

Fig. 176d.

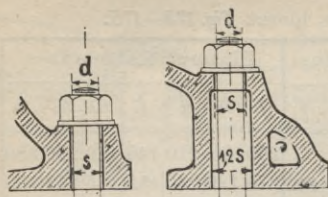


Tabelle 51 a.

## Anker und Ankerlöcher.

Fig. 176 e—176 f.

Kolbenhub	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800 mm
Maschinen leichterer Bauart	$d = 1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	2	—	—	—" engl.
	$s = 38$	42	45	50	52	55	65	—	—	— mm
schwere Maschinen (Tandem- Bauart)	$d =$ —	—	—	—	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{2}$ " engl.
	$s =$ —	—	—	—	65	70	80	90	100	115 mm

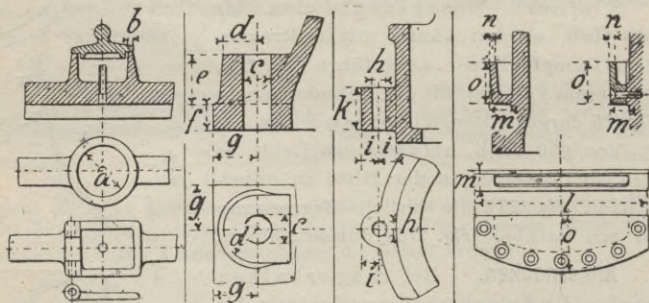
Tab. 52. *Verschiedenes.* Fig. 178—189.

Fig. 178—181.\*)

Fig. 182—183.

Fig. 184—185.

Fig. 186—189.\*\*)

H	Schmiergefäß der Rundführung (Fig. 178—181.)		Nocken der Fundamentanker (Fig. 182—183.)					Anschluss der Schutzstange (Fig. 184—185)			Schmierfänger des Kurbellagers (Fig. 186—187.)				
	Zahl	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o
200	1	40	5	28	32	35	25	40	—	—	—	—	—	—	—
300	1	50	6	30	35	40	30	45	—	—	—	—	—	—	—
400	1	60	7	35	40	45	35	50	16	21	50	200	25	6	50
500	1	70	8	40	45	48	40	60	18	23	55	230	25	6	55
600	1	80	9	45	50	50	45	65	20	24	60	260	28	7	60
700	1	90	10	50	55	60	50	70	22	25	65	290	28	7	65
800	2	80	10	52	55	65	55	70	24	26	70	320	30	8	70
900	2	85	12	55	60	70	60	80	25	28	75	350	32	8	75
1000	2	90	12	55	60	75	65	80	26	30	80	380	35	8	80
1100	2	95	13	60	65	80	70	85	—	—	—	410	38	9	85
1200	2	100	13	60	65	85	75	85	—	—	—	440	40	9	90

\*) In neuerer Zeit zieht man Tropfölschmierung vor, sieht hierfür an Stelle der Schmiergefäße Nocken mit Gewinde vor. (Seite 74.)

\*\*) Bei angegossenen Schmierfängern nach Fig. 198 sind diese nicht nötig.

### Der Rahmenfuss und der Oelfang.

Der Rahmenfuss bedarf genügend grosser **Berührungsfläche** mit dem Fundament, also  $q$  gross in *Fig. 192* nicht etwa nach der punktierten Linie. Diese Figur zeigt gleichzeitig eine gute und beliebte Konstruktion, das Fundament gegen Schmieröl zu schützen.

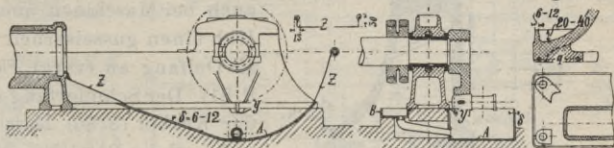


Fig. 190.

Fig. 191.

Fig. 192.

Fig. 193.

A gusseiserner Trog als Oelfang für Kurbelseite.

B " " " " " " Excenterseite.

Z Zinkblech mit angelöteter Messingwulst.

y Nase am Rahmen zum Abtropfen des Oeles

Oelfang  
am Rahmen  
angeossen.

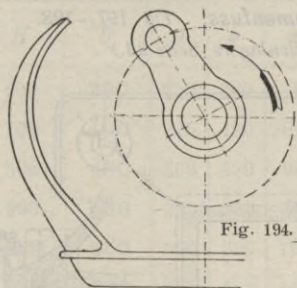


Fig. 194.

**Oelfang** (*Fig. 190*) für die Kurbel ist (für  $n > 70$ ) zu niedrig, da das vom Kurbelzapfen weggeschleuderte Oel über den Oelfang hinwegfliegt.

Konstruktion *Fig. 194* dürfte für nicht allzu schnell laufende Maschinen ausreichen.

*Fig. 195* zeigt eine für alle Fälle ausreichende Anordnung. Das Oel bleibt hierbei im Oelfang und sammelt sich unten an.

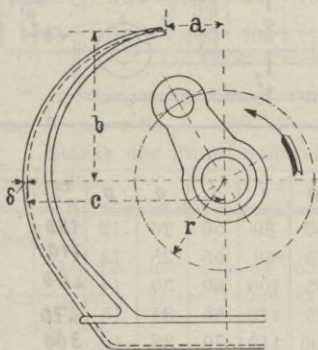


Fig. 195.

(für 700 Hub 1 : 30 gez.)

$a = 0,6 r$ ;  $b = 1,6 r$ ;  $c = 2,3 r$ ;

$\delta = 8$  bis  $12$  mm.

Beistehende Maasse sollen Anhaltspunkte für die Grösse des Oelfangs geben. Man unterlasse jedoch nicht, die Bahn der Treibstange zeichnerisch zu ermitteln, um Anstossen oder dergl. zu verhüten.

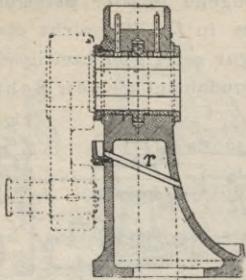
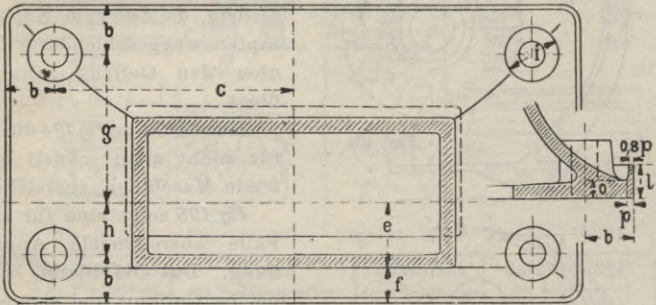


Fig. 196.  
Ablauf des Oeles aus dem  
[Schmierfänger.

Den Fuss des Rahmens umgiebt man vorteilhaft mit einer Erhöhung (Fig. 192 und Fig. 198) um das Eindringen von Oel in das Fundament zu verhüten. Zumselben Zweck wendet man auch bei Maschinen über 500 Hub einen gusseisernen Trog als Oelfang an (vergl. Fig. 190 S. 81). Der Schmierfang unter der Kurbel (S. 80) lässt sich während des Betriebes schwer entleeren, vorteilhaft ist deshalb das Einschrauben eines Rohres nach Fig. 196 zum Ablauf des Schmieröles.

Tabelle 53. Vorderer Rahmenfuss. Fig 197—198.  
(Fuss des Kurbelwellenlagers Seite 94.)



Maschine											
H	D	b	c	<del>g</del>	h	i	l	o	p	q	
400	250	70	330	68	60	80	50	20	12	180	
500	300	75	380	80	75	90	55	25	13	210	
600	350	85	425	103	85	100	60	30	14	240	
700	400	90	475	116	95	110	65	34	15	270	
800	450	100	515	134	105	110	70	38	16	300	
900	500	105	550	153	120	120	75	41	17	330	
1000	550	110	585	167	130	120	80	44	18	360	
1100	600	120	615	186	140	130	85	47	19	390	
1200	700	125	660	204	155	130	90	50	20	425	

**Tabelle 54. Halbaufliegender Rahmen,  
für Ventilsteuerung gebräuchlich.**

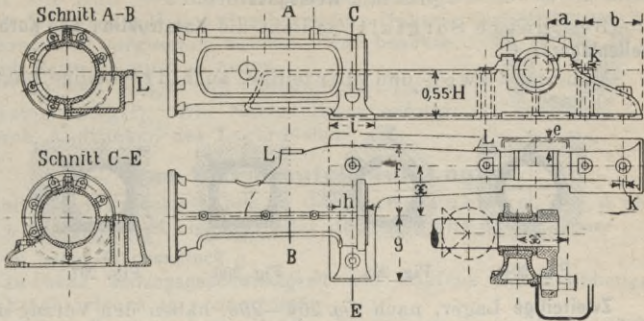


Fig. 199—203.

<i>H</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>x</i>
600	350	250	360	70	440	400	190	340	45	310
700	400	275	420	80	510	480	200	360	50	350
800	450	300	480	90	580	540	210	380	55	395
900	500	325	540	95	640	600	220	400	60	440
1000	550	350	600	100	700	670	230	420	65	485
1100	600	375	650	105	780	740	240	440	70	545
1200	700	400	700	110	870	800	250	460	75	615

Die Leisten *L* dienen zum Befestigen der Lagerböcke für die Steuerwelle.

Stärke der Fundamentanker  $\sim 0,85 \cdot k$  oder nach Tab. 51a Seite 80.

Alle hier nicht angegebenen Maasse nehme man aus Tab. 50 Seite 75.

Der Rahmen Tab. 54<sup>a</sup> soll besonders für Ventilsteuerung Anwendung finden, doch eignet er sich auch für Schiebersteuerung.

## Das Kurbelwellenlager (Hauptlager).

Schalenmaterial: Rotguss, meist Gusseisen oder Stahlguss mit Weissgussfutter.

Besondere Sorgfalt verdient die **Konstruktion des Kurbelwellenlagers**.

Man findet zwei- und vier teilige, auch dreiteilige Lager.

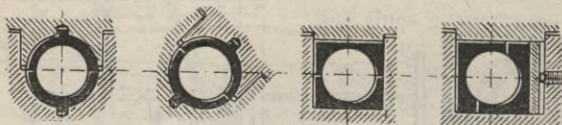


Fig. 204.

Fig. 205.

Fig. 206.

Fig. 207.

**Zweiteilige Lager**, nach Fig. 204—206, haben den Vorzug der Billigkeit, leiden jedoch an dem Uebelstand, nicht nachstellbar zu sein. Man führt derartige Lager in der Regel nur für kleinere Maschinen aus.

Die **äussere Form** der Lagerschalen wird 4 eckig (Fig. 207), Seckig (Fig. 209) oder rund (Fig. 210) ausgeführt. Die runde

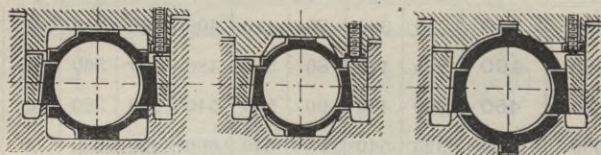


Fig. 208.

Fig. 209.

Fig. 210.

Form dürfte bezüglich bequemer Bearbeitung die vorteilhafteste sein (vergl. auch Seite 88).

### Die **Verstellbarkeit** der 4 teiligen Lager.

**Direkte Schraubenstellung** wird von einigen Fabrikanten angewandt (s. Fig. 213). Bei sorgfältigster Ausführung dürften dieselben ihren Zweck gut erfüllen, zudem baut der Lagerkörper enger.

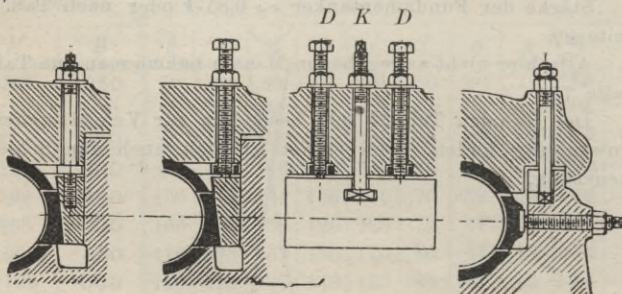


Fig. 211.

Fig. 212.

Fig. 213

**Seitliche Keilstellung.** Gebräuchliche Ausführungen zeigen *Fig. 211 u. 212*. Bei der Anordnung der losen, also nicht fest mit dem Keil verbundenen Druckschrauben *DD* in *Fig. 212* muss zum Halten des Keiles eine besondere Hakenschraube *K* vorgesehen werden. Man beachte auch Seite 94 und 93 unten.

*Fig. 214* zeigt ein dreiteiliges Lager (System Siegel). Die Nachstellung erfolgt durch Andrücken des Lagerdeckels.



Fig. 214.

### Das Warmlaufen der Lager

kann seine Ursache haben in der Konstruktion, der Ausführung, der Montage oder der Wartung und zwar:

1. zu hoher Flächendruck *q*,
2. zu hohe Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens bei gegebenem Flächendruck (*q·v* zu gross),
3. zu hohe Pressung durch Kräfte, die infolge mangelhafter Konstruktion auftreten, z. B. federnde Welle,
4. ungeeignetes Lagermaterial,
5. unzureichende Zuführung der Schmiermittel,
6. Stösse.

Es bezeichne:

*d* Durchm. des Lagers in cm, *n* Umdrehungszahl pro Min.,  
*l* Länge " " " " 1,2·*P* Lagerdruck in kg (nach Gleich. 17 Seite 42),

so wird

$$\text{Flächendruck für das Hauptlager } q = \frac{1,2 \cdot P}{d \cdot l} \text{ in kg pro qcm (43)}$$

$$\text{Umfangsgeschw. d. Zapfens } v = \frac{d \cdot \pi}{100} \cdot \frac{n}{60} \text{ in Mtr. pro Sek. (44)}$$

Bewährte Ausführungen ergeben für gewöhnliche Betriebsmaschinen:

$$q = 17 - 22; q \cdot v = 25 - 32, \text{ im Mittel } 28 \dots (45)$$

Die Zahlen bilden jedoch nicht die Grenze, bis zu welcher man gehen kann, sofern man für gutes Material, zweckmässige Konstruktion und aufmerksame Wartung sorgt, wie nachstehende Tabelle 55 ausgeführter Maschinen, welche sämtlich längere Jahre im Betrieb sind, zeigt.

Beim Vorhandensein zu hohen Flächendrucks wird das Material der Lagerschalen an der Lauffläche zerdrückt. Es lösen sich von der Oberfläche des Lagerlaufes ganz dünne Metallplättchen ab (*Fig. 215*). Diese erhöhen die Lagerreibung und führen zum Festbrennen.

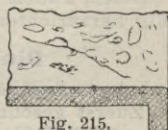


Fig. 215.

Zu hoher Flächendruck

In weiten Technikerkreisen findet man die Ansicht verbreitet, dass die Reibungsgrösse in kgm den Wert 0,5 nicht überschreiten soll, also:

$$R = q \cdot v \cdot 0,05 < 0,5^* \dots (46)$$

\*) worin 0,05 der Reibungskoeffizient.

Bestimmt man jedoch die Werte von  $R$  aus Tabelle 55, so finden sich ganz beträchtliche Unterschiede ( $R = 0,5$  bis  $2,8$ ) und bedeutende Abweichungen von  $0,5$ .

Bei Neukonstruktionen berücksichtige man jedoch die Werte der Gleich. 45.

**Tabelle 55. Kurbellager in Betrieb befindlicher Maschinen.\*)**

Cyl.- Dchm.	Hub	cm			kg		mkg	Lager- metall	Art	Zweck
		$n$	$d$	$l$	$P$	$q$	$qv$			
450	700	66	17	27,5	12800	27,4	16,2	Rg mit Wg	Seilbetrieb	Elekt. Licht
600	1100	75	32	67	17000	8	10,1	Rg	"	Walzenzug
600	1050	60	22	36	20900	25,1	17,3	Wg	"	Müllerei
900										
600	1000	120	25	37	14000	15,1	23,6	Rg	"	Walzenzug
1000										
650	650	$\frac{150}{180}$	24,5	40	15800	16,1	$\frac{24,8}{37,2}$	Wg	dir.gekupp.	"
700	1000	100	26	42	22500	20,6	28	"	Seilbetrieb	"
800	1200	80	31	50	23700	15,3	19,9	Rg	dir.gekupp.	"
900	1350	80	36	58	35500	17,0	25,6	"	"	"
1250	1250	$\frac{80}{90}$	43,5	60	71000	27,2	$\frac{49,5}{55,7}$	Wg	"	"

In den meisten Fällen (bei grösseren Maschinen wohl immer) nimmt man **Weissmetall**lager. (Man vermeide jedoch fensterförmige Ausgiessungen, da der Lagerhals nur mit ein und demselben Material in Berührung kommen soll.\*\*) Wird ein Weissmetalllager durch Unachtsamkeit des Maschinisten oder durch irgend einen anderen Umstand zu warm, so läuft das Weissmetall aus, die Maschine schlägt und macht den Maschinisten auf die Gefahr aufmerksam. Anders beim **Rotguss**lager. Beim Heisslaufen dringen kleine Abblätterungen in den Lagerhals und brennen fest, wodurch unter Umständen die Welle ruiniert werden kann. Zudem ist ein Weissmetalllager in vielen Fällen durch Ausgiessen schneller wieder betriebsfähig herzurichten.

### Die Mischung für Weissguss

wird nach *Kirchweg* zweckmässig:

Zuerst geschmolzen  $9\frac{1}{2}$  Teile Kupfer; in das flüssige Kupfer kommen 13 Teile Antimon, darauf 59 Teile reinstes Zinn. Gut gemischt, ausgegossen und zerkleinert. Von dieser Mischung werden 27 Teile geschmolzen, dann  $29\frac{1}{2}$  Teile reinstes Zinn zugesetzt, gut gemischt und in Barren gegossen.

\*) S. Zeitschr. d. V. deutsch. Ing., 1890, Seite 933 (Kiesselbach).

\*\*) Für Eisenbahnwagen wenden auch jetzt manche Fabriken noch fensterförmige Ausgiessungen (Rotguss mit teilweise Weissmetallfutter) an, dieselben sollen sich als Achslager gut bewährt haben.



**Ausführung des Hauptlagerrumpfes.** (s. auch Seite 99.)

Als Form des Lagerrumpfes empfiehlt sich Ausführung *Fig. 218*, da *Fig. 216—217* weniger günstig in Bezug auf Festigkeit des Querschnittes *a* ist.

**Berechnung des Querschnittes *a*.**

Der Sicherheit wegen denkt man sich die Kraft *P* etwas über Mitte Lager angreifend, etwa in der oberen Teilstelle der seitlichen Schale.

Der Querschnitt bei *a* wird auf Biegung durch die auf das Hauptlager übertragene Kolbenkraft  $1,2 \cdot P$  beansprucht (*P* nach Gleich. 17 Seite 42).

Es ist:

$$M_b = 1,2 \cdot P \cdot l \quad \dots \quad (47)$$

$$k_b = \frac{M_b}{w} \quad \dots \quad (48)$$

zulässig:  $k_b = 150$  bis  $200$  kg pro qcm.  $\dots \quad (49)$

Das Widerstandsmoment *W* ist abhängig von der Querschnittsform und wird nach Seite 56 bestimmt.

Das Einpassen der **Stelleile** ist in Konstruktion *Fig. 221—222* schwieriger als in *Fig. 219—220*. Letztere hat jedoch den Nach-

Fig. 216.

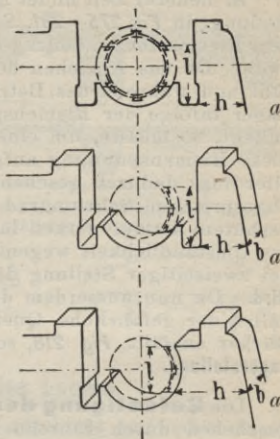


Fig. 218.

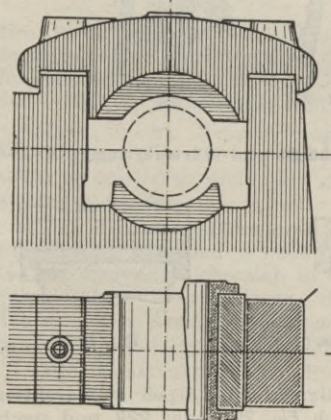


Fig. 219—220.

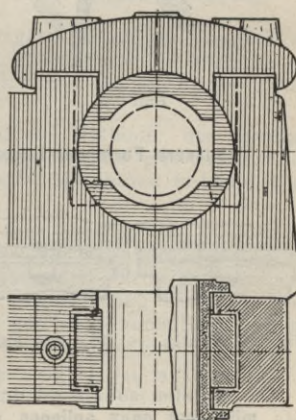


Fig. 221—222.

teil, dass die Kragen der Schalen sehr gross sein müssen, wenn die Keilöffnungen verdeckt werden sollen.

In neuerer Zeit findet man vielfach eine nur **einseitige** Lagerstellung, in *Fig. 275—281*, Seite 94 dargestellt, und zwar auf der dem Riemen- bzw. Seilzug entgegengesetzten, also meist inneren Seite. Da das Anziehen der Stellkeile meistens nach dem Gefühl und während des Betriebes gemacht werden muss, und das Lager infolge der Riemenspannung immer an der einen Seite anliegt, so müsste, um eine exakte Einstellung zu ermöglichen, diese Riemenspannung aufgehoben werden. Dieses könnte ja allerdings dadurch geschehen, dass man auf den Kolben bei abgespreiztem Schwungrad (um das Angehen der Maschine zu verhüten) Dampf wirken lässt. In den meisten Fällen wird man der Umständlichkeit wegen dieses nicht ausführen, sodass auch bei zweiseitiger Stellung die **hintere Stellung so wie so wirkungslos wird**. Da nun ausserdem durch Fortlassung des vorderen Stellkeiles der gefährliche Querschnitt des Lagerfusses wesentlich stärker ausfällt, *Fig. 218*, so begnügt man sich mit **einseitiger Lagerstellung**.

Die **Befestigung der Lagerdeckelschrauben** kann geschehen durch Einschneiden von Gewinde (*Fig. 223*), durch Anordnung von Schrauben mit Hammerköpfen (*Fig. 224*) oder durch Keilschrauben (*Fig. 226*).

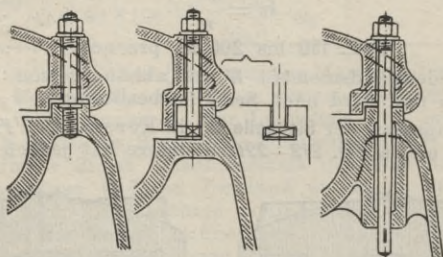


Fig. 223

224—225

226.

### Aeusserer Form der Lagerschalen und Arretierung.



Fig. 227. Richtig.

Fig. 228. Falsch.

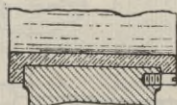


Fig. 229.

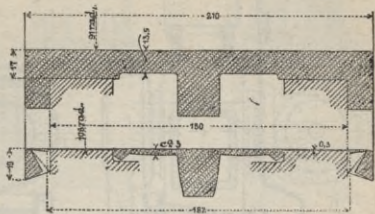
Die Schalen sollen an der dem Lagerkörper zugekehrten Seite **möglichst ganz anliegen** nach *Fig. 227* oder *229* und nach *Fig. 228*, besser nach *Fig. 229*, gegen Drehen geschützt sein.

Beistehende *Fig. 230* bis *231* zeigen, wie sich das Material durchdrücken und zugleich in die Länge strecken kann. \*)

Die **Lagerdeckel** werden des leichteren Gewichtes wegen bei Maschinen über 500 Hub in Hohl-guss ausgeführt (Seite 94).

Der Deckel soll nur an einer Fläche z. B. bei *bb*, anliegen, da sonst das Lösen bezw. Abheben des Deckels schwierig ist.

Aufnahme einer Kurbelwellenlagerschale im neuen Zustande.



Aufnahme derselben Schale nach mehr-jährigem Betriebe.

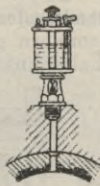


## Die Schmierung des Lagers.

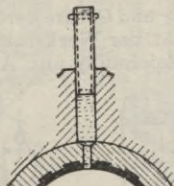
Das Schmieren der Hauptlager geschieht entweder durch **Docht-, Tropföl- oder Pressschmierung**. In neuerer Zeit wendet man



*Fig. 233.*  
Docht-



*Fig. 234.*  
Tropföl-



*Fig. 235.*  
Fett-



*Fig. 236.*  
Mechan. Schmierung.

die Dochtschmierung bei Hauptlagern selten und ungern an, dagegen haben die **Tropföler** (*Fig. 234*) grosse Verbreitung gefunden, da man sich zu jeder Zeit vom richtigen Funktionieren der Ölzufuhr überzeugen kann.

Eine in der Neuzeit eingeführte Methode, die **Rotations-Schmierpumpe** (*Fig. 237* bis *239*), hat sich sehr gut bewährt und sollte an mittleren und sehr grossen Maschinen unbedingt angewendet werden.

Der Bedarf an Schmieröl ist sehr gering. Die Kosten der Einrichtung betragen je nach Grösse der Maschine 300—600 Mk. für ein Lager, welche sich in kurzer Zeit durch Ersparung an Schmieröl und Verminderung der Lagerreibung bezahlt machen dürften. Der Antrieb der Pumpe geschieht vorteilhaft von der Steuerwelle aus, wie in *Fig. 237* bis *239* angedeutet.

Die Konstruktion der Pumpe selbst ist ausführlich beschrieben in Haeders Zeitschrift 1897 Seite 171 u. 186.

\*) S. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890 S. 931.

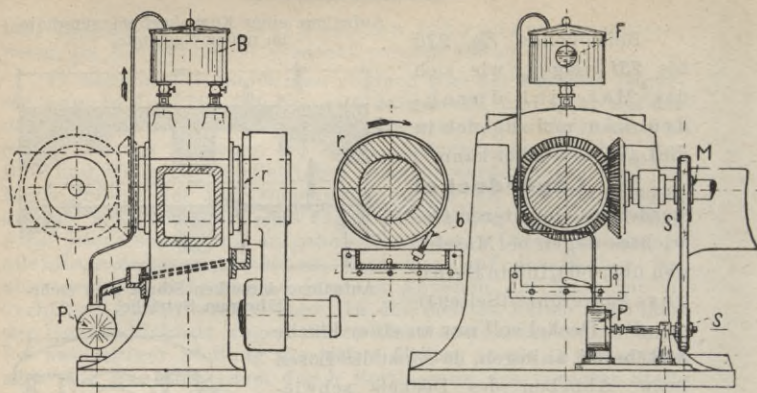


Fig 237—239.

*B* Oelbehälter. *F* Schauglas, *P* Rotationspumpe, *S* Riemenscheiben, *M* Steuerwelle, *r* eingedrehte Nute in der Kurbel, *b* Abstreichbürsten für den auf Seite 109 erwähnten Spritzring.

### Schmiernuten und Schmierlöcher.

Die Anordnung und Grösse der **Schmiernuten** und **Schmierlöcher** überlasse man nicht der Werkstatt, sondern gebe dieselben von vornherein in der Zeichnung an. Anhaltspunkte giebt Tabelle 56.

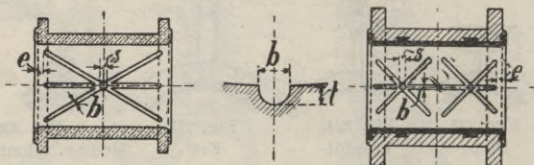


Fig. 240—242. Schmiernuten und Schmierlöcher.

Tabelle 56. Schmiernuten und Schmierlöcher. (Fig. 240—242.)

Lagerdurchmesser mm	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Breite . . . . . <i>b</i>	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Tiefe . . . . . <i>t</i>	3	4	5	5	6	6	7	7	8
Abstand . . . . . <i>e</i>	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Schmier- löcher {	Anzahl . .	1	1	2	2	2	2	2	2
	Durchm. <i>s</i>	10	11	12	14	16	18	20	20

Der Betrieb erfordert beim **Heisslaufen** des Lagers häufig die Zuführung grösserer Partien Schmieröl oder Wasser zur Kühlung. Die Ausführung des Lagerdeckels nach Fig. 244—245 mit der mittleren quadratischen oder runden Oeffnung erleichtert uns dieses sehr, ebenso beim Zuführen von Schwefelblüte.

Tabelle 57. Grösse des mittleren Loches im Deckel.

Hub in . . . . . mm	600	800	1000	1200	1400
Lochdurchmesser . . . <i>a</i>	30	40	65	80	100

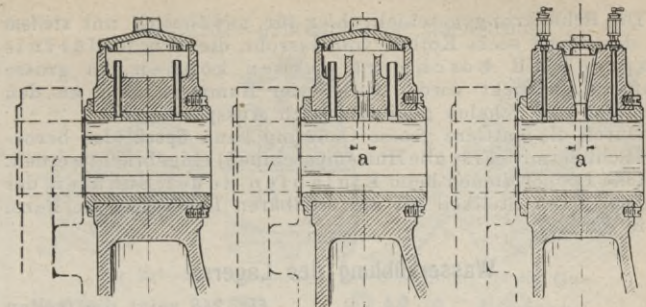


Fig. 243. Unrichtig.

Fig. 244. Besser.

Fig. 245. Besser.

Gute Schmiervorrichtungen sowie ausreichende Schmiernuten sind sehr wichtig, und verdient das in Fig. 246—247 dargestellte Lager einer Walzenzugmaschine\*) besondere Beachtung.

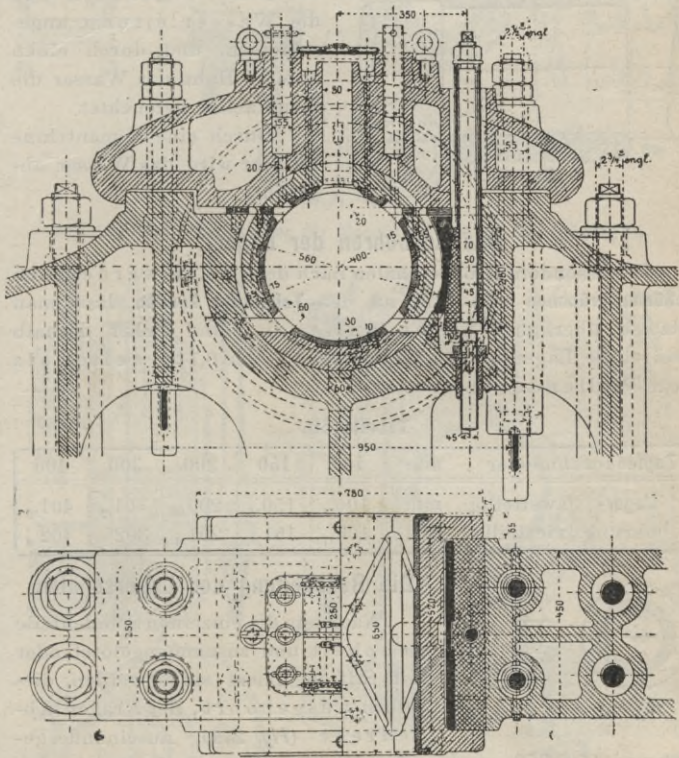


Fig. 246—247.

Hauptlager einer Walzenzugmaschine von  $D = 1000$ ,  $H = 1400$ .

\*) S. Z. d. V. d. Ing., 1890. S. 933.

Die Schmierung geschieht hier für gewöhnlich mit **steifem Fett**, das durch sechs Kolben von Gasrohr, die dem Bedürfnis entsprechend beschwert werden können, in grosse Kammern gedrückt wird. Diese vier Kammern sind an den Teilstellen der Schalen gebildet durch Aussparungen.

Durch die mittlere grosse Oeffnung kann **Speck** (das bevorzugte Schmiermittel für alle Hüttenmaschinen) eingebracht werden. Seitliche Löcher dienen beim Einlaufen neuer Schalen der Ölzufuhr. Der Stellkeil für die stellbaren Lager hat die Form wie in *Fig. 287*.

### Wasserkühlung des Lagers.

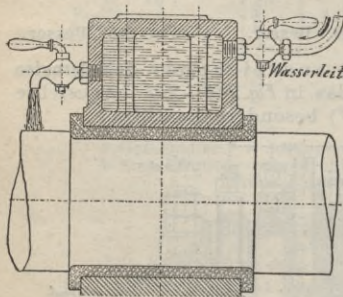


Fig. 248.

*Fig. 248* zeigt die (selten ausgeführte) Kühleinrichtung für das Hauptlager einer stehenden Maschine, indem der hohle Lagerdeckel an die Wasserleitung angeschlossen, und durch einen zweiten Hahn das Wasser die Hauptachse befeuchtet.

Durch eine Cimentrinne im Flur wird das Wasser abgeführt.

### Das Ausbohren der Lager.

Da besonders Bronzeschalen nach dem Warmwerden sich **schärfer krümmen** und dann an den **Teilstellen kneifen**, lässt man letztere überhaupt nicht anliegen, und bohrt deshalb zweiteilige Lager um 0,4 ‰, vierteilige um 0,7 ‰ weiter als den Wellendurchmesser.

Tabelle 58.

Zapfendurchmesser . mm		100	150	200	300	400
Lagerbohrung	zweiteilig mm	100 <sub>,4</sub>	150 <sub>,6</sub>	200 <sub>,8</sub>	301 <sub>,2</sub>	401 <sub>,6</sub>
	vierteilig mm	100 <sub>,7</sub>	151	201 <sub>,4</sub>	302	402 <sub>,8</sub>

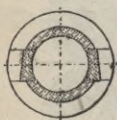


Fig. 249.

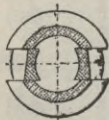


Fig. 250.

### Die Bearbeitung der Lagerschalen.

Nachdem die einzelnen Schalenteile gehobelt und zusammengelötet oder mit Stiften fixiert sind, werden dieselben ausgebohrt, der Kragen abgedreht (*Fig. 249*), auseinandergenommen (*Fig. 250*), zusammengelötet, aussen gedreht und in den Lagerrumpf eingepasst.

Lagerteile gebräuchlicher Ausführung.

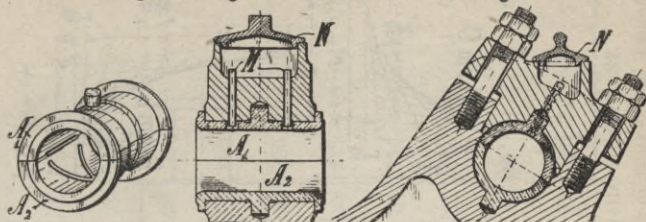


Fig. 251—253. Hauptlager für Maschinen bis 400 Hub.

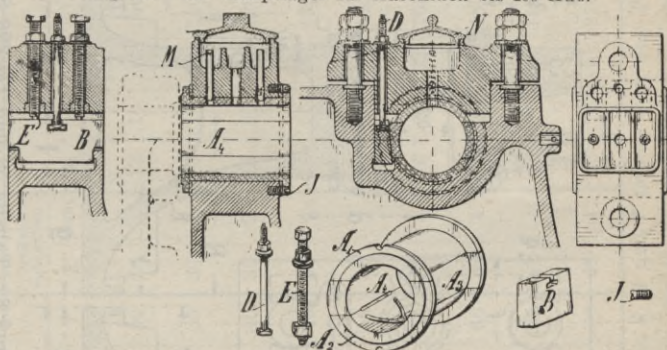


Fig. 254—262. Hauptlager für Maschinen bis 900 Hub (Seite 94).

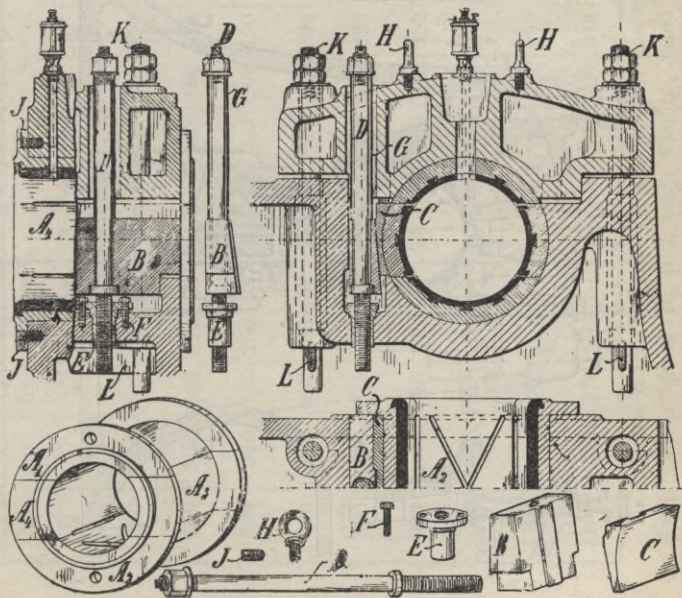


Fig. 263—274. Hauptlager für Maschinen über 900 Hub (Seite 96).

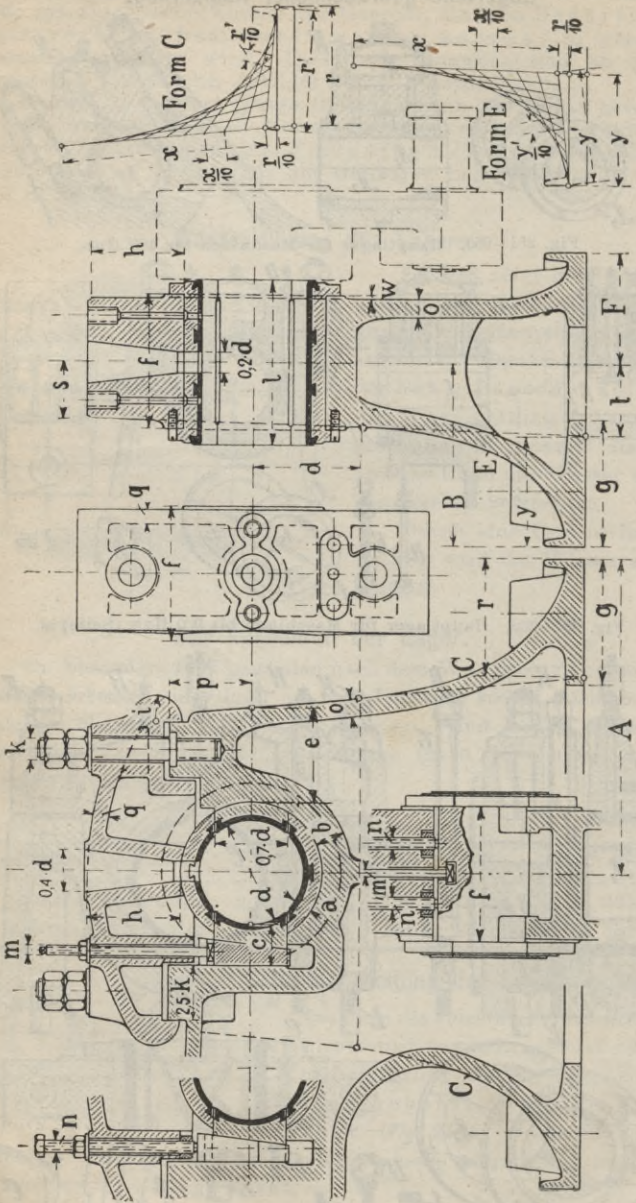


Fig. 275—281. Beachte auch Seite 96 und 82, Tabelle 53 und Fig. 296 Seite 99.



**Tabelle 59. Kurbelwellenlager.** (Abbild. Seite 94 zeigt Lager zur Maschine 500 Hub im Maassstab 1:10.)

Maschine	Lagerschalen							Deckel-schrauben														
	H	D	d	l	a	b	c	e	f	g	h	i	k	zahl	m	n	o	p	q	r	s	t
400	250	120	190	22	36	50	110	154	150	110	30	26	2	13	16	22	100	20	175	63	80	5
500	300	140	220	25	42	56	125	180	170	125	35	30	2	13	16	24	110	22	190	75	95	5
600	350	160	250	28	48	62	140	202	190	140	40	32	2	13	20	26	120	24	205	90	110	6
700	400	180	290	32	54	68	155	234	205	155	45	32	4	13	20	28	135	26	220	100	125	7
800	450	210	330	36	63	75	175	264	230	170	50	35	4	16	23	30	150	28	235	110	140	8
900	500	230	370	40	66	82	190	300	250	185	55	35	4	16	23	32	165	30	250	124	160	9
1000	550	250	400	42	68	90	205	326	270	200	60	39	4	16	23	34	180	32	265	138	180	10
1100	600	280	450	46	72	100	220	370	290	215	65	42	4	20	26	36	195	33	280	152	200	11
1200	700	320	510	54	80	110	235	420	310	230	70	46	4	20	26	40	210	35	320	165	230	12

Rahmen hierzu s. Seite 74—75. Die Abmessungen **A**, **B** und **F** nehme man aus Tabelle 53 Seite 82.

Höhe der Ankerbocken etwa nach Tab. 52, dabei ist zu berücksichtigen, dass die Unterlegscheibe der Anker-mutter eben noch Platz hat.

Kurbelwellenlager.

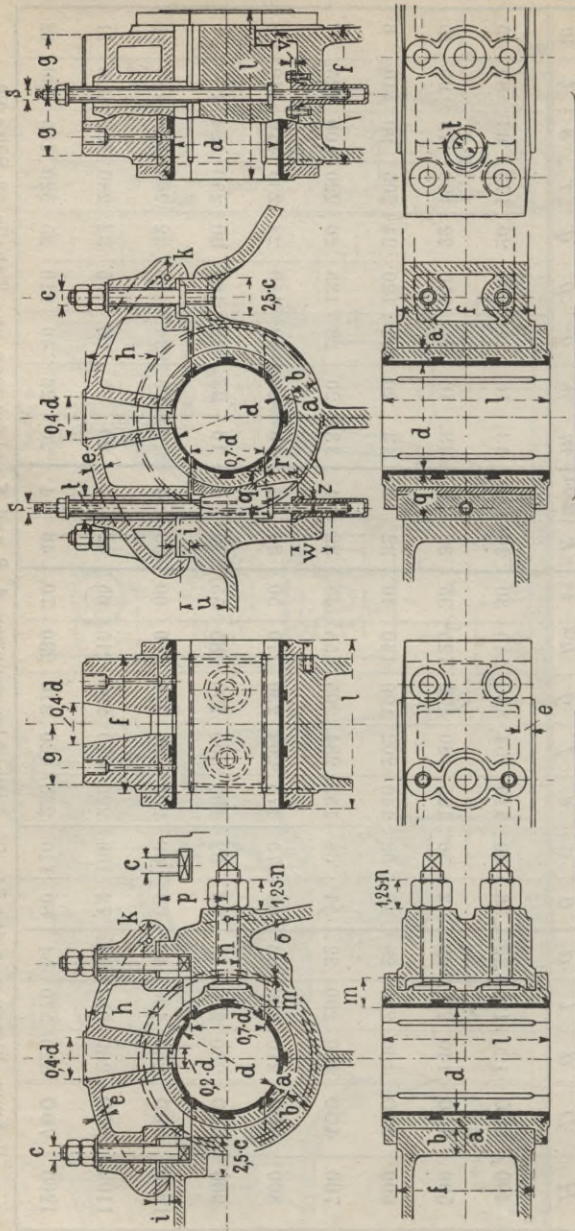


Fig. 282—286.

Lager mit einseitiger **Schraubenstellung**.

Fig. 287—290.

Lager mit einseitiger **Keillstellung**.

Tabelle 60. **Kurbelwellenlager.** (Abbild. Seite 96 zeigt Lager 280 Durchm, 450 Länge im Maassstab 1:20.)

Lager		Lagerschalen und Lagerdeckel										Schraubenstellung <i>Fig. 282-286.</i>						Keilstellung <i>Fig. 287-290.</i>					
<i>d</i>	<i>l</i>	<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>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>z</i>	
170	270	30	50	32	25	218	90	150	25	35	50	39	120	130	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	290	32	54	32	26	234	98	155	26	37	54	42	130	136	—	—	—	—	—	—	—	—	—
190	305	33	58	36	27	245	102	160	27	39	58	45	140	142	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	320	35	62	36	28	256	108	165	28	42	62	48	150	148	—	—	—	—	—	—	—	—	—
220	350	38	65	36	30	282	120	175	30	45	65	52	160	155	105	75	26	58	100	24	90	7	7
240	385	41	67	39	31	315	136	180	31	48	68	58	170	165	110	80	26	60	110	25	95	8	8
260	415	44	69	39	32	350	154	185	32	52	72	58	180	175	120	85	29	65	120	26	100	9	9
280	450	46	72	39	33	370	162	195	34	56	76	64	190	185	130	90	32	70	130	27	110	10	10
300	480	50	75	42	34	395	170	205	36	60	80	64	200	195	140	95	35	76	140	28	115	11	11
320	510	54	80	42	35	420	185	215	38	64	—	—	—	—	150	100	39	85	152	29	120	12	12
350	560	58	85	45	36	465	205	225	40	68	—	—	—	—	160	110	42	90	165	30	125	13	13
400	640	65	90	48	38	535	235	235	42	72	—	—	—	—	175	120	45	95	180	31	130	14	14
450	720	72	95	52	40	610	270	250	45	75	—	—	—	—	190	130	48	100	195	32	135	15	15

### Kurbellager mit direkter Schraubennachstellung.

Die in Betracht kommenden Ausführungen zeigt *Fig. 291—293*. Bei Ausführung nach *Fig. 292* (Gewinde nicht direkt in den Lagerfuss geschnitten) muss der Kragen der Rotgussbüchse bei  $x$  genügend stark gehalten sein.

Die **Druckschraube** erhält scharfes oder flaches Gewinde. Ist:  
 $1,2P$  der Lagerdruck in kg nach Gleich. 20,

$e$  die Ganghöhe in cm,

$z$  „ Anzahl der Gänge,

$f = z \cdot n \cdot \pi \cdot e$  die Druckfläche des Gewindes in qcm,

$l = \sim 3 \cdot n$  die Gewindelänge,

so wird:

$$\text{Flächendruck } q = \frac{1,2 \cdot P}{f} \text{ in kg pro qcm} \dots \dots \dots (50)$$

$$\text{Zulässig ist hier } q = 100-250, \text{ im Mittel } 180 \text{ kg pro qcm} \quad (51)$$

Für den Kerndurchm. der Schraube kann man etwa setzen:

$$\frac{\pi}{4} \cdot n_1^2 = \frac{1,2 \cdot P}{600} \text{ (vergl. Tabelle 60)} \quad (52)$$

Fig. 291 (s. auch Seite 96).

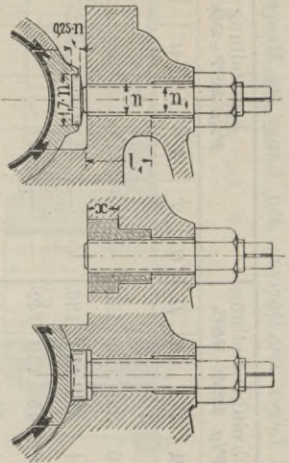


Fig. 293.

### Formgebung (s. auch Seite 87).

Beim Zeichnen des **Lagerfusses** muss man auf **gute Formen** achten. Etwas angenehmer für das Auge ist die Ausführung nach **B**, bei welcher für die Strecke **c** auch eine gestreckte Parabel zu Grunde gelegt ist. Bei Ausführung nach **A** wirkt die lange gerade Fläche **b** nicht vorteilhaft.

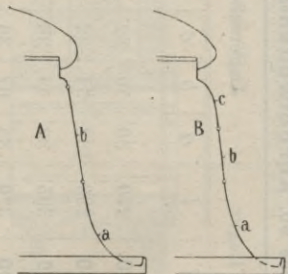


Fig. 294.

Fig. 295.

Die **Seitenansicht** des Rahmens zeichne man auf beiden Seiten nach oben verjüngt, wie *Fig. 296* zeigt.

Die **Lagerdeckel** zeichne man entweder nach *Fig. 297* oder nach *Fig. 298–299*. Die letztere Form sieht infolge der spitzbogenähnlichen Form kräftiger und hübscher aus, als nach *Fig. 298* die einfache runde Begrenzung.

In manchen Fällen sieht man den ganzen Deckel in seiner oberen Begrenzung als Parabel durchgeführt. Es macht einen vorteilhaften Eindruck, wenn die Lagerdeckel in der **Mitte** möglichst hoch gehalten werden, wie in *Fig. 275 bis 281*.

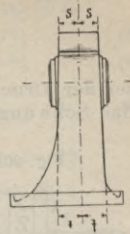


Fig. 296.

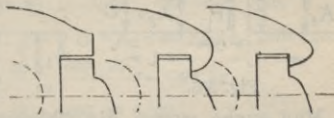


Fig. 297. Fig. 298. 299.

Die **Eindrehung** an der **Lagerschale** für das Weissmetall besser nach *b*, (*Fig. 301*), damit sich das Metall nicht seitlich herausdrücken kann. In neuerer Zeit lässt man die **Nuten** *e* (*Fig. 300*) ganz weg, weil die **Eindrehungen** *E* (*Fig. 301*) genügen sollen.

Der **seitliche Anlauf** ist bei besseren Ausführungen nur am Weissmetall zu finden (*Fig. 303*), um das Arbeiten an zweierlei Metall zu verhindern. Wird der Schwalbenschwanz nicht zu klein in der Stärke genommen, so ist eine **Eindrückung**, da die seitlichen Drücke nur klein sind, nicht zu befürchten. Vorsprung  $s = 2-4$  mm.

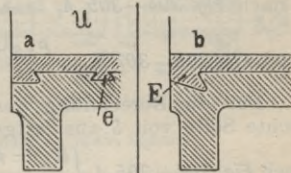


Fig. 300.

Fig. 301.

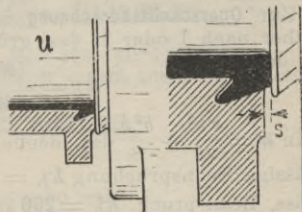


Fig. 302.

Fig. 303.

## Die Kurbelachse.

### A. Die gekröpfte Kurbelwelle. \*)

Material: meist Stahl, weich.

$P$  sei der Druck auf den Kurbelzapfen in kg nach Gleich. 17,  $G$  das Schwungradgewicht in kg.

#### a) einfach gekröpfte Welle.

Fig. 304.

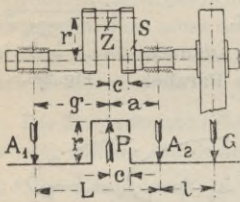


Fig. 305.

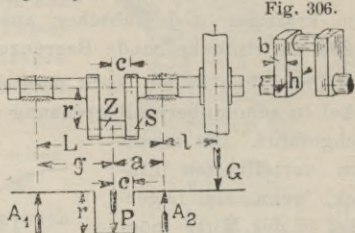


Fig. 307.

Man suche zuerst die überhaupt eintretenden **Maximal-Auflagerdrücke** und führe der Sicherheit wegen diese in die Rechnung ein, obwohl dieselben zu gleicher Zeit (resp. in ein und derselben Kurbelstellung) nicht auftreten.

Es ist:

$$\text{nach Fig. 304—305 } A_1 = \frac{P \cdot a + G \cdot l}{L} \dots \dots \dots (53)$$

$$\text{nach Fig. 306—307 } A_2 = \frac{P \cdot g + G \cdot (L + l)}{L} \dots \dots \dots (54)$$

Für die Berechnung des **Schenkels S** denke man sich die rechte Seite von **S** aus festgeklemmt, so ist:

$$\text{nach Fig. 304—305 I } \begin{cases} M_b = A_1 \cdot (g + c) - P \cdot c^{**} \\ M_t = \text{Null}^{**} \end{cases} \dots \dots \dots (55)$$

*für Plain, daß man aufläßt*  
*gegenüber A1*

$$\begin{cases} M_b = P \cdot r^{**} \\ M_t = A_1 \cdot (g + c) - P \cdot c^{**} \end{cases} \dots \dots \dots (57)$$

$$\text{für } 90^\circ \text{ verdreht II } \begin{cases} M_b = P \cdot r^{**} \\ M_t = A_1 \cdot (g + c) - P \cdot c^{**} \end{cases} \dots \dots \dots (58)$$

Zur **Querschnittsberechnung** ist derjenige Wert einzuführen, welcher nach I oder II das grösste  $(M_b)_i$  ergibt und man erhält dann:

$$k_b = \frac{(M_b)_i}{W} \dots \dots \dots (59)$$

worin  $W = \frac{b h^2}{24} + \frac{b^2 h}{8}$  das ideelle Widerstandsmoment  $\dots \dots \dots (59a)$

Zulässige Beanspruchung  $k_b = 450$  kg pro qcm für **Stahl**  $\dots \dots \dots (60)$

Zuläss. Beanspruch.  $k_b = 250$  kg pro qcm für **Schmiedeeisen**  $\dots \dots \dots (60a)$

$$\text{Für den Zapfen Z nehme man } \begin{cases} M_b = A_1 \cdot g^{**} \\ M_t = \text{Null}^{**} \end{cases} \dots \dots \dots (61)$$

$$k_b = \frac{M_b}{W} \dots \dots \dots (62)$$

$W$  für den kreisrunden Querschnitt nach Tabelle 45.

\*) Berechnung mehrfach gekröpfter Wellen s. „Stehende Maschinen“.

\*\* $M_b$  und  $M_t$  werden vereinigt zu einem ideellen Biegemoment.  $(M_b)_i$  nach Gleich. 36 bis 38, Seite 58.

Zulässige Beanspruchung  $k_b$  nach Gleich. 60 u. 60 a.

Das Lager bei  $A_2$  ist zu bestimmen nach  $M_b = G \cdot l^*$  . . . (65)

$$M_t = P \cdot r^* \quad . . . (66)$$

$$k_b = \frac{(M_b)_i}{W} \quad . . . (67)$$

$W$  für den kreisrunden Querschnitt nach Tabelle 45.

Zulässige Beanspruchung  $k_b$  nach Gleich. 60 u. 60 a.

**Beispiel:** Die Welle der Maschine 250 Cylinderdurchm., 400 Hub (Seite 102, Fig. 314–315) ist für  $p - p_0 = 6,2$  Atm. und einem Schwungradgewicht von  $G = 1000$  kg zu berechnen.

Wirks. Kolbenfl. nach Gleich. 10:  $Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 25^2 = 481$  qcm,

Gestängedruck nach Gleich. 17:  $P = Q (p - p_0) = 481 \cdot 6,2 \sim 2970$  kg.

mithin (nach Gleich. 53)  $A_1 = \frac{2970 \cdot 30 + 1000 \cdot 25}{83} \sim 1375$  kg,

( " " 54)  $A_2 = \frac{2970 \cdot 53 + 1000 (83 + 25)}{83} \sim 3200$  kg.

Für den Schenkel n. Gleich. 57 u. 58

$$M_b = 2970 \cdot 20 = 59400 \text{ kgcm,}$$

$$M_t = 1375 \cdot (53 + 10,5) - 2970 \cdot 10,5 = 56127 \text{ kgcm,}$$

mithin nach Gleich. 37:

$$(M_b)_i = 0,97 \cdot 59400 + 0,3 \cdot 56127 \sim 76456 \text{ kgcm.}$$

Schenkelquerschnitt  $h = 15$  cm,  $b = 9$  cm, mithin nach Gleich. 59 a:

$$W = \frac{9 \cdot 15^2}{24} + \frac{9^2 \cdot 15}{8} \sim 236, \text{ folglich:}$$

$$\text{(nach Gleich. 59) } k_b = \frac{76456}{236} \sim \underline{\underline{325 \text{ kg pro qcm.}}}$$

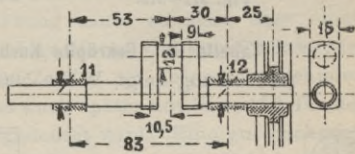


Fig. 309. Maasse in cm.

Für Zapfen  $Z$  nach Gleich. 61:  $M_b = 1375 \cdot 53 \sim 72875$  kgcm, nach Tabelle 45 wird für 12 cm Durchm.  $W = 169,6$ , mithin (nach Gleich. 63)

$$k_b = \frac{72875}{169,6} \sim \underline{\underline{430 \text{ kg pro qcm.}}}$$

Für das Lager bei  $A_2$

nach Gleich. 65:  $M_b = 1000 \cdot 25 = 25000$  kgcm,

" " 66:  $M_t = 2970 \cdot 20 = 59400$  "

mithin nach Gleich. 38  $(M_b)_i = 0,62 \cdot 25000 + 0,6 \cdot 59400 \sim 51140$  kgcm,

nach Tabelle 45 wird für 12 cm Durchm.  $W \sim 169,6$ , folglich nach Gleich. 67

$$k_b = \frac{51140}{169,6} \sim \underline{\underline{300 \text{ kg pro qcm.}}}$$

Die Beanspruchungen bleiben unterhalb der zulässigen Grenze (Gleich. 60).

\* ) s. Fussnote Seite 100.

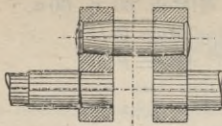


Fig. 310.

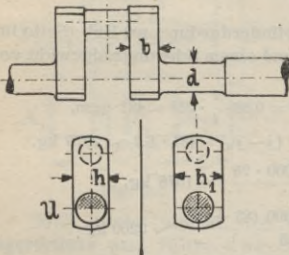


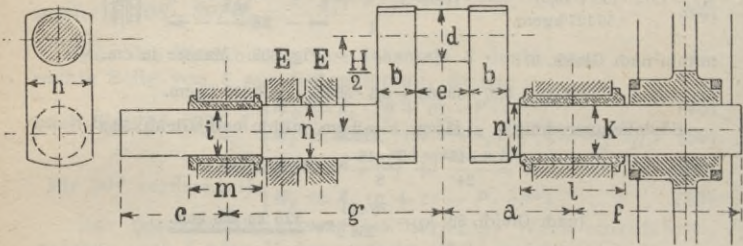
Fig. 311—313.

### Herstellung der gekröpften Achsen.

Bei den aus einem Stück geschmiedeten Wellen ist es fast eine Unmöglichkeit ohne specielle Vorrichtung den Kurbelzapfen genau rund zu drehen; das **Einrieten** des vorher gehärteten und geschliffenen Kurbelzapfens nach Fig. 310 soll genauere Arbeit geben. Die Hauptlagerstellen werden erst nach dem Einrieten gedreht.

Die **Schenkelhöhe**  $h$  halte man breiter als den Wellendurchm.  $d$ , weil bei der Kraftübertragung sonst nur der obere Kreisabschnitt zur Ausnutzung herangezogen wird, und infolge dessen leicht ein Bruch herbeigeführt werden kann.

**Tabelle 61. Gekröpfte Kurbelwelle (Fig. 314—315).**  
(Abbildung zeigt Welle 500 Hub, Maassstab 1 : 21.)



$H$	$D$	$a$	$g$	$c$	$d$	$e$	$f$	$b$	$h$	$i$	$k$	$l$	$m$	$n$
120	75	120	240	90	40	40	250	30	55	35	40	85	58	45
160	90	150	280	110	50	50	275	40	60	40	45	100	75	50
200	120	190	350	130	65	65	300	50	85	60	65	140	90	75
250	160	220	420	160	80	80	325	60	95	70	75	165	105	85
300	190	250	460	190	95	95	350	70	120	90	100	220	140	105
350	225	280	500	220	105	105	375	80	140	100	110	240	160	120
400	250	300	530	250	120	120	400	90	150	110	120	260	180	125
450	275	340	560	280	130	130	425	95	160	120	130	280	200	135
500	300	360	600	320	140	140	450	100	170	130	140	300	220	140

Rahmen hierzu s. Seite 71.



## Die Schmierung der Kurbelzapfen gekröpfter Wellen.

Fig. 316 – 317 zeigt eine Schmierung, wie sie bei **gekröpften Achsen** zur Verwendung gelangt. An dem einen Kurbelschenkel befestigt, also zwischen diesem und dem Lagerhals, befindet sich eine C-förmige Rinne, in die das Schmieröl geleitet und von hier aus durch Kniestück und Schmierbohrung infolge der Schleuderkraft in den Kurbelzapfen getrieben wird.

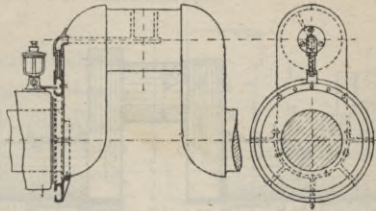


Fig. 316–317-  
Schmierung gekröpfter Achsen.

Die Schmierung der Kurbelzapfen mehrfach gekröpfter Wellen muss natürlich mit aller Vorsicht durchgebildet werden. Die Einrichtung muss so sein, dass einem jeden Zapfen für sich eine beliebige Menge Oel zugeführt werden kann. Es muss also für jeden Zapfen ein besonderes Schmiergefäß vorhanden sein, wie das auch später auf Seite 116 für den gewöhnlichen Kurbelfinger angedeutet wird. Eine gute Schmiorvorrichtung dieser Art ist in nachstehender Fig. 320 abgebildet und die Wirkungsweise leicht verständlich. \*)

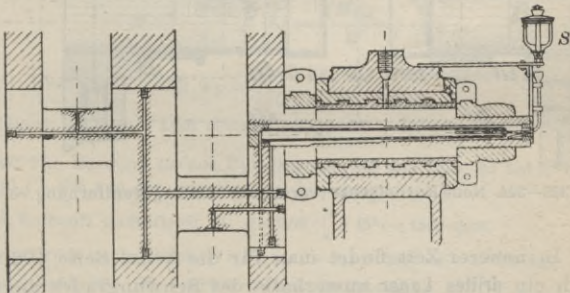


Fig. 320. Schmierung doppelt gekröpfter Wellen (2 Schmiergefässe S).

Man muss bei gekröpften Kurbelwellen darauf achten, dass die Entfernung der beiden Aussenlager **nicht zu kurz** ausfällt, da dieses die Beanspruchung der Welle ungünstig beeinflusst. In Fig. 321–322 ist die Kurbelwelle von zwei gleichen Pumpmaschinen dargestellt, welche nach kurzer Betriebszeit beide an

\*) Z. d. V. d. Ing. 1886, Tafel 30.

der mit *a* bezeichneten Stelle einen Riss erhielten. Man fertigte eine neue Kurbelwelle nach Fig. 323—324 an, die Lagerentfernung um 225 mm vergrößert. Die Maschinen arbeiten seit

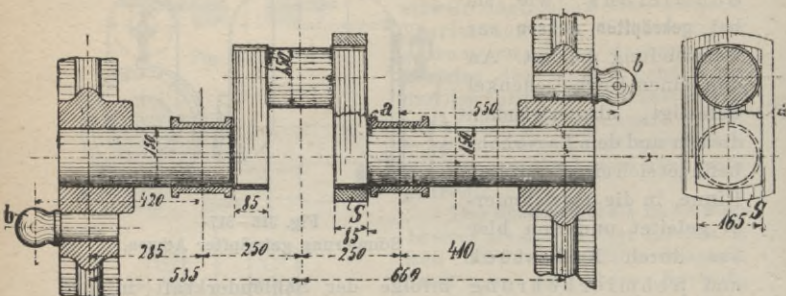


Fig. 321—322. Riss in der Kurbelachse *a*. Reparatur durch Schrumpfband *S*.

der Zeit zufriedenstellend. Trotzdem entspricht die Lagerentfernung noch nicht den praktischen Erfahrungen.

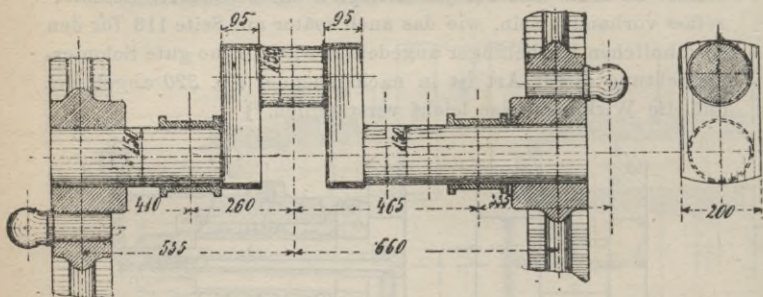


Fig. 323—324. Neue Kurbelachse (verstärkt) und Lagerentfernung vergrößert.

In neuerer Zeit findet man für die Achse Seite 102 vielfach noch ein **drittes Lager** ausserhalb des Schwungrades angewandt.

Die Schwungräder sollen so nahe wie möglich an den Hauptlagern sitzen.

## Die gerade Kurbelachse.

### Der Lagerhals der Kurbelwelle. \*)

Der Lagerhals wird auf Drehung und gleichzeitig auf Biegung beansprucht. Damit man nun bei Beurteilung der Beanspruchung nur eine Zahl in Betracht zu ziehen braucht, werden Drehungs- und Biegemoment zu einem ideellen Biegemoment vereinigt.

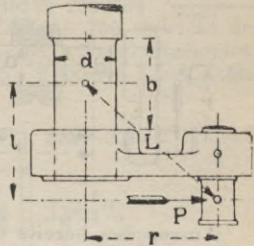


Fig. 325.

Es bezeichne (s. auch Fig. 325):

$P$  = den Gestängedruck in kg nach Gleich. 17, Seite 42

$M_b = P \cdot l$  das Biegemoment in cmkg . . . . . (68)

$M_t = P \cdot r$  das Drehmoment in cmkg . . . . . (69)

$(M_b)_i$  das ideelle Biegemoment in cmkg nach Gleich. 36 bis 38, Seite 58,

$W$  das Widerstandsmoment bezogen auf cm, für den kreisrunden Querschnitt nach Tab. 45,

$k_b$  die Beanspruchung des Materials in kg pro qcm,

so wird

$$W = \frac{(M_b)_i}{k_b}; \quad k_b = \frac{(M_b)_i}{W} \quad \dots \quad (70)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_b = \left\{ \begin{array}{l} 500 \text{ kg für Schmiedeeisen} \\ 700 \text{ " " Stahl} \end{array} \right\} \quad (71)$

Ueberschläglich kann man auch rechnen  $(M_b)_i = P \cdot L$  (s. Fig. 325) . (72)

**Beispiel:** Für Maschine 450 mm Cyl.-Durchm., 800 mm Hub, ist bei  $p - p_0 = 7$  Atm. und  $l = 395$  mm der Lagerhals zu berechnen.

Wirks. Kolbenfl. nach Gleich. 10:  $Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \sim 1560$  qcm,

Gestängedruck nach Gleich. 17:  $P = Q (p - p_0) = 1560 \cdot 7 \sim 10900$  kg.

mithin nach Gleich. 68:  $M_b = 10900 \cdot 39,5 \sim 430\,550$  cmkg,

„ „ 69:  $M_t = 10900 \cdot 40 \sim 436\,000$  cmkg,

ferner „ 38:  $(M_b)_i = 0,62 \cdot 430\,550 + 0,6 \cdot 436\,000 \sim 528\,540$  cmkg.

Nach Tabelle 62 ist  $d = 210$  mm, mithin (nach Tabelle 45)  $W = 909,2$  und nach Gleich. 70  $k_b = \frac{528\,540}{909,2} \sim \underline{580}$  kg pro qcm.

Die zulässige Beanspruchung wird also nicht überschritten (nach Gleich. 71 für Stahl).

\*) In Bezug auf Heisslaufen beachte man Seite 85.

### Der Schaft der Kurbelachse.

Material: meist Stahl, weich.

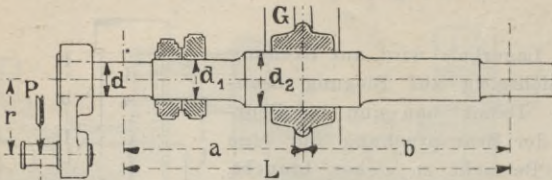


Fig. 326.

Ausser den bereits erwähnten Bezeichnungen bedeute noch (s. auch Fig. 326):

$G$  das Gewicht des Schwungrades in kg,

$L, a$  und  $b$  Längen in cm,

und wir erhalten für Welle in Mitte Schwungrad

$$M_b = \frac{G \cdot a \cdot b}{L} \text{ cmkg} \quad \dots \quad (73)$$

$$M_t = P \cdot r \quad \dots \quad (74)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_b = 200$  bis  $300$  kg pro qcm . (75)

Man wählt hier die Beanspruchung so gering, um die Durchbiegung möglichst gering zu halten.

**Beispiel:** Die Kurbelwelle (Fig. 327) der Maschine, 450 mm Durchm., 800 mm Hub, hat in der Mitte 280 mm Durchm. Der Dampfdruck betrage 7 Atm. Ueberdruck, das Gewicht des Schwungrades  $G = 4700$  kg.

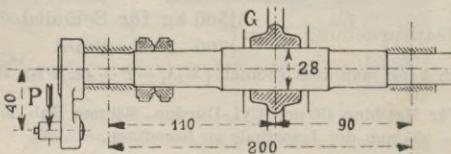


Fig. 327. Maasse in cm.

Der Gestängedruck beträgt (s. auch Beispiel unter Kurbel):

$$P = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \cdot 7 \sim 10900 \text{ kg},$$

mithin nach Gleich. 73  $M_b = \frac{4700 \cdot 110 \cdot 90}{200} \sim 233000 \text{ cmkg},$

„ „ 74  $M_t = 10900 \cdot 40 \sim 436000 \text{ cmkg},$

ferner nach Gleich. 38  $(M_b)_i = 0,62 \cdot 233000 + 0,6 \cdot 436000 \sim 406000 \text{ cmkg}.$

Für 28 cm Durchm. ist nach Tabelle 45  $W = 2155$ , folglich nach Gleich. 70

$$k_b = \frac{406000}{2155} \sim \underline{190 \text{ kg}} \text{ pro qcm, nach Gl. 75 zulässig.}$$

### Die Durchbiegung der Welle.

Für vorstehendes Beispiel beträgt die Durchbiegung nach Gleich. 41 Seite 58:

$$x = \left( 4700 + \frac{200^2 + 110 \cdot 90}{8 \cdot 110 \cdot 90} \cdot 750 \right) \cdot \frac{110^2 \cdot 90^2}{3 \cdot 200} \cdot \frac{1}{30172 \cdot 2200000} \sim 0,014 \text{ cm,}$$

worin, ausser den bereits bekannten Werten: 750 Gewicht der Welle von Mitte Lager bis Mitte Lager, 30172 Trägheitsmoment von 28 cm Durchmesser nach Tab. 45, 2 200 000 Elasticitätsmodul für Stahl nach Tab. 40.

Tabelle 62. Kurbelwelle. Fig. 328—330.

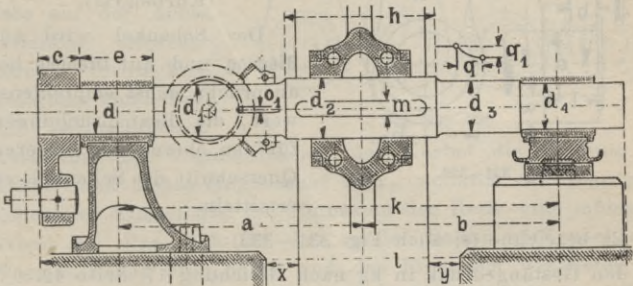


Fig. 328—329 für Ventilsteuerung (Masch. 700 Hub, 1 : 30 gezeichnet).

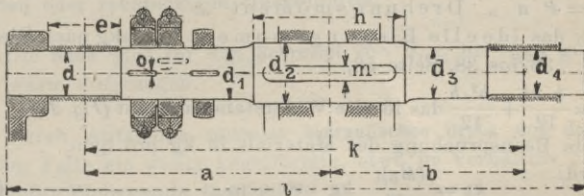


Fig. 330 für Schiebersteuerung (für Masch. 700 Hub, 1 : 30 gezeichnet).

Maschine		Lager															
H	D	d	e	a	b	c	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>2</sub>	h	k	l	m	o	x	o <sub>1</sub>	y
400	250	120	190	700	600	100	140	140	—	1300	1670	38	16	100			
500	300	140	220	800	650	120	160	175	400	1450	1880	42	16	105			
600	350	160	250	880	720	130	185	210	500	1600	2100	50	18	110			
700	400	180	290	970	780	145	205	240	600	1750	2300	60	18	120			
800	450	210	330	1100	900	165	235	280	700	2000	2650	70	20	140			
900	500	230	370	1200	1050	185	260	310	800	2250	2950	75	20	160			
1000	550	250	400	1350	1150	210	280	350	900	2500	3280	86	22	180			
1100	600	280	450	1490	1260	240	310	380	1000	2750	3600	92	24	200			
1200	700	320	510	1610	1340	265	350	450	1100	2950	3950	100	26	220			

Die Uebergangsstellen von kleinerem zu grösserem Durchmesser bilde man als Parabel mit Achsenlängen  $q = 2 q_1$  s Fig. 329.

## Die Kurbel.

Material: Schweisseisen, Flusseisen oder Stahl, weich.

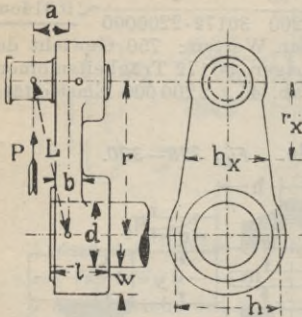


Fig. 331–332.

(Kurbeln von Gusseisen findet man, abgesehen von Kurbelscheiben (s. Seite 119) jetzt selten angewandt)

### Berechnung des Schenkels

(Kurbelarm).

Der Schenkel wird auf **Biegung** und auf **Drehung** beansprucht, es ist empfehlenswert, die Beanspruchungen für den oberen und unteren Querschnitt des Schenkels zu ermitteln.

Es bezeichne (s. auch Fig. 331–332):

$P$  den Gestängedruck in kg nach Gleichung 17, Seite 42.

$$M_b = P \cdot r \text{ das Biegemoment in cmkg} \quad (77)$$

$$M_t = P \cdot a \text{ „ Drehungsmoment „ „} \quad (78)$$

$(M_b)_i$  das ideale Biegemoment in cmkg nach Gleich. 36 bis 38, Seite 58,

$$W = \frac{b \cdot h^3}{12} + \frac{b^3 \cdot h}{12} \text{ das ideale Widerstandsmoment (Fig. 331)} \quad (79)$$

$k_b$  die Beanspruchung des Materials in kg pro qcm,

so wird:

$$k_b = \frac{(M_b)_i}{W} \text{ kg pro qcm} \quad (80)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_b = 500$  kg pro qcm  $\quad (81)$

Für einen beliebigen Querschnitt des Schenkels wird

$$M_b = P \cdot r_x, \quad M_t = P \cdot a, \quad W = \frac{b \cdot h_x^3}{12} + \frac{b^3 \cdot h_x}{12} \quad (82)$$

Überschläglich kann man auch rechnen (s. Fig. 331)  $(M_b)_i = P \cdot L$  (83)

**Beispiel:** Für Maschine 450 Durchm., 800 Hub, ist bei  $p - p_0 = 7$  Atm. die Kurbel zu berechnen. Nach Tab. 63 wird  $b = 75$ ,  $h = 400$  und  $a \sim 110$  mm.

Wirks. Kolbenfl. nach Gleich. 10:  $Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \sim 1560$  qcm,

Gestängedruck nach Gleich. 17:  $P = Q (p - p_0) = 1560 \cdot 7 \sim 10900$  kg

mithin nach Gleichung 77  $M_b = 10900 \cdot 40 \sim 436000$  cmkg,

„ „ 78  $M_t = 10900 \cdot 11 \sim 119900$  „

ferner „ „ 37  $(M_b)_i = 0,97 \cdot 436000 + 0,3 \cdot 119900 \sim 458890$  cmkg,

„ „ 79  $W = \frac{7,5 \cdot 40^3}{12} + \frac{7,5^3 \cdot 40}{12} \sim 1185$ ,

mithin „ „ 80  $k_b = \frac{458890}{1185} \sim 390$  kg pro qcm.

Um das bei langen Kurbeln häufig **auftretende Federn** zu vermeiden, ist der Schenkel stets kräftig zu konstruieren. (Ausführung *Fig. 345* dürfte auch aus diesem Grunde vorzuziehen sein.)

#### Die Nabe der Kurbel.

$$\text{Nabenlänge } l = 0,9 \text{ bis } 1,3 d \text{ im Mittel } l = d \quad (84)$$

$$\text{Nabendicke } w = 0,4 \text{ „ } 0,5 d \text{ „ „ } w = 0,45 d \quad (85)$$

Die **Befestigung der Nabe** auf der Achse geschieht entweder durch rechteckige Keile oder runde Bolzen. Bei den ersteren

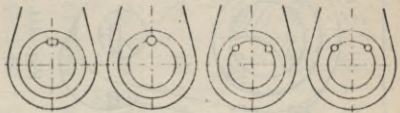


Fig. 333–336.

muss vor dem Warmaufziehen der Kurbel die Keilnute in Kurbel und Achse eingebracht sein, wodurch das Warmaufziehen der Kurbel und das Einpassen der Keile eine mühsame Arbeit ist. Das Loch für den runden Bolzen wird nach dem Warmaufziehen eingebohrt und das Einpassen des Keiles ist viel bequemer. Man findet auch wohl 2 Keile angeordnet, runden oder rechteckigen Querschnitts.

Die **Nabe** wird für den **Schrumpf** von  $\frac{1}{1000}$  bis  $\frac{1}{2000}$  gebohrt und warm aufgezogen.

Durch Aufziehen mittelst **hydraulischen Druck** auf das (in diesem Falle ein wenig kegelförmig, etwa im Verhältnis 1 : 100, gedrehte) Wellenende lässt sich ebenfalls eine betriebssichere Verbindung erzielen.

Bei schnell gehenden Maschinen darf die Eindrehung *S* des **Spritzringes** nicht unterlassen werden, weil die Kurbel sonst Oel fortschleudert.

Am besten ordnet man den Spritzring direkt am Lager, etwa 1–2 mm vorstehend (*Fig. 303* Seite 99) an, weil dann beim Transport und Montage gegen Beschädigung geschützt.

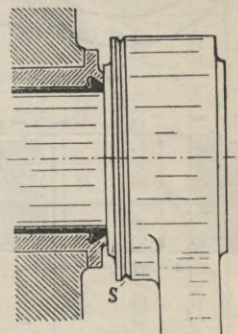


Fig. 337.

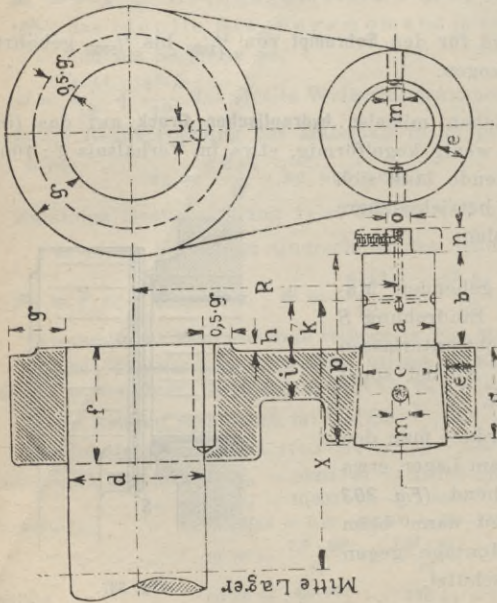


Fig. 339.

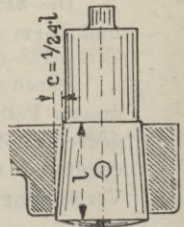


Fig. 342.



Fig. 341.

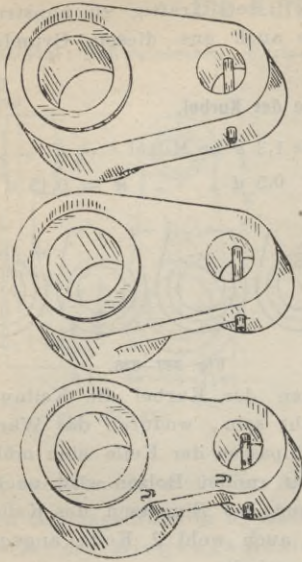


Fig. 343.

Fig. 344.

Fig. 345.

Kurbeln mit eingezogenem Kurbelarm (Fig. 343) sind schlechter zu bearbeiten als solche mit an den Naben tangierenden Flächen (Fig. 344). Die Hohlkehlen bei y (Fig. 343) sind schwer sauber herzustellen und werden vom Schlosser meistens vermurkst. Betreffs Spritzring für die Kurbel s. Seite 109.

In neuerer Zeit macht man den Kurbelarm so dick, als die Nabe für den Kurbelzapfen (s. Fig. 345), also Maasse  $i$  und  $q$  gleich, da die geringe Gewichtsersparnis durch die höheren Bearbeitungskosten aufgehoben wird.



Tabelle 63. Kurbel und Kurbelzapfen. Fig. 339-340. (Abbild. Fig. 339-340 zeigt Kurbel 700 Hub im Maassstab 1:10.)

Maschine																			
H	D	R	d	a	b	c	e	f	g	h	i <sup>*</sup> )	k	l	m	n	o	p	q <sup>*</sup> )	x
400	250	200	120	65	85	75	30	100	55	4	45	44	20	20	25	25	170	80	235
500	300	250	140	75	95	85	35	120	63	5	50	50	22	23	30	30	195	95	275
600	350	300	160	85	115	100	40	130	72	5	55	60	25	26	35	35	220	105	310
700	400	350	180	100	130	115	45	145	80	8	65	68	28	30	40	40	250	120	350
800	450	400	210	110	145	130	50	165	95	10	75	75	30	32	45	45	290	140	395
900	500	450	230	125	160	145	55	185	100	13	85	83	32	34	50	50	320	155	440
1000	550	500	250	135	175	155	60	210	110	15	100	90	35	36	55	55	345	165	485
1100	600	550	280	150	190	175	65	240	115	18	110	98	40	38	60	60	380	180	545
1200	700	600	320	175	220	200	70	265	120	18	130	113	45	40	70	70	420	200	615

Für Maschinen über 1000 Hub nehme man Zapfenbefestigung nach Fig. 354.

\*) In neuerer Zeit wird  $i = q$  gesetzt, s. Bemerkung Seite 110.

## Der Kurbelzapfen.

Material: Stahl hart; Lager: Rotguss oder Weissguss.

### Berechnung des Zapfens.

Es bezeichne (s. auch Fig. 346.)

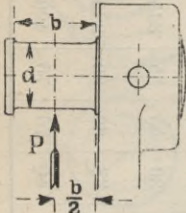


Fig. 346.

- $P$  den Gestängedruck nach Gleich. 17,  
 $d$  „ Durchm. des Kurbelzapfens in cm,  
 $b$  die Länge des Kurbelzapfens in cm,  
 $M_b$  das Biegemoment in cmkg,  
 $W$  „ Widerstandsmoment bezogen auf  
 cm nach Tabelle 45,  
 $k_b$  die zulässige Beanspruchung des Ma-  
 terials in kg pro qcm,

so wird

$$M_b = P \cdot \frac{b}{2}; \quad k_b = \frac{M_b}{W}; \quad W = \frac{M_b}{k_b} \quad \dots \quad (86)$$

Zulässige Materialbeanspruch.  $k_b = 500$  bis  $700$  kg pro qcm. (87)

**Beispiel:** Der Kurbelzapfen der Maschine 450 mm Cyl., Durchm. 800 mm Hub, welcher nach Tabelle 63  $d = 110$  mm Durchm.;  $b = 145$  mm Länge hat Sei für  $p - p_0 = 7$  Atm. zu berechnen.

Es wird wirks. Kolbenfl. nach Gleich. 10:  $Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \sim 1560$  qcm,

Gestängedruck nach Gleich. 17:  $P = Q (p - p_0) = 1560 \cdot 7 \sim 10900$  kg,

mithin nach Gleich. 86:  $M_b = 10900 \cdot \frac{14,5}{2} = 79000$  cmkg.

Für 11 cm Durchmesser wird nach Tabelle 45  $W = 130,7$ ,

mithin nach Gleich. 86:  $k_b = \frac{79000}{130,7} \sim \underline{600}$  kg pro qcm.

### Das Warmlaufen der Kurbelzapfen.

Um das **Warmlaufen** zu vermeiden, macht man den Kurbelzapfen grösser, als es die Rechnung auf Festigkeit ergibt.

Unter Beibehaltung der vorstehenden Bezeichnungen ergibt sich Flächendr. für den Kurbelzapfen  $\rho = \frac{P}{d \cdot b}$  in kg pro qcm (88)

Umfangsgeschw. des Zapfens  $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60}$  in Mtr. pro Sek. (89)

Bewährte Ausführungen ergeben für **gewöhnliche Betriebsmaschinen:**  $q = 70 - 75$ ;  $q \cdot v = 45 - 65$  . . . . . (90)

Die Zahlen bilden jedoch nicht die Grenze, bis zu welcher man gehen kann, sofern man für gutes Material, zweckmässige Konstruktion und aufmerksame Wartung sorgt, wie nachstehende Tabelle 64 **ausgeführter** Maschinen, welche sämtlich längere Jahre in Betrieb sind, zeigt.

Wie sich das Lagermaterial bei zu hohem Flächendruck verhält ist in Fig. 215. dargestellt.

Tabelle 64. Kurbelzapfen im Betrieb befindlicher Maschinen.

(Zeitschr. d. V. deutsch. Ing. 1890.)

Cyl.- Dchm.	Hub	cm			kg		mkg		Lager- metall	Art des Betriebes	Zweck
		<i>n</i>	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>P</i>	<i>q</i>	<i>q</i>	<i>v</i>			
450	700	66	11	12	10200	78	29,6	Wg mit Rtg-Rand	Seilbetrieb	Elekt. Licht	
600	1100	75	21,5	33,0	14000	19,7	16,5	Rtg	„	Walzenzug	
600	1050	60	15,5	15,5	17300	72	35,3	Wg	„	Müllerei	
900											
600	1000	120	13	13	11200	66	54,1	Rtg	„	Walzenzug	
1000											
650	650	150	15	16	12800	53,3	50,1	Wg	dir. gekupp	„	
		180									75,1
700	1000	100	16	17	18300	67,3	56,5	„	Seilbetrieb	„	
800	1200	80	18	22	19000	48	36	Rtg	dir. gekupp	„	
900	1350	80	20	25	29600	59,2	49,7	„	„	„	
1250	1250	80	25	28	58000	82,8	86,1	Wg	„	„	
		90									96,8

### Die Befestigung des Kurbelzapfens.

Die Befestigung des Kurbelzapfens geschieht durch Schraube (Fig. 347), Keil (Fig. 349—351), Keilsplint (Fig. 339), Druckplatte (Fig. 354) oder durch Vernieten (Fig. 352—353).

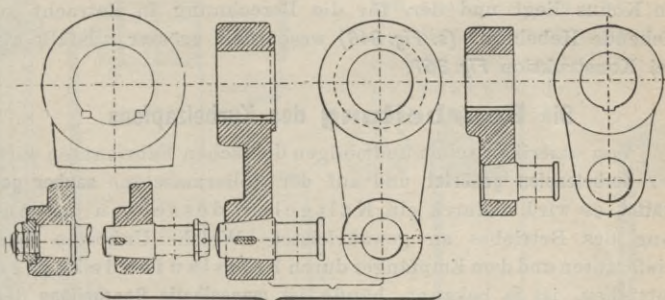


Fig. 347

Fig. 349—351.

Fig. 352—353.

Wir haben als bewährten Konus 1:24 gewählt und zum Verhindern des event. Herausfallens einen runden Keil (Fig. 339—340) angeordnet.

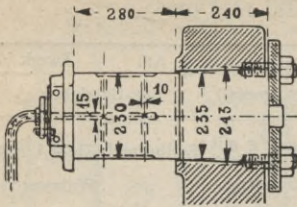


Fig. 354.

Die in *Fig. 354* gewählte Lage des Kegels bietet **mehr Sicherheit** gegen Lösen, als die gebräuchliche umgekehrte. Neigung des Kegels (nach Kiesselbach) 1:30, in das warme Auge mit einem Schrumpf von  $1/2000$  des Durchmessers eingesetzt. Ausgeführt für eine Walzenzugmaschine, 1000 Durchm., 1400 Hub (s. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1890 S. 936).

Die in *Fig. 356* dargestellte Befestigung ist konstruktiv unrichtig, da es nicht möglich ist, den Bund und auch den Konus zusammen zum Anliegen zu bringen. Es treten dann

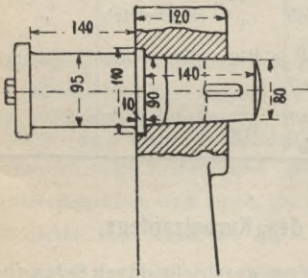


Fig. 356.

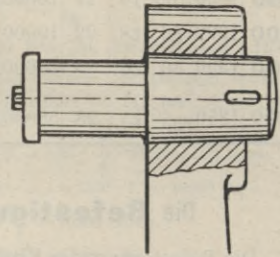


Fig. 357.

beträchtliche Spannungen auf, weil der gefährliche Querschnitt im Konus liegt und der, für die Berechnung in Betracht zu ziehende Hebelarm (s. *Fig. 346*) wesentlich grösser ausfällt als bei Konstruktion *Fig. 357*.

### Die Bearbeitung des Kurbelzapfens.

Von amerikanischen und einigen deutschen Fabrikanten wird der **Kurbelzapfen gehärtet** und auf der Poliermaschine **sauber geglättet**, es wird dadurch ein Kaltgehen desselben von Anfang des Betriebes an gewährleistet. Welche Unkosten dem Lieferanten und dem Empfänger durch heisslaufende Zapfen entstehen, ist ja bekannt, häufig ist **mangelhafte Bearbeitung** der Laufflächen schuld.

Die Firma A. Mannesmann, Remscheid, bringt für Kurbelzapfen u. a. einen **Kompound-Stahl** (Weichkern-Stahl) in den Handel. Derselbe hat eine **konzentrisch starke** und durchaus dicht geschmiedete **Stahlschicht**, während das Innere aus weichem, sehr kohlenstoffarmem Stahl besteht. Beim Härten wird die äussere Stahlschicht **glashart**, während

der Kern weich und zähe bleibt. Obige Firma liefert Kurbelzapfen, bei welchen nur der mit dem Zapfenlager in Berührung kommende Teil gehärtet ist, während der andere Teil, also der zum Einpassen bezw. Nacharbeiten bestimmte Konus, weich bleibt.

## Die Schmierung der Kurbelzapfen.

### Billigste und schlechteste Schmierung.

Kleinere Maschinen erhalten auf dem Treibstangenkopf einen **Selbstöler** (Fig. 358).

### Bessere Schmierung (Centralschmierung).

Man soll das richtige Funktionieren des betr. Schmierapparates beobachten können. Dazu ist vor allen Dingen erforderlich, dass die Schmierapparate die drehende Bewegung der Kurbel nicht mitmachen, sondern feststehen.

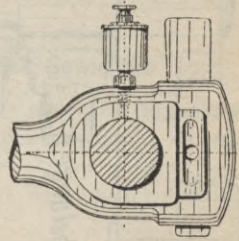


Fig. 358.

Der Schmierapparat (Fig. 359) ist auf dem Geländer befestigt und werden die in den Kopf *a* fallenden Öltropfen durch die **Centrifugalkraft** nach dem Kurbelzapfen getrieben.

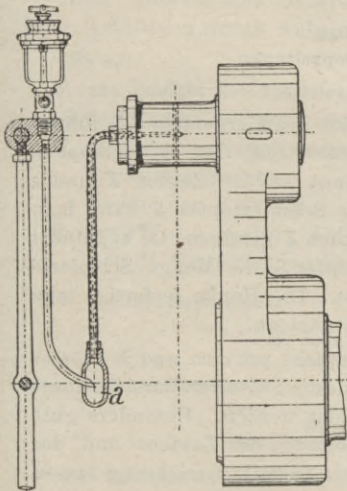


Fig. 359. Centralschmierung mit Tropföler.

Man kann auch bei Bedarf mit der Ölkanne das Öl direkt in den Kopf *a* giessen.

Fig. 360—361 zeigen zwei Einrichtungen für **konsistentes Fett**, auch hier kann während des Betriebes von Hand das Schmiermaterial nachgedrückt werden.

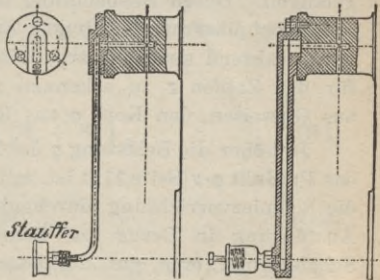


Fig. 360.

Fig. 361.

Fettschmierung.

Zwei nebeneinander liegende Zapfen (z. B. für Kondensationsmaschinen, bei welchen die Luftpumpe vom verlängerten Kurbelzapfen aus angetrieben wird) erhalten die in Fig. 362—364 gezeichnete Vorrichtung.

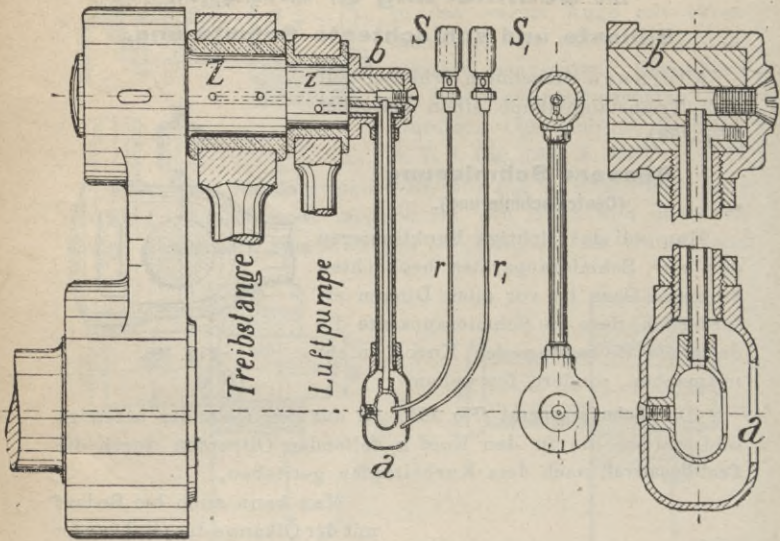


Fig. 362—364.

## Schmierung der Doppelzapfen.

Die beiden sichtbar öltropfenden Schmiergefässe  $S$   $S_1$  führen das Öl durch die Schmierröhren  $r$   $r_1$  in den Doppelkopf  $a$ , von wo aus die Ölmengen getrennt an die Zapfen  $Z$  und  $z$  gelangen. Durch Beobachtung des Schmiertopfes  $S$  kann man sich leicht überzeugen, ob dem Zapfen  $Z$  genügend Öl zugeführt wird, während am sichtbaren Öltropfer  $S_1$  die Menge Schmieröl für den Zapfen  $z$  zu erkennen ist. Die Haube  $b$  fertigt man aus Gusseisen, den Kopf  $a$  aus Rotguss an.

Je höher die Belastung  $q$  des Zapfens pro qcm und je grösser das Produkt  $q \cdot v$  (Seite 112) ist, mit desto grösserer Vorsicht muss die Schmiervorrichtung durchgebildet werden. Besonders gute Ausführung in Bezug auf Bearbeitung des Zapfens und der Schalen und eine gut durchdachte Schmiervorrichtung lassen unter Umständen eine viel grössere Belastung zu, wie aus Tabelle 64 ersichtlich ist.

Das Öl soll vom **Schmierloch des Zapfens** bequem in die Lagerschalen gelangen können; deshalb erweitert man das Schmierloch mit der Halbrundfeile etwas, wie in *Fig. 365* angedeutet. Dieses ist besonders für schnell gehende Maschinen äusserst wichtig.

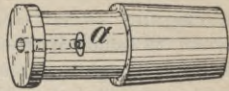


Fig. 365.  
Schmierloch des Zapfens.

## Das Ausbalancieren des Gewichtes

der Treibstange, Kurbel, Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf ist besonders für schnellgehende Maschinen erwünscht, ebenso für Maschinen, welche **schnell umgesteuert** werden müssen, wie z. B. Schiffsmaschinen (beim Manövrieren), daher kein Schwungrad haben.

Wie wir im Kapitel „Massenwirkung“ sehen werden, treten innerhalb einer Maschine horizontale Kräfte auf und zwar im toten Punkt:

$$\begin{aligned} &\text{auf die Cylinderdeckel } Q \cdot p \\ &\text{„ das Lager } \dots Q \cdot (p - q) \end{aligned}$$

wenn  $q$  die Grösse des Massendruckes pro qcm Kolbenfläche.

Den Einfluss des Ueberschusses  $Q \cdot q$  kann man mildern bzw. beseitigen durch Anbringung eines Gegengewichtes.

Es sei:

- $W_1$  das **Gewicht der Ausgleichmasse**,
- $R$  der Radius des Schwerpunktes der Ausgleichmasse,
- $W_2$  Gewicht des **Kurbelzapfens** mit Kurbelzapfennabe plus **halbes Treibstangengewicht**,
- $r$  Radius der Kurbel,
- $W_3$  **Gewicht** von Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf (s. Abschnitt Gewichte), so kann gesetzt werden:

für **Horizontalmaschinen**:

$$W_1 = 0,7 (W_2 + W_3) \frac{r}{R} \dots \dots \dots (91)$$

für **Vertikalmaschinen**:

$$W_1 = W_2 \frac{r}{R} \dots \dots \dots (92)$$

Die **Balanciermassen** sollen möglichst in derselben Ebene angebracht werden, in welcher die Massen schwingen, um **schädliche Drücke** zu vermeiden, also in der Ebene der Kurbel, wie in *Fig. 368—371* gezeichnet.

Das Ausbalancieren durch Aussparungen im Schwungradkranz allein ist demnach unzulässig, doch kann durch Anbringung zweier Gegengewichte, in verschiedenen Vertikal-ebenen zwischen Kurbel und Endlager die Ausbalancierung erfolgreich vorgenommen werden. (Vergl. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 1892.)

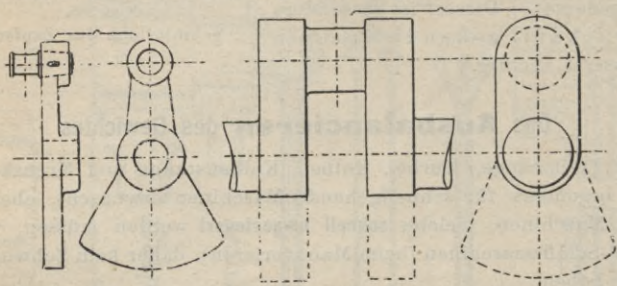


Fig. 368—371.

**Ausbalancieren durch Anschmieden des Gegengewichtes.**

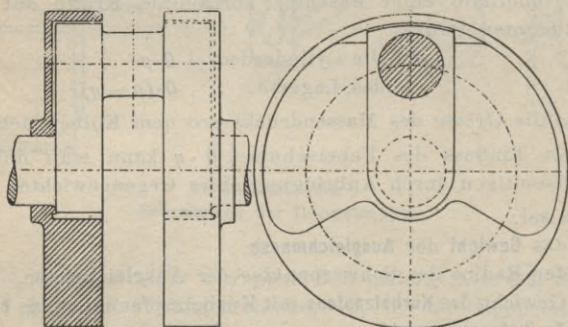


Fig. 372—373.

**Ausbalancieren gekröpfter Achsen durch gusseiserne Scheibe.**

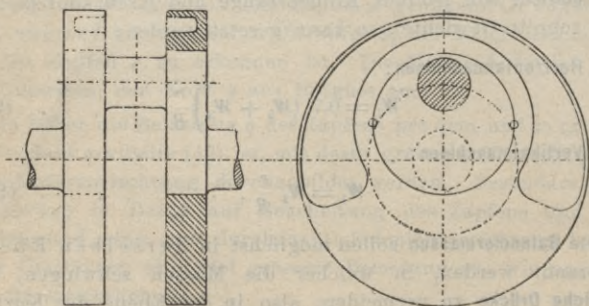


Fig. 374—375.

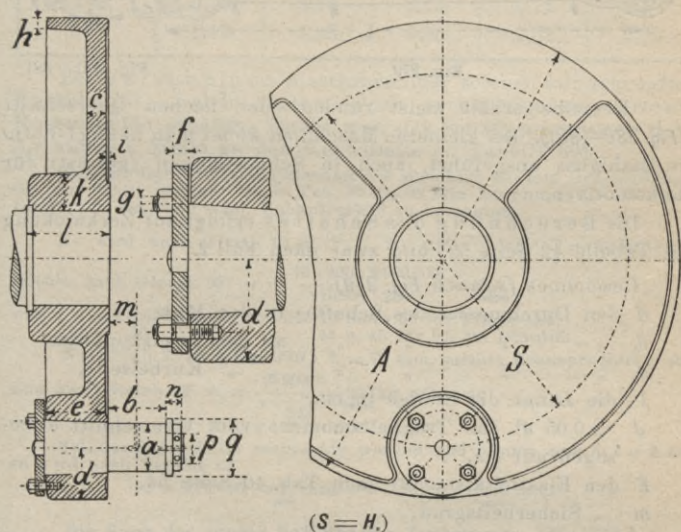
**Ausbalancieren gekröpfter Achsen durch gusseiserne Scheibe.**



**Kurbelscheiben.**

Die Anwendung von Kurbelscheiben (Fig. 376—378) an Stelle der Kurbel ist weniger beliebt, weil bei einem event. Schlag in der Maschine die Kurbelscheibe als Resonanzboden wirkt und den Schlag schlimmer erscheinen lässt, und weil sich Guss-eisen für einen so wichtigen Maschinenteil nicht eignet. Das Ausbalancieren lässt sich bequem erreichen.

Tabelle 65. Kurbelscheibe. Fig. 376—378.



Maschine		Zapfen								Schrauben								
H	D	A	a	b	c	d	e	f	Zahl	g	h	i	k	l	m	n	p	q
400	250	550	65	80	30	75	75	10	3	16	16	—	52	105	40	25	45	76
500	300	660	70	90	32	80	90	12	3	16	16	6	58	130	44	30	50	90
600	350	780	80	105	35	90	102	13	3	16	18	6	64	155	47	32	58	102
700	400	910	95	115	40	105	115	14	4	16	20	10	70	180	47	35	68	114
800	450	1030	105	130	45	115	125	16	4	16	22	10	76	190	55	40	75	130
900	500	1060	120	145	50	130	140	18	4	19	22	13	90	205	60	45	80	140
1000	550	1280	130	160	55	140	152	19	4	19	25	13	102	215	67	50	85	150

Die Maasse dieser Tabelle passen nicht genau zu unseren Normalien.

## Die Treibstange.

Material: Flusseisen oder Stahl weich.

### Berechnung auf Festigkeit.

$P$  = Gestängedruck in kg nach Gleich. 17 u. 22, Seite 42 u. 47.

### Der Schaft der Treibstange.\*)

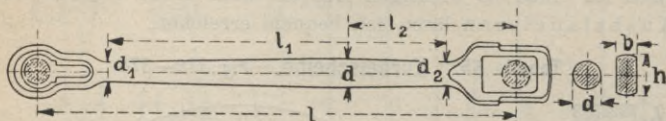


Fig. 379.

Fig. 380, 381.

Derselbe erhält meist runden oder flachen Querschnitt (Fig. 380—381). Bei kleineren Maschinen findet man häufig I-Form in Stahlguss ausgeführt, auch in Schmiedeeisen (gefräst) für Lokomotiven.

Die Berechnung des Schaftes erfolgt auf Zerknickung (s. Tabelle 42 Seite 55) und zwar nach Fall 2.

Bezeichnet (s. auch Fig. 379):

- $d$  den Durchmesser des Schaftes in der Mitte,
- $d_1$  " " " " an der Kreuzkopfseite,
- $d_2$  " " " " " " Kurbelseite,
- $l$  die Länge der Stange in cm,

$J \sim 0,05 d^4$  das Trägheitsmoment vom Querschnitt  $d$  bezogen auf cm,

$E$  den Elastizitätsmodul nach Tab. 40 Seite 54,

$m$  „ Sicherheitsgrad,

so wird (s. auch Tab. 42)  $m = \frac{10 \cdot J \cdot E}{P \cdot l^2} \dots \dots \dots (93)$

$$d = \sqrt[4]{\frac{m \cdot P \cdot l^2}{10 \cdot 0,05 \cdot E}} = 0,032 \sqrt[4]{m \cdot P \cdot l^2} \dots \dots (94)$$

worin  $E = 2000000$  für Flusseisen.

Im kleinsten Schaftquerschnitt, auf Zug beansprucht, ergibt sich:

$$k_z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \dots \dots \dots (95)$$

Der Sicherheitsgrad ist abhängig von der Tourenzahl bezw. Kolbengeschwindigkeit und findet man meistens:

#### Tabelle 66. Sicherheitsgrad $m$ .

Kolbengeschwindigkeit	$c = 1$	2	3	4	Mtr. pro Sek.
Sicherheitsgrad	$m = 30$	20	15	10	

\*) Beispiel Seite 121, Normalien Seite 133 u. 135.

Die Zugbeanspruchung  $k_z$  erreicht die zulässige Grenze 300 kg pro qcm nicht, da dieselbe in der Regel geringer ausfällt.

Ferner kann man noch setzen (s. auch Fig. 379):

$$d_1 = 0,8 d; d_2 = 0,9 d \text{ oder } = d; l_2 = 0,35 l \quad (96)$$

Sind nach Fig. 381  $b$  und  $h$  die Breite und Höhe des flachen Querschnittes, so kann nach Tab. 67 der runde Querschnitt in einen rechteckigen verwandelt werden.

Umwandlung des runden Querschnittes in den rechteckigen.

Tabelle 67. Nach Fig. 380—381.

$h : b$	1,5	1,75	2	2,25	2,5
$b : d$	0,79	0,76	0,74	0,72	0,7
$h : d$	1,19	1,33	1,48	1,62	1,75

Bei kurzhubigen Maschinen oder solchen mit gekröpfter Kurbelwelle, welche letztere einen verhältnismässig grossen Kurbelzapfen erhalten, macht man den Schaft prismatisch d. h. die stärkste Stelle an der Kurbelseite (s. Tabelle 69).

**Beispiel:** Der Treibstangenschaft der Maschine 450 mm Cyl.-Durchm., 800 mm Hub, welcher nach Tab. 70  $d = 95$  mm Durchm.,  $l = 1000$  mm Länge hat, sei für 7 Atm. Ueberdruck\*) zu berechnen.

$$\text{Es wird nach Gleich. 10 u. 17: } P = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \cdot 7 \sim 10900 \text{ kg,}$$

$$\text{mithin nach Gleich. 93: } m = \frac{10 \cdot 400 \cdot 2000000}{10900 \cdot 200^2} = \underline{18,4},$$

worin  $E = 2000000$  nach Tabelle 40 Seite 54 für Flusseisen,  
 $J = 400$  „ „ „ „ 44 u. 45 für 9,5 cm Durchm.,

Nach Tab. 70 ist (Fig. 379)  $d_1 = 75$  mm, mithin Beanspruchung auf Zug nach Gleich. 95  $k_z = \frac{10900}{\frac{\pi}{4} \cdot 7,5^2} \sim \underline{250}$  kg pro qcm.

Soll der Querschnitt rechteckig werden und nimmt man  $h : b = 2$  an, so wird nach Tabelle 67

$$b = 0,74 \cdot 95 \sim \underline{70} \text{ mm, } h = 1,48 \cdot 95 \sim \underline{140} \text{ mm.}$$

Die Form des runden Schaftes der Treibstange. (Fig. 379.)

Die stärkste Stelle lege man etwa  $0,35 \cdot l$  vom Kurbelzapfen entfernt, teile die Länge  $l_1$  in eine Anzahl gleicher Teile

Schaft der Treibstange zur Maschine 250/400.



Schaft der Treibstange zur Maschine 450/800.

und bestimme zu einer nach beiden Stellen regelmässig verlaufenden Kurve die Durchmesser zu den betreffenden Teilpunkten.

\*) also  $p - p_0 = 7$  in Gleich. 17 Seite 42.

## Der Treibstangenkopf.

Man unterscheidet im allgemeinen 2 Arten von Treibstangenköpfen und zwar **geschlossene** und **offene** Köpfe. Erstere (s. Fig. 442—453) können nur bei Stirnkurbeln verwendet werden und werden, besonders im Grossdampfmaschinenbau, den offenen Köpfen vorgezogen. Letztere muss man bei gekröpften Kurbelwellen unbedingt anwenden. Der in Fig 454 dargestellte Schiffskopf ist eine sehr beliebte Ausführung.

### Berechnung auf Festigkeit.\*)

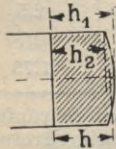


Fig. 384.

Bei Treibstangenköpfen hat man in den meisten Fällen mit an einer Seite durch Kreisbogen begrenzten Querschnitten zu rechnen. Zur schnelleren und einfacheren Ermittlung der erforderlichen Querschnitte bezw. Widerstandsmomente verwandelt man den thatsächlichen Querschnitt (s. auch Fig. 384) in einen rechteckigen und setzt

$$\text{als Höhe } h = \frac{h_1 + h_2}{2} \dots \dots \dots (97)$$

### a) Offener Treibstangenkopf, sog. Schiffskopf. \*\*)

Querschnitt I wird auf Biegung, die Querschnitte II auf Zug durch den auftretenden Gestängedruck (Gleich. 17 bez. 22 Seite 42) beansprucht.

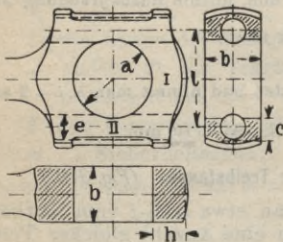


Fig. 385—387.

Es bezeichne (s. auch Fig. 385 bis 387):

- a* Durchm. der Lagerschalen in cm,
- l* Entfernung d. Schrauben „ „
- b* Breite des Kopfes „ „
- h* und *c* Stärken der einzelnen Querschnitte, ermittelt auf Grund der Gleich. 97 u. Fig. 384 in cm,

*P* der Kolbendruck nach Gleich. 17 bezw. 22,

so wird für Querschnitt I  $M_b = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right)$  cmkg . . . (98)

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad k_b = \frac{M_b}{W} \dots \dots \dots (99)$$

für Querschnitt II  $k_s = \frac{P}{2 \cdot (c \cdot b - \frac{\pi}{4} e^2)}$  kg pro qcm. (100)

Zulässige Materialbeanspruchung  $k_b = 600$  „ „ „ (101)

$k_s = 300$  „ „ „ (102)

\*) Nach Bach, Maschinen-Elemente.  
 \*\*) Beispiel S. 125, Normalien Seite 136.

Die **Verbindungsschrauben** der beiden Kopfhälften sind auf Zug zu berechnen und zwar wechselt die Belastung zwischen Null und dem Gestängedruck  $P$ .

Ist  $s$  der Kerndurchmesser der Schrauben  $e$  in cm, so wird

$$k_z = \frac{P}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s^2} \dots \dots \dots (103)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_z = 400 - 500$  kg pro qcm . . . (104)

**b) Geschlossener Treibstangenkopf.\*)**

Querschnitt I wird auf Biegung, die Querschnitte II u. III auf Zug durch den Gestängedruck  $P$  (Gleich. 17 und 22) beansprucht. Man hat darauf zu achten, dass der Querschnitt  $A$ , welcher auf Zug und Biegung beansprucht wird, nicht zu klein ausfällt, da hierdurch leicht Brüche sich einstellen können (s. auch Fig. 400).

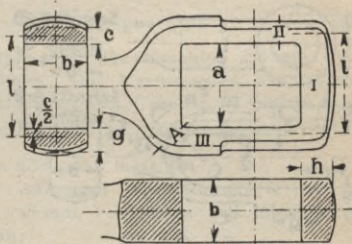


Fig. 388—390.

Es bezeichne *Fig. 388—390*:

$a$  die Maulweite des Kopfes in cm,

$l = a + c$  den in Betracht kommenden Hebelarm in cm,

$b$  die Breite des Kopfes in cm,

$h, c$  und  $g$  die Stärken der einzelnen Querschnitte, ermittelt nach Gleich. 97 und Fig. 384 in cm,

so wird für Querschnitt I:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) \text{ cmkg} \dots \dots (105)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad k_b = \frac{M_b}{W} \dots \dots (106)$$

für Querschnitt II:  $k_z = \frac{P}{2 \cdot c \cdot b} \dots \dots (107)$

für Querschnitt III:  $k_z = \frac{P}{2 \cdot g \cdot b} \dots \dots (108)$

Zulässige Materialbeanspruchung  $k_b = 600$  kg pro qcm (109)

$k_z = 300$  " " " (110)

\*) Beispiel Seite 125, Normalien Seite 135.

c) Kopf an der Kreuzkopfseite \*) (für gegabelten Kreuzkopf, S. 152).

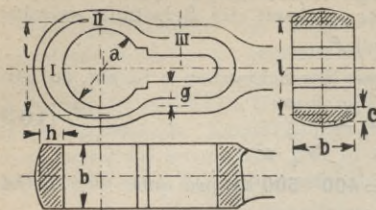


Fig. 391—393.

Die Berechnung dieses Kopfes erfolgt in derselben Weise wie unter b angegeben, weshalb von einer Wiederholung der in Betracht kommenden Gleich. 105 bis 110 Abstand genommen werden soll.

d) Die Gabel an der Kreuzkopfseite \*\*)

(für ungegabelten Kreuzkopf, Seite 155).

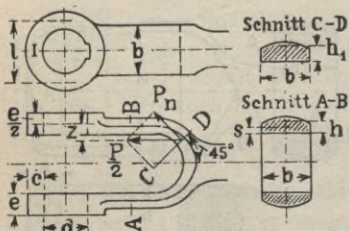


Fig. 394—396.

Bei diesem Treibstangenkopf findet sowohl im Querschnitt A—B als auch C—D zusammengesetzte Zug- und Biegebungsbeanspruchung statt. Die Umwandlung der einzelnen Querschnitte in rechteckige erfolgt nach Fig. 384 bezw. Gleich. 97.

Bezeichnet (s. auch Fig. 394—396):

l = d + c die Hebellänge für den Kopf in cm,

e die Breite der Bolzentragfläche in cm,

c „ mittlere Stärke der Bolzentragfläche in cm,

b „ Breite des Seitenquerschnitts in cm,

h „ Höhe „ „ „ „ „ ,

s =  $\frac{h}{2}$  den Schwerpunktabstand des Seitenquerschnitts in cm,

$\frac{P}{2}$  den halben Gestängedruck, angreifend in der Mitte des in ein Rechteck verwandelten Querschnitts C—D nach Fig. 384,

$P_u$  die im Querschnitt C—D auftretende Zugkraft, so wird für den Querschnitt C—D:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot z \text{ cmkg} \dots \dots \dots (111)$$

$$k_b = \frac{M_b}{W}; \quad W = \frac{b \cdot h_1^2}{6} \dots \dots \dots (112)$$

$$k_z = \frac{P_u}{b \cdot h_1} \dots \dots \dots (113)$$

Gesamtbeanspruchung  $k = k_z + k_b = 550$  bis 650 kg pro qcm (114)

\*) Beispiel Seite 126, Normalien Seite 133 u. 135.

\*\*) „ „ 126, „ „ 139.

für den Querschnitt  $A-B$ :

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{e}{2} - s \right) \text{ cmkg} \quad \dots \quad (115)$$

$$k_b = \frac{M_b}{W}, \quad W = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \dots \quad (116)$$

$$k_z = \frac{P}{2 \cdot b \cdot h} \quad \dots \quad (117)$$

Gesamtbeanspruchung  $k = k_b + k_z = 500$  bis 550 kg pro qcm (118)  
für den Querschnitt bei I wird

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{8} \text{ cmkg} \quad \dots \quad (119)$$

$$k_b = \frac{M_b}{W}, \quad W = \frac{e \cdot c^2}{6} \quad \dots \quad (120)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_b = 600$  kg pro qcm . . . (121)

**Beispiel:** Die Treibstangenköpfe sind für Maschine 450 mm Cyl.-Durchm., 800 mm Hub, zu berechnen. Der Kurbelzapfen hat 110 mm Durchm. bei 145 mm Länge. Dampfdruck 7 Atm. Ueberdr., \*) mithin nach Gleich. 10 u. 17 bezw. 22:  $P = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \cdot 7 \sim 10900$  kg.

a) Schiffskopf Fig. 454-455, Seite 136.

Mit Rücksicht auf Fig. 385-387 wird (nach Tabelle 71)  $a = 110 + 2 \cdot 24 = 158$  mm,  $b = 110$  mm,  $e = 48$  mm,  $l = 195$  mm und nach Zeichnung  $c = 48$  mm,  $h = 60$  mm, mithin:

nach Gleich. 98:  $M_b = 5450 \cdot (9,75 - 3,95) = 31610$  cmkg

" " 99:  $W = \frac{11 \cdot 6^2}{6} \sim 66$

" " 99:  $k_b = \frac{31610}{66} \sim 480$  kg pro qcm

" " 100:  $k_z = \frac{10900}{(2 \cdot 4,8 \cdot 11 - \frac{\pi}{4} \cdot 4,8^2)} \sim 156$  kg pro qcm

Kerndurchm. der Schrauben  $s = 40,4$  mm,

mithin nach Gleich. 103:  $k_z = \frac{10900}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 4,04^2} \sim 425$  kg pro qcm

b) Geschlossener Treibstangenkopf Fig. 442-453, Seite 134.

Nach Tabelle 70 wird bezogen auf Fig. 388-390  $a = 110 + 2 \cdot 18 = 146$  mm,  $b = 110$  mm, nach Zeichnung  $c = 31$  mm,  $g = 44$  mm,  $h = 55$  mm,  $l = 146 + 31 = 177$  mm,

mithin nach Gleich. 105:  $M_b = 5450 \cdot (8,85 - 3,65) \sim 28340$  cmkg

" " 106:  $W = \frac{11 \cdot 5,5^2}{6} \sim 55,5$

" " 106:  $k_b = \frac{28340}{55,5} \sim 510$  kg pro qcm

" " 107:  $k_z = \frac{10900}{2 \cdot 11 \cdot 3,1} \sim 160$  kg pro qcm

" " 108:  $k_z = \frac{10900}{2 \cdot 11 \cdot 4,3} \sim 115$  kg pro qcm

\*) also  $p - p_0 = 7$  in Gleich. 17 Seite 42.

Die sich ergebende geringe Beanspruchung  $k_z$  rührt daher, dass man bei der gewählten Kopfkonstruktion (möglichst viel Dreherarbeit) die Wandstärken nicht dünner ausführen kann, da sonst die Flächen, welche den Kragen der Lagerschale aufnehmen müssen, zu klein ausfallen.

c) Kopf an der Kreuzkopfseite *Fig. 442-453*, Seite 136.

Die entsprechenden Maasse (*Fig. 391-393*) werden nach Tabelle 70  $a = 100 + 2,6 \cdot 13 \sim 134$  mm,  $b = 105$  mm, nach Zeichnung  $c = 25$  mm,  $g = 33$  mm,  $h = 44$  mm,  $l = 134 + 25 = 159$  mm,

mithin nach Gleich. 105:  $M_b = 5450(7,95 - 3,35) \sim 25000$  cmkg

$$\text{" " 106: } W = \frac{10,5 \cdot 4,4^2}{6} \sim 34$$

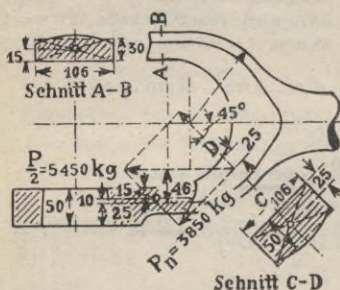
$$\text{" " 106: } k_b = \frac{25000}{34} = \underline{735 \text{ kg}} \text{ pro qcm}$$

$$\text{" " 107: } k_z = \frac{10900}{2 \cdot 10,5 \cdot 2,5} \sim \underline{210 \text{ kg}} \text{ pro qcm}$$

$$\text{" " 108: } k_z = \frac{10900}{2 \cdot 10,5 \cdot 3,3} \sim \underline{158 \text{ kg}} \text{ pro qcm.}$$

Die sich ergebende geringe Beanspruchung  $k_z$  ist auf dieselbe Ursache wie beim geschlossenen Treibstangenkopf zurückzuführen.

d) Gegabelter Treibstangenkopf.



*Fig. 397-399*  
(für Kreuzkopfseite).

Die mit Rücksicht auf *Fig. 394 bis 396* zu wählenden Maasse sind in *Fig. 397-399* nach Tab. 73 eingetragen. Es ergibt sich für Querschnitt C-D:

nach Gleich. 111:

$$M_b = 5450 \cdot 4,6 \sim 25000 \text{ cmkg}$$

nach Gleich. 112:

$$k_b = \frac{25000}{\frac{10,6 \cdot 5^2}{6}} \sim 570 \text{ kg}$$

nach Gleich. 113:

$$k_z = \frac{3850}{10,6 \cdot 5} \sim 73 \text{ kg}$$

nach Gleich. 114:

$$k = 570 + 73 = \underline{643 \text{ kg}}$$

bei Querschnitt A-B:	{	nach Gleich. 115:	$M_b = 5450 \cdot (2,5 - 1,5) = 5450$ kgcm
		" " 116:	$k_b = \frac{5450}{\frac{10,6 \cdot 3^2}{6}} \sim 340$ kg pro qcm
		" " 117:	$k_z = \frac{5450}{10,6 \cdot 3} \sim 170$ " " "
		" " 118:	$k = 340 + 170 = \underline{510}$ kg pro qcm.

Es ist zweckmässig, das Kurbelzapfenlager mit Weissmetall auszugießen, um bei eventuellem Heisslaufen nicht eine Zerstörung des Zapfens im Gefolge zu haben, welche bei Rotgusslagern leicht eintritt (s. auch Seite 86).



Beim Zeichnen des geschlossenen Treibstangenkopfes ist darauf zu achten, dass die Wandstärke bei *A*,

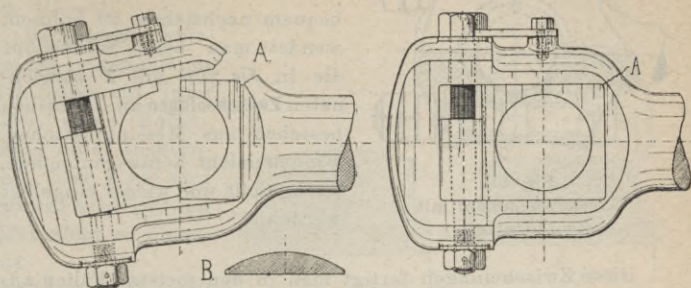


Fig. 400. Bruch der Treibstange. Fig. 401—402. *B* Querschnittform von *A*.

(Fig. 400) nicht zu klein ausfällt, da hier, infolge der auftretenden Zug- und Biegebungsbeanspruchung, leicht ein Bruch eintritt. In Fig. 401—402 ist ein Kopf dargestellt, der durch Nichtbeachtung dieser Regel brach.

Es ist unerlässlich, die sich bei der Bearbeitung ergebende genaue Form des Kopfes zeichnerisch zu ermitteln. Wie man hierbei verfährt, ist in Fig. 403—405 dargestellt, und auch ohne weiteres verständlich.

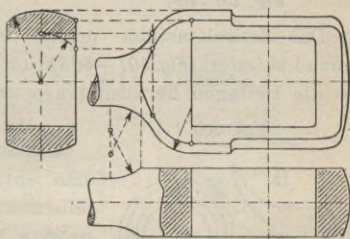


Fig. 403—405.

Die gewöhnliche Methode, um das den Schlag erzeugende Spiel zwischen Zapfen und Lager zu beseitigen, ist das **Nachfeilen der Lagerschalen** an den Stosskanten. Nehmen wir den in Fig. 442—453 dargestellten Treibstangenkopf an, so ist allgemein üblich, die beiden Lagerschalenhälften fest **zusammenstossen** zu lassen und mit dem Keil anzutreiben.

Früher liess man die Schalen nicht festaneinander liegen, sodass dieselben jederzeit nachgespannt werden konnten, ohne nachfeilen zu müssen. Diese Methode hat sich jedoch nicht bewährt. Man findet jetzt ausschliesslich (auch bei den Hauptlagern der Kurbelachse) die Lagerschalen fest aufeinandergepresst.

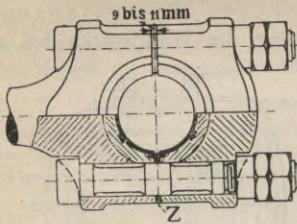


Fig. 406.  
Treibstangenkopf mit  
Zwischenlage.<sup>\*)</sup>

Diese Zwischenlagen fertigt man in den meisten Fällen aus einer Messingplatte und mehreren Lagen dünnem Kupferblech an, z. B. dünnes Kupferblech  $5 \times 0,2 \text{ mm} = 1 \text{ mm} + 4 \times 0,5 \text{ mm} = 2 \text{ mm} + 2 \times 1 \text{ mm} = 2 \text{ mm} +$  Messingplatte von 4 bis 6 mm. Man kann so jeder Abnutzung Rechnung tragen, ohne nachfeilen zu müssen.

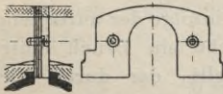


Fig. 407-408.

Das Zwischenstück mache man zweckmässig wie obenstehend skizziert (Fig. 407-408), um ohne Entfernung der Schrauben die Beilagen herausnehmen zu können.

Fig. 409.

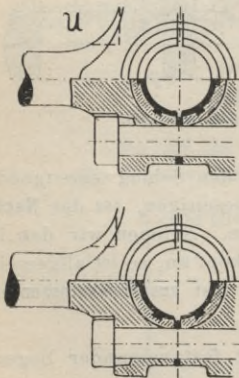


Fig. 410, richtig.

Die **Schrauben** des **Schiffskopfes** bohre man entweder aus oder versehe dieselben mit Eindrehungen, damit die grösste Beanspruchung nicht im Gewinde auftritt. (Fig. 454-455.)

Ferner ordne man Keilnasen an, um die Schrauben **gegen Drehen zu sichern**. Diese Keilnasen gehören nicht nach innen (Fig. 409), sondern nach aussen. Innen lässt sich sehr schlecht mit dem Kreuzmeissel ausschauen, innen ist jedes gewonnene Millimeter Stoff von Vorteil.

Aussen (oder seitlich) lässt sich die Nute bequem einarbeiten und das Material ist hier fast gänzlich wertlos.

<sup>\*)</sup> Kopf wird mit Schaft an einem Stück geschmiedet, bearbeitet und dann bei Z durchgestossen.

Damit sich die Lagerschalen beim Schiffskopf nicht drehen, sollen die Bolzen etwas in die Schalen eingreifen, s. *Fig. 412* u. *Fig. 415—417*.

Bei **grossen** Schiffsköpfen empfiehlt es sich, statt auf jeder Seite einen Bolzen, deren zwei anzuordnen. Der Kopf wird dadurch niedriger und sieht nicht so plump aus.

(Die Zeichnung *Fig. 413* ist unrichtig, die Bolzen sollten in die Lagerschalen eingreifen wie in *Fig. 412*.)

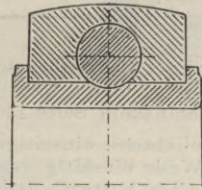


Fig. 412.

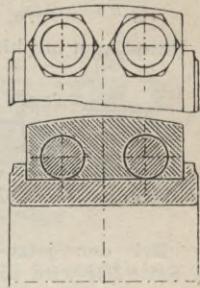


Fig. 413.

Wo grosse elastische Formveränderungen nicht zu vermeiden sind, können **Kugelzapfen**, bei denen der Zapfen cylindrisch, das **Lager jedoch als Kugel ausgebildet** ist, angewendet werden (*Fig. 415—417*).

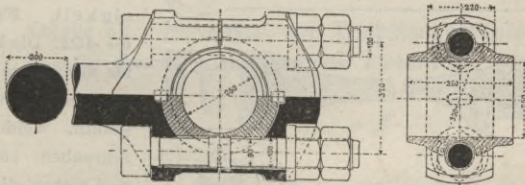


Fig. 415—417.

Treibstangenkugellager einer Wasserhaltungsmaschine.\*)

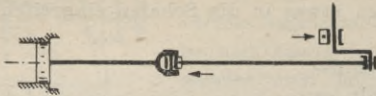
Wie bei den Kurbelwellenlagern, Seite 92, so muss hier ebenfalls Sorge getragen werden, dass die Schalen an den Teilstellen oben und unten an dem Zapfen **nicht anliegen**, auch hier bohrt man deshalb die **Schalen etwas weiter**, als der Zapfendurchmesser beträgt.

### Die Nachstellung der Treibstangenlager

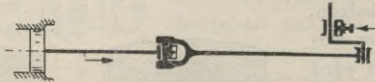
soll möglichst so angeordnet sein, dass dadurch die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager unverändert bleibt, da sonst durch Nachstellen der Lager der Kolbenüberlauf hinten und vorn verschieden gross ausfällt.

\*) Zeitschr. d. V. deutsch. Ing., 1890, S. 932.

Man sollte deshalb wählen :



1. Hauptlager mit hinterer Keilstellung, Treibstange nach S. 134.



2. Hauptlager mit vorderer Schraubenstellung und gegabelter Treibstange (Fig. 473—475) Seite 138, Kreuzkopf Seite 154, Schiffskopf Seite 136.

Bei der jetzt beliebten einseitigen Hauptlagerstellung (s. Seite 94) wird die Welle einseitig verschoben, um nun das Maass von Mitte Welle bis Mitte Cylinder konstant zu halten, muss die Nachstellung der Treibstangenlager so eingerichtet sein, dass die Stange länger wird. Diesem Umstand ist bei der Treibstange Seite 134 Rechnung getragen.

Bei der Treibstange (Fig. 458—472) Seite 138 wird durch die Nachstellung die Stangenlänge nicht verändert.

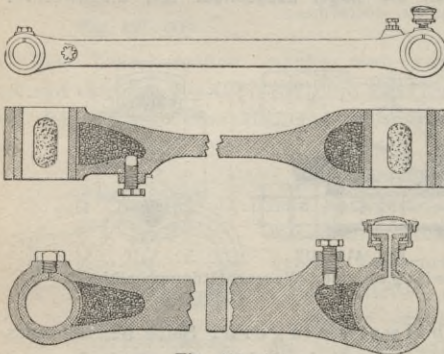


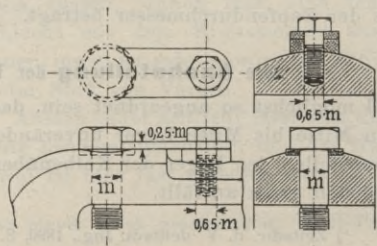
Fig. 418—421.

Nachstellung mittelst mechanischer Flüssigkeit. Fig. 418 bis 421. Die Hohlräume der Stange sind mit kleinen Stahlkugeln angefüllt, welche durch Schrauben angezogen und gegen die Lager-schalen gepresst werden. — Eingehend beschrieben in Haeder's Zeitschrift 1894 [No. 20.

### Die Sicherung der Lagerstellung.

Schrauben und Keile müssen besondere Sicherung erhalten.

1. Bei Schraubenkeilstellung hält am besten eine Sicherung nach Fig. 422—424.



2. Sicherung der Schrauben für die Schiffsköpfe.

Man findet entweder Doppelmuttern (Seite 132 u. 136) oder die Ausführung nach Fig. 425 in Anwendung.

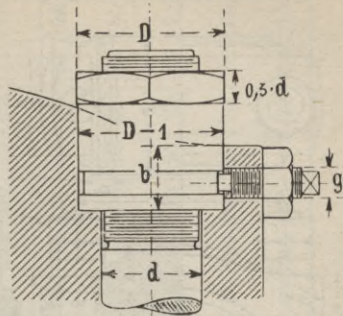
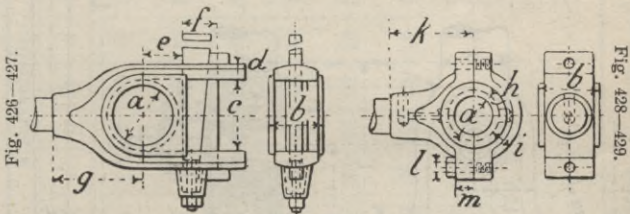


Tabelle 67 a.

Sicherung für die Schrauben der Schiffsköpfe.

$d =$	13	16	20	23	26	30	33	36	40	44	48	52	60	65	70	80	85
Gewinde in Zoll	$1/2$	$5/8$	$3/4$	$7/8$	1	$1 1/8$	$1 1/4$	$1 3/8$	$1 1/2$	$1 5/8$	$1 3/4$	2	$2 1/4$	$2 1/2$	$2 3/4$	3	$3 1/4$
$D =$	22	26	30	34	39	43	47	53	58	64	69	82	89	96	103	110	118
$b =$	11	12	14	16	18	20	20	21	22	23	26	28	30	32	35	36	38
$g =$	6	6	8	8	8	10	10	10	10	10	13	13	13	13	16	16	16

Tabelle 68. Normalien der Treibstangenköpfe für Maschinen mit gekröpfter Kurbelwelle.



Maschine	Treibstangenkopf												
	Fig. 426—427.							Fig. 428—429.					
$H$	$D$	$a$	$b$	$c$	$d$	$e$	$f$	$g$	$h$	$i$	$k$	$l$	$m$
160	90	50	50	65	18	30	40	100	7,5	21	110	13	25
200	120	65	65	80	22	42	45	120	7,5	25	130	16	28
250	160	80	80	95	24	50	48	130	8	26	140	18	32
300	190	95	95	110	26	58	50	145	8	28	150	20	35
350	225	105	105	125	30	65	55	170	10	32	170	23	40

Gebräuchlicher und besser ist Ausführung nach Seite 132.

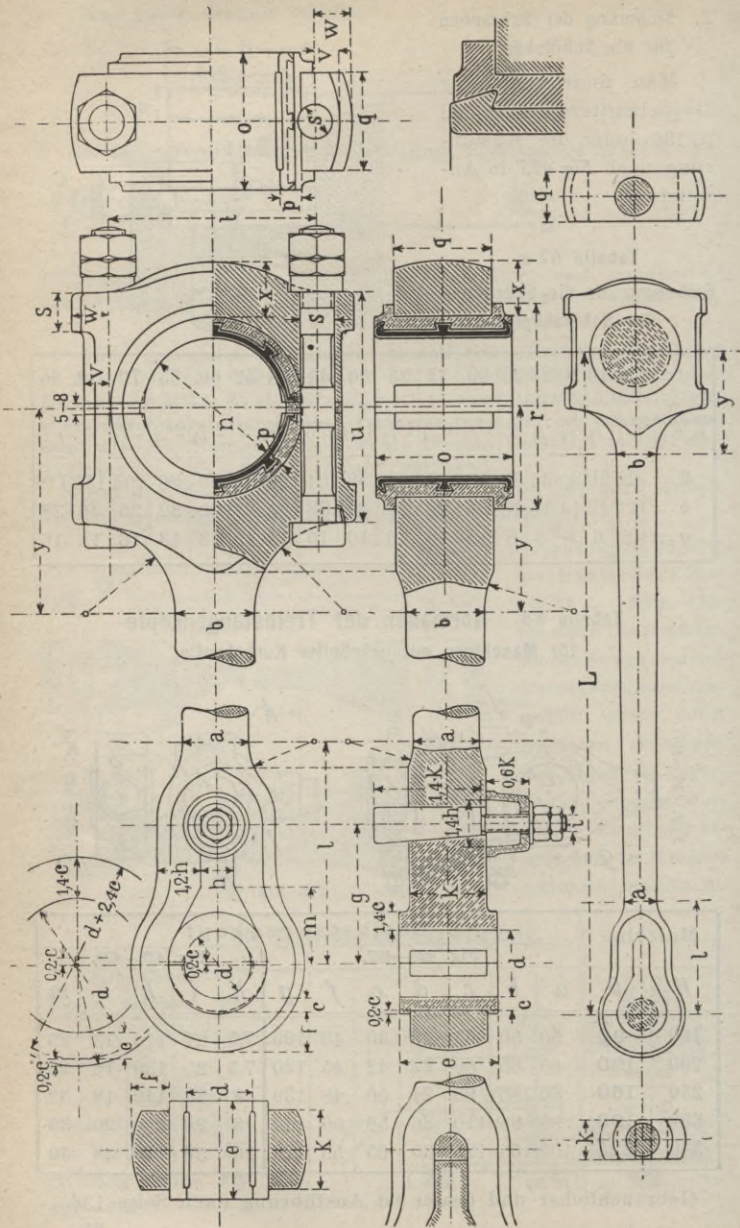


Fig. 430-441, hierzu Tab. 69

Anzug des Stellkeiles =  $1/10$  der Länge.

**Tabelle 69. Treibstange für kleinere Maschinen. Fig. 430—441 (Treibstange 350 Hub, Maassstab 1 : 6).**  
Nur für gekröpfte Achsen.

Maschine	Schaft					Kreuzkopfseite										Kurbelseite										
	H	D	L	a	b	d	e	c	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x
120	75	360	20	26	20	30	5	12	45	10	8	24	70	25	40	40	8	28	65	13	65	75	11	15	20	70
160	90	480	27	33	28	42	6	15	60	13	10	34	95	34	50	50	10	35	80	13	80	95	12	17	24	80
200	120	600	33	40	35	52	7	18	75	17	12	42	120	42	65	65	11	45	98	16	100	110	13	18	28	100
250	160	740	40	48	40	60	8	22	85	20	13	48	135	48	80	80	13	55	118	20	120	130	15	22	32	120
300	190	880	46	55	45	68	9	25	95	22	13	55	155	54	95	95	15	66	138	26	145	155	18	26	37	140
350	225	1000	50	60	50	75	10	30	105	25	16	60	170	60	105	105	16	75	155	26	158	175	18	28	42	155
400	250	1130	56	66											120	120	18	85	175	29	180	195	20	30	47	175
450	275	1240	60	70											130	130	19	95	192	35	200	220	25	35	52	190
500	300	1350	64	75											140	140	20	100	210	40	215	240	28	40	56	210

s. Tabelle 70.

Rahmen hierzu s. Seite 70, Kreuzkopf Seite 151, gekröpfte Kurbelwelle s. Seite 102.

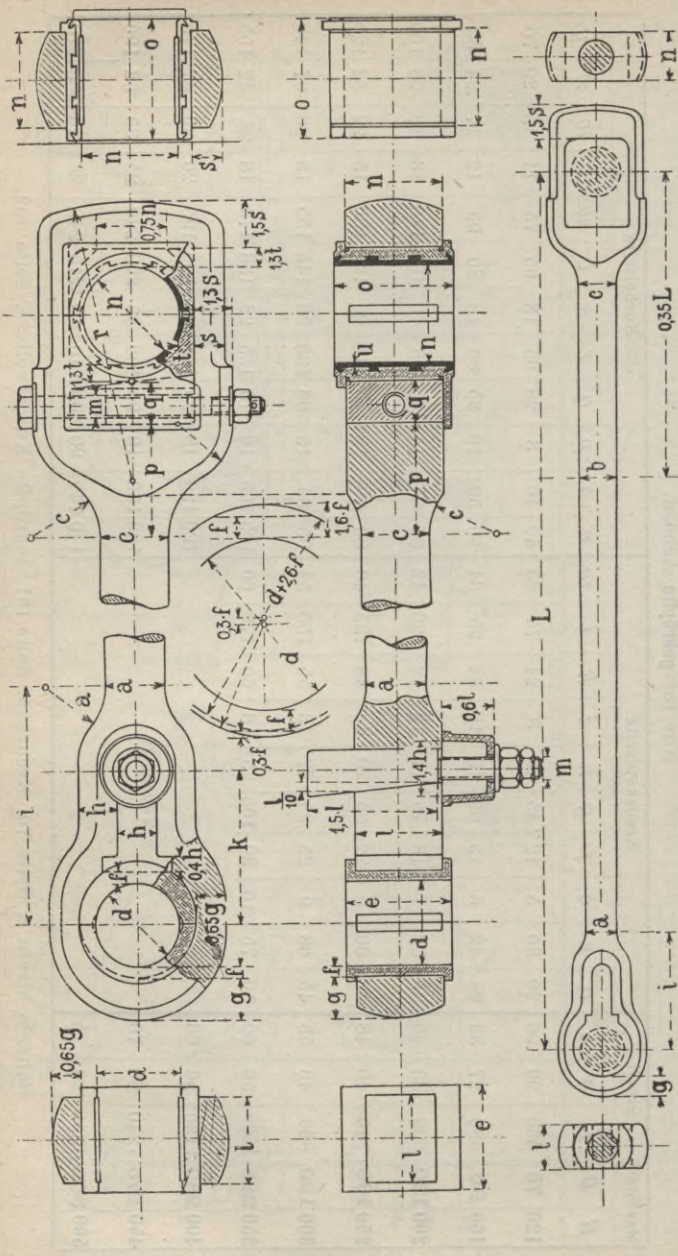


Fig. 442-453, hierzu Tab. 70.



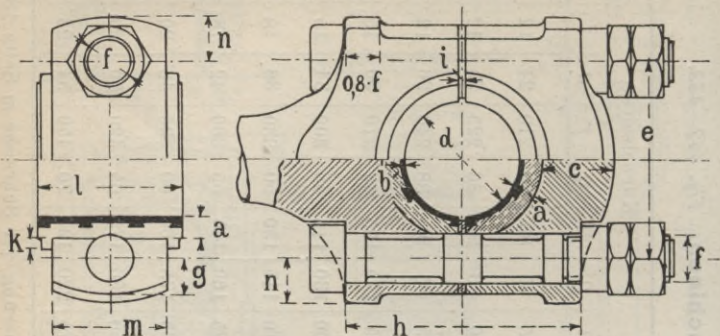
**Tabelle 70. Treibstange für mittlere und grössere Maschinen.** Fig. 442—453.  
(Stange 1000 Hub, Maassstab 1:10.)

Maschine		Schaft						Kreuzkopfseite						Kurbelseite								
<i>H</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>
400	250	1130	50	65	60	55	80	8	30	28	165	110	65	16	65	85	85	35	210	24	12	4
450	275	1240	52	68	62	60	85	9	32	30	175	118	70	16	70	90	90	36	225	25	12	4
500	300	1350	55	73	65	70	90	10	35	32	190	125	75	20	75	95	95	38	240	26	12	4
600	350	1550	60	80	70	80	105	11	40	35	220	140	85	20	85	115	105	42	270	30	15	5
700	400	1780	70	90	80	90	120	12	45	40	250	160	95	23	100	130	115	46	300	34	15	5
800	450	2000	75	95	85	100	135	13	50	45	280	180	105	26	110	145	130	50	330	38	18	6
900	500	2250	80	100	90	110	150	15	55	50	310	200	115	29	125	160	145	55	360	42	18	6
1000	550	2500	85	105	95	120	160	16	60	55	340	220	125	32	135	175	160	60	390	46	20	7
1100	600	2750	95	115	105	130	175	18	68	60	370	240	135	35	150	190	175	65	420	50	20	7
1200	700	3000	105	125	115	155	200	20	75	65	400	260	150	39	175	220	190	70	450	54	23	8

Rahmen hierzu Seite 74; Hauptlager Seite 94; Kreuzkopf Seite 152; Kreuzkopf Seite 152; Sicherung der Schraube *m* Seite 130.

Tabelle 71. **Offener Treibstangenkopf** sog. Schiffskopf.

Fig. 454—455.

(Kopf  $d = 150$ ,  $l = 190$ , Maassstab 1:10.)

Zapfen												
$d$	$l$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$	$h$	$i$	$k$	$m$	$n$
50	65	12	3	33	90	23	18	110	6	10	50	20
60	75	12	3	38	105	26	20	125	6	10	60	23
70	90	16	4	43	125	32	23	140	7	10	70	26
80	100	16	4	48	140	36	25	160	7	12	80	30
90	115	20	5	53	160	40	28	180	7	12	90	34
100	130	20	5	58	175	44	32	200	8	12	100	38
110	140	24	6	65	195	48	35	220	8	14	110	42
120	150	24	6	73	210	52	38	240	8	14	120	46
130	165	28	7	80	230	56	41	265	9	14	130	50
140	180	28	7	88	245	60	44	290	9	16	140	54
150	190	28	7	95	260	65	47	310	9	16	150	58
160	205	32	8	103	280	70	50	340	10	18	160	62
180	230	32	8	110	305	80	53	370	10	18	180	66
200	250	32	8	120	330	85	56	400	10	18	200	70

Schraubensicherung für Köpfe über  $d = 90$  nach Tab. 67a zulässig.

Für kleinere Maschinen mit gekröpfter Achse s. Seite 132.

Das Kreuzkopfende kann nach Seite 134 oder als Gabel nach Seite 138 unten ausgeführt werden.

Der nachstehende sog. offene Treibstangenkopf wird in neuerer Zeit seltener ausgeführt. Da jedoch eine grosse Anzahl vorhandener Maschinen diese Ausführung zeigen, so seien hier einige Hauptmaasse wiedergegeben.

Tabelle 72. Offener Treibstangenkopf mit Kappe.

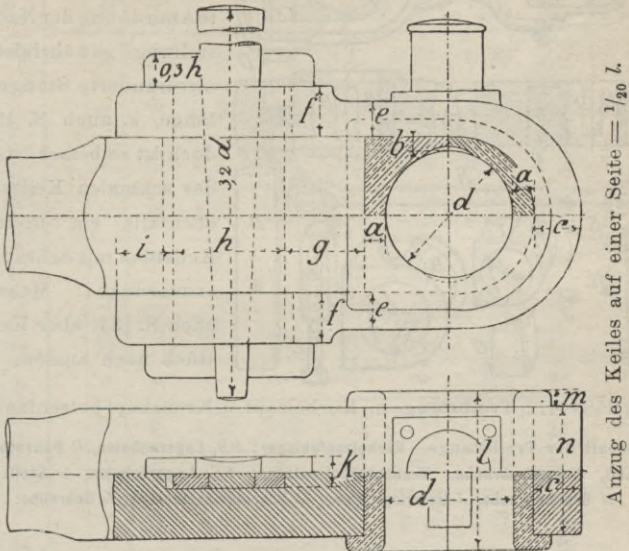
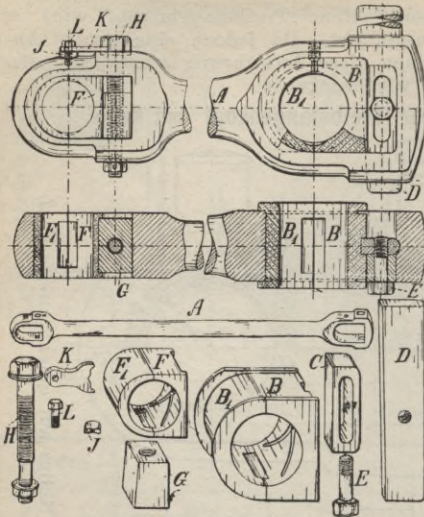


Fig. 456—457.

Zapfen													
d	l	a	b	c	e	f	g	h	i	k	m	n	o*)
50	65	16	12	27	18	22	20	70	20	12	7,5	50	3
60	75	16	12	33	22	26	25	80	25	13	7,5	60	3
70	90	16	12	38	25	30	30	90	30	15	10	70	4
80	100	20	15	42	28	35	35	110	35	17	10	80	4
90	115	20	15	45	30	40	40	110	40	20	12,5	90	5
100	130	24	18	50	33	45	45	120	45	23	15	100	5
110	140	24	18	53	35	50	50	130	50	26	15	110	6
120	150	24	18	57	38	55	55	145	55	28	15	120	6
130	165	28	22	60	40	60	60	165	60	30	17,5	130	7
140	180	28	22	66	45	65	65	180	65	32	20	140	7
150	190	28	22	72	48	70	70	195	70	34	20	150	7

Die Lagerschalen-Maasse sind angegeben für Rotgusslager mit Weissmetall, welches für Kurbelzapfenlager immer vorzuziehen ist.

\*) Stärke der Weissmetallausgiessung.

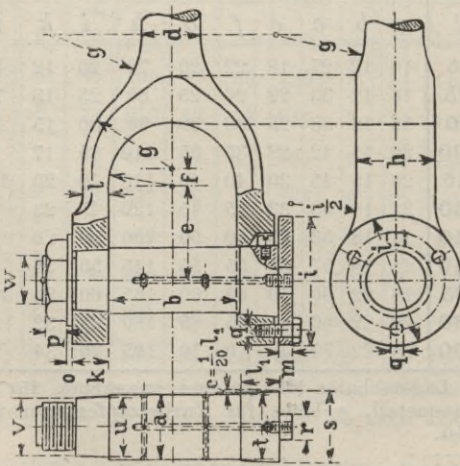


Eine ebenfalls gebräuchliche Ausführung dürfte Fig. 458 bis 472 darstellen. Die gewählte Anordnung der Nachstellung gewährleistet unveränderte Stangenlänge, s. auch S. 130, doch ist es besser, statt des schmalen Keiles *D* ebenfalls ein breites Keilstück mit Schraube anzuordnen, Maasse nach S. 134, aber Keilstück nach aussen.

Fig. 458—472. Treibstange m. Kurbelzapf. u. Kreuzkopf bolzenlager.

*A* Schaft der Treibstange. Kurbelzapfenlager: *BB<sub>1</sub>* Lagerschalen, *C* Passtück, *D* Keil, *E* Stellschraube. Kreuzkopfbolzenlager: *FF<sub>1</sub>* Lagerschalen, *G* Stellkeil, *H* Stellschraube, *J* Unterlegscheibe, *K* Schraubensicherung, *L* Schraube.

Fig. 473—475. Gegabelte Treibstange mit Kreuzkopfbolzen (hierzu Tabelle 73 auf Seite 139).



**Tabelle 73. Gegabelte Treibstange mit Kreuzkopfbolzen (Fig. 473—475).**  
 (Abbildung Seite 138 zeigt Treibstange zur Maschine 450 × 800 im Maassstab 1:10).

Maschine		Zapfen																Schraube				
H	D	a	b	e	f	g	h	i	k	l	m	n*)	o	p	q	r	s	t	u	v	w	Gänge
500	300	60	112	95	19	81	75	120	38	25	12	68	6	20	10	34	67	62	58	54	44,4	8
600	325	62	125	100	20	90	80	125	40	27,5	14	72	7	23	13	34	72	64	60	56	50,8	7
700	350	68	130	105	22	94	85	135	42	29	16	76	7	25	13	36	75	70	66	62	57,1	7
800	375	70	144	110	24	102	90	140	44	30	18	80	7	28	16	36	80	74	68	64	63,5	7
900	400	75	152	115	26	108	95	150	46	32	18	85	7	30	16	36	83	78	72	68	76,2	6
1000	425	80	162	120	27	114	100	155	48	33	20	88	7	32	16	38	90	84	78	73	82,5	6
1100	450	85	170	125	29	121	106	170	50	36	22	94	8	34	16	38	94	88	82	77	89	6
1200	475	90	178	130	30	126	110	175	52	37	22	104	8	36	16	38	100	94	88	83	82,5	6
	500	95	185	135	32	132	118	190	55	39,5	22	112	8	38	20	38	104	98	92	87	89	6
	525	100	196	140	33	140	124	195	58	42	22	122	8	40	20	38	110	104	98	92	82,5	6
	550	105	204	145	35	145	130	210	62	43	22	122	8	42	20	40	115	108	102	96	82,5	6
	575	110	210	150	36	150	136	215	65	45	23	122	8	44	20	40	120	114	108	101	82,5	6
	600	115	220	155	38	156	142	230	68	46	23	122	8	46	20	40	125	118	112	105	89	6
	675	130	245	170	41	175	160	260	78	52	23	130	9	48	23	40	142	134	128	120	89	6
	700	135	255	175	42	180	166	265	80	54	23	130	9	50	23	40	146	138	132	124	89	6

\*) Schlüsselweite der Mutter für Schraube w.

## Der Kreuzkopf.

Material: Gusseisen, Schmiedeeisen oder Stahlguss, Gleitschuhe fasst ausschliesslich aus Gusseisen.

Brüche der Kreuzköpfe stellen sich meistens an der Nabe ein, deshalb sei dieses Kapitel hier ausführlicher behandelt.

### a) die Gleitschuhe.

Bezeichnet:  $P$  den Gestängedruck (Kolbendruck) nach Gleich. 17 bez. 22;  $\frac{r}{l} = \frac{\text{Kurbelradius}}{\text{Treibstangenlänge}}$

so wird nach Fig. 85 Seite 43:

$$\text{Vertikaldruck auf die Gleitfläche } V = P \cdot \frac{r}{l} \dots \dots \dots (122)$$

$$\text{Kreuzkopf-Gleitfläche } F = \frac{V}{k}; \quad k = \frac{V}{F} \dots \dots \dots (122 a)$$

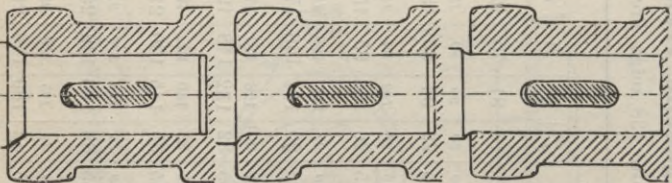
$$\text{Zulässiger Flächendruck } k = 2 \text{ bis } 3 \text{ kg pro qcm} \dots \dots (123)$$

Beispiel hierzu Seite 145.

### b) Keilverbindung.

Man hat hier zu unterscheiden

I. Stangen mit **cylindrischem Ansatz** und



steilem konischem  
Bund

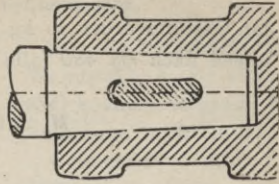
oder Hohlkehle

oder am Ende  
anliegend.

Fig. 476–478.

Der Keil wird stramm hereingeschlagen, etwa (nach Bach) mit  $1,25 P$ . Dann ist Biegungsbelastung des Keiles von  $P$  bis Null wechselnd, und hierfür wäre wieder mit  $1,25 P$  statt mit  $P$  gerechnet  $k_b$  mit ca. **1000–1200 kg pro qcm** als gut zulässig zu bezeichnen. (Material des Keiles bester Gussstahl d. i. Ia. Siem.-Martinstahl).

2. Stangen mit **konischem Ansatz** und zwar schlanker Konus, etwa  $\frac{1}{24}$  bis  $\frac{1}{25}$  der Länge. Unter der Voraussetzung, dass der Konus einigermaßen sorgfältig eingepasst ist, dass er überall gut anliegt, kann man den Konus beim Hereintreiben des Keiles so fest anziehen, dass eine ganz erhebliche Kraft dazu gehört, um den Konus (mittels Keiltreiber) wieder zu lösen. Die Wirkung der Hammerschläge beim Anziehen und Lösen annähernd als gleich geschätzt, gehört ca.  $\frac{2}{3}$  der zum Eintreiben erforderlich gewesenenen Schlagwirkung dazu, um den Konus wieder loszubringen, d. h. mit anderen Worten, durch das feste Hineinpressen des Konus in die Hülse sitzt derselbe nachher so fest, dass die Reibung allein genügt, um dem Herausziehen der Stange bei entgegengesetzter Kraftrichtung (mit  $P$ ) hinreichenden Widerstand entgegenzusetzen.



Es sind auch schon Fälle vorgekommen, dass Maschinen mit herausgefallenem Kreuzkopfkeil noch längere Zeit gelaufen haben, sodass man wohl sagen kann, dass ein stramm eingezogener Konus an sich dem Herausziehen Widerstand leistet, und nur eine geringe Kraft dazu gehört, ihn hierbei zu unterstützen.

Es wird also der Keil eine mehr ruhende Biegungsbelastung erfahren, nicht von  $P$  bis Null wechselnd, sondern höchstens von  $P$  bis  $\frac{1}{3}$  oder  $\frac{1}{2} P$  schwankend. Und hierfür ( $1,25 P$  in Rechnung gesetzt), kann man  $k_b \sim 1500$  kg pro qcm als zulässig ansehen.

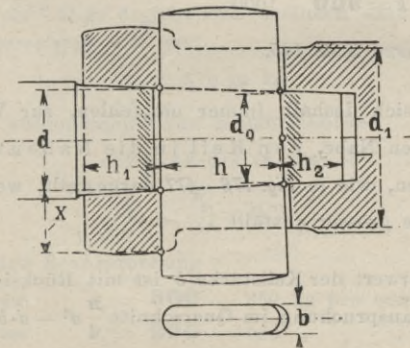


Fig. 480 (zur Maschine 800 Hub, 1 : 5),

Auf Grund der vorstehend entwickelten Anschauung gestaltet sich nun die Berechnung der **Keilverbindung** folgendermassen:

Bezeichnet:

$P$  den Gestängedruck in kg nach Gleich. 17 bzw. 22, so ist zu setzen nach *Fig. 480* (alle Maasse in cm):

$$M_b = 0,62 \cdot P \cdot \left( \frac{d}{2} + \frac{x}{2} \right) \dots \dots \dots (124)$$

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{b \cdot h^2}{6} \\ k_b &= \frac{M_b}{W} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (125)$$

Zulässige Beanspruchung für Gussstahl

$$1250 - 1500 \text{ kg pro qcm} \dots \dots \dots (126)$$

Man hat ferner zu beachten, dass der **Druck** zwischen Keil und Stange in *Fig. 480* (bei  $d_o$ ) sowie Keil und Nabe (bei  $d$ ) die zulässige Beanspruchung nicht übersteigt, also:

$$k = \frac{P}{b \cdot d} \text{ bzw. } k = \frac{P}{2 \cdot x \cdot b} \dots \dots \dots (127)$$

Zulässige Beanspruchung

für Gusseisen  $k = \mathbf{500} - 750$  kg pro qcm  $\dots \dots \dots (128)$

„ Stahlguss  $k = \mathbf{850} - 1000$  „ „ „  $\dots \dots \dots (129)$

„ Gussstahl  $k = \mathbf{900} - 1000$  „ „ „  $\dots \dots \dots (130)$

*Beispiel hierzu Seite 145.*

Es wird sich deshalb immer empfehlen, zur Vermeidung einer zu grossen Nabe, den Keil in die Nabenwulst eintreten zu lassen, wie in *Fig. 476—477* dargestellt, weil dadurch die Druckfläche grösser ausfällt.

Als Höchstwert der Keilstärke  $b$  ist mit Rücksicht auf die ungünstige Beanspruchung im Querschnitt  $\frac{\pi}{4} d^2 - d \cdot b$  zu wählen

$$b \leq \frac{d}{3} \dots \dots \dots (131)$$

Ferner kann man setzen:  $h_1 = h_2 \sim 0,5 h \dots \dots \dots (132)$



c. Die Nabe für die Keilverbindung.

Fig. 482.

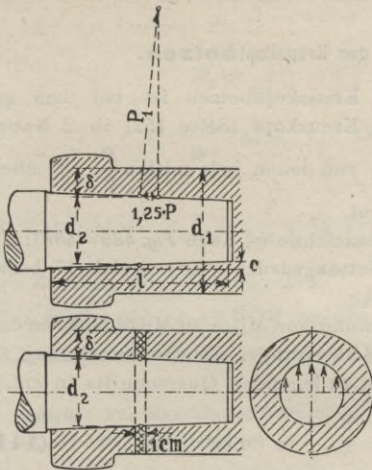


Fig. 482—484. (Zur Masch. 800 Hub, 1:7,5.)

Für die Berechnung der Wandstärke  $\delta$  (Fig. 482 bis 484) kommen folgende Erwägungen in Betracht:

Bezeichnet (s. auch Fig. 482)

$P$  den Gestängedruck (Kolbendruck) in kg nach Gleich. 17 bzw. 22,  
 $1,25 P$  den in Rechnung zu ziehenden Druck in kg,

$P_1 = 1,25 P \cdot \frac{l}{c}$  den auf die

Nabe wirkenden resultierenden Druck in kg,

$d_2$  den mittl. Durchm. des Konus in cm,

$\delta$  die Nabenwandstärke in cm,

so ergibt sich:

$$\text{Flächendruck pro qcm Konus } q = \frac{P_1}{d_2 \cdot \pi \cdot l} \text{ kg} \dots (133)$$

(hierbei ist angenommen, dass die abgewickelte Konusfläche  $= d_2 \cdot \pi \cdot l$ ).

Auf 1 cm Länge ergibt sich demnach eine Kraft, welche die Nabe zerreißen will, von

$$P_2 = d_2 \cdot q \text{ in kg} \dots (134)$$

diese wird aufgenommen von 2 Querschnitten

$$2 f = 2 \cdot \delta \cdot l \text{ in qcm} \dots (135)$$

mithin

$$k_z = \frac{P_2}{2 f} = 0,2 \cdot \frac{P}{c \cdot \delta} \dots (136)$$

Zulässige Beanspruchung

für Gusseisen  $k_z = 300 - 350$  kg pro qcm  $\dots (137)$

„ Stahlguss  $k_z = 900 - 1000$  „ „ „  $\dots (138)$

„ Schmiedeeisen  $k_z = 900 - 1000$  „ „ „  $\dots (139)$

„ Stahl  $k_z = 1200 - 1500$  „ „ „  $\dots (140)$

Beispiel hierzu Seite 145.

Diese Berechnung berücksichtigt die Verstärkung der Nabe durch die Wulst und die Verstärkung durch Uebergang in den Hauptkörper nicht; dafür ist aber auch das Keilloch nicht in Betracht gezogen.

**d) Nabe für den Kreuzkopfbolzen.**

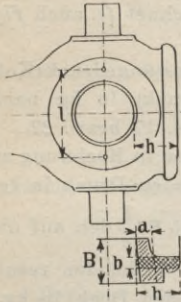


Fig. 485—486.

Der Kreuzkopfbolzen ist bei dem gabelten Kreuzkopf (Seite 152) in 2 Naben gelagert, von denen jede mithin  $\frac{P}{2}$  zu übertragen hat.

Es bezeichne (s. auch Fig. 485—486):  
*P* den Gestängedruck nach Gleich. 17 bzw. 22 in kg,  
*l* Entfernung von Mitte zu Mitte Nabe in cm,  
*h* und *b* Abmessungen des der Berechnung zu Grunde zu legenden Querschnitts in cm,

dann ist 
$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{8} \text{ in cmkg} \dots \dots \dots (141)$$

angenähert 
$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} + \frac{(B-b) a^2}{6}; \quad k_b = \frac{M_b}{W} \quad (142)$$

Zulässige Beanspruchung

für Gusseisen  $k_b = 250 - 300$  kg pro qcm  $\dots \dots \dots (143)$

„ Stahlguss  $k_b = 500 - 600$  „ „ „  $\dots \dots \dots (144)$

Beispiel hierzu Seite 146.

**e) Der geschlossene Kreuzkopf.**

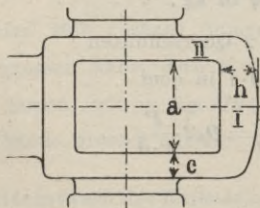


Fig. 487.

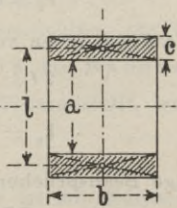


Fig. 488.

Bei dem geschlossenen Kreuzkopf kommen ausser den bereits angegebenen Berechnungsarten noch zwei Querschnitte in Betracht.

Bezeichnet (s. auch *Fig. 487—488*):

$P$  den Gestängedruck in kg nach Gleich. 17 bzw. 22,  
 $l$  den in Betracht kommende Hebelarm,  $a, b, h, c$  in cm,  
 so wird für Querschnitt I:

$$M_b = \frac{P}{2} \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) \text{ cmkg} \dots \dots \dots (145)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad k_b = \frac{M_b}{W} \dots \dots \dots (146)$$

für Querschnitt II:  $k_z = \frac{P}{2 \cdot c \cdot b}$  kg pro qcm  $\dots \dots \dots (147)$

Zulässig für Schmiedeeisen

$$k_b = 500 - 600, \quad k_z = 600 \text{ kg pro qcm} \dots \dots \dots (148)$$

*Beispiel Seite 146.*

**Beispiel:** Für Maschine 450 Durchm., 800 Hub, sei ein Kreuzkopf für  $p - p_0 = 7$  Atm. zu berechnen.

wirks. Kolbenfläche nach Gleich 10:  $Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \sim 1560$  qcm,

Gestängedruck " " 17:  $P = Q(p - p_0) = 1560 \cdot 7 \sim 10900$  kg,

nach Tab. 80 Kreuzkopf-Gleitfläche  $F = 39 \cdot 22,5 \sim 875$  qcm, für  $\frac{r}{l} = 5$ ,

nach Gleich. 122:  $V = \frac{10900}{5} \sim 2180$  kg,

" " 122a:  $k = \frac{2180}{875} \sim 2,5$  kg pro qcm (nach Gleich. 123 zulässig).

Für die **Keil**verbindung sind mit Rücksicht auf *Fig. 480 bis 481* die entspr. Maasse nach Tab. 76:  $d = 70, x = 46, h = 78, b = 20$  mm,

mithin nach Gleich. 124:  $M_b = 0,62 \cdot 10900 \left( \frac{7}{4} + \frac{4,6}{2} \right) = 27400$  cmkg.

" " " 125:  $W = \frac{2 \cdot 7,8^2}{6} \sim 20,3$

" " " 125:  $k_b = \frac{27400}{20,3} \sim 1350$  kg pro qcm,

" " " 127:  $k = \frac{10900}{2 \cdot 4,6 \cdot 2} \sim 590$  kg pro qcm.

Beanspruchungen, welche nach Gleich. 126 und 129 zulässig sind.

Für die **Nabe** der Keilverbindung sind die entspr. Maasse (*Fig. 482 - 484*) nach Tab. 76:  $d_2 = 67, l = 173, \delta = 35$  mm, Konizität  $\frac{1}{25} l = 7$  mm

mithin nach Gleich. 136:  $k_z = 0,2 \cdot \frac{10900}{0,7 \cdot 3,5} \sim 890$  kg pro qcm,

bei Stahlguss nach Gleich. 138 zulässig.

Die Nabe für den Kreuzkopfbolzen erhält mit Rücksicht auf *Fig. 485—486* nach Tab 76 folgende Abmessungen:  $l = 155$ ,  $h = 75$ ,  $b = 22$ ,  $B = 88$ ,  $a = 32$  mm,

$$\text{mithin nach Gleich. 141: } M_b = \frac{10\,900 \cdot 15,5}{2 \cdot 8} \sim 10\,600 \text{ kgcm,}$$

$$\text{„ „ 142: } W = \frac{2,2 \cdot 7,5^2}{6} + \frac{(8,8 - 2,2) \cdot 3,2^2}{6} \sim 31,9,$$

$$\text{„ „ 142: } k_b = \frac{10\,600}{31,9} \sim \underline{335} \text{ kg pro qcm,}$$

nach Gleich. 144 für Stahlguss zulässig.

Für den geschlossenen Kreuzkopf ergibt sich (*Fig. 487—488*) nach Tabelle 77:  $l = 135$ ,  $a = 107$ ,  $b = 132$ ,  $h = 46$ ,  $c = 28$  mm.

$$\text{mithin nach Gleich. 145: } M_b = 5450 \left( \frac{13,5}{2} - \frac{10,7}{4} \right) \sim 21\,800 \text{ cmkg,}$$

$$\text{„ „ 146: } W = \frac{13,2 \cdot 4,6^2}{6} \sim 46$$

$$\text{„ „ 146: } k_b = \frac{21\,800}{46} \sim \underline{460} \text{ kg pro qcm,}$$

$$\text{„ „ 147: } k_z = \frac{10\,900}{2 \cdot 2,8 \cdot 13,2} \sim \underline{148} \text{ kg pro qcm.}$$

Die geringe Beanspruchung  $k_z$  ist bedingt durch gute Form des Kreuzkopfes und aus diesem Grunde macht man die Abmessungen grösser als nötig.

## Verbindung des Kreuzkopfes mit der Kolbenstange.

Fig. 490.

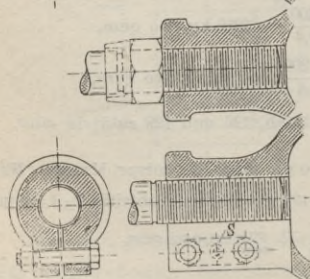
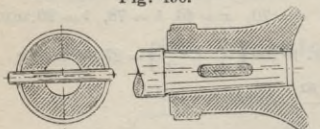


Fig. 492.

Die gebräuchlichste Befestigungsweise ist die Keilverbindung *Fig. 490*, doch wird auch das Einschrauben der Kolbenstange in die Nabe *Fig. 491—493* häufig ausgeführt. Bei dieser Verbindung ordnet man entweder eine Gegenmutter an (*Fig. 491*) oder schlitzt die Nabe (*Fig. 492*) und klemmt durch Schrauben die Nabe fest um das Gewinde. Es ist hierbei jedoch erforderlich, eine Sicherung *S* vorzusehen, um Lockerwerden der Schrauben zu verhüten.

Das Einschrauben der Stange hat den Vorteil, dass man den Kolbenüberlauf (s. S. 167) sehr genau einstellen und auch die Kolbenstange nach Zeichnung fertig bearbeiten kann.

Bei der Keilverbindung hingegen kann das Einpassen der Stange in den Konus und Einarbeiten des Keilloches erst bei der Werkstattmontage erfolgen.

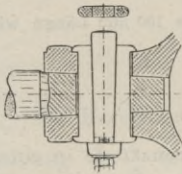


Fig. 494

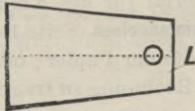


Fig. 496.

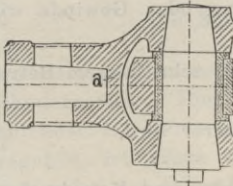


Fig. 498

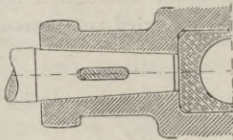


Fig. 499.

man ohne Scheidewand, um die Nabe bequemer ausbohren zu können, die Schale wesentlich verstärken müsse (s. auch Fig. 499).

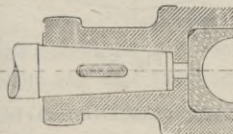


Fig. 500.

Man führt auch Keilverbindungen wie Fig. 494 dargestellt aus. Der Keil wird mittelst Mutter angezogen und dadurch Verhämmern der Nabe und des Keiles vermieden. Bei der Festigkeitsberechnung betrachtet man die drei Keilstücke als einen Keil, d. h. die Keilverbindung wird nicht höher als eine solche mit einem Keil.

Es empfiehlt sich auch, am hinteren Ende des Keiles (Fig. 496) ein Loch für einen kräftigen Splint anzubringen, um beim Lockerwerden des Keiles ein Herausfallen desselben zu vermeiden.

Die Scheidewand bei *a* kann man weglassen bei konisch eingepasster Kolbenstange, d. h. nur bei gegabelten Kreuzköpfen (Fig. 498).\*) Bei cylindrischem Stangenende ist die Scheidewand erforderlich, da bei dieser Ausführung die Stange zum Anliegen gebracht werden muss.

Bei gegabelter Treibstange, also geschlossenem Kreuzkopf, ist das Weglassen der Scheidewand, wie in Fig. 499 gezeigt, unrichtig. Der Druck auf die Lagerschale ist in der Mitte am grössten und wird ein gutes Anliegen der Schale durch das Fehlen der Scheidewand beeinträchtigt. Bach hat hierüber Untersuchungen angestellt und kommt zu dem Schluss, dass

man ohne Scheidewand, um die Nabe bequemer ausbohren zu können, die Schale wesentlich verstärken müsse (s. auch Fig. 499). In diesem Fall ist also eine Scheidewand am Platze (Fig. 500), um gutes Anliegen der Schalen zu gewährleisten. Die Scheidewand erhält eine kleine Öffnung, in welche der Körner-Ansatz der Stange eintritt. Seite 152.

\*) Bei sehr schlankem Konus ist die Wand unbedingt erforderlich.

Betr. des **Kolbenstangen-Konus** ist noch zu erwähnen, dass die Wahl desselben in engen Grenzen liegt. Zu **steiler Konus** bewirkt zu kleine Tragfläche für den Keil und dadurch zu hohen Flächendruck. Auch wird der Stangenquerschnitt nach Abzug des Keilloches zu klein.

Zu schlanker Konus hat andererseits das Bestreben, die Nabe des Kreuzkopfkörpers zu zersprengen, und ist, scharf angezogen, selbst mit Keiltreiber schwer zu lösen, abgesehen von dem Festbrennen, weswegen der Zapfen von Oel gut gereinigt und zweckmässig mit Graphit eingefettet wird.

Ein guter Mittelwert ist als Konus  $\frac{l}{25}$  d. h. auf je 100 mm Länge wird die Stange um 8 mm dünner im Durchm.

### Material der Kreuzköpfe.

Für **kleinere Maschinen** führt man die Kreuzköpfe in einem Stück aus **Gusseisen** aus. Seite 151.

Bei **grösseren Maschinen** ist die Anordnung besonderer Schuhe beliebt, da man bei diesen als Material für die Kreuzkopfhauptstücke **Stahlguss** (Seite 152) oder **Schmiedeeisen** (Seite 154) wählt. Zudem ist dabei durch Unterlegen dünner Papier- oder Blechstreifen etwa eingetretenem Verschleiss Rechnung zu tragen.

Eine von vornherein vorgesehene Nachstellung der Kreuzkopf-Gleitschuhe durch Keilnachstellung oder Gewinde wird wohl noch selten ausgeführt, da

1. der Verschleiss der Schuhe nach sehr langem Betrieb nur gauz minimal ist,
2. der Krenzkopf dadurch nur teurer wird.

### Die Verbindung zwischen Gleitschuhen und Kreuzkopf

muss so sein, dass ein Verschieben zu einander unmöglich ist, um auch schon beim Bearbeiten (der Kreuzkopf wird zusammen-

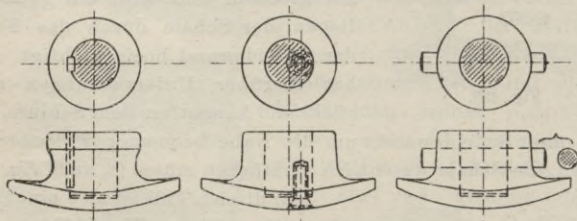


Fig. 501.

Fig. 502.

Fig. 503.

gebaut und dann die Schuhe abgedreht) die genaue Dreherarbeit zu erleichtern.

In Fig. 501—503 sind gebräuchliche Verbindungen dargestellt.

Fig. 501 Verbindung mit eingelegter Feder.

Fig. 502 mit excentrisch angeordneter Schraube. (Setzt man letztere in die Mitte, so kann beim Bearbeiten leicht ein Verschieben der Schuhe eintreten.)

Fig. 503 Verbindung mit Stift mehrfach ausgeführt.

### Die Länge der Laufbahn.

Der Kreuzkopf soll in der äussersten Stellung um  $\frac{L}{6}$  überlaufen, damit sich kein Grat bildet und die Abnutzung der Bahn gleichmässig wird, denn am Ende des Hubes ist der Druck auf die Gleitbahn = Null. Also **Länge der Laufbahn**

$$\text{Hub} + \frac{2}{3} L \dots (148 a)$$

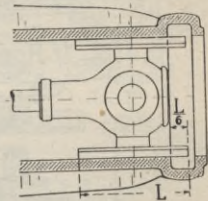


Fig. 507.

### Die Schmierung der Gleitschuhe

bewirkt man oben am besten durch auf dem Rahmen angeordnete Schmiergefässe. Die untere Gleitbahn, welche bei rechtslaufenden Maschinen die allein tragende ist (Seite 64) kann zweckmässig in folgender Weise geschmiert werden.

Am Ende der Laufbahn ordnet man Oelfänger an, (Fig. 508 bis 511), in diese tritt der Gleitschuh hinein und treibt das Oel rückwärts, wo es in einer, im Schuh angeordneten, Rinne *R* sich ansammelt und durch mehrere etwa 5 bis 6 mm grosse Löcher *L* der Laufbahn zuläuft.

Die Gleitschuhe müssen Schmiernuten erhalten, wie auf Seite 152 und 154 angedeutet.

Die Oelfänger verhindern auch das Verspritzen des Oeles auf den Fussboden, und werden schon aus diesem Grunde für

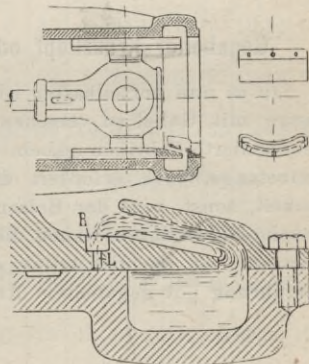


Fig. 508—511.

bessere Maschinen stets vorgesehen.

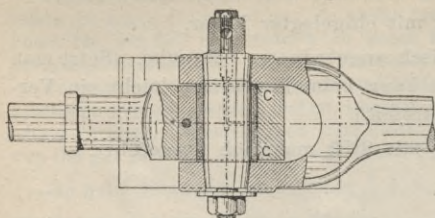


Fig. 512. Vorspringendes Lager.

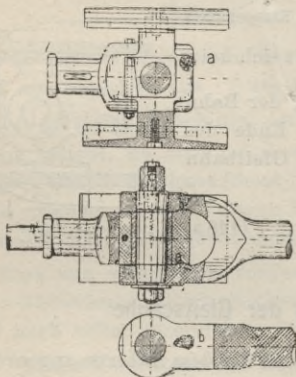


Fig. 513-515.  
Triebstange zur Maschine 1000 Hub.

Die Kreuzkopfbohrung muss natürlich so gross sein, dass die Triebstange nicht an die Oelfänger anschlägt.

Bei Anwendung der gegabelten Triebstange lasse man die **Lagerschalen** für den Kreuzkopfbolzen etwas **vorspringen** (in Fig. 512 bei c).

Fig. 513-515 zeigt einen Kreuzkopf, der durch Fressen bei a und b mit der inneren Gabel der Triebstange vollständig zusammengeschweisst war, so dass sich die Triebstange verbogen hatte. Es bedurfte eines ganzen Tages, um die Triebstange von der Maschine zu entfernen, so fest sass Kreuzkopf und Triebstange ineinander.

### Gegabelter Kreuzkopf oder gegabelte Triebstange?

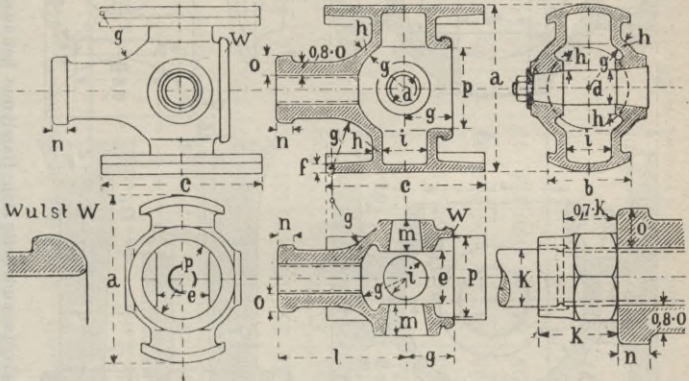
Ob es nun vorteilhafter ist, den Kreuzkopf oder die Triebstange mit Gabel zu versehen, lässt sich schwer beantworten. Renommirte Fabriken gabeln bei grossen Maschinen meist die Triebstange, doch erfordert die Herstellung grosse Aufmerksamkeit, sonst wird der Bolzen in der Nabe der Gabel locker. Manche Fabrikanten haben die gegabelte Triebstange wieder verlassen, da die Herstellungskosten **viel theurer** sind, als die Ausführung mit gegabeltem Kreuzkopf.



**Tabelle 74. Kreuzkopf für kleinere Maschinen.**

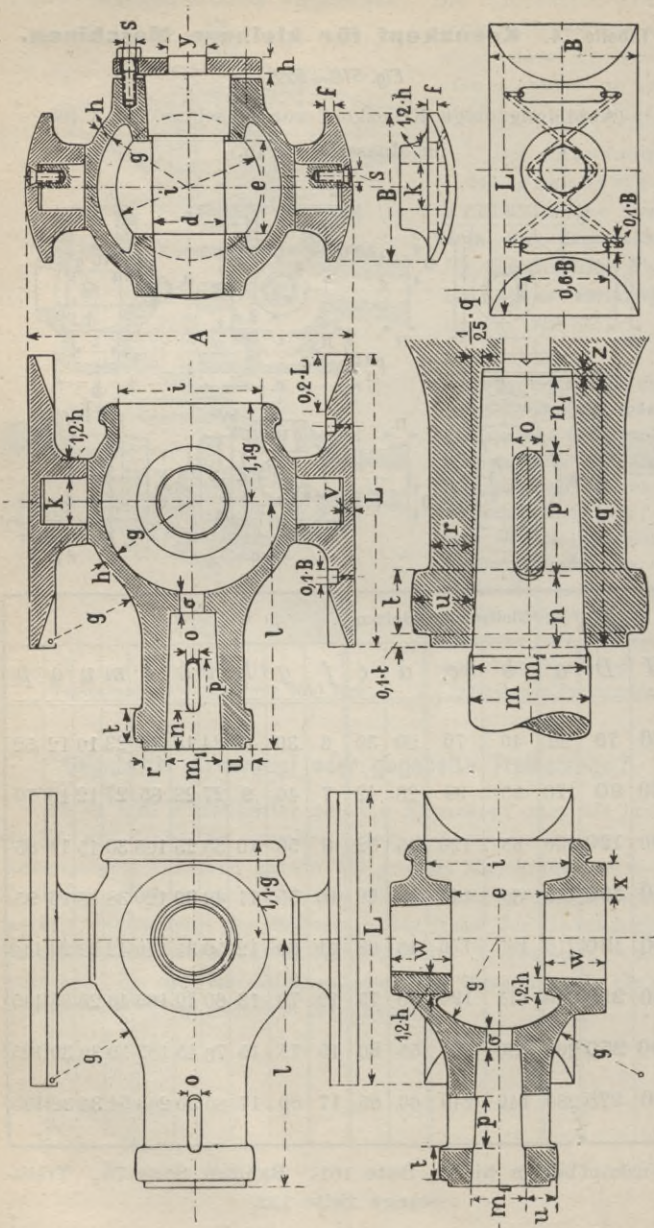
Fig. 516—522.

(Abbildung zeigt Kreuzkopf zur Maschine 250 X 400  
im Maassstab 1:10.)



H	D	Gleitschuhe			Bolzen											
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p
120	75	90	40	70	20	30	6	30	8	24	18	70	23	10	12	52
160	90	120	55	90	28	42	7	40	9	27	22	85	27	12	13	70
200	120	150	65	120	35	52	8	50	10	35	25	105	33	15	14	85
250	160	180	80	145	40	60	10	55	11	40	30	120	38	18	16	95
300	190	210	105	170	45	68	11	60	12	50	35	140	42	22	20	110
350	225	240	115	195	50	75	12	70	13	60	40	165	46	26	25	115
400	250	260	130	220	55	80	15	75	15	70	45	185	50	30	30	125
450	275	280	140	240	60	85	17	80	17	80	50	200	54	34	32	135

Kreuzkopfbolzen hierzu Seite 161, Rahmen Seite 70, Treib-  
stange Seite 132.



Als vorteilhafter **Konus** für die Kreuzkopfnahe nimmt man  $\frac{1}{50} \cdot g$  (s. auch Seite 148). Damit nun bei aussergewöhnlich scharfem Eintreiben des Keiles die Nahe nicht platzt, wird häufig eine Scheidewand  $\sigma$  angeordnet. Spielraum zwischen Konus und Scheidewand  $z = \text{ca. } 1 \text{ mm}$ . Meistens führt man jedoch den Konus ganz durch, wie in **Fig. 499** (man beachte auch Seite 147), doch empfiehlt es sich, bei Bestimmung der Rahmenlänge das Maass  $l$  aus Tabelle 76 zu nehmen, man erhält dann etwas mehr Spielraum zwischen Stopf-

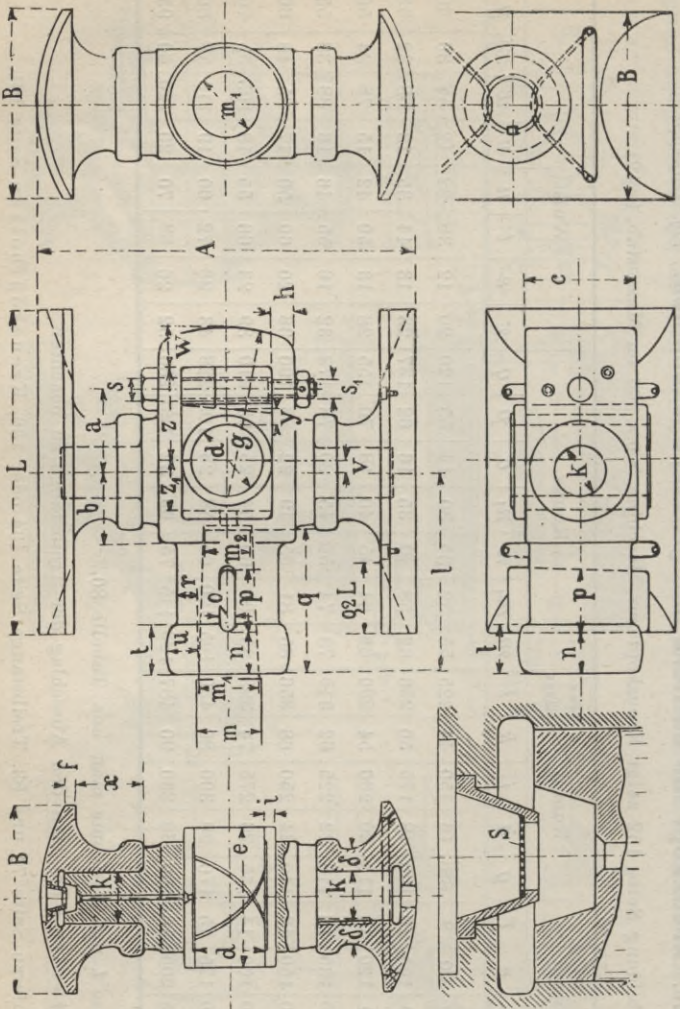
Tabelle 76. Kreuzkopf für mittlere und grössere Maschinen. Fig. 525—531.

(Abbildung Seite 152 zeigt Kreuzkopf zur Maschine  $500 \times 900$  im Maassstab 1:12).

Maschine	Bolzen		Rumpf			Bau- länge	Konus						Wulst												
	A	D	e	f	g		h	i	k	l	m	m <sub>1</sub>	n	n <sub>1</sub>	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y
500	300	300	70	90	9	88	16	150	44	225	55	52	35	30	14	55	120	20	12	38	32	12	58	30	40
600	350	350	80	105	10	100	18	175	50	256	62	58	40	35	16	62	137	23	13	44	35	13	68	32	45
700	400	400	90	120	11	115	20	200	54	290	68	64	45	40	18	70	155	28	13	50	42	15	78	34	50
800	450	450	100	135	12	118	22	225	62	315	78	74	50	45	20	78	173	32	16	55	46	16	88	38	55
900	500	500	110	150	13	140	24	250	68	356	85	81	55	49	22	86	190	36	20	60	50	17	95	48	60
1000	550	550	120	160	14	155	26	275	74	393	95	90	60	54	25	95	210	39	23	66	55	18	105	55	70
1100	600	600	130	175	15	170	28	300	80	430	105	100	65	58	28	105	228	43	23	72	60	19	115	58	80
1200	700	700	155	200	16	190	30	330	90	487	120	115	75	65	32	120	260	52	26	83	70	20	120	60	95

Die Maasse *L* und *B* nehme man aus Tabelle 80.Bei Maulweite *i* hat man den Ausschlag der Treibstange zu beachten.

Rahmen hierzu Seite 74 und 83, Treibstange Seite 134 oder 136, Kreuzkopfbolzen Seite 161.



Die Nachstellung der Lagerschale erfolgt hier durch Keil und Schraube mit feinem Gewinde. Konizität des Keiles =  $\frac{1}{8}$  der Länge. Die Sicherungsscheibe mit Schraube (Seite 130) ist so dicht wie möglich an die Keilschraube zu bringen.

Betr. Schmierung der Gleitschuhe beachte man Seite 149, derjenigen des Kreuzkopfbolzens Seite 159.

**Tabelle 77. Kreuzkopf für gegabelte Treibstangen Fig. 532—537.**  
 (Abbildung Seite 154 zeigt Kreuzkopf zur Maschine 500×900 im Maassstab 1:10.)

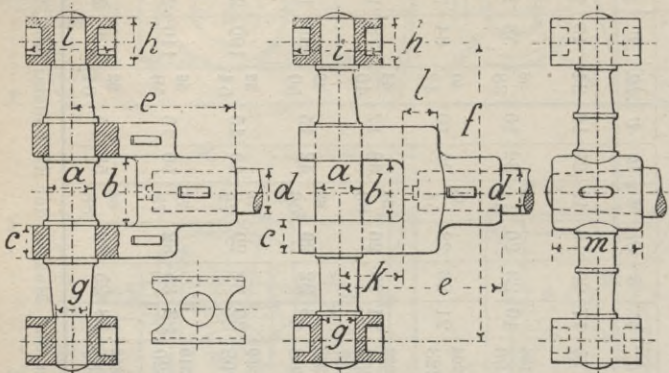
Maschine		Bolzen																							
H	D	A	d	e	a	b	c	f	g	h	i	k	δ	l	r	s	s <sub>1</sub>	t	u	v	w	x	y	z	z <sub>1</sub>
500	300	300	60	112	72	63	90	9	145	20	8	44	19	175	17	20	16	42	29	10	34	45	13	80	43
600	325	350	62	125	74	66	95	10	150	21	9	50	21	185	19	23	20	45	32	10	36	58	14	82	44
700	350		68	130	80	72	100	11	160	23				196	21	48		48			38			90	48
	375	400	70	144	82	75	106		170	24	10	54	23	204	21	26	23	50	35	10	40	64	16	92	49
	400		75	152	88	80	114		180	26				223	21	54		54			42			100	53
	425	450	80	162	92	85	124	12	190	27	11	62	26	232	24	29	26	58	38	12	44	78	17	103	55
	450		85	170	98	87	132	13	200	28				250	24	29	26	60			46			112	59
	475	500	90	178	102	95	138	18	210	29	12	68	28	260	28	32	29	63	42	15	48	90	18	115	62
	500		95	185	110	97	146	19	225	30				268	28	32	29	66			50			125	65
	525	550	100	196	115	102	150	14	230	31	13	74	30	280	30	32	29	70	45	15	52	100	20	129	70
	550		105	204	117	105	160	15	240	32				298	30	32	29	72			54			132	72
	575	600	110	210	123	115	164	15	250	33	14	80	32	310	33	35	32	75	50	15	56	110	22	135	76
	600		115	220	125	117	172	16	260	34				320	33	35	32	78			58			143	80
	675	700	130	245	135	135	195	16	270	36	15	86	35	352	38	35	32	84	58	15	62	120	24	150	88
	700		135	255	138	138	200		275	37				365	38	35	32	86			64			154	92

Maasse der Keilverbindung s. Tabelle 76. Grösse der Gleitschuhe und Maasse der Kolbenstange s. Tabelle 80. Treibstangengabel hierzu s. Seite 138, Rahmen Seite 74 und 83.

Tabelle 78. Querhaupt. Fig. 538—541.

Material: Traverse Stahl; Gleitstücke Gusseisen.

Passend zum Rahmen Seite 72.



Maschine													
H	D	d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m
400	250	48	55	100	45	205	400	40	80	160	75	40	102
500	300	55	70	110	50	230	490	45	95	190	88	44	120
600	350	62	80	125	55	260	540	50	115	210	100	52	137
700	400	68	90	140	60	295	600	55	130	250	115	56	155
800	450	78	100	150	65	320	650	60	145	280	118	60	173
900	500	85	110	170	70	360	700	65	165	310	140	64	190
1000	550	95	120	185	75	395	750	70	180	340	155	72	210
1200	700	120	155	230	85	490	800	85	235	425	190	88	260
1400	800	135	175	275	95	555	900	100	270	480	220	104	293
1600	900	155	200	310	110	640	1050	115	305	535	253	120	335
1800	1000	175	220	340	125	720	1300	130	345	585	280	140	380
2000	1100	200	240	370	140	800	1500	150	380	630	300	160	433

Dieses Querhaupt wird selten ausgeführt.

## Der Kreuzkopfbolzen.

Material: Stahl hart.

Bezeichnet  $P$  den Gestängedruck in kg nach Gleich. 17 bzw. 22,  
 $d$  „ Durchm. des Zapfens in cm,  
 $b$  „ die Länge „ „ „

so wird Flächendruck  $q = \frac{P}{d \cdot b}$  in kg pro qcm (149)

Zulässig  $q = 80$  bis  $100$ , im Mittel  $90$  kg pro qcm (150)

Lauflänge des Zapfens bei gegabelter Treibstange  $b \sim 2d$  (151)

„ „ „ „ gegabeltem Kreuzkopf  $b \sim 1,3d$  (152)

Beispiel: Die Maschine 450/800 hat nach Tab. 76 einen Kreuzkopfbolzen von  $d = 100$  und  $b = 135$  mm. Der Gestängedruck beträgt nach früheren Beispielen  $P = 10900$  kg, mithin

$$\text{nach Gleich 149: } q = \frac{10900}{10 \cdot 13,5} \sim \underline{81} \text{ kg pro qcm.}$$

### Die Befestigung des Kreuzkopfbolzens.

Der Bolzen wird in fast allen Fällen mit Konus eingepasst. Die Form nach Fig. 547 erleichtert dem Dreher die Arbeit, gestattet auch ein besseres und leichteres Aufreiben der Bolzenlagerung im Kreuzkopf mit der Reibahle.

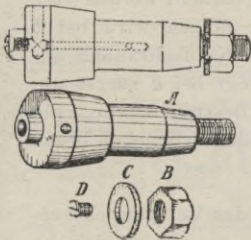


Fig. 542—546. Kreuzkopfbolzen.

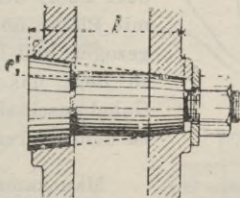


Fig. 547.

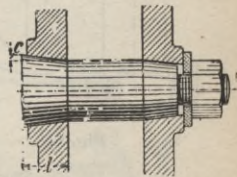


Fig. 548.

$A$  Kreuzkopfbolzen,  $B$  Mutter,  $C$  Unterlegscheibe,  $D$  Stiftschraube.

Die Konizität (Fig. 547) betrage  $c = \frac{1}{25} l$ , s. Seite 161.

Das Anziehen des Kreuzkopfbolzens mit der Mutter hat vorsichtig zu geschehen, damit die Gabel **nicht verspannt** und das Lager festgeklemmt wird. Letzteres zu vermeiden, wählen wir die Ausführung nach Fig. 568, Seite 161.

Bei grösseren Kreuzkopfbolzen wird die Befestigungsschraube besonders angefertigt. Die (nicht zu schwache) Unterlegscheibe wird durch Vierkant oder eingebohrten Stift gegen Verdrehung fixiert,

Fig. 549.

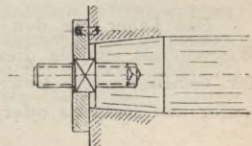


Fig. 549.

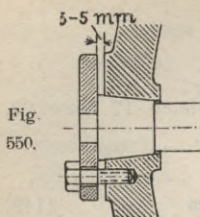
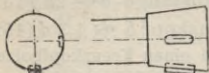
Fig.  
550.

Fig. 551-553.

Bei gegabelten Treibstangen befestigt man jeden Konus mit dem umschliessenden Auge, um ein Verspannen der Gabel

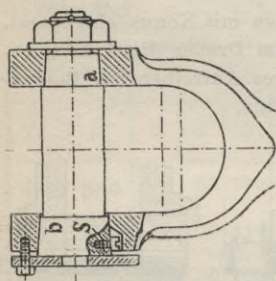


Fig. 553.

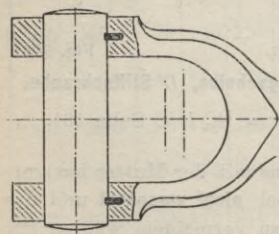


Fig. 554.

Noch besser ist das Anpressen mittelst schmiedeeiserner Gegenplatte, 3 bis 5 mm Spiel für Anzug geben (Fig. 550).

Gegen Verdrehung des Zapfens ist ein Federkeil einzulegen, Feder nicht in der Druckrichtung. Im Zapfen eine zweite Nute anbringen (unter  $90^\circ$  versetzt), um bei ausgeschlagenen Zapfen diesen um  $90^\circ$  drehen zu können. Bei unrun- den Zapfen ist hierdurch gleich der Schlag beseitigt.

Bei gegabelten Treibstangen befestigt man jeden Konus mit dem umschliessenden Auge, um ein Verspannen der Gabel unter allen Umständen zu vermeiden. Letzteres kann geschehen, wenn z. B. der Konus bei *b* anliegt und durch die Mutter bei *a* zum Anliegen gebracht werden soll, oder aber, der Bolzen wird bei *b* mit Platte und Kopfschrauben angezogen und liegt bei *a* zuerst an, so liegt das Bestreben vor, die Gabel auseinander zu drücken bzw. zu deformieren.

Man kann das Verspannen vermeiden, wenn man cylindrische Bolzen und Passstellen wählt, die aber sorgfältig eingepasst sein müssen. Auch bei dieser Anordnung ist Ausweichen, zweckmässig durch Keile Fig. 554 zu sichern.

Die Sicherung des Bolzens gegen Drehen mittelst Schraube *S* (Fig. 553) dürfte auch genügen.

Das Lager für den Kreuzkopfbolzen giesse man nicht mit Weissmetall aus, da dieses Material sich erfahrungsgemäss bei der oscillierenden Bewegung nicht bewährt. Man ziehe hier Lager aus Rotguss oder Phosphorbronce vor.



Den **Kreuzkopfbolzen** machte man früher etwa halb so dick als den Kurbelzapfen, weil er nur einer kleinen Drehung unterworfen ist und deshalb zu einem Heisslaufen weniger Ursache vorliegt, als beim Kurbelzapfen. Aber gerade diese einseitige Beanspruchung hatte Unrundwerden des Zapfens zur Folge. Man wählt deshalb jetzt den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens gleich oder wenig kleiner als den Durchmesser des Kurbelzapfens.

Zudem wird der Kreuzkopfbolzen durch die Uebertragung der Wärme vom Cylinder aus, immer wärmer als der Kurbelzapfen, welcher ausserdem durch die rotierende Bewegung in der ihn umgebenden Luft eine angemessene Kühlung erfährt.

Man findet deshalb häufiger gefressene Kreuzkopfbolzenlager als gefressene Kurbelzapfenlager.

### Die Schmierung der Kreuzkopfbolzen für horizontale Maschinen.

Bei der ältesten und einfachsten Schmiermethode erhält der Kreuzkopfbolzen das Oel von einem auf dem Rahmen angebrachten Schmiergefäss *Fig. 556*. Letzteres schmiert gleichzeitig die obere Gleitfläche des Schlittens. Für rechtsumlauende Maschinen (Druck nach unten) mag diese Vorrichtung gestattet

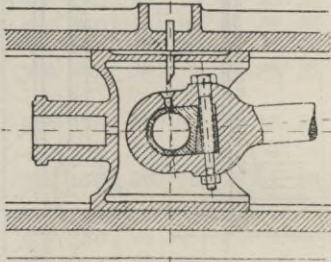


Fig. 556, Seite 154 ist besser.

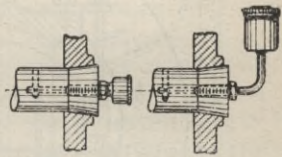


Fig. 557—558. Stauffer.

sein, unter keinen Umständen jedoch für linksumlauende Maschinen (Druck nach oben, siehe S. 64), es würde dann das schon zum Schmieren der Gleitflächen benutzte, also unreine Oel zum Kreuzkopfbolzen gelangen.

Eine **gute Schmierung** des Kreuzkopfbolzens ist äusserst wichtig. Die Anbringung von Schmierbüchsen (*Fig. 557—558*), welche nur während des Stillstandes der Maschine gefüllt werden, vermeiden bessere Maschinenfabrikanten immer mehr und mehr.

Beim offenen Kreuzkopf ist die Einrichtung (*Fig. 559-561*) anzuwenden. Die aus dem Apparat fallenden Oeltropfen werden

am unteren Ende des Herzstückes gesammelt und durch Bürste dem Kreuzkopfbolzen zugeführt.

Für den **doppelseitigen Schlitten** ist eine etwas umständlichere Konstruktion erforderlich.

1. **Schmierung durch Bürste** wird ähnlich ausgeführt wie in *Fig. 561 u. 562* gezeichnet ist.
2. **Schmierung durch Posaunenrohr** (*Fig. 563-566*). Die Öltropfen gelangen aus dem Schmiergefäß *S* in das schwingende Posaunenrohr *P* und von diesem zu dem Kreuzkopfbolzen.

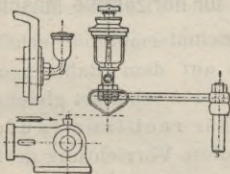


Fig. 559-561.

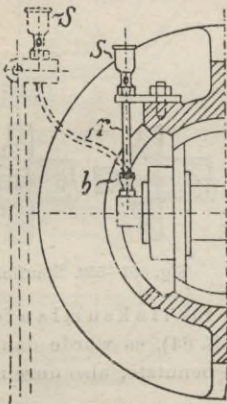


Fig. 562, gut.

Fig. 563-564

Kopf *a* besser in Rotguss.

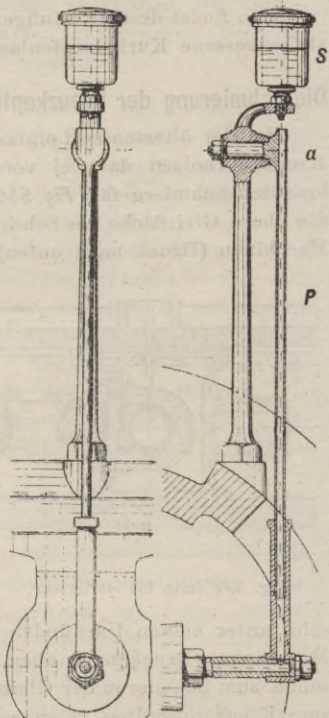
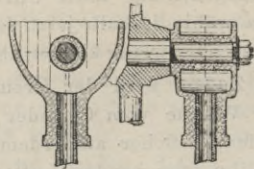


Fig. 565-566. Posaunenrohr, teurer.

Bemerkt sei hier noch, dass die Vorrichtung nach (*Fig. 562*) mit Tropfrohr *r* und Bürste *b* sich einfach und nicht teuer stellt. Es erfordert jedoch ein Abstellen des Schmiergefäßes während des Stillstandes der Maschine. Das Schmiergefäß (mit Tropfglas *S*) wird am Rahmen oder (punktiert) am Geländer befestigt.

Tabelle 79. Kreuzkopfbolzen  
für gegabelten Kreuzkopf.

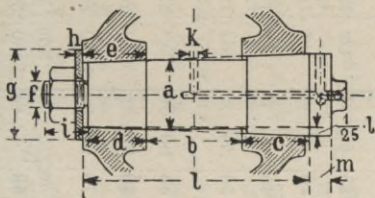


Fig. 567.

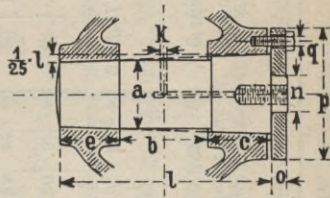


Fig. 568.

Maschine		Zapfen																	
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q		
120	75	20	30	26	20	23	10	30	3	18	4	79	15	—	—	—	—		
160	90	28	42	30	24	27	13	40	3	22	4	99	15	—	—	—	—		
200	120	35	52	36	30	33	16	45	4	26	5	121	16	—	—	—	—		
250	160	40	60	42	35	38	16	50	4	28	6	140	16	—	—	—	—		
300	190	45	68	46	38	42	20	60	5	32	6	156	18	—	—	—	—		
350	225	50	75	50	42	46	20	65	5	34	6	171	20	—	—	—	—		
400	250	55	80	54	46	50	23	70	6	36	6	184	22	—	—	—	—		
450	275	60	85	58	50	54	23	75	7	38	7	197	24	—	—	—	—		
500	300	70	90	62	54	58	23	85	8	40	7	210	26	40	16	140	12		
600	350	80	105	73	63	68	26	95	9	45	7	246	28	45	18	155	13		
700	400	90	120	83	73	78	29	105	10	48	7	281	30	50	20	170	13		
800	450	100	135	93	83	88	29	120	11	50	8	316	32	55	22	195	16		
900	500	110	150	100	90	95	32	130	12	55	8	345	34	60	24	225	20		
1000	550	120	160	110	100	105	35	145	13	60	8	375	36	70	26	250	23		
1100	600	130	175	120	110	115	39	165	14	65	10	410	38	80	28	270	23		
1200	700	155	200	132	114	120	42	180	15	70	10	452	40	90	30	290	26		

Passend zu den Kreuzköpfen Seite 150 u. 152.

Abmessungen des Bolzens für gegabelte Treibstange Seite 155.

Tabelle 80. Kolbenstangen, Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen, Kreuzkopfbolzen und Kreuzkopfgleitschuhe für Eincylinder-Maschinen  $p = 8$  Atm. abs.

Maschine	H	D	Um- dreh- ungen pro Min. n	Ge- stänge druck in kg $P_{max}$	Kolbenstange		Hauptlager Lagerdr. = $1,2 \cdot P_{max}$ $\frac{l}{d} \sim 1,6,$ $q \sim 21$	Kurbel- zapfen $\frac{l}{d} \sim 1,3,$ $q \sim 68-77$	Kreuzkopfbolzen		Kreuzkopf. gleitschuhe				
					Durchm. vorn hint. $L^*$	Sicher- heits- grad $m^{**}$			gegabel- belte Treib- stange $\frac{l}{d} \sim 2$	gegabel- ter Kreuz- kopf $\frac{l}{d} \sim 1,3$					
120	75	18	230	335	—	380	23	40	29	30	56	67	70	40	2,4
160	90	22	200	480	—	460	24	45	28	42	41	93	90	55	1,8
200	120	25	180	860	—	540	16	65	35	52	47	172	120	65	2,2
250	160	30	165	1540	—	620	14	75	40	60	64	308	145	80	2,7
300	190	35	150	2170	—	725	14	100	45	68	71	435	170	105	2,5
350	225	40	135	3060	—	815	13	110	50	75	82	612	195	115	2,7
400	250	45	120	3760	—	930	13	120	65	85	86	750	220	130	2,6
450	275	50	112	4550	—	1005	14	130	70	90	89	910	240	140	2,7
500	300	55	106	5420	—	1050	16	140	75	95	86	1080	260	155	2,7
600	325	60	95	6360	—	1210	15	150	85	115	86	1270	280	180	2,5
	350	62		7400	—		14	160	85	32	88	1480	300	180	2,7

700	375	85	85	8500	65	55	12	170	90	70	144	84	1700	320	200	2,7
	400			9580	68	58	12	180	100	75	152	89	1920	340	200	2,8
800	425	77	77	10800	75	75	13	190	100	80	162	84	2160	370	225	2,6
	450			12100	78	68	13	210	110	85	170	90	2420	390	225	2,8
900	475	70	70	13520	82	72	12	220	115	90	178	86	2700	410	250	2,6
	500			15000	85	75	12	230	125	95	185	91	3000	430	250	2,8
1000	525	65	65	16500	90	75	12	240	125	100	196	90	3300	450	275	2,7
	550			18100	95	80	13	250	135	105	204	94	3620	470	275	2,8
1100	575	60	60	19750	100	85	13	265	140	110	210	91	3950	490	300	2,7
	600			21500	105	90	13	280	150	115	220	95	4300	510	300	2,8
1200	675	57	57	23200	115	95	13	300	165	130	245	91	5440	550	330	3
	700			29300	120	100	14	320	175	135	255	95	5860	570	330	3,1
1400	800	53	53	38000	135	115		360	200	150	290	95	7600	650	375	3,1
1600	900	50	50	48000	155	130		410	225	170	325	94	9600	730	425	3,1
1800	1000	47	47	59500	175	150		460	250	190	365	95	11900	820	475	3,1
2000	1100	45	45	71500	200	175		510	275	205	395	95	14300	900	525	3,1

\*) Von Mitte Kreuzkopf bis Mitte Kolben, \*\*) Ermittelt nach Gleich. 177  $m = \frac{10 \cdot E \cdot J}{P_{max} \cdot L^3}$  (s. auch Tab. 42 Seite 55).

†) Man beachte Seite 85, 112, 140 und 157. ††) Länge bzw. Breite der Gleitschuhe Fig. 525—531, Seite 152.

### Bemerkungen zu Tabelle 80.

Der besseren Übersicht wegen wurde auf Seite 162 u. 163 eine Tabelle über die Dimensionen von *Kolbenstangen*, *Kurbelwellenlager*, *Kurbelzapfen*, *Kreuzkopfbolzen* und *Kreuzkopfgleitschuhen* zusammengestellt. Diese Tabelle enthält ausserdem den **Maximalgestängedruck** (Gleich. 17 und 22), ferner den Sicherheitsgrad  $m$  der Kolbenstange und die für das Heisslaufen bzw. Fressen massgebenden Werte  $q \cdot v$  bzw.  $q$ .

Man ist an Hand der Tabelle also in der Lage, für eine beliebige Maschine, wenn der Maximalgestängedruck bekannt, die entspr. Abmessungen zu ermitteln. Weicht die Tourenzahl von den angegebenen Werten (3. Spalte) ab, so bestimmt sich für Kurbelwellenlager und Kurbelzapfen das Produkt  $q \cdot v$  (Flächendruck in kg pro qcm  $\times$  Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens in Mtr. pro Sek.), wenn  $n_1$  die Tourenzahl der Maschine zu

$$\frac{n_1}{n} \cdot q \cdot v \dots \dots \dots (153)$$

( $n$  Tourenzahl,  $q \cdot v$  aus Tabelle bei gleichen Zapfendimensionen und gleichem Maximalgestängedruck.)

Diese so ermittelten Zahlen hat man auf Grund der Angaben Seite 85 und 112 zu prüfen, ob die zulässigen Werte überschritten werden oder nicht.

Betr. der klein gedruckten Werte ist noch zu bemerken:

Dieselben dürften nur für Specialfabriken, welche ausschliesslich Dampfmaschinen bauen, Interesse haben. Im allgemeinen wird es sich nicht verlohnen, bei den Maschinen über 600 Hub Abstufungen von 25 zu 25 mm zu wählen. Man kann deshalb für gewöhnliche Fälle diese Zwischenwerte ganz ausser Acht lassen.

Will man dieselben jedoch berücksichtigen, so behalte man die Längen vom Hauptlager und Kurbelzapfen bei, damit das Rahmenmodell, also das Maass  $x$  in Fig. 569, dasselbe bleibt.

Die äusseren Durchm. der Hauptlagerschalen behalte man ebenfalls bei, nehme also die Wandstärken etwas dicker.

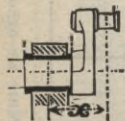


Fig 569.

Bei den Schmiedestücken wie z. B. Achse, Kurbel und Treibstange kann man dann immerhin einige Ersparnisse durch Verwendung der kleineren Durchm. erzielen.

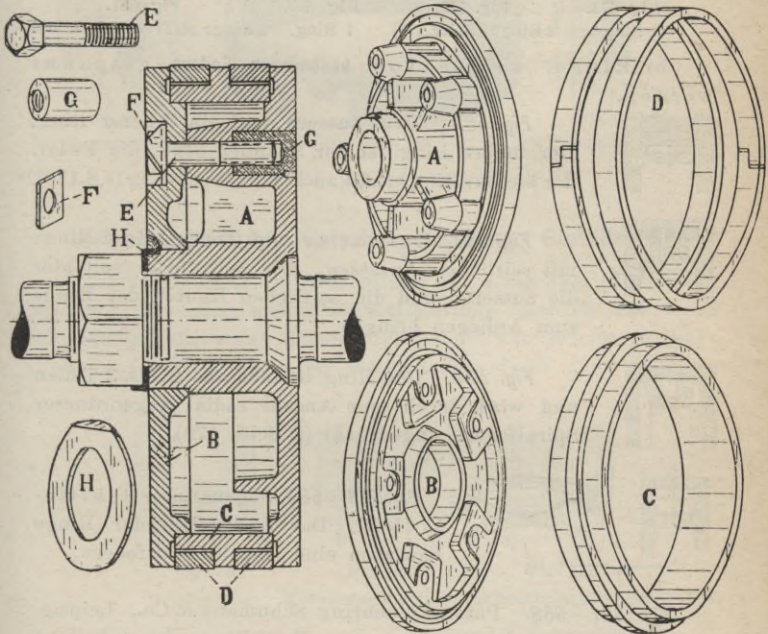
Eine Verkleinerung des Kolbenstangen-Durchmessers dürfte sich in den meisten Fällen kaum verlohnen, da die zu erzielenden Ersparnisse zu gering sind.

## Der Dampfkolben.

Der Dampfkolben ist einer der wichtigsten Teile der Dampfmaschine, von der Ausführung desselben werden der Dampfverbrauch und die Haltbarkeit des Cylinderlaufes beeinflusst.

### 1. Der Kolbenkörper.

Eine bisher gebräuchliche Ausführung zeigt *Fig. 570—577*.



*Fig. 570—577.* Dampfkolben für Maschinen über 400 Cylinderdurchmesser.

**A** Kolbenkörper, **B** Kolbendeckel, **C** Innerer Federring, **D** Äussere Feder-  
ringe, **E** Deckelschrauben, **F** Sicherung dazu, **G** Büchse mit Gewinde,  
**H** Sicherung für die Kolbenmutter.

Das **Loch** im Kolbendeckel muss so gross sein, dass der Deckel ohne Lösen der Mutter entfernt werden kann, s. *Fig. 626* S. 172.

In neuerer Zeit findet man jedoch die sog. **Hohlkolben**, das sind Kolben ohne Deckel, wie in *Fig. 578—580* u. *584* und auf Seite 174 u. 178 angegeben.

Maasse für zweiteilige Kolben s. Seite 170—173.

„ „ **Hohlgusskolben** „ „ 174 u. 179.

## 2. Die Kolbenringe.

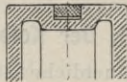
a) **Selbstspanner**, d. h. Ringe, welche durch die eigene Spannkraft gegen die Cylinderwand gepresst werden.



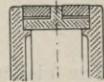
*Fig. 578.*  
3 Ringe.



*Fig. 579.*  
2 Ringe (Seite 174)



*Fig. 580.*  
1 Ring.



*Fig. 581.*  
2 Ringe m. Trennungsstück.

b) Ringe, welche von **besonderen Federn** gespannt werden.



*Fig. 582.* Zwei äussere und ein innerer Ring. Der innere Ring ist der Spanner bezw. die Feder, der äussere Ring erhält auch etwas Federung (s. S. 170).



*Fig. 583.* Lancaster und Tonge. Zwei Ringe mit seitlichen Ansätzen. Die Spiralfeder soll hier die äusseren und die seitlichen Kanten der Ringe zum Anliegen bringen.



*Fig. 584.* Der Ring besteht aus 2 bis 3 Teilen und wird durch eine Anzahl radial angeordneter Spiralfedern angedrückt (s. Seite 178).



*Fig. 585—586.* Sogenannter Schiffskolben. Das Andrücken der Ringe bewirken eine Anzahl Blattfedern.

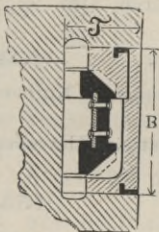
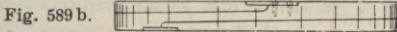
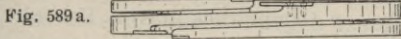
*Fig. 587—588.* Patentkolbenring Schumann & Co., Leipzig.



Zwei Ringe, innen trapezförmig, werden von der ebenfalls trapezförmigen Spirale sowohl nach aussen wie nach den Seiten abgedichtet.

Der Buckley-Kolbenring (Wm. Buckley & Co., Sheffield) hat ovalgewundene Spannfeder und ist dem Schumann'schen ähnlich.

**Fig. 589.** Cremer's Spiraling. Ein cylindrisches Rohrstück wird erst abgedreht und dann auf der Drehbank die Spiralwindung eingedreht. **Fig. 589 a** ungespannter, **Fig. 589 b** gespannter Ring. Duisb. M. A.-Ges.



1 äusserer Ring.

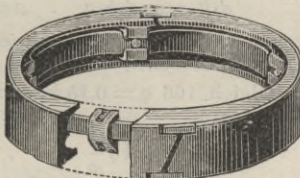
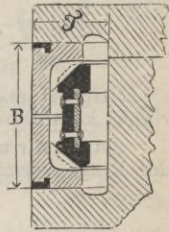


Fig. 592—594.



2 äussere Ringe.

System Zirn. Leopold Ziegler, Berlin.

### Kolbenringüberlauf, Klatschen der Ringe, Gratbildung.

Zur Vermeidung der Gratbildung bei **a** **Fig. 595**, (Totpunktstellung) liess man bisher die Kolbenringe nach **Fig. 596** etwas überlaufen, doch ergab sich der Uebelstand, dass je grösser dieser Ueberlauf und je höher der Dampfdruck, desto mehr **Klatschen**

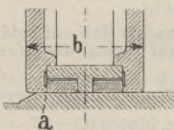


Fig. 595.

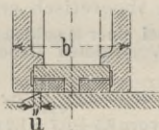


Fig. 596.

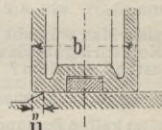


Fig. 597.

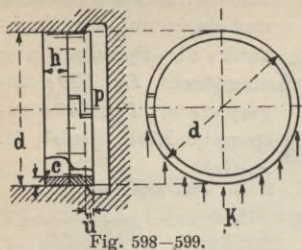
Gratbildung. Kolbenringüberlauf. Kolbenkörperüberlauf s.S.175.

der Kolbenringe\*) eintrat. Die Ringe werden in der Totpunkt-lage des Kolbens durch den Dampfdruck zusammengedrückt und prallen beim Vorwärtsgange des Kolbens wieder auseinander.

\*) In Haeder's Zeitschr. 1901 No. 17 ist ein Versuch beschrieben (an einer Maschine mit eingeschraubter Kolbenstange) wobei gezeigt wird, wie man durch Änderung der Kolbenstangenlänge das Klatschen der Kolbenringe beliebig nach vorn oder hinten verlegen kann.



Bedeutet (s. auch Fig. 598—599):



$d$  Kolbendurchmesser in cm,  
 $\ddot{u}$  Ueberlauf in cm,  
 $p$  Dampfdruck in Atm. Ueberdr.,  
 $q$  Federdruck in kg pro qcm,  
 so wird ein Zusammendrücken  
 des Kolbenringes stattfinden,  
 wenn die äusseren Kräfte grösser  
 sind als die inneren, also

$$d \cdot \ddot{u} \cdot p \geq d \cdot h \cdot q \quad . . . . . (154)$$

(Hierbei ist angenommen, dass auf der Innenseite des Kolbenringes kein Dampfdruck herrscht.)

Setzen wir nach Gleich. 166  $q = 0,15$  kg, so ist ein Klatschen der Ringe vermieden, wenn

$$\ddot{u} \leq 0,15 \frac{h}{p} \quad . . . . . (155)$$

**Beispiel:** Wie gross darf der Ueberlauf sein, bei  $h = 4$  cm Ringbreite und  $p = 6$  Atm. Dampfdruck?

Nach Gleich. 155:  $\ddot{u} = 0,15 \cdot \frac{4}{6} \sim 0,1$  cm, also höchstens 1 mm.

Bei eingeschraubten Kolbenstangen lässt sich an Ort und Stelle im betriebswarmen Zustand der Kolbenüberlauf bequem **gleichmässig verteilen**.

Bei mit Keil eingepassten Kolbenstangen jedoch muss man schon in der Werkstatt auf die Ausdehnung durch die Wärme Rücksicht nehmen, und die Stangenlänge, also das Maass von Mitte Kolben bis Mitte Kreuzkopf

$$\text{um etwa } \frac{\text{Hub}}{1100} \quad . . . . . (155a)$$

**kleiner** machen, als sich theoretisch ergibt.

**Beispiel:** Man wünscht bei einer Maschine von 800 Hub auf beiden Seiten 0,5 mm Kolbenringüberlauf. Welchen Ueberlauf muss die Maschine im kalten Zustand erhalten?

Nach Gleich. 155 a muss die Stange  $\frac{800}{1100} \sim 0,7$  mm kürzer werden, also Ueberlauf im kalten Zustand vorn  $0,5 + 0,7 = 1,2$  mm, hinten  $0,5 - 0,7 = -0,2$  mm.\*)

In neuerer Zeit lässt man die Ringe überhaupt **nicht** mehr überlaufen, sondern genau mit der Kante des Cylinderlaufes abschneiden. (Das erfordert aber genaue Bestimmung der Kolbenstangenlänge mit Rücksicht auf den betriebswarmen Zustand der Maschine Gleich 155 a.)

### Das Abdichten der Kolbenringe

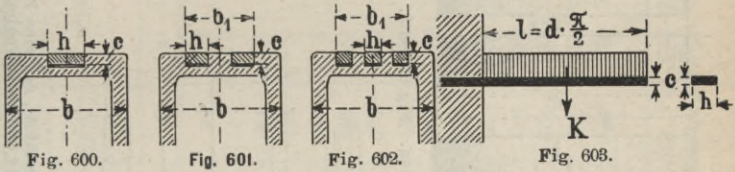
geschieht entweder durch Ineinandergreifen nach Fig. 617 (S. 170), oder besser mit Hilfe eines **Dichtungsschlusses** nach Fig. 618—621 (Seite 170). Bei mehrfach geteilten Ringen (Seite 178) verwendet man das sog. Marineschloss.

\*) Den Minusüberlauf könnte man mit „Rücklauf“ bezeichnen.

**Stärke der Selbstspanner.**

(Ausführung nach Fig. 600, 601 und 602.)

Dieselben werden in fertig bearbeitetem und aufgeschlitztem Zustand über den Kolbenkörper gezogen und müssen sich auf  $d + 2c$  Durchmesser aufbiegen lassen, ohne an Federkraft zu verlieren.



Wir denken uns (Fig. 603) einen eingeklemmten Stab von der Länge eines halben Ringes; die Spannkraft des Ringes als gleichmässig verteilte Last.

Bezeichnet  $q$  den Federdruck pro qcm Ringfläche, so ist  $K = l \cdot h \cdot q$  . . . . . (156)

Für die Durchbiegung  $e$  der einen Ringhälfte gilt die allgemeine Gleichung:  $J = \frac{K \cdot l^3}{8 \cdot e \cdot E}$  . . . . . (157)

Setzen wir nun  $l = d \cdot \frac{\pi}{2}$  und nach Seite 56  $J = \frac{c^3 \cdot h}{12}$ ,  $E = 1000\,000$  für Guss, so wird:

$$c^3 = \frac{q \cdot d^4}{111\,000 \cdot e} \quad \dots \quad (158)$$

Wählen wir nun  $e = 0,05 d$ , so wird der Ring

$$\text{vorgedreht auf } d + \frac{2 \cdot 0,05 \cdot d}{\pi} = 1,032 d \quad \dots \quad (159)$$

und es ergibt sich:

$$\text{Ringstärke } c = d \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{5550}} \quad \dots \quad (160)$$

Als brauchbar  $q = 0,15 \text{ kg}$  (Federspannung nach Gleich. 166) eingesetzt, giebt

$$c = \frac{1}{33} \cdot d \quad \dots \quad (161)$$

Nimmt man die Ringe stärker, so muss der vorgedrehte Durchmesser (Gleich. 159) kleiner genommen werden, sonst wird die Federung zu stark, also  $q$  zu gross. Bei gegebenem  $q$  rechnet man Einbiegung  $e = \frac{0,15 \cdot d^4}{110\,000 \cdot c^3}$  und nimmt den vorgedrehten Durchm.  $= d + \frac{2 \cdot e}{\pi}$ .

Bei starken Ringen ( $c > 0,03 d$ ) ist aber das Aufbringen des Ringes über den Kolbenkörper mit Schwierigkeiten verknüpft, wenn nicht ganz unmöglich.\*

Die **Breite** des Kolbenringes hat also auf  $q$  (Federdruck pro qcm) keinen Einfluss. (Fortsetzung auf Seite 174.)

\* Man muss dann Kolbendeckel anwenden, s. Fig. 635a Seite 177.

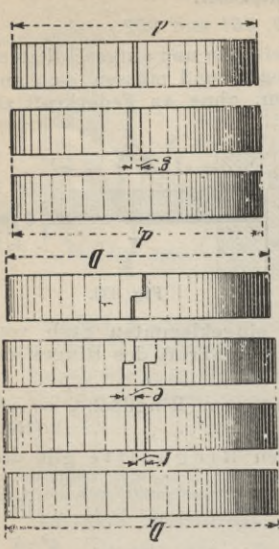


Fig. 609—612. Aeusserer Ring. Fig. 613—615. Innerer Ring.

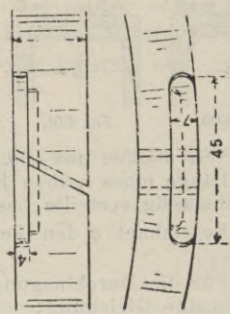
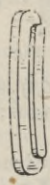


Fig. 618—621. Dichtungsschloss, das eine Ende stramm eingepasst, das andere beweglich.

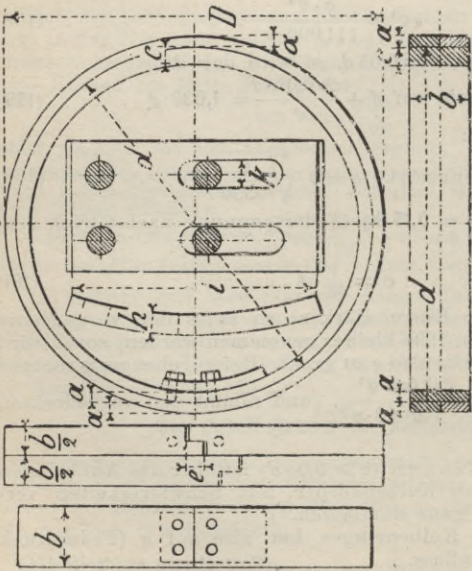


Fig. 604—608. Kolbenringe.

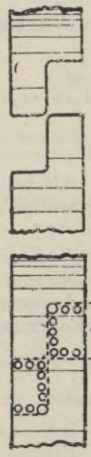


Fig. 616—617. Stoss der Kolbenringe.

**Tabelle 82. Selbstspannende Kolbenringe. Fig. 604—621.** (Jetzt nicht mehr gebräuchlich.)

D				Äusserer Federring				Innerer Federring				Spannschloss				
b	a	c	D <sub>1</sub>	heraus- ge- schnitten	über- plattet	zu- sammen- gespannt gedreht auf	D	gebohrt auf	d	wird vor- gedreht auf	d <sub>1</sub>	heraus- ge- schnitten	zu- sammen- gespannt gedreht auf	h	i	k
100	45	3	5	—	10	100	94	94	95	—	94	—	94	5	50	8
150	50	5	7	—	12	150	140	140	142	2	140	2	140	6	60	8
200	56	7	11	—	16	200	186	186	188	3	186	3	186	6	70	8
250	62	8	12	4	16	250	234	234	237	4	234	4	234	8	80	10
300	68	10	15	8	16	300	280	280	284	5	280	5	280	8	90	10
350	74	12	18	10	18	350	326	326	331	7	326	7	326	10	100	10
400	80	13	20	12	20	400	374	374	380	10	374	10	374	10	110	13
450	83	15	22	15	21	450	420	420	428	14	420	14	420	12	120	13
500	86	17	26	17	22	500	466	466	475	16	466	16	466	12	130	13
550	89	18	27	20	23	550	514	514	524	19	514	19	514	12	140	13
600	100	20	30	23	25	600	560	560	572	24	560	24	560	13	150	16
700	116	22	33	28	27	700	656	656	670	32	656	32	656	13	160	16
800	130	24	36	30	32	800	752	752	768	35	752	35	752	14	170	16
900	146	26	39	33	37	900	848	848	866	41	848	41	848	15	180	16
1000	150	28	42	40	38	1000	944	944	964	47	944	47	944	16	190	16

Besondere Sorgfalt lege man auf den Stoss der Ringe. Dichtungsschloss nach Fig. 618-621 ist gut und häufig ausgeführt. Kleinere Kolbenringe etwa bis 150 mm Durchm. erhalten kein Dichtungsschloss.

Sicherung der Kolbenmutter s. Seite 182.

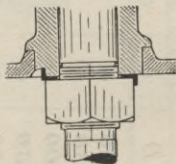
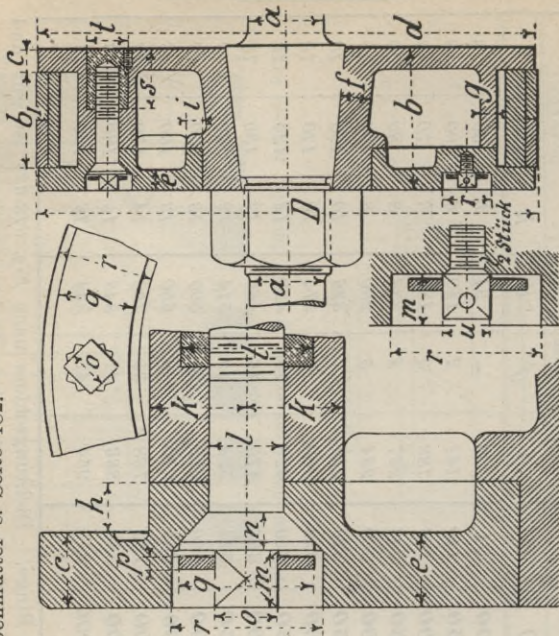
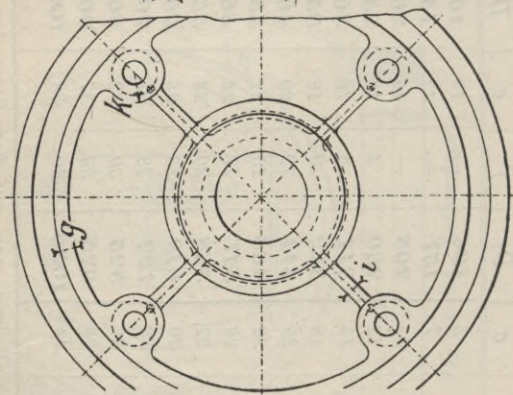


Fig. 626.

Fig. 622—626.

Darstellung der einzelnen Teile s. Seite 165.

Die Deckelschraubensicherung mit Unterlegplatte (Fig. 663—664, Seite 184) ist besser wie die hier angegebene Sicherung. — Kolbenbefestigung besser mit steilem Conus nach Fig. 647. — Sicherung der Kolbenmutter nach Fig. 626.

**Tabelle 83. Dampfkolben mit Deckelschrauben.\*)** Fig. 622—626. (Jetzt nicht mehr gebräuchlich.)  
Für 350—1000 Cylinderdurchmesser.

D	d											Deckelschrauben										
		a	b	b <sub>1</sub>	c	e	f	g	h	i	k	Zahl	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
<b>350</b>	349,4	62	110	74	18	16	22	12	13	10	25	4	20	13	11	16	3	36	40	50	36	13
<b>400</b>	399,3	68	120	80	20	17	23	13	13	12	26	5	20	13	11	16	3	36	40	50	36	13
<b>450</b>	449,2	78	125	83	21	18	24	14	14	13	30	5	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
<b>500</b>	499,2	85	130	86	22	19	25	15	14	14	30	5	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
<b>550</b>	549,1	95	135	89	23	20	26	16	14	15	30	6	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
<b>600</b>	599	105	150	100	25	22	30	18	16	16	35	6	26	16	13	21	4	46	52	65	45	15
<b>700</b>	698,8	120	170	116	27	23	35	19	18	18	35	7	26	16	13	21	4	46	52	65	45	15
<b>800</b>	798,7	135	190	130	30	24	40	20	20	20	38	7	29	18	14	24	4	52	58	70	50	18
<b>900</b>	898,5	155	210	146	32	25	45	22	22	22	38	8	29	18	14	24	4	52	58	70	50	20
<b>1000</b>	998,3	175	220	150	35	26	50	24	24	24	42	8	32	20	16	26	5	56	64	74	54	22

\*) Tabelle 83 zeigt die Kolbenbreiten der früheren Auflage. In der vorliegenden 6. Auflage sind die Kolben in den Tabellen 84 und 85 breiter angenommen.

(Fortsetzung von Seite 169.)

## Breite des Kolbenringes.

Bewährte Ausführungen zeigen bei Durchm. von 50—1000 mm.

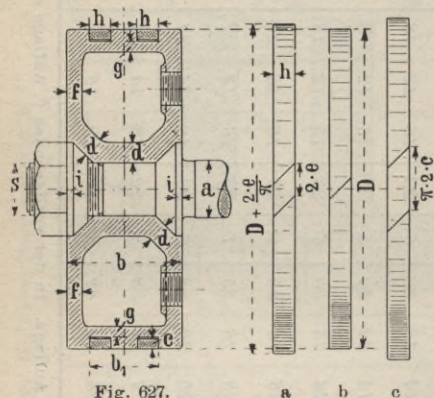
1 Ring Fig. 600  $h = 0,1 d + 0,2$  cm . . . (162)

2 Ringe „ 601  $h = 0,06 d + 0,2$  „ . . . (162 a)

3 „ „ 602  $h = 0,04 d + 0,2$  „ . . . (162 b)

Tab. 84. Dampfkolben von 75—350 mm Durchm. Fig. 627.

(Abbildung zeigt Kolben von 250 Durchm., Maasstab 1:15.)



Der Ring wird aus einem Rohrstück hergestellt und nach Fig. 627 a ausgeschnitten.

Nach Fig. 627 b im zusammengespannten Zustand genau auf den Cylinderdurchm. gedreht.

Damit die Ringe über den Kolbenkörper hinweggezogen werden können, müssen sich dieselben, wie in Fig. 627 c angegeben, auseinander ziehen lassen.

$D$	$c$	$h$	$b_1$	$a$	$b$	$d$	$f$	$g$	$i$	$s$
75	2,5	6	30	18	50	8	7	5	3	16
90	3	7	35	22	60	9	8	6	3	20
120	4	9	40	25	70	10	9	6	4	23
160	5	11	45	30	75	12	10	7	4	26
190	6	13	50	35	80	13	11	7	5	32
225	7	15	55	40	85	15	12	8	6	35
250	7,5	17	60	45	90	16	13	8	7	42
275	8,5	18	65	50	100	17	14	9	8	45
300	9	20	70	55	110	18	15	9	9	48
325	10	22	75	60	120	20	16	10	10	51
350	11	23	80	62	130	22	17	10	11	58

Für grössere Kolben dieser Konstruktion bestimme man  $h$  nach Gleich. 162—162 b,  $c$  nach Gleich. 161 und setze  $b_1 \sim 0,6 \cdot b$ . Sonst nehme man die Abmessungen nach Tabelle 85, Seite 179.

**Dichtungsschloss** erhalten Kolben über 175 Durchmesser nach *Fig. 618*, Seite 170.

### Kolbenringe mit radialen Spiralfedern.

Sorgt man für **gleichmässigen**, nicht zu starken **Federdruck** der Ringe und für zweckentsprechende Oelung des Cylinderlaufes, so dürfte ein Kolbenringüberlauf unnötig sein, da eine Gratbildung dann nicht zu befürchten ist. Man wird nicht den Ring, sondern den Kolbenkörper überlaufen lassen (*Fig. 597* Seite 167) und zwar (wenn  $b$  ganze Kolbenbreite):

$$\text{Kolbenkörperüberlauf } \ddot{u} = 0,1 b \dots \dots (164)$$

Mit der **Ausführung** *Fig. 584*, bezw. nach Seite 178 lässt sich ein gleichmässiger Federdruck erzielen.

Der **Kolbenring** ist je nach der Grösse des Kolbens **2- bis 3teilig** und mit **Federn** belastet, also kein Selbstspanner. Diese Konstruktion gewährleistet ein überall gleichmässiges Andrücken der Ringsegmente in radialer Richtung gegen die Cylinderwandung.

Es ist nach Seite 178 *Fig. 636—638*:

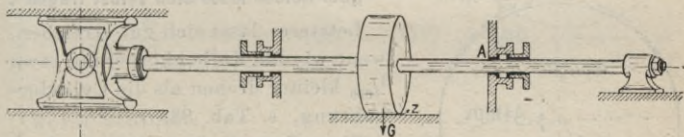
$$\text{Ringfläche} = D \cdot \pi \cdot b_1 \text{ in qcm} \dots \dots \dots (165)$$

$$\text{zuläss. Federbelast. pro qcm Ringfläche} = 0,15 \text{ kg (166)*}$$

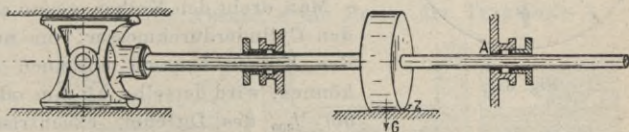
$$\text{Belastung pro Feder} = \frac{D \cdot \pi \cdot b_1 \cdot 0,15}{z} \text{ in kg} \dots \dots \dots (167)$$

$$\text{Anzahl der Federn } z = \frac{D \cdot \pi}{14} \dots \dots \dots (168)$$

### Die Führung des Kolbens und der Kolbenstange.



*Fig. 628.* Kolben mit hinterer Schlittenführung.



*Fig. 629.* Kolben mit hinterer Stopfbüchsführung.

In den meisten Fällen findet man die Kolbenstange durch den hinteren Cylinderdeckel geführt nach *Fig. 628—629*.

\*) Nach Kieselbach 0,1 bis 0,16 (Stahl u. Eisen 1899, No. 9).



Man nimmt an, die beiden Stopfbüchsen (Fig. 629) sollen den Kolben mit Stange tragen und der Kolben im Cylinder frei schweben.

Der praktische Betrieb hat aber gezeigt, dass der Kolbenkörper bei allen Kolben an der unteren Seite zum Anliegen gekommen, obwohl der Kolbenkörper oft 1 bis 2 mm

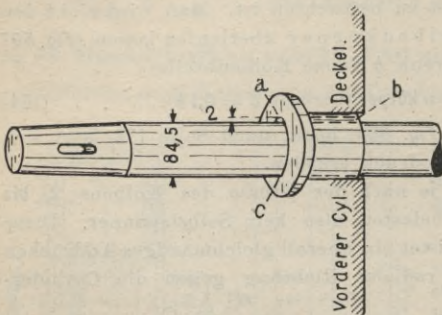


Fig. 630.

den Stangendurchmesser. Fig. 630 zeigt den Grundring einer Maschine von 475 mm Durchm., welcher unten um 2 mm verschlissen ist. Der Kolbenkörper war auf 473 mm abgedreht.

Aus Obigem resultiert: es ist falsch, wenn man den Kolben durch die Stopfbüchsen tragen lassen will und deshalb mag als Regel gelten:

„Der Kolben muss sich selbst tragen“.

Letzteres lässt sich gut erreichen, wenn wir den Kolbenkörper nur etwa  $\frac{1}{600}$  kleiner drehen als die Cylinderbohrung, s. Tab. 83.

Eine theoretisch richtigere Ausführung würde folgende sein:

Man dreht den Kolben genau auf den Cylinderdurchmesser; um nun den Kolben bequem einbauen zu können, wird derselbe 0,5 mm oder um  $\frac{1}{600}$  des Durchm. excentrisch

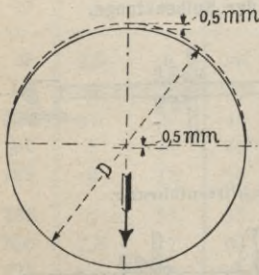


Fig. 631.

gedreht (Fig. 631), aber so, dass bei diesem Nachdrehen der untere Teil des Kolbens nicht vom Drehstahl berührt wird.

Dem Kolben ist ein senkrechter Pfeilstrich nach unten anzugiessen, wie in Fig. 631 gezeigt, damit derselbe nie verkehrt eingebaut wird.

Ausserdem ist in die Maschinenvorschriften, in die Instruktionsbücher etc. folgende Bemerkung einzureihen:

„Beim Einbauen des Kolbens achte man darauf, dass der angegossene Pfeil auf der hinteren Stirnseite des Kolbens nach unten zeigen muss.“

**Die Breite des Kolbens.**

Der Kolben wird nach Fig. 632 durch sein Gewicht nach unten drücken. Die vordere Stopfbüchse ist demnach ganz entlastet, die hintere Stopfbüchse braucht überhaupt nicht vorhanden zu sein.

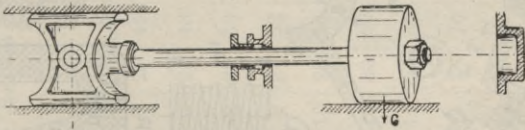


Fig. 632. Ohne Führung mit breitem Kolben.

Nimmt man an, dass, wie Fig. 633 zeigt,  $\frac{1}{3}$  des Kolbens zum Tragen kommt, so wird:

$$\begin{aligned} &\text{Tragfläche} \\ &= 0,85 \cdot D \cdot z \cdot a \quad \dots (169) \end{aligned}$$

und der

$$\begin{aligned} &\text{Auflagedruck} \\ &= \frac{G}{0,85 \cdot D \cdot z \cdot a} \text{ kg pro qcm} \quad \dots (170) \end{aligned}$$

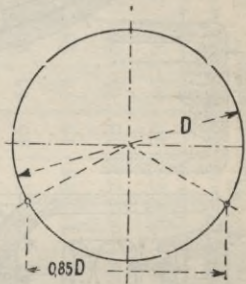


Fig. 633.

worin bedeutet:

- $G$  das Kolbengewicht in kg,
- $D$  Durchmesser des Kolbens in cm,
- $z$  die Anzahl,  $a$  die Breite der Tragringe.

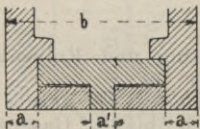


Fig. 634.

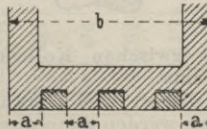


Fig. 635.

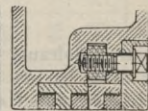


Fig. 635a  
(s. Seite 169 unten).

(Fortsetzung auf Seite 180.)

Fig. 639.

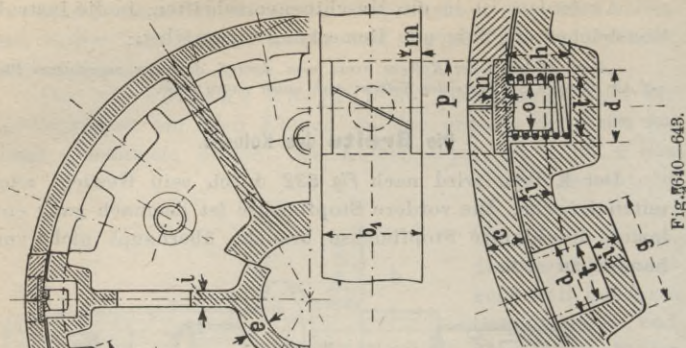


Fig. 640-643.

Fig. 637.

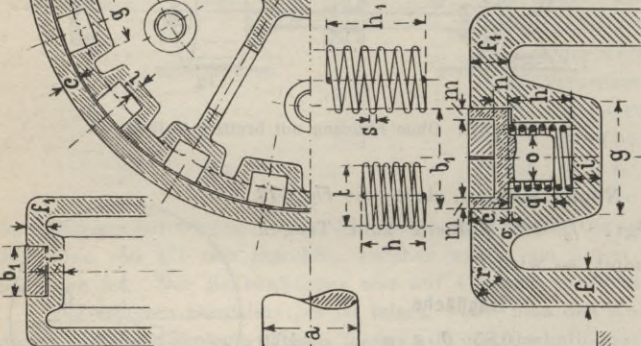
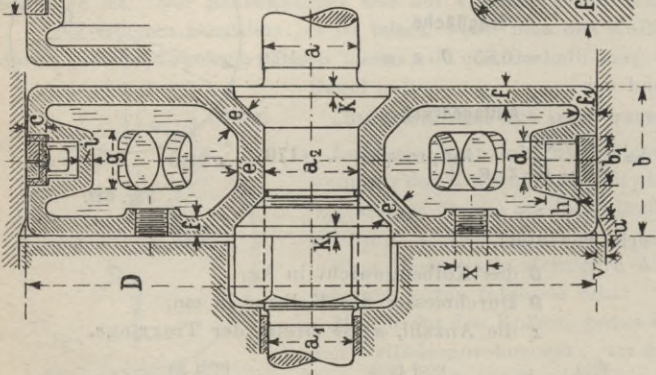


Fig. 638.

Fig. 636.



Den **Spielraum**  $\sigma$  zwischen Kolbenring und Kolbenkörper mache man  $\frac{1}{2}$  bis 1 mm.

Die **Kernlöcher**  $x$  dienen zum Herausholen des Kernes nach dem Giessen, dieselben werden dann durch 2 bis  $2\frac{1}{2}$ " Gasgewindestopfen verschlossen. Die Verstärkung auf der Innenseite soll das Festsitzen dieser Stopfen unterstützen.

Man findet auch Ausführungen, bei denen die Wandstärke  $f$  konisch zuläuft, dickere Stelle an der Nabe.

Tabelle 85. Dampfkolben (mit Spiralfedern) 400 bis 1000 mm Durchm. Fig. 636—643.  
(Abbildung Seite 178 zeigt Dampfkolben 800 Durchm. im Maasstab 1:10,5).

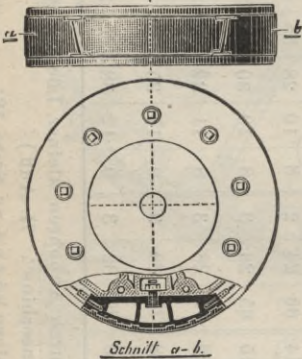
D	Stange				Kolbenkörper						Ring			Schloss					Feder							
	a	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	k	b	d	e	f	f <sub>1</sub>	g	i	r	b <sub>1</sub>	c	Teile	m	n	o	p	q	h	t	s	Zahl	u	v
400	68	58	70	12	145	36	24	18	55	10	10	50	20	2	6	8	23	45	22	32	30	3	10	13	4	
450	78	68	83	12	160	38	26	19	60	11	11	52	21	2	6	8	25	48	24	34	32	3	11	14	4	
500	85	75	89	14	170	40	28	20	64	12	12	55	22	2	7	9	26	50	25	35	33	3,5	12	16	5	
550	95	80	96	15	180	42	30	21	70	14	13	58	23	2	7	9	27	52	26	36	35	3,5	13	18	5	
600	105	90	102	16	190	44	32	22	74	15	14	60	24	2	8	10	28	55	28	38	36	4	14	20	6	
700	120	100	115	18	200	46	35	24	82	18	15	65	26	3	8	10	30	60	30	42	39	4	16	22	7	
800	135	115	127	20	210	50	38	26	94	22	16	70	28	3	8	11	32	65	32	45	42	4,5	18	26	8	
900	155	130	146	22	225	53	42	28	100	25	18	75	30	3	9	11	35	70	34	48	45	4,5	19	28	9	
1000	175	150	166	24	240	56	45	30	110	28	20	80	32	3	9	12	38	75	36	50	48	5	20	30	10	

Die hohlen Kolben sind in der Werkstatt durch Anbohren kleiner Löcher auf gleichmäßige Wandstärke zu prüfen. (Unfälle s. „Haeder, Die kranke Dampfmaschine“. II. Aufl.)  
Berechnung der Federn Seite 175, des Kolbenkörpers Seite 181.

(Fortsetzung von Seite 177.) Bei 0,25 bis 0,5 kg Auflage-  
druck\*) pro qcm ergeben sich etwa folgende Werte:

Cylinder-Durchm. $D =$	400	500	600	700	800	900	1000 mm
Kolbengewicht . . $G =$	80	140	220	300	400	500	700 kg
Flächendruck pro qcm =	0,25	0,3	0,32	0,37	0,42	0,48	0,51 kg
<b>Auflagebreite . . . . =</b>	95	115	130	135	140	150	160 mm

Die Kolben der grösseren Cylinderdurchmesser würden etwas  
breiter als bisher üblich ausfallen.



Schnitt a-b.

Fig. 644-645.

Leopold Ziegler, Berlin  
erzielt das Tragen des Körpers  
durch den **Schlittenkolben** (Fig. 644  
bis 645).

Das unten am Kolben ange-  
ordnete Tragstück aus Bronze  
soll das Gewicht des Kolbens  
aufheben, und die gross ge-  
haltene Lauffläche ist unten  
mit Komposition ausgegossen.  
Die beiden Federflächen zwischen  
Kolben und Deckel werden fest-  
gespannt.

#### Die Befestigung des Kolbens auf der Stange.

Gebräuchliche Befestigungsarten zeigt Fig. 646-648. In  
Fig. 646 wird Konizität  $c = \frac{b}{10}$ , Sicherung der Mutter durch  
Unterlagscheibe  $S$  aus Kupfer.

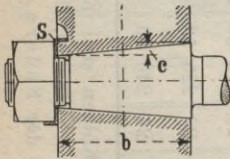


Fig. 646.

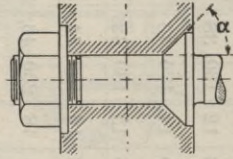


Fig. 647.

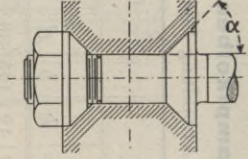


Fig. 648.

Bei der Befestigung nach Fig. 648 (heute sehr beliebte Aus-  
führung) Mutter auch mit Konus, ist eine Sicherung derselben  
gegen Drehen unnötig. Als Neigungswinkel für den Konus  
dürfte  $\alpha = 45^\circ$  geeignet sein.

\*) Kiesselbach giebt in „Stahl und Eisen (Jahrg. 1899 No. 9)“  $k = 0,5-1$  kg an.

Die Berechnung des Kolbenkörpers.

a) Wandstärke.

Man verwandelt den zwischen zwei Rippen befindlichen Teil der Wand in einen Kreis nach Fig. 650 und rechnet nach der Bach'schen Formel 171 (Maasse in cm).

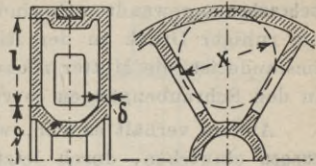


Fig. 649-650.

$$\delta = \frac{x}{2} \cdot \sqrt{\frac{p}{k_b}} \dots \dots \dots (171)$$

$$k_b = \frac{x^2}{4} \cdot \frac{p}{\delta^2} \dots \dots \dots (172)$$

Zulässige Beanspruchung für Gusseisen  $k_b = 200$  kg pro qcm (173)

Sind Rippen nicht vorhanden, so rechnet man einen Streifen von 1 cm Breite und  $l$  cm Länge (Fig. 649) und erhält, wenn  $p$  der Dampfdruck in Atm.:

$$P = l \cdot 1 \cdot p; M_b = \frac{P \cdot l}{12}; W = \frac{\delta^2 \cdot 1}{6}; k_b = \frac{M_b}{W} \dots \dots (174)$$

Zulässige Beanspruchung  $k_b$  nach Gleich. 173.

Auf Abscheren an der Nabe wird

$$k_s = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot \delta^2 \cdot 2 \delta} \text{ kg pro qcm} \dots \dots \dots (175)$$

$P$  Kolbendruck in kg,  $\delta$  Nabendurchm. in cm nach Fig. 649.

Zulässige Beanspruchung für Gusseisen  $k_s = 200$  kg pro qcm (176)

**Beispiel:** Der Dampfkolbenkörper 450 mm Durchm. (Fig. 652-653) sei für  $p = 8$  Atm. auf Festigkeit zu berechnen.

Es ergibt sich nach Gleich. 172

$$k_b = 0,25 \cdot 13^3 \cdot \frac{8}{1,9^2} \sim \underline{94 \text{ kg pro qcm}}$$

nach Gleich. 173 zulässig.

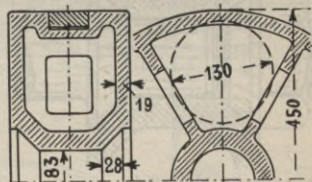


Fig. 652-653.

Sind Rippen nicht vorhanden, so erhält man nach Gleich. 174

$$P = 12,5 \cdot 8 \sim 100 \text{ kg}$$

$$M_b = \frac{100 \cdot 12,5}{12} \sim 104 \text{ kgcm}; W = \frac{1,9^2}{6} \sim 0,6; k_b = \frac{104}{0,6} \sim \underline{175 \text{ kg}}$$

Die Beanspruchung bei einem Kolben ohne Rippen ist also wesentlich höher als bei einem solchen mit Rippen, man sollte deshalb letzere immer anordnen oder Stehbolzen aus zähem Eisen, welche in die gegenüber liegenden Putzöffnungen eingeschraubt werden.

### Die Sicherung der Kolbenmutter und der Deckelschrauben.

Im allgemeinen haben die bei **Kolbenstangen** und **Kolbendeckelschrauben** angewandten Gewinde eine sehr geringe Steigung, dass ein ruhiger Druck in der Richtung der Schraubenachse nicht imstande ist, die Mutter rückwärts zu drehen, weil die Reibung in den Schraubengängen es verhindert.

Anders verhält es sich, wenn häufige **Stösse oder Erschütterungen** einwirken, durch letztere kann die fest angezogenste Mutter lose werden. Je fester die Schraube angezogen, desto weniger leicht ist natürlich ein Loswerden der Mutter zu befürchten.

Bei Dampfmaschinen, Luft- und Wasserpumpen können Erschütterungen vorstehender Art nicht immer vermieden werden, und letztere sind um so gefährlicher, als sie bei jeder Umdrehung eintreten. Nehmen wir eine Maschine mit 100 Umdrehungen pro Minute, so wird die Erschütterung in 10 Stunden  $100 \times 60 \times 10 = 60\,000$  mal wiederkehren.

Wieviel Unheil haben schon lose gewordene Kolbenmuttern und gebrochene Schraubensicherungen angerichtet.

Es ist deshalb äusserst wichtig, gerade diesem Teil des Maschinenbaues unsere besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden, um so mehr, als wir uns von der Beschaffenheit der Schraubenverbindung bei Dampfkolben nur bei abgenommenen Cylinderdeckeln überzeugen können, und dieses geschieht natürlich immer erst, wenn die **Betriebsstörung** schon da ist.

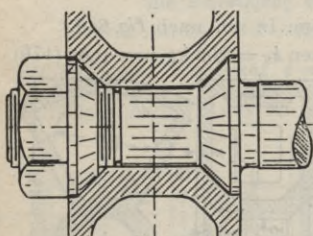


Fig. 654.

Konus  $45^\circ$  sowohl am Bund der Kolbenstange als auch an der Mutter (Fig. 654, 636–643) soll sich ohne Sicherung gut bewährt haben.

Betrachten wir also die bekannten **Schraubensicherungen allgemein**, nicht nur mit Rücksicht auf den Dampfkolben.

**Sicherung mit Unterlegscheibe** (Fig. 658–659) ist wohl die beste und einfachste Schraubensicherung; sie eignet sich besonders für **Kolbenmuttern**. Die Kupferscheibe (je nach der Schraubengrösse 2–4 mm dick) wird auf der einen Seite in den Kolbenkörper abwärts gebogen, auf der andern Seite gegen die Mutter hoch gebogen.

Die Anwendung von Trapezgewinde (Fig. 655) hat sich bei Kolbenmuttern gut bewährt und wird von einigen Fabrikanten ohne jegliche weitere Sicherung angewandt vgl. S. 189. (Auch bei den Schrauben an Treibstangenköpfen.)

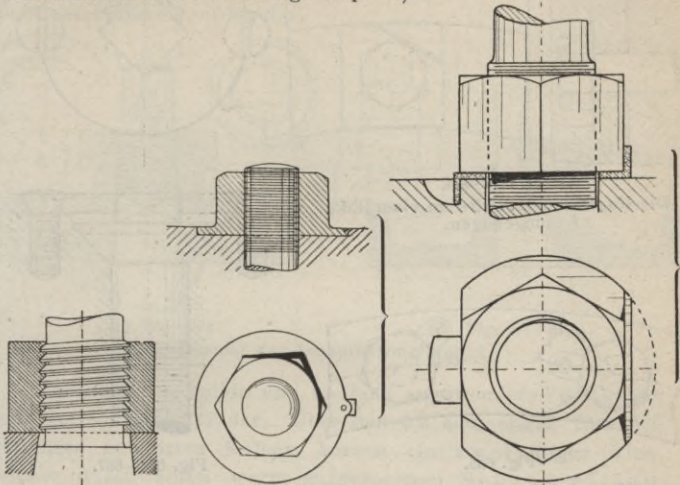


Fig. 655.

Fig. 656—657.

Fig. 658—659.

Mutter mit fest daransitzendem Scheibenrand (Fig. 656—657) giebt durch Einschlagen einer kräftigen Körnerspitze eine gute Sicherung.

Fig. 660—662 zeigt die Sicherung für Kolbendeckelschrauben, welche grosse Verbreitung gefunden hat. Der Flacheisenring *c* (2—5 mm dick) liegt in einer im Deckel des Kolbens ausgesparten Vertiefung.

Dieser Ring wird auf die Köpfe der festangezogenen Deckelschrauben aufgeschraubt. Im Falle etwaigen Nachziehens der Schrauben werden die Löcher im Ring entsprechend nachgefeilt. Die Mutter der Schraube ist natürlich für sich gegen Drehung durch eingebohrtten Gewindestift gesichert. Die Schrauben *a* (2 bis 3 Stück) sollen den Ring in der Vertiefung festhalten.

Mit dieser Schraubensicherung hat man jedoch häufig böse Erfahrungen gemacht, mit der Zeit verschwinden die Splinte der Schraubchen *a* und der Ring *c* fällt ab, im Cylinder Unheil anrichtend.

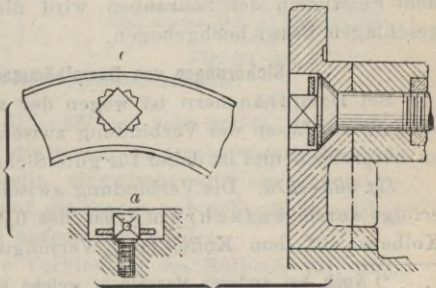


Fig. 630—632.

Sicherungen für Kolbendeckelschrauben.



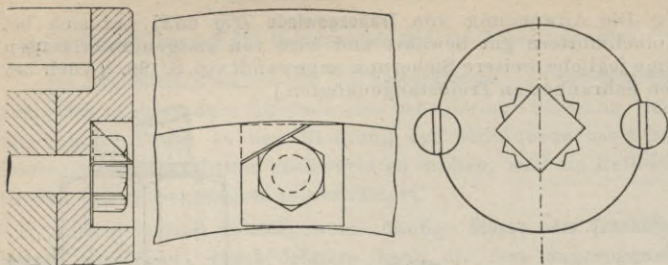


Fig. 663—664.

Die Kupferscheibe wird an einer Ecke umgebogen.

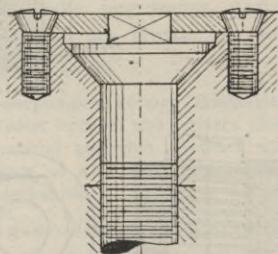


Fig. 666—667.

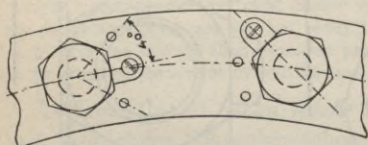


Fig. 665.

Eine etwas andere Ausführung stellt *Fig. 665* dar, dort ist ein Versetzen der Gegenhalter nötig, wenn die Schrauben nachgezogen sind. Diese Anordnung lässt eine Drehung der Schrauben um  $\frac{1}{9}$  zu.

Besser ist schon die Schraubensicherung (*Fig. 666* bis *667*), bei welcher kein gemeinschaftlicher Ring angewandt ist, sondern jede Schraube eine Sicherungsplatte für sich hat. Die Schraubchen sollen möglichst fest angezogen und gegen Losdrehen etwas mit Meisselhiebs verstemmt werden.

Aber auch auf andere Weise lassen sich die Schrauben der Kolbendeckel sichern, wie in *Fig. 663—664* angedeutet. Nach dem Festziehen der Schrauben wird die Unterlegscheibe umgeschlagen bzw. hochgebogen.

#### Sicherungen von Dampfhämmerkolben.\*)

Bei Dampfhämmern ist wegen der starken Erschütterung besonders ein Lösen der Verbindung zwischen Kolben und Stange zu befürchten und ist daher für gute Sicherung Sorge zu tragen.

*Fig. 668—670*. Die Verbindung zwischen Kolben und Stange erfolgt durch Aufschrumpfen des 0,3 mm enger gebohrten Kolbens auf dem Konus ( $10\%$  Verjüngung) der Kolbenstange

\*) Auch bei anderen Maschinen, welche Erschütterungen ausgesetzt sind, wie z. B. Walzenzugmaschinen, findet man ähnliche Ausführungen wie die nachstehenden.

und durch Aufschrauben einer geschlitzten Mutter *M*. Zur Sicherung dient der warm aufgezoogene Schrumpfring *S*, der die geschlitzte Mutter auf die Stange zwängt, ausserdem ist noch ein Sicherheitskeil vorhanden.

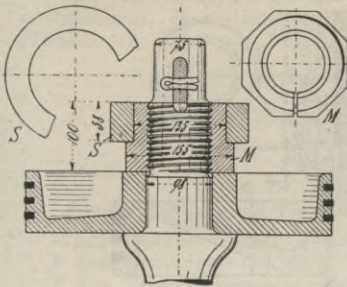


Fig. 668—670.

Sicherung von Dampfhammerkolben.

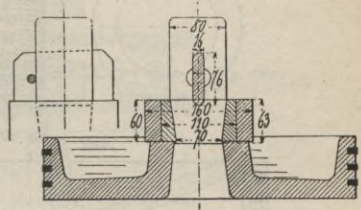


Fig. 671—672.

Eine einfache, solide und vielfach angewendete Verbindung stellt die Fig. 671—672 dar. Über den 0,3 mm enger fürs Aufschumpfen gebohrten Kolben kommt ein zweiteiliger Ring, welcher durch einen warm aufgezoogenen Schrumpfring, sowie durch einen Keil gesichert wird. Das Lösen des Keiles wird am besten durch eine Niete (s. Fig. 672) verhindert; ein Splint (Fig. 673) ist weniger zuverlässig.

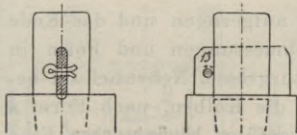


Fig. 673—674.

Sicherung von Dampfhammerkolben.

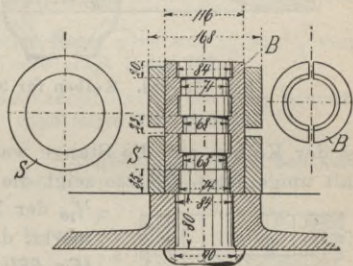


Fig. 675—677.

Die Verbindung Fig. 675—677 ist sehr solide, wenn auch etwas teurer; bei ihr wird die Stange kammzapfenartig konisch, wie auf der Skizze dargestellt, eingedreht und ein gut eingepasster zweiteiliger Ring auf die Stange gebracht, über welchen zwei Schrumpfringe warm aufgezoogen werden.

Fig. 678—680 zeigt die Verbindung des Kolbens für einen 3000 kg-Dampfhammer mit Trapezgewinde in den beiden geschlitzten Mutttern *M* und *M*<sub>1</sub>, die durch Schrumpfringe *S* und

$S_1$  festgezängt werden. Die Sitzflächen der Schrumpfringe haben 10,4 % Konizität.

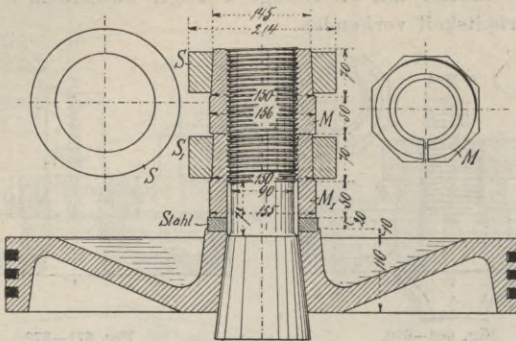


Fig. 678—690. Dampfhammerkolben.

Eine Kolbenbefestigung, bei welcher weder Schrauben noch Keile verwendet werden, zeigt Fig. 681. Bei dieser Konstruktion

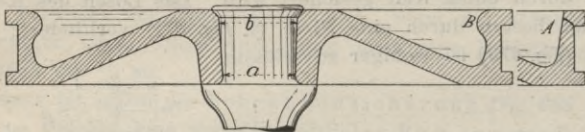


Fig. 681—682. Kolben für 3000 kg-Dampfhammer.

ist der Kolben auf die Stange warm aufgezogen und das Ende kalt umgenietet. Skizze zeigt die Abmessungen und Form in  $\frac{1}{10}$  der Naturgrösse. Nebenbei sei be-

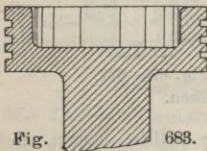


Fig. 683.

merkt, dass die Kolben, nach Form *A* (Fig. 681) ausgeführt, häufig brechen. Eine Verstärkung nach *B* (Fig. 682) bewährte sich etwas besser, doch fanden auch hier Brüche statt.

In Fig. 683 sind Kolben und Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet, eine bei Dampfhammerkolben mit dicker Stange erfolgreich ausgeführte Konstruktion.

## Die Kolbenstange.

Material: Stahl.

Die Kolbenstange ist auf Zerknückung zu berechnen und anzunehmen, dass dieselbe an beiden Seiten lose geführt ist (Tabelle 42, Seite 55, Fall II).

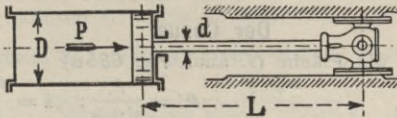


Fig. 684.

Bezeichnet (s auch Fig. 684):

- $d$  den Durchm.,  $L$  die Länge der Stange in cm,
- $P$  den Gestängedruck in kg nach Gl. 17 bzw. 22 oder Tab. 80,
- $E$  den Elastizitätsmodul bezogen auf cm (für Stahl = 2150000),
- $J$  das Trägheitsmoment bezogen auf cm (nach Tab. 45),
- $m$  den Sicherheitsgrad,

so ist

$$P = \frac{10 \cdot E \cdot J}{m \cdot L^2}; \quad J = \frac{\pi}{64} \cdot d^4; \quad m = \frac{10 \cdot E \cdot J}{P \cdot L^2} \quad \dots \quad (177)$$

$$d = 0,0314 \sqrt[4]{P \cdot m \cdot L^2} \quad \dots \quad (178)$$

Durchschnittlich kann  $m = 12$  gesetzt werden, dann ist

$$d = 0,058 \sqrt[4]{P \cdot L^2} \quad \dots \quad (179)$$

Nach einer anderen bewährten Regel wird  $d = 1/6$  bis  $1/7$  vom Cylinderdurchmesser. Gute Werte zeigt Seite 162.

Betreffs Berechnung der Kreuzkopf-Keilverbindung beachte man Seite 140 und 141.

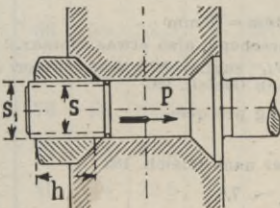


Fig. 685.

Zugbeanspruch. der Schraube im Kernquerschnitt

$$k_z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot s^2}; \quad s = 1,13 \sqrt{\frac{P}{k_z}} \quad (180)$$

$$\text{Zulässig } k_z = 300 \text{ bis } 400 \text{ kg pro qcm} \quad (181)$$

Passende Schraube dazu nach Schraubentabelle wählen.

Anzahl der Gewindegänge in der Kolbenmutter:

$$z = \frac{P}{k \cdot (s_1^2 - s^2) \frac{\pi}{4}} \quad \dots \quad (182)$$

$$\text{Zulässig } k = 200 \text{ kg pro qcm für Stahl} \quad \dots \quad (183)$$

Die Höhe  $h$  der Mutter bestimmt man nun an Hand einer Schraubentabelle, in welcher die Anzahl  $z_1$  der Gänge pro 1" = 25,4 mm Länge angegeben sind, zu

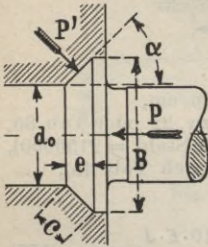
$$\text{Kolbenmutterhöhe } h = \frac{z}{z_1} \cdot 25,4 \dots (184)$$

Der Durchm. des Kreises um das Muttersechseck

$$B = (0,5 + 1,4 s_1) \cdot 1,155 \text{ in cm} \dots (185)^*$$

**Der Conus.**

Druck auf die Fläche (s. auch Fig. 685 a)



$$P' = \frac{P}{\sin \alpha}; \quad k = \frac{P'}{f} \dots (186)$$

$$\text{Auflagefläche } f = 0,5 (B + d_0) \pi \cdot c \dots (187)$$

Für  $\alpha = 45^\circ$  wird für den Bund:

$$k = 1,28 \frac{P}{B^2 - d_0^2} \dots (188)$$

$$\text{zulässig } k = 400 \text{ kg pro qcm} \dots (189)$$

Man macht vorteilhaft den Conus am Bund gleich dem Conus an der Mutter (s. Fig. 685 a), also  $B$  nach Gleich. 185 oder aus der Schraubentabelle.

Fig. 685 a.

Beispiel. Die Kolbenstange zur Maschine 450 Durchm., 800 Hub sei für  $p - p_0 = 7,8$  Atm. zu berechnen.

Wirks. Kolbenfläche nach G eich. 10

$$Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \sim 1560 \text{ qcm,}$$

Gestängedruck nach Gleich. 17

$$P = Q (p - p_0) = 1560 \cdot 7,8 \sim 12100 \text{ kg.}$$

Nach Tabelle 80 Seite 162 wird  $d = 78$ ,  $L = 1550$  mm,  $J = 181,7$  nach Tabelle 45, mithin nach Gleich. 177

$$m = \frac{10 \cdot 2150 \cdot 0 \cdot 181,7}{12100 \cdot 155^2} \sim \underline{13,5}$$

[Nach Gleich. 179 bestimmt sich der Durchmesser zu

$$d = 0,058 \cdot \sqrt[4]{12100 \cdot 155^2} \sim 7,6 \text{ cm} = 76 \text{ mm}$$

dem gewählten Sicherheitsgrad von 12 entsprechend, also etwas kleiner.]

Nach Tabelle 85 wird Fig. 685  $s_1 = 3\frac{1}{4}$ " engl. = 82,5 mm, entspr. einem Kerndurchm. von 72,6 mm, mithin nach Gleich. 180

$$k_z = \frac{12100}{\frac{\pi}{4} \cdot 7,26^2} = \frac{12100}{41,4} \sim \underline{290} \text{ kg pro qcm.}$$

Anzahl der Gewindegänge in der Mutter nach Gleich. 182

$$z = \frac{12100}{200 \cdot (8,25^2 - 7,26^2) \cdot \frac{\pi}{4}} \sim 7,6$$

Whitworth'sches Gewinde von  $3\frac{1}{4}$ " engl. hat auf 1" engl.  $3\frac{1}{4}$  Gewindegänge, mithin nach Gleich. 184

$$\text{Kolbenmutterhöhe } h = \frac{7,6}{3\frac{1}{4}} \cdot 25,4 \sim \underline{60} \text{ mm.}$$

Durchmesser des Bundes nach Gleich. 185

$$B = (0,5 + 1,4 \cdot 8,25) \cdot 1,155 \sim 14 \text{ cm,}$$

folglich nach Gleich. 188

$$k = 1,28 \frac{12100}{14^2 - 8,25^2} \sim \underline{121} \text{ kg pro qcm.}$$

\*) Vergl. Tabelle 87 Seite 191.

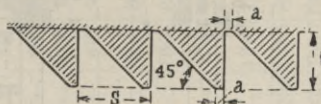
Ordnet man einen sich selbst tragenden Kolben an, wie in *Fig. 631*, so ist eine **Durchbiegung** ausgeschlossen. Die bei freischwebenden Kolben stattfindende Durchbiegung kann man nach Gleich. 41 bzw. 42 (Seite 58) berechnen.

**Das Gewinde für die Kolbenmutter.**

Als Gewinde für die Kolbenstange findet man Spitzgewinde (Whitworth) oder Trapezgewinde. Letzteres ist aus den auf Seite 183 erwähnten Gründen vorzuziehen.

**Tabelle 86. Trapezgewinde. Fig. 686.**

Steigung  
 $s = t + 2 \cdot a$



(Maasse in mm.)

Stangen- durch- mess.	Gewinde- durchm.		Gang- zahl pro 1" engl.	Gewinde- tiefe		Stan- gen- durch- mess.	Gewinde- durchm.		Gang- zahl pro 1" engl.	Gewinde- tiefe	
	aussen	innen		t	a		aussen	innen		t	a
20	19	16	11	1,5	0,405	90	88	82,5	6	2,75	0,742
25	24	21	"	"	"	95	93	87,5	"	"	"
30	29	26	"	"	"	100	98	92,5	"	"	"
35	34	31	"	"	"	110	108	102,5	"	"	"
40	39	31,88	8	2,06	0,557	120	118	112,5	"	"	"
45	44	39,88	"	"	"	130	128	121,4	5	3,3	0,89
50	49	44,88	"	"	"	140	138	131,4	"	"	"
55	54	49,88	"	"	"	150	148	141,4	"	"	"
60	58	52,5	6	2,75	0,742	160	158	151,4	"	"	"
65	63	57,5	"	"	"	170	168	161,4	"	"	"
70	68	62,5	"	"	"	180	178	171,4	"	"	"
75	73	67,5	"	"	"	190	188	181,4	"	"	"
80	78	72,5	"	"	"	200	198	191,4	"	"	"
85	83	77,5	"	"	"						

In *Fig. 655* (Seite 183) ist die gerade Fläche des Trapezgewindes dem Kolben zugekehrt.

Kiesselbach giebt in „Stahl und Eisen 1899 Nr. 9“ umgekehrte Anordnung an, wie in *Fig. 687* dargestellt.

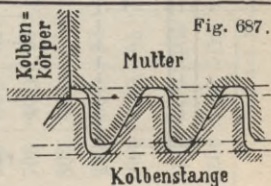


Fig. 658.

Kolbenstange  
1000 Hub  
1:30.

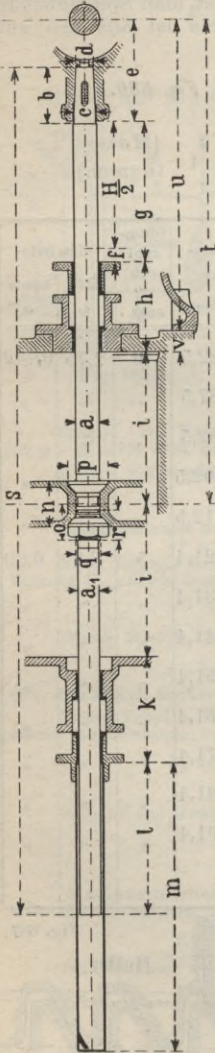


Fig. 659.

Kolbenstange  
500 Hub  
1:15.

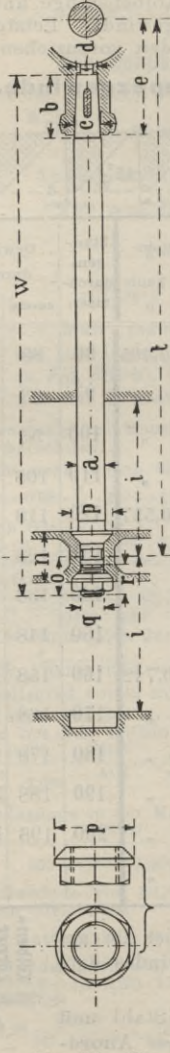


Fig. 690.

Kolbenstange  
400 Hub  
1:15.

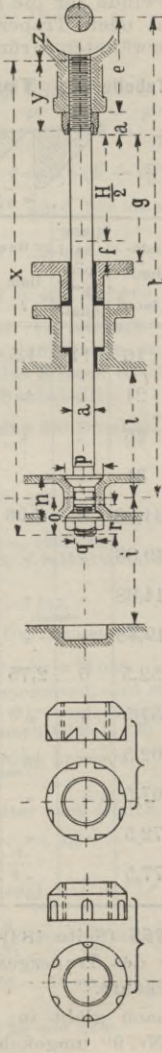


Fig. 691- 692.

Fig. 695-694. Fig. 695-696.

Die Kolbenmutterhöhe macht man bis 250 Hub etwa gleich dem Gewindedrehm.  $q$ , über 250 Hub gleich  $\frac{3}{4}q$  (s. auch S. 188). Bei grossen Kolbenmuttern (über 1000 Hub) ist das Anziehen mit Schraubenschlüssel schwierig, man besorgt hier das Anziehen mit Meissel und Hammer; geeignete Ausführungen hierzu zeigen Fig. 693-696.

Tabelle 87. Kolbenstange Fig. 688—696.

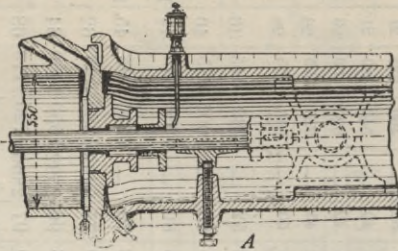
H	D	a	a <sub>1</sub>	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u <sup>*</sup> )	v	w	x	y	z			
120	75	18	—	—	—	—	70	25	85	118	89	—	—	—	50	40	31	16	30	—	380	270	21	—	385	50	35			
160	90	22	—	—	—	—	85	29	109	130	114	—	—	—	60	45	38	20	32	—	460	325	21	—	460	58	45			
200	120	25	—	—	—	—	105	29	129	142	139	—	—	—	70	55	44	23	40	—	540	380	21	—	540	70	55			
250	160	30	—	—	—	—	120	29	154	149	167	—	—	—	75	60	49	26	42	—	620	430	23	—	620	85	60			
300	190	35	—	—	—	—	140	30	180	176	194	—	—	—	80	60	58	32	45	—	725	505	26	—	715	100	70			
350	225	40	—	—	—	—	165	28	203	185	223	—	—	—	85	65	63	35	50	—	815	565	28	—	800	120	80			
400	250	45	—	—	—	—	185	44	244	207	249	—	—	—	90	70	74	42	52	—	930	645	36	—	915	138	85			
450	275	50	—	—	—	—	200	29	254	221	280	—	—	—	100	75	79	45	55	—	1005	685	40	—	990	153	90			
500	300	55	—	125	52	42	225	29	279	236	310	—	—	—	110	80	83	48	60	—	1050	695	45	1025	—	—	—	—		
600	350	62	—	145	58	47	256	29	329	255	370	—	—	—	130	95	98	58	70	—	1210	795	45	1186	—	—	—	—	—	
700	400	68	58	165	64	53	290	37	387	280	428	280	340	770	145	104	119	70	78	2298	1385	895	62	—	—	—	—	—	—	
800	450	78	68	185	74	60	315	39	439	310	486	308	390	880	160	120	140	83	90	2592	1550	1000	64	—	—	—	—	—	—	—
900	500	85	75	205	81	66	356	48	498	324	542	330	440	990	170	123	150	89	97	2866	1720	1110	68	—	—	—	—	—	—	—
1000	550	95	80	225	90	73	393	52	552	353	597	350	485	1100	180	132	160	96	105	3144	1895	1230	68	—	—	—	—	—	—	—
1100	600	105	90	245	100	82	430	55	605	383	652	382	535	1210	190	140	170	102	113	3437	2070	1350	68	—	—	—	—	—	—	—
1200	700	120	100	280	115	94	487	64	664	422	707	522	585	1320	200	150	190	115	125	3867	2280	1500	73	—	—	—	—	—	—	—

Für das Maass k (Tabelle 48, Seite 71) nehme man das Maass u der Tab. 87.



### Die Schmierung der Kolbenstange.

Man sollte nie unterlassen, für eine zweckmässig angeordnete **Schmierung der Kolbenstange** Sorge zu tragen, ähnlich wie in *Fig. 697* dargestellt. Die gebräuchliche Anordnung eines



*Fig. 697.* Anordnung des Tropfölers.

Ölbehälters im Flansch der Stopfbüchsenbrille ist in den meisten Fällen ungenügend, da die kleinen Schmierlöcher sehr leicht verharzen.

Um das auf Seite 176 erwähnte Verschleissen der Stopfbüchsen zu vermeiden, bezw. das Durchbiegen der Kolbenstange auszugleichen, findet man, jedoch selten, eine einstellbare Lagerung vorn und hinten an den Stopfbüchsen angeordnet (wie in *Fig. 697* mit *A* bezeichnet). Diese Einrichtung erscheint zwecklos, wenn man den Kolben (nach Seite 176) sich selbst tragen lässt.

Beispiele aus der Praxis über Riefigwerden der Kolbenstangen und zweckmässige Abhülle s. „Haeder, Die kranke Dampfmaschine“.

## Der Dampfzylinder.

### Lauflänge, Kolbenspiel, lichte Cylinderlänge.

Die **Lauflänge** bestimmt sich nach der Grösse des Ueberlaufs (Seite 167 bis 168) zu **Fig. 698—699**

$L = \text{Hub} + b_1 - 2 \ddot{u}$  . . (190)  
 sodass der Kolbenring in der äussersten Stellung um den Betrag  $\ddot{u}$  überragt,  $\ddot{u}$  wird bestimmt nach Gleich. 155 Seite 168, wobei  $h$  die Breite eines Ringes bedeutet, (beachte auch Seite 168).

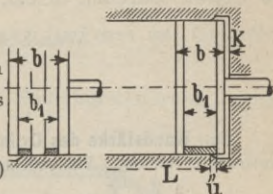


Fig. 698—699.

**Fig. 700** zeigt einen Kolben, dessen Ringe im toten Punkt um 6 bis 8 mm überliefen. Die Folge war Klatschen der Ringe (s. auch S. 167 Fussnote), da dieselben durch den Dampf zusammengedrückt wurden.

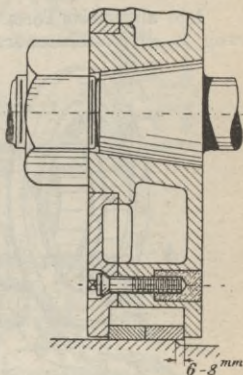


Fig. 700.

### Kolbenspiel und lichte Cylinderlänge.

Der Spielraum  $k$  (**Fig. 699**) zwischen Kolbenkörper und Cylinderdeckel kann aus folgender Tabelle 88 entnommen werden.

**Tabelle 88. Kolbenspiel  $k$ . Fig. 699.**

Hub	$H = 200 - 400$	$425 - 600$	$625 - 800$	$825 - 1000$	$2000$ mm
Kolbenspiel $k =$	4	5	6	7	8 „

Bei auf der Stirnfläche abgedrehten Cylinderdeckeln und Kolben dürfen die Werte der Tabelle 88 zu  $\frac{3}{4}$  angenommen werden, z. B. für  $200 - 100$  mm Kolbenhub  $k = \frac{3}{4} \cdot 4 = 3$  mm Kolbenspiel.

Die **lichte Cylinderlänge** (Entfernung zwischen den Deckeln) bestimmt sich zu

$$\text{Hub} + b + 2 \cdot k \dots \dots \dots (191)$$

## Die Wandstärke der Dampfzylinder.

Material: Gusseisen.

Für cylindrische gusseiserne Röhren kann gesetzt werden ( $D$  lichter Durchm. in cm,  $p$  Atm. Ueberdruck)

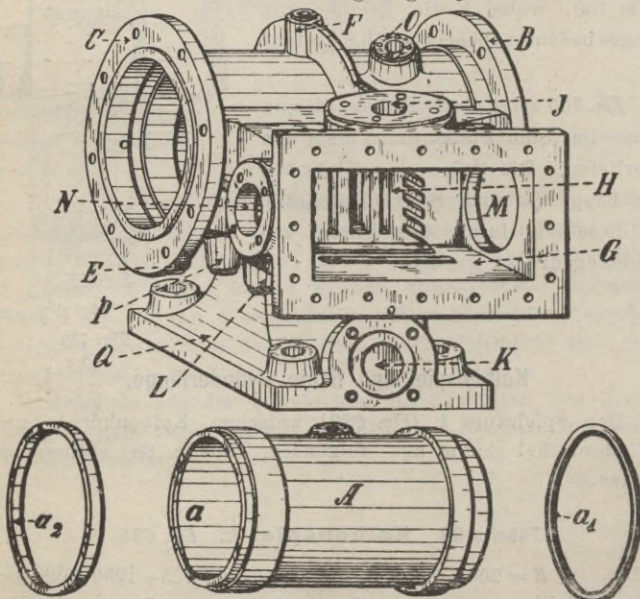
$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{p \cdot D}{400} + 1 \text{ cm} \quad \dots \quad (192)$$

$$k_z = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \delta} \quad \dots \quad (193)$$

Die **Wandstärke des Cylinderlaufes** nimmt man jedoch mit Rücksicht auf event. Ausbohren nach Verschleiss stärker, etwa

$$\delta = \frac{D}{50} + 1,5 \text{ cm} \quad \dots \quad (194)$$

Die **allgemeine Form** eines Dampfzylinders für Schiebersteuerung in gebräuchlicher Ausführung zeigt *Fig. 701—704*.



**A** Einsatzzylinder, **a** Lauffläche,  $a_1$  Gummischnur zum Dichten des vorderen Teiles des Einsatzzylinders,  $a_2$  Kupferring zum Dichten des hinteren Teiles des Einsatzzylinders, **B** vorderer Cylinderflansch, **C** hinterer Cylinderflansch, **E** und  $E_1$  Nocken für Wasserablasshähne (Schlammhähne) für beide Cylinderseiten, **F** Nocken zum Cylinder-schmierhahn, **G** Schieberkasten, **H** Schieberspiegel, **J** Dampfeinlass, **K** Dampfauslass, **L** Nocken zum Wasserablasshahn für den Schieberkasten, **M** Öffnung für die Schieberstangen, **N** hintere Öffnung für die Expansionschieberstange, **O** Flansch für die Mäntelheizung, **P** Wasserablass der Mantelheizung, **Q** Cylinderfuss.

Die Dampfzylinder haben die verschiedenartigsten **Ausführungsformen**, je nach dem der Dampf einlass und -Auslass oben, unten oder seitlich angeordnet, der Cylinder mit oder ohne Fuss versehen ist.

Auch die Art der Steuerung hat auf die Form der Cylinder Einfluss.

Einige Ausführungsformen für Schiebersteuerung zeigt *Fig. 705—710.*

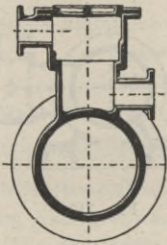


Fig. 705.

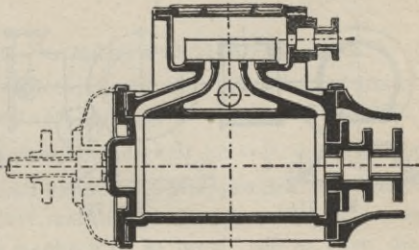


Fig. 706.

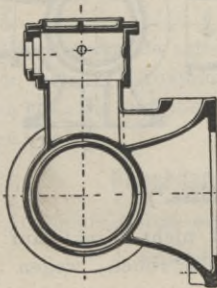


Fig. 707.

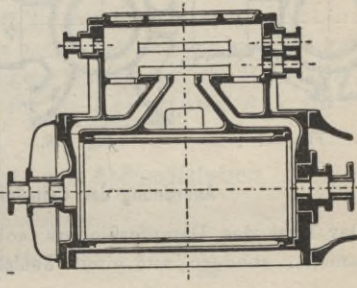


Fig. 708.

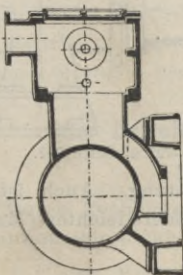


Fig. 709.

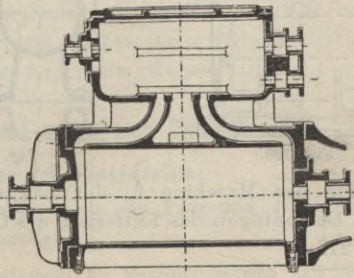


Fig. 710.

Verschiedene Ausführungen für Dampf-Ein- und Auslass.

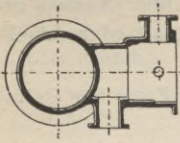


Fig. 711.

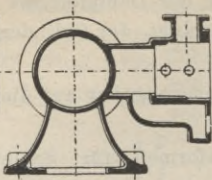


Fig. 712.

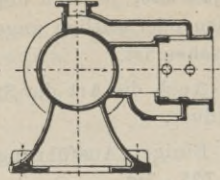


Fig. 713.

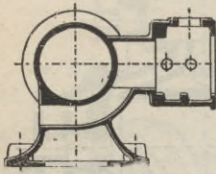


Fig. 714.

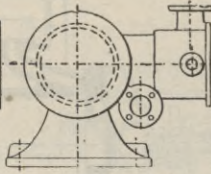


Fig. 715.

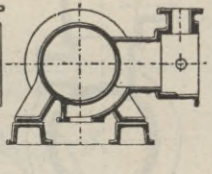


Fig. 716.

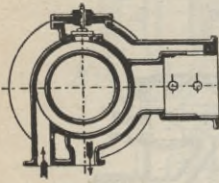


Fig. 717.

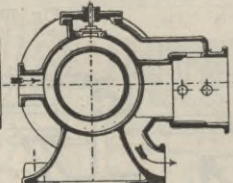


Fig. 718.

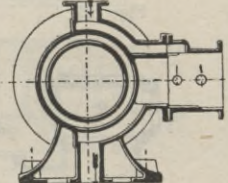


Fig. 719.

Anordnung der Cylinderfüsse.\*)

Der Fuss des Dampfeylinders soll nicht direkt auf dem Fundament, sondern auf einer **Sohlplatte** ruhen, wegen Aus-

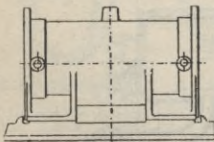


Fig. 720.

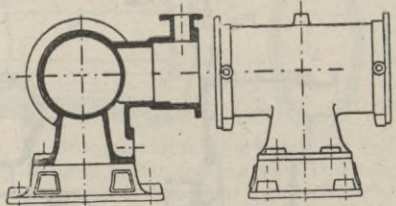


Fig. 721—722 s. Seite 212.

dehnung der Maschine in der Längsrichtung. Auch ist bei event. Demontagen das Entfernen des Cylinders leichter (Maasse Seite 212).

\*) S. auch Seite 212.

### Die Dampfkanäle.

Bezeichnet:

- $a \cdot b$  den Querschnitt des Kanals im Schieberspiegel in qcm,
- $c$  die mittl. Kolbengeschw. in Mtr. pr. Sek. nach Gl. 3, Seite 23,
- $v$  " " Dampfgeschw. " " " "
- $Q$  den wirks. Querschnitt des Dampfzylinders in qcm nach Gleich. 10, Seite 27,

so ist

$$a \cdot b = \frac{Q \cdot c}{v} \dots \dots \dots (195)$$

meistens findet man

$$v = 26 \text{ bis } 34, \text{ im Mittel } v = 30 \text{ Mtr. pro Sek.} \dots (196)$$

Nach unseren Ermittlungen unter „Ventilsteuerungen“ ist 30 Mtr. die ökonomisch günstigste Geschwindigkeit.

Die **Maximal-Dampfgeschwindigkeit** ist  $v \cdot \frac{\pi}{2}$ , dieselbe tritt bei Mitte Kolbenhub ein und kann bis 70 Mtr. pro Sek. betragen, ohne (beim Dampfeintritt) merklichen Druckverlust zu erzeugen.

Die **Kanalbreite**  $b$  macht man so breit, wie es eben die Zylinderkonstruktion gestattet, gute Verhältnisse giebt, wenn  $D$  Cylinder-Durchm.,

$$b = 0,7 D - 2 \text{ cm} \dots \dots \dots (198)$$

Die **Dampfkanäle** sollen möglichst schlanke Übergänge haben, scharfe Krümmungen erschweren das Herausholen des Kerneisens und sind für die Bewegung des Dampfes ungünstig.

### Frischdampf- und Abdampfstutzen.

Als Querschnitte wähle man:

$$\text{Frischdampfstutzen } \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q \cdot c}{30} \dots \dots \dots (199)$$

$$\text{Abdampfstutzen } \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{Q \cdot c}{20} \dots \dots \dots (200)$$

Bei kurzen Frischdampfleitungen nimmt man den Durchm. der Rohrleitung gleich dem Rohrstutzen (Gleich. 199). Bei langen Leitungen beachte Abschnitt „Rohrleitungen“.

### Der Dampfmantel bezw. das Dampfhemd.\*)

#### Nutzen des Dampfmantels.

Durch Rechnung lassen sich die Vor- und Nachteile des Dampfmantels nicht feststellen.

\*) S. auch „Haeder's Zeitschrift für Maschinenbetrieb und Montage“ 1894 und 1895.

Die Beobachtungen im Betriebe und angestellte Versuche geben uns Anhalt, in einem bestimmten Falle zu beurteilen, ob der Dampfmantel, seinem Kostenpunkte entsprechend, Vorteile bringt.

Fassen wir zunächst die Eincylindermaschine ins Auge, so bringt der Dampfmantel unter Umständen wenig oder gar keine Ersparnisse, wenn:

- a) der **Füllungsgrad** ein sehr grosser ist,
- b) die Maschine mit **sehr grosser Kolbengeschwindigkeit** arbeitet,
- c) die **Cylinderdimensionen** aussergewöhnlich grosse sind,
- d) die **Temperaturdifferenzen** zwischen Frischdampf und Abdampf klein sind.

Fallen für den Dampfmantel mehrere dieser ungünstigen Bedingungen zusammen, so wird er natürlich eher Schaden als Nutzen bringen. Nehmen wir z. B. eine sehr grosse Maschine an, welche mit 3 Atm. Dampfdruck und mit  $\frac{3}{4}$  Füllung arbeitet, so wird der Dampfmantel schon ohne jeden Nutzen sein; wenn nun diese Maschine noch mit grosser Kolbengeschwindigkeit arbeitet, so ist der Nutzen des Dampfmantels von vornherein ein negativer.

#### a) Einfluss des Füllungsgrades.

Der Nutzen des Dampfhemdes liegt hauptsächlich im **Nachverdampfen** während der Expansionsperiode. Diese Expansionsperiode dauert aber eine je kürzere Zeit; je grösser der Füllungsgrad ist, demzufolge ist auch der Nutzen des Dampfmantels um so geringer.

#### b) Einfluss der Kolbengeschwindigkeit.

Die Wärmeabgabe des Heizrampfes an die innere Cylinderwand bedarf natürlich einer gewissen Zeit; je kleiner nun die Kolbengeschwindigkeit ist, desto vollständiger wird die Wärmeübertragung vor sich gehen. Mit wachsender Kolbengeschwindigkeit wird die Wärmeübertragung immer ungünstiger.

#### c) Einfluss der Cylinderdimensionen.

Je kleiner das Cylindervolumen, desto günstiger wirkt der Dampfmantel, weil die Mantelfläche im Quadrat wächst, dagegen das Dampfvolument in der dritten Potenz. Vergleichen wir z. B. zwei Maschinen mit gleichem Hub (1 Mtr.), jedoch verschiedenen Cylinderdurchmessern (0,5 und 2 Mtr.), so ergibt sich folgendes:

Tabelle 89. Verhältnis von Cylindervolumen zur Dampfmantelfläche.

	$D = 0,5 \text{ Mtr.}$	$D = 2 \text{ Mtr.}$
Dampfmantelfläche =	$0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,57 \text{ qm}$	$2 \cdot \pi \cdot 1 = 6,28 \text{ qm}$
Cylindervolumen =	$\frac{\pi}{4} \cdot 0,5^2 \cdot 1 \sim 0,2 \text{ cbm}$	$\frac{\pi}{4} \cdot 2^2 \cdot 1 \sim 3,14 \text{ qm}$
$\frac{\text{Cylindervolumen}}{\text{Dampfmantelfläche}} =$	<b>0,13</b>	<b>0,5</b>

Das Resultat wird nicht viel anders, wenn auch noch die Cylinderdeckel geheizt werden.

d) Einfluss der Temperaturdifferenz.

Je grösser die Differenz der mittleren Temperatur der Cylinderwand und der des abziehenden Dampfes ist, desto wirksamer wird das Nachverdampfen vor sich gehen.

In Fig. 724—726 ist je ein Diagramm für normale Leistung einer Ein-cylindermaschine dargestellt. Der Kolbenweg, bei dem das Nachverdampfen stattfindet, ist in beiden Fällen gleich und zwar gleich  $B$ . Dagegen ist die Differenz der mittleren Temperatur der Cylinderwand und der des abziehenden Dampfes:

bei der Auspuffmasch.

$$122 - 100 = 22^\circ \text{ C.}$$

bei der Kondens.-Masch.

$$93 - 50 = 43^\circ \text{ C.}$$

Der Dampfmantel muss also bei der **Kondensationsmaschine wirksamer** sein.

Legen wir die Resultate der bis jetzt über diese Punkte stattgefundenen Versuche und Beobachtungen zusammen und nehmen an, dass wie gewöhnlich der Dampfmantel mit demselben Dampf geheizt wird, mit welchem die Maschine arbeitet, so kann man die zu erhoffenden Ersparnisse aus Tabelle 92 Seite 202 entnehmen.

Fig. 724 Ohne Kondensation.

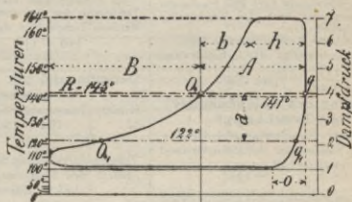


Fig. 725.

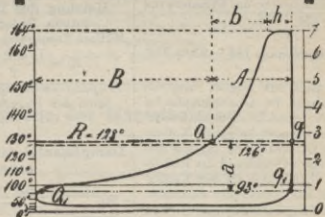
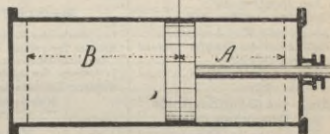


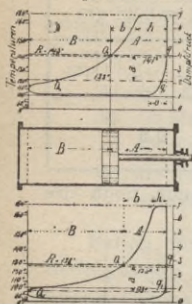
Fig. 726. Mit Kondensation.



Bei Mehrfach-Expansionsmaschinen rechnet sich die mittlere Temperatur der Cylinderwandung und die Temperatur durch Mantelheizung ähnlich wie bei Eincylindermaschinen.

Temperaturerhöhung durch Dampfmantel.

Eincylinder-Maschine.



Auspuff.

Eintrittsspannung 7 Atm. abs. (164° Cels.)  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 141° (mit Planimeter gemessen oder nach der Simonschen Regel bestimmt).  
 Temperatur des Austrittsdampfes 103°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{141 + 103}{2} = 122^\circ$ .

Heizung des Dampfmantels mit Frischdampf.

Temperatur des Heizdampfes 164°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{164 + 122}{2} = 143^\circ$ .

Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel  $a = 143 - 122 = 21^\circ$ .

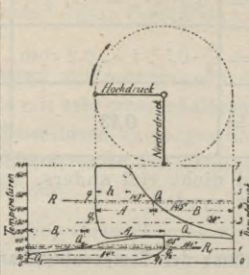
Maschine mit Kondensation.  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 126°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand 93°.

Heizung des Dampfmantels mit Frischdampf.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{164 + 93}{2} = 128^\circ$ .  
 Temperaturerhöhung  $128 - 93 = 35^\circ$ .

Man sieht aus obigem, dass das Niederschlagen des Arbeitsdampfes bei Kondensationsmaschinen ohne Dampfmantel fast während des ganzen Kolbenhubes (bis  $Q_1$ ) stattfindet, dagegen mit Dampfmantel nur während des Kolbenweges A eintritt und auf dem Kolbenweg B ein Nachverdampfen stattfindet. Bei Anwendung des Dampfmantels wird also nicht nur die Menge des sich an der Cylinderwand niederschlagenden Dampfes verringert, sondern auch während der Strecke B durch die Verdampfung der an der Cylinderwand haftenden Wassertheilchen Arbeit gewonnen.

Compound-Maschine mit Kondensation.



Hochdruckzylinder.

Eintrittsspannung 7 Atm. abs. (164° Cels.)  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 145°.  
 Temperatur des Austrittsdampfes 115°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{145 + 115}{2} = 130^\circ$ .

Dampfmantel mit Frischdampf geheizt.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R = \frac{164 + 130}{2} = 147^\circ$ .

Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel  $147 - 130 = 17^\circ$ .

Niederdruckzylinder.

Temperatur des Eintrittsdampfes 115°.  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 108°.  
 Temperatur des Austrittsdampfes 60°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{108 + 60}{2} = 84^\circ$ .

Heizung des Dampfmantels durch Receiverdampf.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_1 = \frac{117 + 84}{2} = 101^\circ$ .

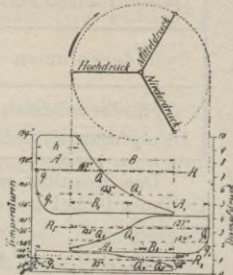
Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel  $101 - 84 = 17^\circ$ .

Dampfmantel mit Frischdampf geheizt.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_1 = 124^\circ$ .  
 Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel  $124 - 84 = 40^\circ$ .

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_1 = 151^\circ$ .  
 Temperaturerhöhung  $151 - 124 = 27^\circ$ .

Dreifach-Expansions-Maschine mit Kondensation.



Hochdruckzylinder.

Frischdampf 10 Atm. abs. (179° Cels.)  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 167°.  
 Temperatur des Austrittsdampfes 144°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $\frac{167 + 144}{2} = 155^\circ$ .

Heizung mit Frischdampf.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R = \frac{179 + 155}{2} = 167^\circ$ .

Temperaturerhöhung  $167 - 155 = 12^\circ$ .

Mitteldruckzylinder.

Temperatur des Eintrittsdampfes 145°.  
 Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 137°.  
 Austrittstemperatur 111°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand 124°.

Mantelheizung durch Receiverdampf (Abdampf vom Hochdruckzylinder).

Temperatur des Heizdampfes 145°.  
 Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_1 = \frac{145 + 124}{2} = 135^\circ$ .

Temperaturerhöhung durch Dampfmantel  $135 - 124 = 11^\circ$ .

Niederdruckzylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand ohne Mantelheizung 83°.  
 Mantelheizung durch Receiverdampf (Abdampf des Mitteldruckzylinders) 112°.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_2 = \frac{112 + 83}{2} = 98^\circ$ .

Temperaturerhöhung  $98 - 83 = 15^\circ$ .

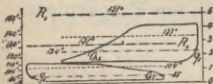
Mitteldruck- und Niederdruckzylinder mit Frischdampf geheizt.

Mitteldruckzylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_1 = 151^\circ$ .  
 Temperaturerhöhung  $151 - 124 = 27^\circ$ .

Niederdruckzylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand  $R_2 = 131^\circ$ .  
 Temperaturerhöhung  $131 - 83 = 48^\circ$ .



Der Nutzen des Dampfmantels steht augenscheinlich mit der durch denselben hervorgerufenen Temperaturerhöhung der Cylinderwand in gewisser Beziehung.

**Tabelle 90. Zusammenstellung der Temperaturerhöhung mit Berücksichtigung der günstigsten Heiztemperatur.**

Eincylindermaschine mit Auspuff (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)					
Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
	Kesseldampf . . . . .	164°	143°	164°	- 21°
	günstigstem Heizdampf**) . . . . .	206°	164°	164°	0°
Eincylindermaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)					
Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
	Kesseldampf . . . . .	164°	123°	164°	- 36°
	günstigstem Heizdampf**) . . . . .	235°	164°	164°	0°
Kompoundmaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)					
Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
Hochdruck I	Kesseldampf . . . . .	164°	147°	164°	- 17°
	günstigstem Heizdampf . . . . .	198°	164°	164°	0°
Niederdruck II	Kesseldampf . . . . .	164°	124°	115°	+ 9°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II*) . . . . .	115°	101°	115°	- 14°
	günstigstem Heizdampf . . . . .	146°	115°	115°	0°
Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 10 Atm. abs.)					
Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
Hochdruck I	Kesseldampf . . . . .	179°	167°	179°	- 12°
	günstigstem Heizdampf . . . . .	203°	179°	179°	0°
Mitteldruck II	Kesseldampf . . . . .	179°	151°	145°	+ 6°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II*) . . . . .	145°	135°	145°	- 10°
	günstigstem Heizdampf**) . . . . .	166°	145°	145°	0°
Niederdruck III	Kesseldampf . . . . .	179°	131°	112°	+ 19°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II . . . . .	145°	114°	112°	+ 2°
	Dampf aus Zwischenkammer II—III . . . . .	112°	98°	112°	- 14°
	günstigstem Heizdampf**) . . . . .	141°	112°	112°	0°

\*) Zwischenkammer I—II ist die Übergangleitung vom Hochdruck- zum Mitteldruckcylinder.  
 II—III . . . . . Mitteldruck- zum Niederdruckcylinder.  
 \*\*) Günstigster Heizdampf d. i. Dampf von solcher Temperatur, mit welcher die günstigste Temperatur der Cylinderwand

**Tabelle 91. Günstigste Methode der Mantelheizung.**

Maschinengattung	Cylinder	Art der Heizung
<b>Eincylindermaschine</b>	-	mit Kesseldampf.
<b>Kompoundmaschine</b>	Hochdruck	mit Kesseldampf.
	Niederdruck	mit Kesseldampf (oder mit Dampf aus Zwischenkammer I—II, wenn diese Heizung konstruktiv Vorteile bietet).
<b>Dreifach-Expansionsmaschine</b>	Hochdruck	mit Kesseldampf.
	Mitteldruck	mit Kesseldampf (oder mit Dampf aus Zwischenkammer I—II, wenn diese Heizung konstruktiv Vorteile bietet).
	Niederdruck	mit Dampf aus Zwischenkammer I—II.

Die günstigste Heiztemperatur (d. h. diejenige, bei welcher die Temperatur der Cylinderwand gleich oder etwas grösser als die Temperatur des Eintrittsdampfes ist) bedingt zum Teil eine Ueberhitzung des Manteldampfes, bezw. eine Drosselung desselben. Hiervon sei in Tabelle 91 abgesehen.

**Tabelle 92. Dampfersparnisse in Prozenten des Gesamtdampfverbrauchs durch Anwendung von Dampfmänteln für normale Leistung.**

Dampfdruck in Atm. . . . . =			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Eincylinder- maschine	20 Pferdestärken	Auspuff	1	2	3	3,5	4	4,5						
		Kondensation	2	4	5	6	7							
	150 Pferdestärken	Auspuff	0,8	1,3	2	2,5	3							
		Kondensation	2	3	4	5	6							
Kompound- maschine	50 bis 200 Pferdestärken	Auspuff			4	4	5	5,5	6					
		Kondensation			6	7	8							
	200 bis 1000 Pferdestärken	Auspuff			3	3,5	4	5	5,5					
		Kondensation		4	5	6	7							
Dreifach- Expansions- maschine	100 bis 300 Pferdestärken	Auspuff						6	7	7,5	8	8	9	9
		Kondensation						9	10	11,5	12	12		
	300 bis 1000 Pferdestärken	Auspuff						4	5	6	7	7	8	8
		Kondensation						7	8	9	10	10		

### Ausführung des Dampfmantels.

In manchen Fällen, wie z. B. bei den Dampfeylindern der

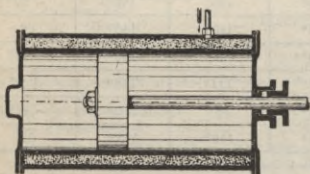


Fig. 734. Mantelheizung.

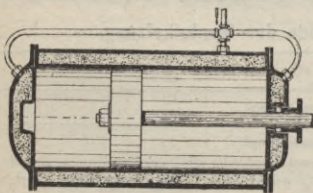


Fig. 735. Mantel- u. Deckelheizung.

Lokomobilen, wird der Dampfmantel mit dem Dampfeylinder aus einem Stück gegossen, d. h. der Dampfmantel wird gebildet durch eine äussere Hülle, welche mit dem Dampfeylinder aus einem Stück gefertigt ist, wobei der ringförmige Zwischenraum zwischen beiden den **Dampfmantel** darstellt. Dieser Zwischenraum in Fig. 736 mit *a* bezeichnet, wird je nach der Grösse des Cylinders 40 bis 70 mm breit.

Die Ausführung kann nach Fig. 734 geschehen, bei welcher nur die Seitenwandungen

vom Dampf berührt werden, oder nach Fig. 735, indem auch die beiden Stirnwände durch Frischdampf geheizt werden.

Fig. 736 zeigt den Dampfcylinder einer Lokomobile im Längsschnitt; derselbe ist auf einem Sattel montiert und letzterer direkt auf den Kessel genietet, so dass der Dampfmantel mit dem Dampfraum in Verbindung steht.

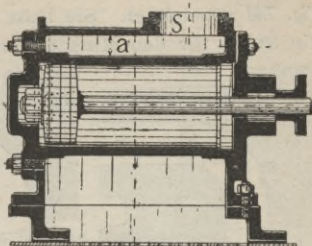


Fig. 736 Längsschnitt. ]

Fig. 737—738 zeigen noch eine andere Ausführung des Dampfmantels an einer Eincylinder- und Compoundlokomobile.

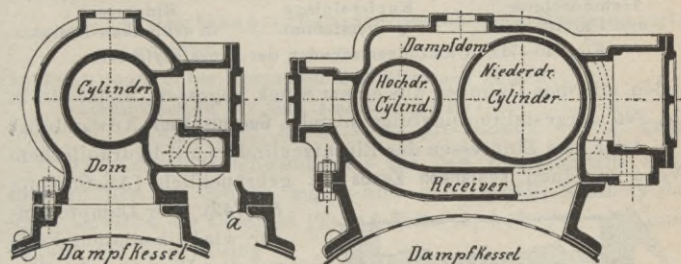


Fig. 737—738.

Querschnitte von Lokomobilzylindern mit angeossenen Dampfmänteln

Bei stationären Maschinen wird die Cylinderbüchse (Arbeitscylinder) meist für sich angefertigt und in den Cylinder eingesetzt (Fig. 781 bis 783 Seite 213).

Man findet jedoch auch Ausführungen mit **angegossenem** Dampfmantel (s. Fig. 739).\*) Hierbei geht aber der Vorteil, für den Arbeitscylinder besseren Guss verwenden zu können, verloren. Die lichte Weite des Mantels soll nicht unter 40 mm betragen.

Wichtig ist, für den inneren Cylinder, den sogenannten **Cylindereinsatz** (s. auch S. 194), einen besonders guten Guss zu verwenden und für **sorgfältige Abdichtung** desselben gegen den Arbeitsraum der Cylinder zu sorgen.

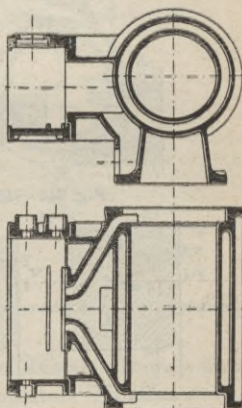


Fig. 739.

\*) Platzen derartiger Cylinder infolge Gussstressungen durch fehlerhafte Materialverteilung s. „Kranke Dampfmaschine“ II. Aufl.

Die gebräuchlichste Abdichtung\*) des Cylindereinsatzes gegen den Cylinderkörper ist diejenige mit **Kupfereinlage**, wie in *Fig. 741* gezeichnet. Sie lässt sich jedoch nur ausführen, wenn die Stelle für den Ring zugänglich ist; dort, wo der Cylinder-



Fig. 740—742. Dichtungsmethoden der Einsatzcylinder.

boden mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen, findet die in *Fig. 740* dargestellte Dichtung mittelst **Gummischnur** Anwendung.

Auch das Einpressen des Einsatzcylinders auf hydraulischem Wege in einen **schlanken Konus** ist gebräuchlich (Ausführung

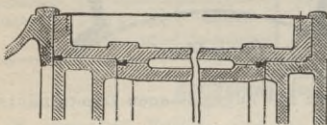


Fig. 743.

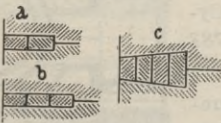


Fig. 744—746.

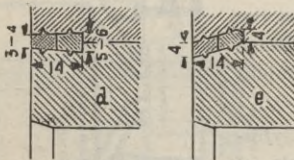


Fig. 747.

748.

verstemmt, dann mit dem Cylinderflansch in seiner Lage fixiert. Die eingestemmtten Kupferringe sind nicht nach *Fig. 744—746*, sondern nach *Fig. 747*, noch besser nach *Fig. 748* zu dimensionieren.

*Fig. 742*). Der Dampfeylinder wird in diesem Falle vor dem Einsetzen des Einsatzcylinders etwas angewärmt, doch begnügt man sich auch häufig ohne letzteres.

Bei eingestemmtten Cylinderbuchsen ist die Buchse unbedingt sicher gegen Verschiebung zu sichern.

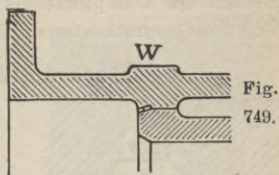
Am besten geschieht dieses, indem man die Buchse hinten im Cylinder(Deckel-seite) mit einem Bund gegen den Cylinder stossen lässt (*Fig. 743*).

Der vordere Cylinderdeckel wird fest gegen die Buchse gepresst, ebenfalls

\*) Andere Ausführungen s. unter „Schiffsmaschinen“.

Tiefer als 14 mm (12 mm genügen auch) ist unnötig, weil das Kupfer sonst nicht durchzieht. Auch nicht ein Ring 14 mm hoch, sondern ca. 7 mm, jeden einzelnen verstemmen. Gleichbleibender Querschnitt ist besser.

Die Cylinderkörper müssen aussen mit starkem Wulst *W* (Fig. 749) versehen werden, um das Platzen zu verhüten.



**Dampfmenge und Rohrleitung für den Dampfmantel.**

Bezeichnet (s. auch Seite 40):

$S_i \cdot N_i$  den Gesamtampfverbrauch einer Maschine in kg pro Stunde,

so kann man unter normalen Verhältnissen setzen:

Dampfmenge für den Dampfmantel

$$S_d = 0,08 \cdot S_i \cdot N_i \text{ in kg pro Stunde . . . (201)}$$

Als mittlere Geschwindigkeit für den Dampfeintritt kann man 70 Mtr. zu Grunde legen und man erhält, wenn  $\gamma$  das spez. Gewicht des Dampfes (Tab. 4 Seite 12) bedeutet, als Querschnitt der Rohrleitung

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{S_d}{\gamma \cdot 3600 \cdot 70} \cdot 10000 \sim \frac{0,04 S_d}{\gamma} \text{ in qcm . (202)}$$

Den Eintritt des Dampfes bringt man, wie Fig. 750 zeigt, oberhalb des Dampfzylinders bei *a* oder *b*, den Austritt des niedergeschlagenen Wassers an der tiefsten Stelle an. Letzteres deshalb, damit sich auf keinen Fall Wasser im Dampfmantel ansammeln kann.

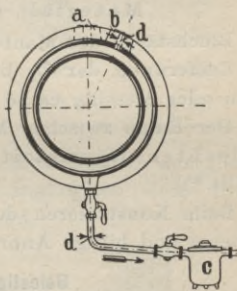


Fig. 750.

Entwässerung des Dampfmantels.

Die Abflussleitung wird mit einem Kondensstopfe *c* verbunden (Fig. 750). Das Kondenswasser ist reines, destilliertes Wasser. Man führt dasselbe vorteilhaft dem Kesselspeisewasser zu.

An einer oberen Stelle des Dampfmantels soll ausserdem ein Lufthahn, zum Entfernen der etwa sich ansammelnden Luft, angebracht werden.

Folgende Tabelle giebt den Durchmesser *d* der Dampfrohre zum Dampfmantel.

Cylinderdurchmesser <i>D</i> =	300	400	600	800	1000	1200	mm
Rohrdurchmesser . . <i>d</i> =	12	15	20	25	30	35	„

**Mehrkosten einer Maschine durch Ausrüstung mit Dampfmantel.**

Leistung der Maschine . . .	10	25	50	100	250	500 PS.,
Kosten des Dampfmantels . .	150	250	300	450	520	600 Mk.,
Von den Gesamtkosten der Masch.	7	6	4	3	2	1 0/0.

**Sonstige Ausrüstung der Dampfzylinder.**

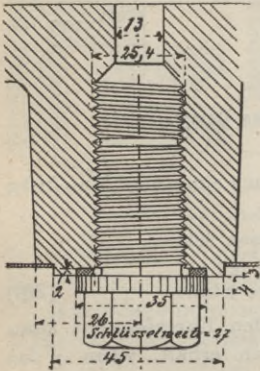


Fig. 751. Indikatornocken.

Der **Indikatornocken** wird an beiden Cylinderenden angebracht und erhält 1" engl. Gewinde, Verschluss-schraube aus Rotguss (Fig. 751).

Die **Anbohrungen** in den Cylinder (13 mm Durchm.) sind so vorzunehmen, dass dieselben weder in die Lauffläche kommen, noch von den Deckeln überdeckt werden. Der Dampf muss stets ungehindert in den Indikator eintreten können. Wegen Wasseransammlung sollen die Nocken nicht horizontal, sondern in **schräger** Lage nach S. 210 angebracht sein.

**Der Schutzmantel**

(Umkleidung) um den Dampfzylinder.

Material: Blaublech, seltener Holz.

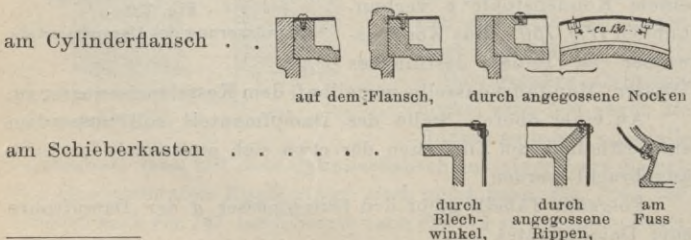
Blechstärke des Mantels  $\frac{3}{4}$  bis 2 mm.

Entfernung der  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{5}{16}$ " Befestigungsschraubchen aus Eisen oder Messing ca 80 mm.

Der Raum zwischen Mantel und Cylinder wird mit einem schlechten Wärmeleiter, z. B. Kieselguhr, Filz etc., ausgefüllt. \*)

Beim Konstruieren des Dampfzylinders hat man für eine bequeme und billige Anbringung der Umkleidung zu sorgen.

**Befestigung der Umkleidung**



\*) Neuerdings finden Kieselguhr-Isoliersteine mit Korkauflage Verwendung.

Die Kondenshähne.

Zum Ablassen des Kondensationswassers sind nötig:

2 Hähne für die beiden Cylinderenden;

1 Hahn zum Schieberkasten;

1 Hahn ist ferner noch erforderlich, wenn der Cylinder Lampfhemd hat, s. Seite 205.

Die Rohre der einzelnen Kondenshähne dürfen nicht vereinigt, sondern müssen einzeln ins Freie geleitet werden; der Durchmesser der Rohre ist = ca. 1,3  $d$  zu nehmen.

Die Enden derselben dürfen nicht in Wasser eintauchen.

Betr. Anordnungen der Entwässerungen s. auch Kapitel „Rohrleitungen“.

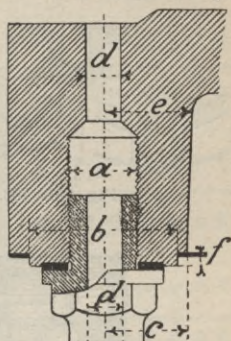


Fig. 759.

Tabelle 94. Nocken für Kondenshähne. mm.

Cylinder-Durchm.	100—250	300—450	500—650	700—1000
$d$	10	13	16	20
$a$	19	23	25	28
$b$	40	45	50	55
$c$	25	28	32	35
$e$	30	32	38	40
$f$	3	3	5	5

Man soll darauf achten, dass zum Einschrauben der Hähne Platz vorhanden und dieselben auch zugänglich sind. Ungefähre Baumaasse der Hähne nachstehend.

Tabelle 95. Kondenshähne. mm.

$d$	$l$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$
6	80	40	90	25	40	30	8
10	90	45	95	30	45	35	10
13	100	50	105	35	50	40	13
16	110	55	115	40	55	45	16
20	120	60	120	45	60	50	18

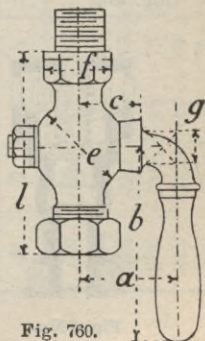


Fig. 760.



Es empfiehlt sich, an den tiefsten Stellen **Wassersäcke** anzuordnen, damit Wasserteilchen sich ansammeln können und die Bewegung des Kolbens nicht hindern. *Fig. 763* zeigt die seitliche Abführung des Kondensationswassers.

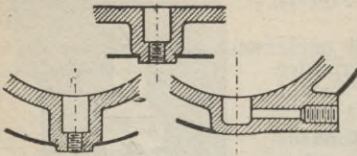


Fig. 761—763.

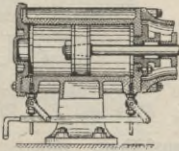


Fig. 764.

Entwässerung der Dampfeylinder.

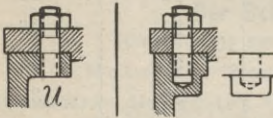


Fig. 765,

766.



Fig. 767,

768,

769.

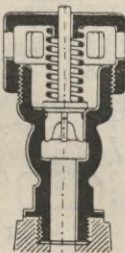


Fig. 769 a.

Bei Anordnung der Löcher bezw. **Wassersäcke** hat man darauf zu achten, dass dieselben weder vom Kolben, noch vom Cylinderdeckel überdeckt werden.

Zur bequemeren Handhabung der **Kondensähne** empfiehlt es sich, dieselben durch einen Hebel zu verbinden, wie in *Fig. 764* angedeutet.

In einen Dampfraum sollen **Stiftschrauben** nicht einmünden, da das Gewinde leicht zerfressen wird und die Schrauben locker werden. Man ordne an den Stellen **Warzen** an (*Fig. 766*).

Der **Cylinderdeckel** soll etwas grösseren Durchmesser erhalten als der Flansch am Dampfeylinder, damit das Blech und das eventuelle **Zugband** (Zierleiste aus gezogenem Eisen) nicht über den Deckel vorspringt, wie in *Fig. 768—769* dargestellt.

**Sicherheitsventile** (*Fig. 769 a*) sollten, wie die Schlammähne, am tiefsten Punkt der Dampfeylinder angeordnet werden. Häufig findet man auch die Ablassähne mit den Sicherheitsventilen vereinigt.

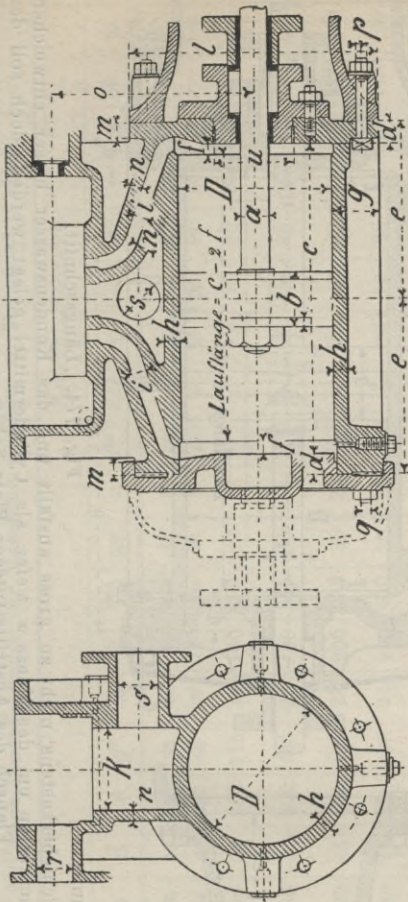


Table 96.

Dampfzylinder

von

75-225 mm Durchm.

für einfache Schiebersteuerung.

Fig. 770-771.

Man beachte Seite 210 unten.

Maschine		Kolben		Schrauben																
H	D	a	b	c	d	e	g*)	h	k	l*)	m	n	o	Zahl	p	Zahl	q	r	s	u
120	75	18	50	178	21	105	60	17	30	195	20	12	150	4	16	6	13	13	16	—
160	90	22	60	228	21	135	65	17	45	220	22	12	175	4	20	6	16	17	22	—
200	120	25	70	278	21	160	70	18	65	260	24	13	200	4	20	6	16	24	29	—
250	160	30	75	334	23	190	78	18	90	316	26	14	220	4	20	6	20	34	42	—
300	190	35	80	388	26	220	85	19	110	360	27	15	240	4	23	6	20	42	50	100
350	225	40	85	444	28	250	90	20	140	405	28	16	270	5	23	6	20	50	62	115

Das Maass *i* richtet sich nach Tourenzahl und Schiebermodellen, eventl. kann *k* auch geändert werden.  
\*) Flanschanschluss passend zum Rahmen Seite 70.

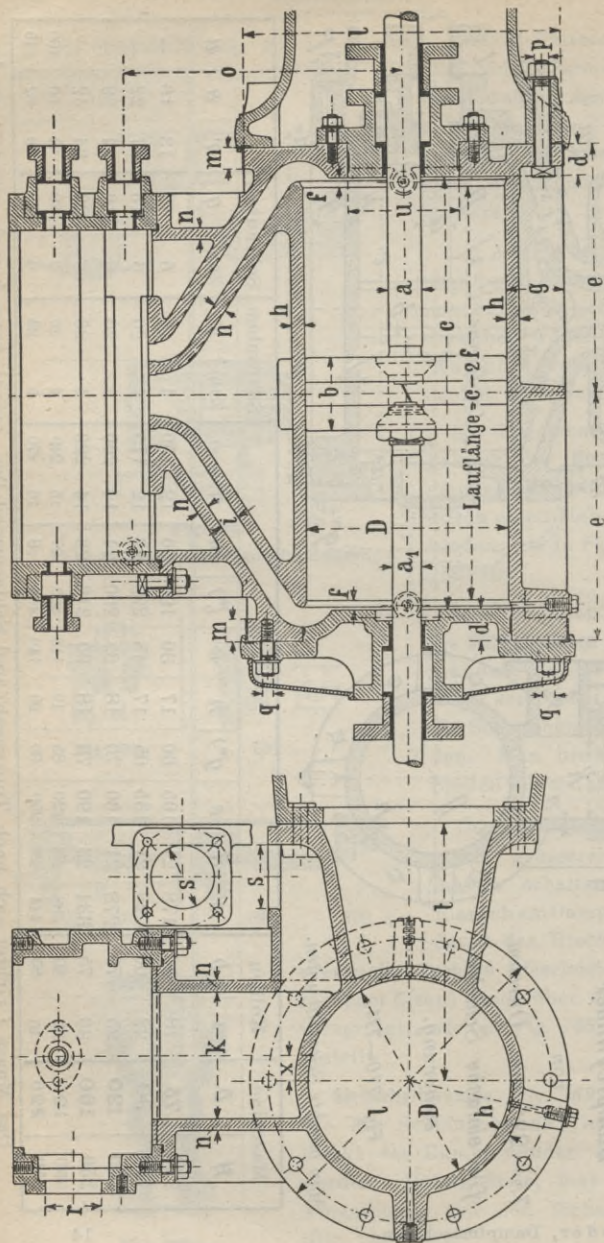


Fig. 772—773. Querschnitt.

Damit die obere Fläche des Schieberkastens nicht zu gross ausfällt und das Kondenswasser besser entweichen kann, kann das Mittel Schieberkasten um das Maass  $x$  tiefer als Cylindermittel gelegt werden, doch soll der Flansch des Austrittsstutzens Platz haben.

Fig. 774. Längsschnitt.

Tabelle 97. Dampfzylinder von 190—700 Durchm. für Doppelschiebersteuerung. Fig. 772—774.  
(Abbildung Seite 210 zeigt Dampfzylinder zur Maschine 400/700, im Maassstab 1:15.)

Maschine		Kolbenstange										Schraub., Schraub.									
H	D	a	a <sub>1</sub>	b	c	d	e	g*	h	k	l*	m	n	o**)	p	Zahl	q	r	s	t	u
300	190	35	—	80	388	26	220	85	19	110	360	27	15	240	23	6	20	42	50	—	100
350	225	40	—	85	444	28	250	90	20	14	05	28	16	270	5	6	20	50	62	—	115
400	250	45	—	90	498	36	285	115	21	160	480	29	17	377 290	5	8	20	60	70	350	130
450	275	50	—	100	560	40	320	120	22	180	515	30	18	400 305	5	8	23	70	80	375	150
500	300	55	—	110	620	45	355	125	23	200	550	30	20	425 325	6	8	23	75	90	400	160
600	350	62	—	130	740	45	415	130	24	230	610	35	22	480	6	10	26	90	110	450	190
700	400	68	58	145	856	62	490	135	25	260	670	35	23	545	8	10	26	105	125	505	220
800	450	78	68	160	972	64	550	140	25	290	730	40	25	615	8	12	26	115	140	585	240
—	500	85	75	170	—	68	—	145	26	—	790	40	26	—	8	12	26	130	160	670	250
—	550	95	80	180	—	68	—	1 0	26	—	850	42	27	—	10	14	26	145	180	750	260
—	600	105	90	190	—	68	—	155	28	—	910	42	28	—	10	14	29	160	200	880	270
—	700	120	100	200	—	73	—	1 0	28	—	1020	45	30	—	10	16	29	190	230	910	300

\*) Die Maasse g und t ergeben sich genauer beim Aufzeichnen der Flanschverbindung, angelegener Dampfmantel erfordert grösseres g und t.  
\*\*) Die kleingedruckten Werte passen zum Rahmen Seite 70.  
Das Maass t richtet sich nach Tourenzahl Schiebermodellen, eventl. kann k auch geändert werden.  
Das Maass f wird bestimmt mit Rücksicht auf Kolbenüberlauf und Kolbenspiel.

Der Fuss der Dampfzylinder soll stets eine Sohlplatte erhalten, vgl. S. 196.

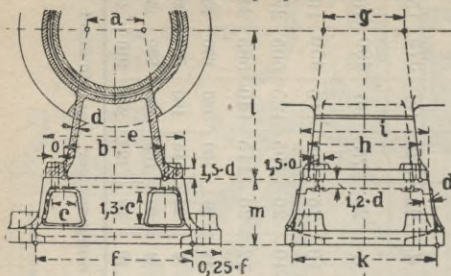


Tabelle 98.

Fuss des Dampfzylinders.

Fig. 775—776.

(Abbildung zeigt Fuss zur Maschine 450 × 800 im Maassstab 1:30.)

Maschine														
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	o
400	250	185	250	70	18	390	450	240	290	340	370	350	215	22
450	275	185	270	70	19	410	470	250	305	360	395	375	220	24
500	300	190	290	75	20	430	490	260	320	380	420	400	225	25
600	350	195	330	80	23	470	530	280	360	420	470	450	235	26
700	400	205	370	90	25	510	570	300	400	460	520	505	245	28
800	450	220	400	100	28	555	620	320	440	505	570	580	255	31
900	500	240	430	110	30	605	670	340	480	550	620	645	265	35
1000	550	265	460	110	31	660	730	360	520	600	670	700	275	35
1100	600	290	490	120	32	715	790	380	560	650	725	750	285	38
1200	700	320	520	120	33	770	850	400	600	700	780	800	300	38

Einige Konstrukteure wenden bei Maschinen von 600 Hub aufwärts eine **Schlittenführung** unter dem Zylinderfuss an (Fig. 777), doch dürfte Ausführung nach Fig. 775—776 und 778—780 stets genügen.

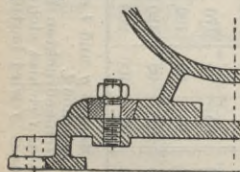


Fig. 777.

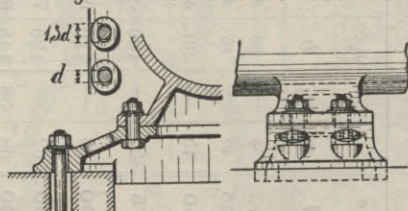
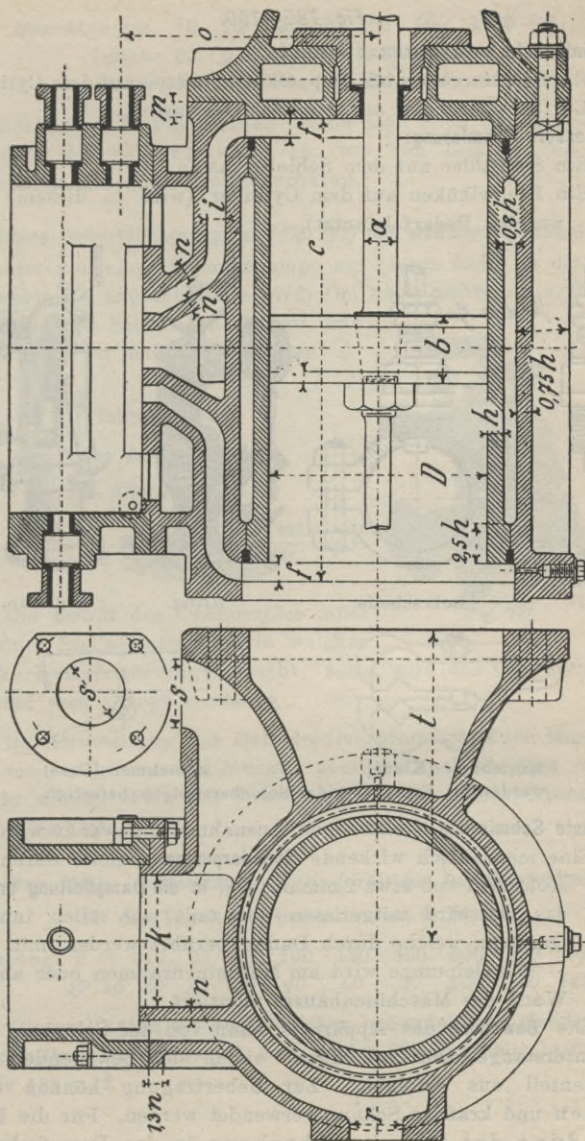


Fig. 778—780.

Tabelle 99. Differenz der Zylinderlängen in kaltem und betriebswarmem Zustand. (Mittelwerte.)

Kolbenhub . . mm	400	600	800	1000	2000
Ausdehnung . . ,	0,5	0,8	1,1	1,6	3,0

**Dampfzylinder mit Dampfhemd.** Fig 781—783. Dimensionen siehe Seite 211.



Ausführung des Dampfmantels siehe auch Seite 202 u. f.

## Schmiervorrichtung für Dampfcylinder.

Fig. 785—790.

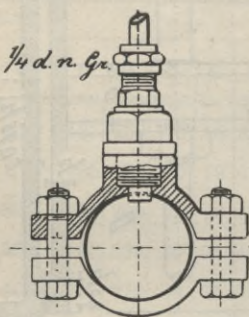
## a) Einfachste unvollkommene Methode:

Ein Schmiergefäß mit Doppelkükten mitten auf dem Cylinder.  
Ein Schmiergefäß auf dem Schieberkasten.

## b) Bessere Schmierung:

Ein Selbstöler auf dem Schieberkasten.

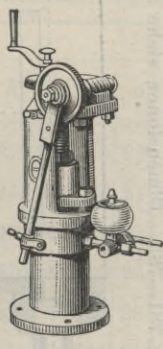
Ein Doppelkükten auf dem Cylinder (wird in diesem Falle nur bei Bedarf benutzt).

Rück-  
schlag-  
ventil.

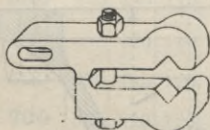
[Rohrschelle.



Ritter.

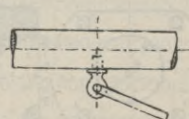


Mollerup.



Mitnehmer [Klaue]

werden an Excenter- oder Schieberstangen befestigt.



Mitnehmer [[Oese]

## c) Beste Schmierung (sollte ohne Ausnahme angewandt werden):

Eine mechanisch wirkende **Schmierpumpe**, welche durch ein Röhrcchen von etwa 2 mm das Oel **in die Dampfleitung drückt**; das Oel wird mitgerissen und teilt sich allen inneren Organen, welche durch Dampf berührt werden, mit.

Die Oelpumpe wird am Maschinenrahmen oder an der Wand des Maschinenhauses montiert.

Die **Bewegung** des Apparates kann von der Schieber- oder Excenterstange oder von irgend einem sich bewegenden Maschinenteil aus erfolgen. Zur Uebertragung können auch Rollen und kräftige Schnur verwendet werden. Für die Einmündung des Schmierröhrcchens in das Dampfrohr ist ein **Rückschlagventil** einzuschalten.

**Tabelle 100. Preise der mech. Oelpumpen.**

Maschine bis	10	15	30	50	100	500	1000	PS.
Inhalt	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	1,0	1,5	Liter
Preis	90	120	150	180	220	270	300	Mk.

Bei Schiebermaschinen ordnet man noch ein **Doppelkükten** auf dem Schieberkasten an, um von Zeit zu Zeit dem Schieberspiegel etwas Oel zuzuführen.

**Ritters Oelverteilungsapparat (Fig. 791) mit sichtbaren Oeltropfen** gestattet von einer Schmierpumpe aus (deren Rohr an die Verschraubung *c* angeschlossen wird) Oel nach mehreren, z. B. drei verschiedenen Stellen zu führen und jeden Weg für sich zu regulieren.

**Tabelle 100a.****Preise der Oelverteiler***(W. Ritter, Altona).*

Mit	1	2	3	Verteilern
Vernickelt	22	43	64	Mk.

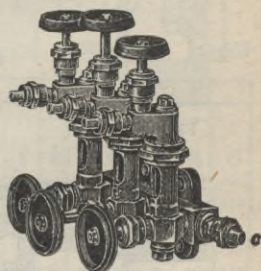


Fig. 791.

Der **Eintritt** des Cylinderöles muss an einer Stelle stattfinden, in welcher starke Dampfströmung herrscht, sonst wird das Oel nicht genügend vom Dampf zerstäubt.

Bei Beurteilung des Cylinderölverbrauches einer Maschine soll man nicht nur die Menge, sondern auch die **Güte** in Betracht ziehen. Folgende Tabelle gilt für gute Einrichtung und für gutes Oel.

**Tab. 100 b. Oelverbrauch (Cylinderöl) der Dampfmaschinen für den Tag (10 Arbeitsstunden) in Pfennig.**

Leistung	2	5	10	25	50	100	150	300	600	800	1000	PS.
	10	15	20	25	30	40	60	80	100	120	140	Pf.

Dieses Kapitel ist ausführlicher behandelt in „Haeder, Die kranke Dampfmaschine“, II. Aufl., und in Haeders Zeitschrift 1900, Seite 134 u. f.



### Verbindung von Dampfzylinder und Rahmen.

Man findet die verschiedenartigsten Ausführungen, von denen nur einige hier wiedergegeben sein mögen.

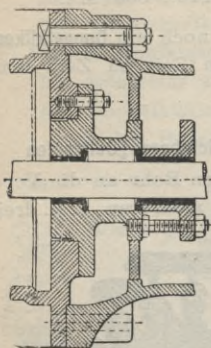


Fig. 792.

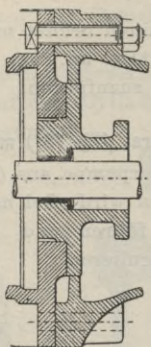


Fig. 793.

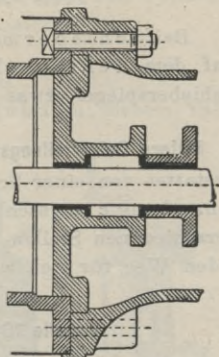


Fig. 794.

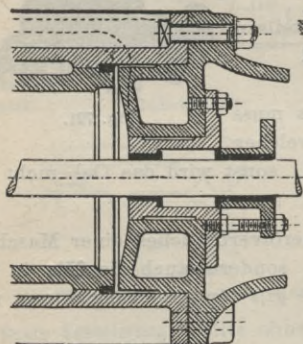


Fig. 795.

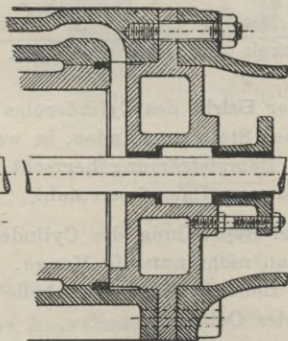


Fig. 796.

Fig. 797.  
Ring *a*  
soll das Öl  
u. Wasser  
auf-  
fangen.

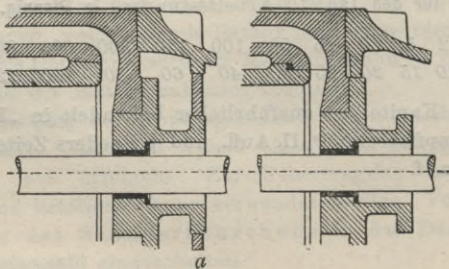
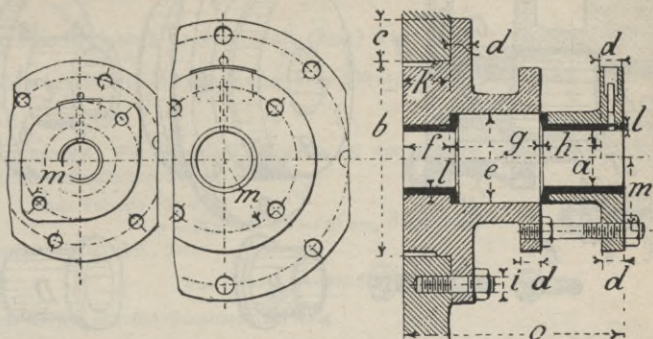


Fig. 798.

Tabelle 101. *Vorderer Cylinderdeckel. Fig. 799—801.*

Der **vordere Cylinderdeckel**, also der Cylinderverschluss nach der Kurbelseite, wird vielfach nach *Fig. 799—801* ausgeführt.



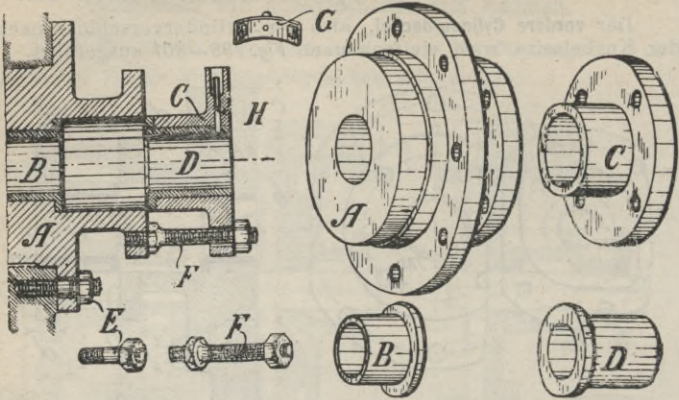
Maschine										Schraub				Schraub.			
<i>H</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e*</i>	<i>f</i>	<i>g*</i>	<i>h</i>	Zahl	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m**</i>	Zahl	<i>n</i>	<i>o</i>
120	75	18 $\frac{1}{2}$	—	—	16	40	15	52	35	—	—	—	3	42	2	13	118
160	90	22	—	—	18	50	15	58	39	—	—	—	3	49	2	13	130
200	120	25	—	—	19	55	20	62	41	—	—	—	3	52	2	13	142
250	160	30	—	—	20	60	20	66	43	—	—	—	4	55	2	16	149
300	190	35	100	50	22	70	30	75	49	4	20	40	4	64	2	16	176
350	225	40	115	50	23	75	30	80	52	4	20	40	5	67	2	16	185
400	250	45	130	55	24	85	35	90	58	6	20	40	5	75	2	20	207
450	275	50	145	55	25	90	40	95	61	6	20	45	6	79	3	20	221
500	300	55	160	55	26	95	45	100	65	6	20	45	6	82	3	20	236
600	350	62	190	55	27	102	50	110	68	6	20	50	7	85	3	20	255
700	400	68	220	60	28	108	60	115	77	6	20	55	7	90	3	23	280
800	450	78	240	60	29	123	70	125	86	8	20	60	8	102	4	23	310
900	500	85	260	60	30	130	75	130	89	8	20	65	9	105	4	23	324
1000	550	95	280	60	32	140	85	140	96	8	20	70	9	110	4	26	353
1100	600	105	300	65	34	155	90	155	104	8	23	75	10	121	4	30	383
1200	700	120	320	70	36	170	100	170	116	10	23	80	11	130	4	30	422

Die kleinen Cylinder werden nicht mittelst Bohrstange, sondern auf der Plandrehbank ausgebohrt. Die Stopfbüchse wird also angegossen.

\*) Für Metallpackung s. Sachregister unter M.

\*\*) Je nachdem man auskommt, kann das Maass *m* kleiner angenommen werden, als in Tabelle 101 angegeben ist.

Fig. 802—809. Vorderer Cylinderdeckel (Kurbelseite).



Benennungen der Teile Fig. 802—809: **A** Stopfbüchsgewäuse, **B** Grundring, **C** Stopfbüchse, **D** Futter der Stopfbüchse, **E** Stiftschrauben, **F** Stopfbüchsschrauben, **G** Schmierstopfdeckel, **H** Schmierröhrchen.

Bei den **Stopfbüchsen** hat man für Auffangen des Wassers zu sorgen, welches aus der

Stopfbüchse tropft.

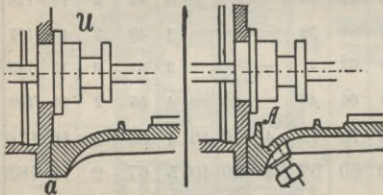


Fig. 810.

Fig. 811.

Ausführung Fig. 810 ist unrichtig, das Brüdenwasser tropft zwischen dem Flansch bei *a* heraus. Man beachte auch Fig. 797 bis 798, Seite 216.

**Hintere Cylinderdeckel und Kolbenstangenführungen.**

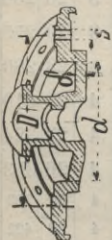


Fig. 812.

Bezeichnet (s. auch Fig. 812):

- D* den Schraubenlochkreis in cm,
- d* den für die Berechnung des Deckels in Betracht kommenden Durchm. in cm,
- $\delta$  die Wandstärke des Deckels in cm,
- p* den Dampfdruck in Atm. Ueberdruck,
- s* den Kerndurchm. der Schrauben in cm,
- i* die Anzahl der Schrauben

so ist:

$$[\text{Biegungsbeanspruchung: } k = \frac{d^2 \cdot p}{4 \cdot \delta^2} \dots \dots \dots (203)$$

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{p}{k}} \dots \dots \dots (204)$$

Zulässige Beanspruchung für

Gusseisen  $k = 250 - 300$  kg pro qcm . . . (205)

Stahlguss  $k = 500 - 600$  " " " . . . (206)

Für die **Schrauben** ergibt sich (Zug)  $k = \frac{D^2 \cdot p}{i \cdot s^2}$  . . . (207)

Zulässige Zugbeanspruchung  $k = 400 - 500$  kg pro qcm . (208)

**Beispiel:** Für Maschine  $450 \times 800$  sei der hintere Cylinderdeckel für 7 Atm. Dampfüberdruck zu berechnen.

Nach Tabelle 102 wird

$$d = 46,5 - 2 \cdot 3,2 \sim 40 \text{ cm, } \delta = 3,2 \text{ cm,}$$

mithin nach Gleich. 204:

$$k = \frac{40^2}{4} \cdot \frac{7}{3,2^2} \sim 275 \text{ kg pro qcm,}$$

nach Gleich. 205 für Gusseisen zulässig.

Die Deckelschrauben setzt man so dicht wie möglich an die Cylinderwandung, als vorläufiger Lochkreis-Durchmesser ergibt sich demnach bei 12 Stück Schrauben von 26 mm Durchm. (nach Seite 211)

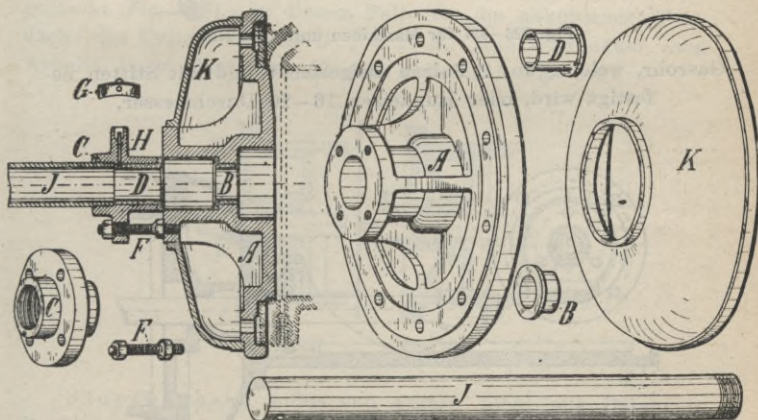
$$\text{Lochkreis } D = 465 + 2 \cdot 24 + 2 \cdot 26 \sim 570 \text{ mm,}$$

mithin nach Gleich. 207

$$k = \frac{57^2 \cdot 7}{12 \cdot 2,13^2} \sim 400 \text{ kg pro qcm,}$$

nach Gleich. 208 zulässig.

**Allgemeine Ausführung eines hinteren Cylinderdeckels.**



**A** Stopfbüchengehäuse, **B** Grundring, **C** Stopfbüchse, **D** Futter der Stopfbüchse, **E** Stiftschrauben, **F** Stopfbüchsschrauben, **G** Schmierstopfdeckel, **H** Schmierröhrchen, **J** Gasrohr, **K** Schutzhaube.

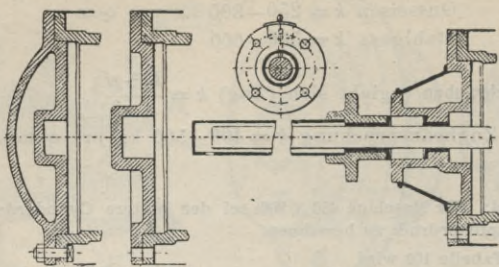


Fig. 822—823.

Fig. 824—825.

Für Maschinen

bis 300 Hub,

unter 900 Hub.

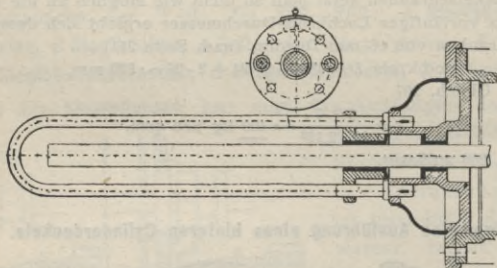


Fig. 826—827 für Maschinen unter 900 Hub.

Gasrohr, welches auf 2 Bolzen aufgesteckt und mit Stiften befestigt wird, oder Rundeisen 16—20 Durchmesser.

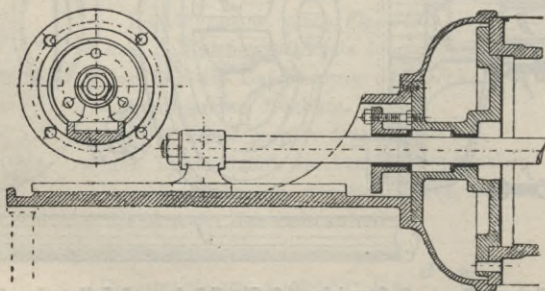


Fig. 828—829 für Maschinen über 900 Hub.

Hintere Führung und Schutzhaube zum Deckel aus einem Stück.

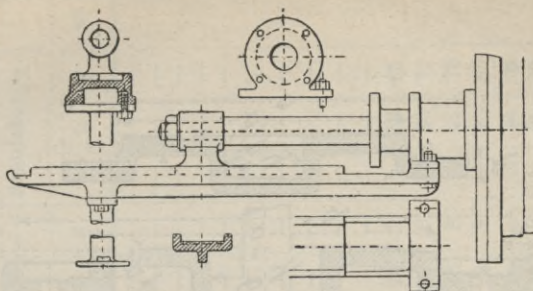


Fig. 830—834 für Maschinen über 900 Hub.  
Gleitbahn am Stopfbüchsengehäuse befestigt.

Die **Centrierungsleiste** am Cylinderdeckel wird vielfach noch, auch bei tiefgehenden Deckeln, nur vorne am Cylinderrand

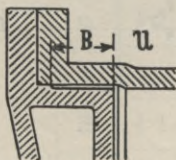


Fig. 835.



Fig. 836.

gemacht (Fig. 835). In diesem Falle ist die abkühlende Oberfläche des Cylinderdeckels  $D^2 \frac{\pi}{4} + D \pi B$ . Man wird daher zwei Arbeits- bzw. Centrierungsleisten anbringen (Fig. 836).

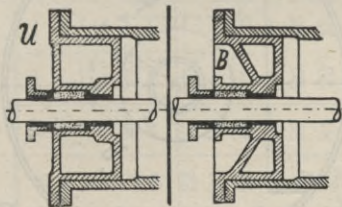


Fig. 837.

Fig. 838.

Stopfbüchsen sollen von aussen nicht mit Dampf in Berührung kommen, da sonst die Packung sich schlecht hält bzw. verbrennt.

Geheizte Cylinderdeckel deshalb nach **B** (Fig. 838) ausführen.



Tabelle 102. Hinterer Cylinderdeckel. Fig. 839—842.

Maschine		Schraub.													Schutzhaube							
H	D	a	c	d	e	f	h	i <sup>*)</sup>	k	l <sup>*)</sup>	m	n	o	p	q	Zahl	r	s	t	u	v	w
		120	75	85	18	15	—	—	—	—	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	90	100	14	16	—	—	—	—	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	120	130	15	17	—	—	—	—	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	160	170	16	18	—	—	—	—	60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	190	200	18	20	—	—	—	—	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
350	225	235	20	21	—	—	—	—	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	250	260	22	23	—	—	—	—	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
450	275	285	24	26	—	—	—	—	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	300	310	26	28	—	—	—	—	95	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	350	365	28	30	—	—	—	—	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700	400	415	30	32	20	16	50	105	130	100	21	68	58	215	28	3	20	7	9	18	65	—
800	450	465	32	34	22	18	60	115	145	110	22	76	68	234	30	3	23	8	10	20	70	—
900	500	515	36	38	24	20	65	120	165	120	23	80	75	250	30	3	23	8	11	22	75	—
1000	550	565	40	42	25	25	70	125	175	125	24	84	80	255	31	4	23	8	12	25	80	—
1100	600	615	44	46	26	27	80	135	190	135	25	92	90	275	32	4	26	9	13	30	85	—
1200	700	715	50	52	28	30	90	150	210	150	28	100	100	305	34	4	30	10	14	35	95	—

Maass g hängt von der Ausführung der Kolbenstangenmutter ab. \*) Für Metallpackung s. Inhaltsverzeichnis unter M. Flanschdurchmesser b nach Tab. 97.



## Stopfbüchspackung.

Eine gute Stopfbüchspackung soll, ohne stark angezogen zu werden, gut abdichten, die Kolbenstange nicht angreifen und möglichst dauerhaft sein.

Wir unterscheiden

### I. Weichpackung.

Baumwolle, Hanf und **Asbest** mit **Talkum**, Paraffin oder Talg imprägniert, werden hauptsächlich zu Stopfbüchspackungen in runder oder quadratischer Form verarbeitet.

Die Weichpackung **Asbest** mit Talkum hat sich für Dampfdrücke bis 6 Atm. gut bewährt, wenn der Kolbenstange von aussen stets Oel zugeführt wird, die Oelung von dem geschmierten Dampf allein ist ungenügend.

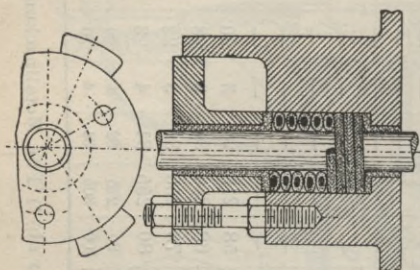


Fig. 843—844.

Bei **hohem Dampfdruck** wird nach kurzer Betriebszeit das Packungsmaterial fest und hart und muss häufig erneuert werden.

### II. Metallpackung.

Das Material für Metallpackung (Weissmetall) hat ähnliche Zusammensetzung, wie das der Weissgusslager.

*Fig. 845.* Einteiliger oder wenn nötig zweiteiliger Cylinder mit abgeschrägten Kanten, Länge = 1 bis  $1\frac{1}{2}$  mal Stangendurchm. Vor und hinter dem Packungscylinder befinden sich Ringe aus Rotguss, bei grösseren Ausführungen aus Weissguss hergestellt. Die Ringe werden etwas weiter gebohrt als der Stangendurchm. Die Packung wird mit Spiel eingebaut, damit sie der Kolbenstange folgen kann (siehe auch *Fig. 630* Seite 176).

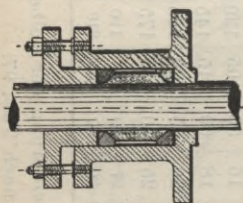


Fig. 845.

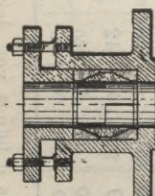



Fig.  
846.

*Fig. 846.* Flensburger Eisenwerk. Packung in der Längsrichtung  durchschnitten. Zwei konisch ausgebohrte Metallringe umschliessen die Packung.

*Fig. 846—848.* Einteiliger Konus mit versetzten Einschnitten, die ein Anziehen und erneutes Abdichten nach etwagem Verschleiss ermöglichen. Der äussere Konus passt genau in den konisch gebohrten Stopfbüchsentopf. Zwischen Metallkonus und Stopfbüchsendeckel wird ein elastischer Ring aus Tucks gelegt.

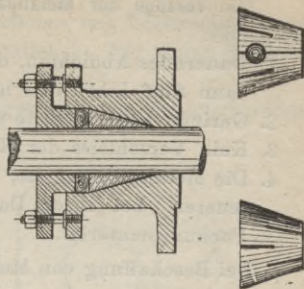


Fig. 846—848.

*Fig. 849.* Howaldtwerke. Aus mehreren einzeln geteilten Ringen zusammengesetzt, die Ringe werden in die Stopfbüchse so eingebaut, dass die Teilschnitte verdeckt sind. Auf die Packung kommt ein elastischer Ring aus Tucks.

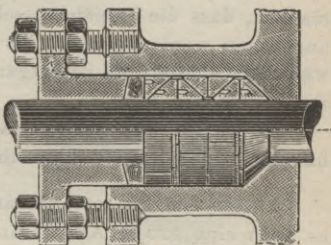


Fig. 849.

*Fig. 850.* Ausführung ähnlich wie in *Fig 849*, die Wandungen sind jedoch innen geriffelt, also sog. Labyrinthdichtung.

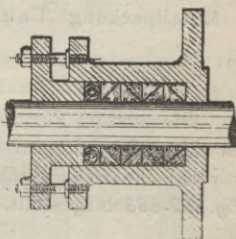


Fig. 850.

*Fig. 851.* Ziegler. Bewegliche Stopfbüchse soll Ungenauigkeiten in der Centrierung der Stopfbüchse und des Kreuzkopfes zur Cylinderbohrung, das Durchhängen und Krummsein der Kolbenstange, wie auch schiefes Anziehen der Stopfbüchse unschädlich machen.

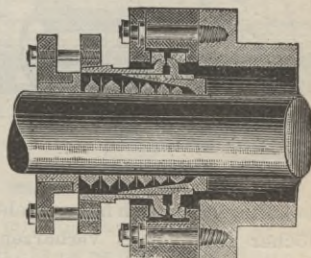


Fig. 851.

Die Anwendung der Metallpackungen im allgemeinen kann nur bei **genau runden** Kolbenstangen ohne Verschleiss und Riefen stattfinden, und müssen daher Kolbenstangen, die schon längere Zeit in anderer Packung gearbeitet und dadurch stellenweise im Durchmesser verloren haben, nachgedreht werden.

Haeder, Dampfmaschinen.

Die **Vorzüge der Metallpackung** sind, kurz zusammengefasst, folgende:

1. Dauerndes Abdichten, denn eine richtig behandelte Packung kann fünf Jahre und länger im Betrieb bleiben.
2. Geringe Kraftverluste durch Stopfbüchsenreibung.
3. Kein Verschleiss der Kolbenstange.
4. Die Metallpackung ist, wenn auch in der Anschaffung etwas teurer, bei ihrer Dauerhaftigkeit billiger wie anderes Packungsmaterial.

Bei Beschaffung von Metallpackung ist es erforderlich, dem Maschinisten Anweisung über die Behandlung derselben zu geben, und ihn besonders darauf aufmerksam zu machen, dass die Stopfbüchsschrauben schwach und nur soweit angezogen werden dürfen, bis die Abdichtung erfolgt ist. Gewöhnlich genügt bei leichtgängigen Schrauben schon ein Anziehen mit den Fingern.

Zu **starkes** und **schiefes** Anziehen der Packung kann Erhitzung und Schmelzen derselben herbeiführen.

Ausser den bis jetzt genannten Stopfbüchspackungen giebt es noch eine grosse Anzahl anderer Ausführungen, so z. B.:

Metallpackung „United Kingdom“ von Schumann & Co., Leipzig  
 Stopfbüchspackung „Excelsior“ v. Gustav Kleemann, Hamburg,  
 Metallpackung „United States“ von C. Morrison, Hamburg.

### Stopfbüchsenbrillen.

Die äussere Form der Flanschen von Stopfbüchsenbrillen ist mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Raum sehr verschiedenartig durchgebildet. Einige Ausführungen sind in *Fig. 852-863* dargestellt. Die in den *Fig. 854-860* angegebenen Oel-

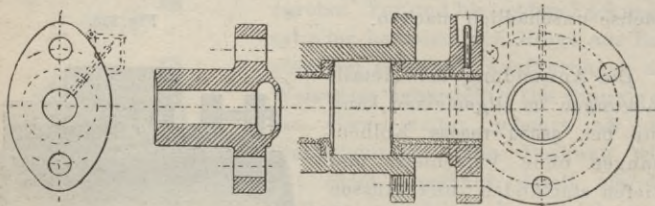


Fig. 852-853.

Fig. 854-855.

behälter im Flansch haben nicht viel Zweck, da die kleinen Schmierlöcher sehr leicht verharzen und die Schmierung nicht mehr erfolgen kann. S. auch Seite 192.

Fig. 861—862 zeigt eine Stopfbüchse mit Ueberwurfmutter, um gleichmässiges Anziehen zu ermöglichen. Für kleine Stangendurchm. angewandt.

In Fig. 863 soll auch gleichmässiges Anziehen erreicht werden.

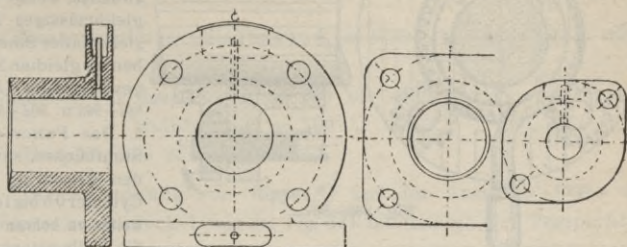


Fig. 856—858.

Fig. 859.

Fig. 860

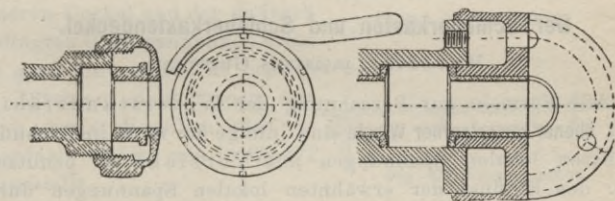


Fig. 861—862.

Fig. 863.

Bei den üblichen Stopfbüchskonstruktionen (abgesehen von Fig. 861—863) ist es selbst den besten Maschinisten nicht möglich, ein genau **gleichmässiges Anziehen** aller Schrauben zu bewerkstelligen. Durch jedes einseitige Anziehen jedoch kommt nur

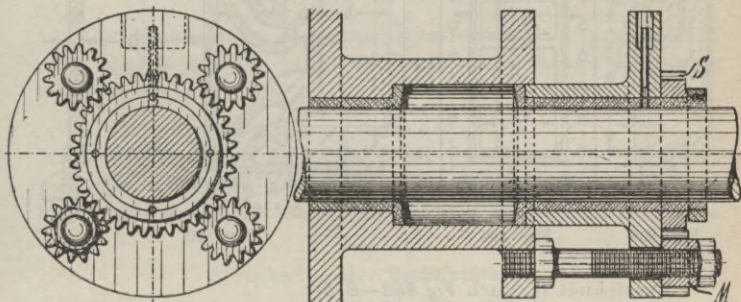


Fig. 864—865.

eine Stelle des Stopfbüchsinnern mit der Kolbenstange in Berührung. Die Folge davon ist Heisswerden des Stopfbüchsfutters und Fressen und Riefigwerden der Kolbenstange.

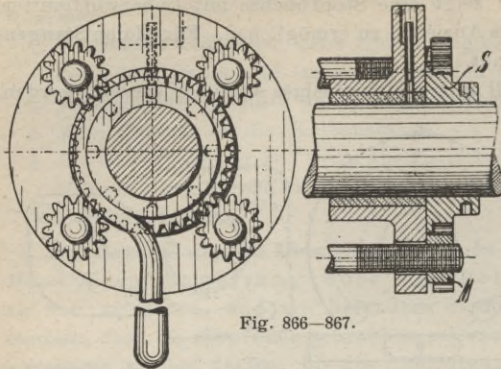


Fig. 866—867.

Es giebt nun zwei Wege:

1. Die Anwendung einer **Stopfbüchsenkonstruktion**, welche ein gleichmässiges Anziehen aller Schrauben zu gleicher Zeit gewährleistet (Fig. 861—863 u. 864—867).
2. Das Futter der Stopfbüchse, sowie den Grundring im Cylinder 0,5 bis 1mm weiter zu bohren als die Kolbenstange.

### Der Schieberkasten und Schieberkastendeckel.

Material: meistens Gusseisen.

Alle Formeln zur Berechnung der Widerstandsfähigkeit **ebener gusseiserner Wände** sind infolge der nicht in Rechnung ziehbaren lokalen Spannungen mit Vorsicht zu benutzen; d. h. den Einfluss der erwähnten lokalen Spannungen durch geeignet erscheinende Beanspruchungen zu berücksichtigen.

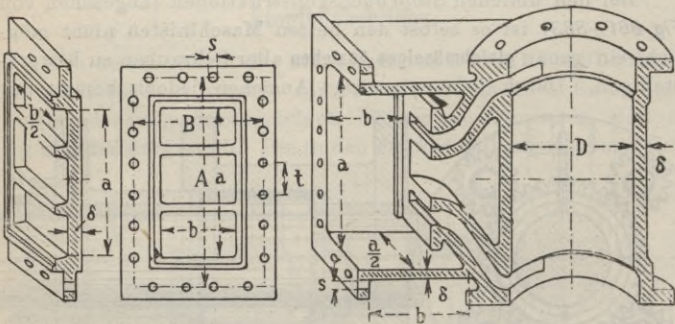


Fig. 868.

Fig. 869.

Fig. 870.

Bezeichnet (s. auch Fig. 868—870):

$a$  die **lange** Seite der rechteckigen Wand in cm,

$b$  „ **kurze** „ „ „ „ „ „

$\delta$  „ **Wandstärke** in cm,

$p$  „ **den Dampfüberdruck** in Atm.,

so ist nach Bach:

$$\text{die Wandstärke } \delta = \frac{b}{2} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \cdot \frac{p}{k_b}} \dots \dots \dots (209)$$

$$\text{die Beanspruchung (Biegung): } k_b = 0,38 \frac{b^2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \cdot \frac{p}{\delta^2} \dots (210)$$

$$\text{Zulässig für Gusseisen } k_b = 250 \text{ bis } 300 \text{ kg pro qcm} \dots (211)$$

$$\text{„ Stahlguss } k_b = 500 \text{ „ } 600 \text{ „ „ „ } \dots (212)$$

Beispiel Seite 231.

Die Anordnung von Rippen\*) auf der äusseren Seite der Schieberkastendeckel wie in Fig. 871 ist infolge der Temperaturunterschiede zwischen der gezogenen Rippenfaser und dem inneren Deckel und der dadurch bedingten Gussspannungen nicht als ganz einwandfrei zu bezeichnen.

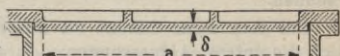


Fig. 871, ungünstig.

Wirksam sind Rippen nur dann, wenn dieselben innen angeordnet werden, wie in Fig. 872 dargestellt.

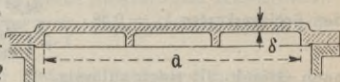


Fig. 872, Rippen innen.

Im allgemeinen sollte man, wo eben angängig, gewölbte Deckel anwenden (Fig. 873—874), da diese eine grössere Widerstandsfähigkeit besitzen.

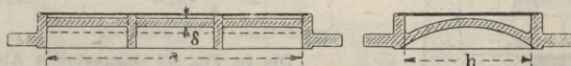


Fig. 873—874, gute Ausführung.

Die Wandstärke der Schieberkastendeckel bestimmt man nach Gleich. 209 bis 210 und setzt als zulässige Biegebeanspruchung

Anordnung Fig. 872	Fig. 873—874	
für Gusseisen $k_b = 280-350$	$300-400$ kg pro qcm	(213)

„ Stahlguss $k_b = 550-650$	$600-700$ „ „ „	(214)
-----------------------------	-----------------	-------

indem man auf diese Weise dem Einfluss der Rippen Rechnung trägt.

Berechnung der Deckelschrauben.

Bezeichnet ferner (s. auch Fig. 868—870):

A und B den Lochreihen-Abstand in cm,

i die Anzahl der Schrauben,

s den Kerndurchm. der Schrauben,

\*) Näheres hierüber s. auch Bach, Maschinen-Elemente.

so ergibt sich (Zug):

$$\text{Beanspruchung } k_z = \frac{A \cdot B \cdot p}{i \cdot \frac{\pi}{4} s^2} \dots \dots \dots (215)$$

$$\text{Zulässig } k_z = 400 \text{ bis } 500 \text{ kg pro qcm} \dots \dots \dots (216)$$

Im Dampfesselbau (Hamburger Normen) berechnet man die Schraube auf folgende Weise (s. auch Fig. 869):

$$P = A \cdot B \cdot p \text{ der Gesamtdruck auf die Fläche in kg,}$$

$$P_1 = \frac{P \cdot l}{\pi \cdot B} \text{ der auf eine Schraube entfallende Druck in kg,}$$

$$s = 0,5 \sqrt{P_1} + 5 \text{ mm} \dots \dots \dots (217)$$

**Beispiel:** Der zu einem Riderflachschieber No. 7, Grösse 91 qcm, gehörende Schieberkasten mit Deckel sei für 7 Atm. Dampfdruck zu berechnen.

Für den nach Tabelle 104 aufgezeichneten Schieberkasten ergäben sich die entspr. Abmessungen:

Schieberkasten: lange Seite 66 cm, kurze Seite 24,8 cm,  $\delta = 2,5$  cm.

Deckel: " " 61 " " " 32,6 "  $\delta = 2,5$  cm.

Nach Gleich. 210 wird für

$$\text{den Schieberkasten } k_b = 0,38 \cdot \frac{24,8^2}{1 + \left(\frac{24,8}{66}\right)^2} \cdot \frac{7}{2,5^2} \sim \underline{\underline{225}} \text{ kg pro qcm,}$$

nach Gleich. 211 noch zulässig.

Für den Deckel die entspr. Werte in Gleich. 210 eingesetzt, ergibt  $k_b = 350$  kg pro qcm, nach Gleich. 213 noch zulässig für Gusseisen.

Für die Schrauben nach Gleich. 215

$$k_z = \frac{75,2 \cdot 46,8 \cdot 7}{24 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1,85^2} \sim \underline{\underline{380}} \text{ kg pro qcm,}$$

nach Gleich. 216 zulässig.

Die in Fig. 875 dargestellte Abdichtung eines Schieberkastendeckels ist als fehlerhaft zu bezeichnen. Durch das Anziehen der Schrauben werden in dem Deckel Biegungsbeanspruchungen hervorgerufen, bevor der innere Druck zur Geltung kommt. Der Abstand von Mitte Schraube bis Mitte Dichtung ist als Hebelarm zu betrachten, wodurch ein Aufwärtsbiegen des Deckels erfolgt.

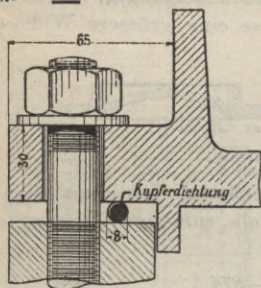


Fig. 875.

Dichtung eines gesprungenen Schieberkastendeckels. \*)

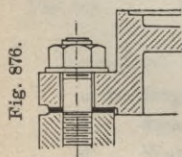


Fig. 876.

Es dürfte sich deshalb empfehlen, die Abdichtung wie in Fig. 876 gezeigt vorzunehmen und flache Packung zu verwenden.

Man achte darauf, dass die Verbindungslinie der beiden Eckschraubenmittel innerhalb der Dichtung (Fig. 878) liegen muss, da die

\*) c. Haeder, Die kranke Dampfmaschine, II. Aufl.

Einteilung nach Fig. 877 zu kräftiges Anziehen der Deckelschrauben erfordert und trotzdem zu Undichtigkeiten Veranlassung giebt.

Zur Abführung des sich bildenden **Kondenswassers** ist ein **Nocken** anzugiessen (vgl. Seite 208) und möglichst der unteren Schieberkastenwand nachdem Nocken zu Fall zu geben, damit sich im Schieberkasten **Wasser nicht ansammeln** kann.

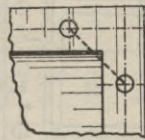


Fig. 877 (falsch).

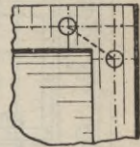
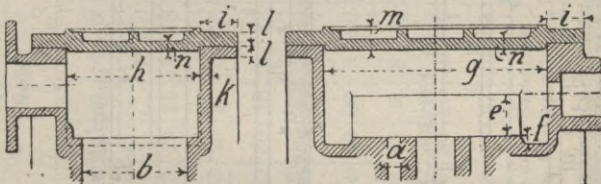


Fig. 878 (richtig).

**Grösse der Schieberkasten.**

Die **lichte Weite** des Schieberkastens richtet sich nach der zur Verwendung kommenden Schiebergrösse. Je schneller eine Maschine läuft, desto grösser (bei denselben Cylinderabmessungen) die Dampfkanäle, der Schieber und der Schieberkasten. Als **Maass** für die **Grösse** eines Schiebers gelte deshalb die **Kanalfläche** im Schieberspiegel, das **Produkt**  $a \times b$  in qcm in Tab. 103 u. 104.

**Tabelle 103. Schieberkasten, für einfache Schieber-Steuerung.**



Schieber		Deckel										Nach Fig. 881-8-6.				
No.	$a \times b$ (D)*	a	b	e	f	g	h	i	k	l	m	n	p	Zahl	q	r
1	2.1 [75]	7	30	25	6	140	60	42	10	15	25	10	18	10	13	70
2	3.6 [90]	8	45	28	6	160	80	42	10	16	28	11	18	10	13	70
3	5.8 [120]	9	65	31	8	180	105	42	11	17	30	12	18	10	13	75
4	10 [160]	11	90	36	8	200	135	50	12	18	34	14	20	12	16	80
5	15.4 [190]	14	110	39	10	230	160	50	13	19	38	15	20	14	16	80
6	22.4 [225]	16	140	44	10	260	200	52	14	20	42	16	20	16	16	80

\*) Beiläufige Cylinderdurchmesser in mm bei normaler Kolbengeschwindigkeit.





Tabelle 104. **Schieberkasten mit Deckel für Meyer- und Rider-Flachschiebersteuerung.** \*)  
(Abbildung Seite 232 zeigt Schieberkasten für Schieber No. 6, im Maassstab 1:11,5.)

Schieber- grösse	Kanal		Schieberkasten						Deckel			Schrb.		Deckel			Meyer		Rider					
	No.	a	b	e	f	i	i'	k	l	m	m'	n	o	p	p'	q	r	s	t	u	g	h	g'	h'
1	15,4 (190)	14	110	28	8	52	45	18	20	45	20	16	5	18	23	16	80	12	6	45	310	170	310	170
2	22,4 (225)	16	140	31	8	54	45	20	20	52	25	17	5	18	23	18	80	12	6	50	350	220	350	220
3	32 (250)	20	160	35	10	62	50	21	25	60	30	18	6	22	26	18	90	13	6	55	420	250	420	250
4	39,6 (275)	22	180	38	10	64	50	22	25	68	35	19	6	22	26	20	90	13	7	60	460	280	460	280
5	48 (300)	24	200	40	12	64	50	23	25	74	40	20	8	22	26	20	95	14	7	60	510	320	500	320
6	69 (350)	30	230	43	12	65	50	24	25	84	45	23	8	22	26	22	95	15	8	65	600	360	580	360
7	91 (400)	35	260	46	15	72	55	25	29	90	50	25	10	26	30	24	100	15	10	70	680	400	660	410
8	116 (450)	40	290	49	15	78	65	27	34	98	55	27	10	28	33	28	100	15	12	75	780	440	740	450

\*) Entfernung der beiden Schieberstangen s. unter Steuerung.

\*\*) D Beiläufige Cylinderdurchmesser bei normaler Tourenzahl.

Zur Bestimmung der lichten Länge des Schieberkastens hat man die Schieber in den äusseren Stellungen aufzeichnen und etwa 10 bis 25 mm Spielraum zu geben.  
Angegossene Schieberkasten s. Seite 234.

Man findet auch Schieberkasten mit glatter Aussenwand und ingezogenen Flanschen, wie in *Fig. 888* dargestellt. Bei dieser

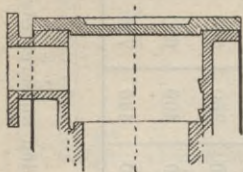


Fig. 887.

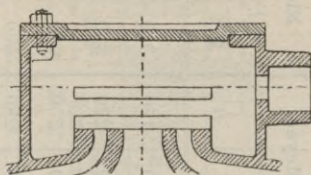


Fig. 888.

Ausführung ist aber, infolge Fehlens der Schutzmasse, die Wärmeausstrahlung grösser.

**Angeschraubte** Schieberkasten (Seite 234) haben für den praktischen Betrieb grosse Vorteile, da man bei eventl. Verschleiss **bequem** den Schieberspiegel nacharbeiten kann.

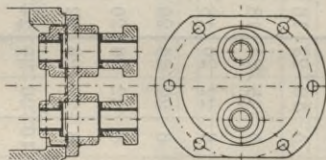


Fig. 889—890.

Bei **angegossenem** Schieberkasten sollte man die Stopfbüchsengehäuse der vorderen Cylinderseite nicht **angiesen**, sondern ein **besonderes Gehäuse** anfertigen (*Fig. 889—890*), um den Schieberspiegel einigermaßen zugänglich zu machen, (vergl. Oeffnung *M* auf Seite 194).

## Das Schwungrad.

In der in *Fig. 891* dargestellten Kurbelstellung wirkt der ganze Kolbendruck drehend auf die Kurbelwelle, in der Totpunktlage *Fig. 892* dagegen geht der Druck nur in das Kurbelwellenlager und kann zum Drehen der Kurbelwelle **nichts** beitragen. Die Maschine würde

also einfach stehen bleiben, wenn keine **Schwungmassen** vorhanden wären. Das Schwungrad dient nur dazu, diese wechselnden Drehmomente auszugleichen. Ferner ist auf die Gleichmässigkeit der Maschine auch noch von Einfluss der wechselnde Dampfdruck im Cylinder, so dass eine Maschine mit kleinem Füllungsgrad ein grösseres oder schwereres Schwungrad bedingt als eine Maschine mit grossem Füllungsgrad.

Fig. 891.

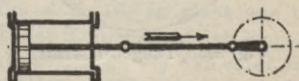
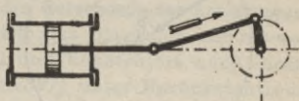


Fig. 892.

### Berechnung des Schwungradgewichtes.

#### a) auf graphischem Wege.

Das Tangentialdruckdiagramm.

Man denkt sich die Masse der Flügelstange, Pleuellagerstange und Pleuellagerkopf, also die Masse der hin und hergehenden Teile im Pleuellagerzapfen einer Maschine konzentriert und in gleichmässiger Geschwindigkeit in der Bahn des Pleuellagerzapfens rotierend, so hat dieselbe das Bestreben in der Richtung der Tangente infolge des Beharrungsvermögens wegzufliegen. Dieses Bestreben verhindert der Pleuellagermechanismus durch eine radiale Komponente, Centripetalkraft genannt. Demzufolge wird die am Pleuellagerzapfen auftretende Kraft  $P$  in zwei Komponenten zerlegt, in eine radiale (Centripetalkraft) und eine tangentiale (Tangentialkraft). Man findet beide Kräfte am besten durch Konstruktion in folgender Weise:

In *Fig. 893* sei  $P = 7$  kg pro qcm Pleuellagerfläche im Maassstab: 1 kg = 2 mm aufgetragen. Durch Vervollständigung des Parallelogramms wird:

$$t = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ kg pro qcm Pleuellagerfläche,}$$

$$P_1 = \frac{11}{2} = 5,5 \text{ " " " "}$$

Die Mittellinie der Treibstange wird bis über den Angriffspunkt am Kurbelkreis hinaus verlängert und auf dieser Verlängerung  $P$  die auf den Quadratcentimeter Kolbenquerschnitt wirkende Kraft in Kilogramm in beliebigem Maassstab abgetragen (Fig. 893). Von dem nun gefundenen Punkt zieht man parallel der radialen Linie eine solche, welche die Tangente schneidet. Die Entfernung vom Schubstangenangriffspunkt bis zu dem Schnittpunkt giebt die Grösse der Tangentialkraft in Kilogramm pro Quadratcentimeter Kolbenquerschnitt in demselben Maassstab, wie vorhin

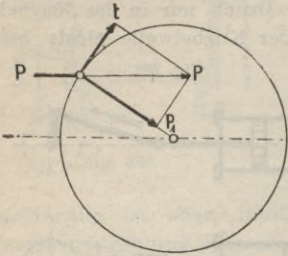


Fig. 893. Tangentialkraft.

aufgetragen, an. Eine Parallele zu der Tangente, von dem ersten Punkt aus, schneidet die Radiale. Von diesem Schnittpunkt bis zum Treibstangenangriffspunkt erhält man die Centripetalkraft in der Grösse, wie bei der Tangentialkraft angegeben.

Ausdrücklich sei hier aber darauf aufmerksam gemacht, dass zur Bestimmung der Zapfendimensionen stets der volle Kolbendruck und nicht etwa die Resultierenden in Rechnung gezogen werden.

Im weiteren Verfolg dieser Abhandlung werden wir sehen, in welcher Weise die Tangentialkraft zur Bestimmung des Schwungradgewichtes benutzt wird, diese Methode gestattet ohne weiteres

Fig. 894.

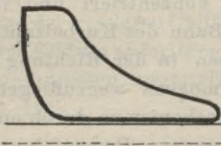


Fig. 895.

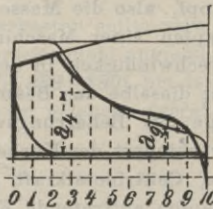


Fig. 896.  
vorn.

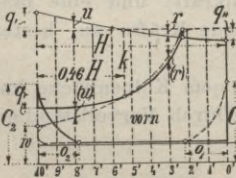
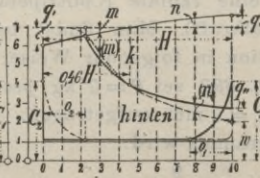


Fig. 897.  
hinten.



die Berücksichtigung der bei einer Maschine auftretenden verwickelten Verhältnisse, durch die Arbeit des Dampfes hervorgerufen, während man letztere bei rechnerischer Bestim-

mung des Gewichtes entweder vernachlässigt, oder aber bei Berücksichtigung derselben die Rechnung unausführbar macht.

Die Werte für die vordere Kolbenseite sind mit Index bezeichnet. Die eingeklammerten Werte entsprechen den nicht eingeklammerten und geben an, wohin dieselben in das Druckdiagramm einzutragen sind.

Das Indikatordiagramm ist punktiert gezeichnet.

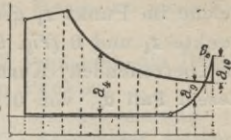


Fig. 898.

Betrachten wir nun zunächst die Berechnung des Schwungrades einer neuen Maschine. Man entwirft das Diagramm für normale Belastung der Maschine (Fig. 894) und konstruiert nach diesem das Druckdiagramm (Fig. 895, 896 u. 897) unter Berücksichtigung der hin und her gehenden Massen. Das letztere Diagramm zerlegt man nun in eine Anzahl Teile, z. B. 10, so giebt uns bekanntlich jede Ordinate den Druck des Kolbens auf den Kurbelzapfen für die entsprechende Kurbelstellung. Fig. 895 zeigt dasselbe wie Fig. 898, nur eine andere Methode des Abtragens.

Hierauf zeichne mit den Kurbelmechanismus schematisch und wählt hierbei zweckmässig den Kolbenweg 0—10 gleich der Diagrammlänge (Fig. 899).

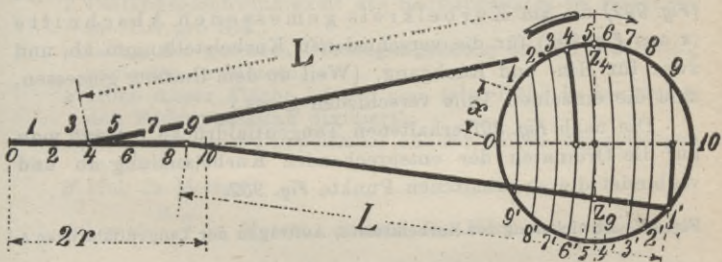
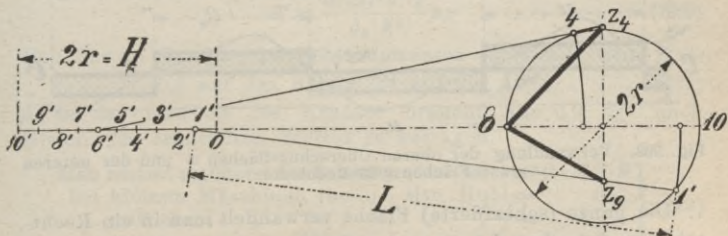


Fig. 899. Aufzeichnen des Kurbelmechanismus.

Den Kolbenweg teilt man in eine gleiche Anzahl Teile wie das Diagramm und beschreibt mit  $L$  (Treibstangenlänge) Radien, welche den Kurbelkreis schneiden. ( $\frac{L}{r}$  durchschnittlich = 5.)

Fig. 900. Bestimmung von  $z_4$  und  $z_9$ .

Hierauf zeichnet man die Linie für die Treibstange, z. B. für den Kolbenweg 0,4, verlängert diese Linie bis zur senkrechten (Fig. 900), welche im Punkt  $z_4$  geschnitten wird. Dann verbindet man die Punkte  $z_4$  und 0 (Fig. 900). Hierauf trägt man (Fig. 901) den zur betreffenden Kurbelstellung gehörigen Kolbendruck, in diesem Fall  $a_4$ , von 0 nach rechts ab und errichtet in diesem

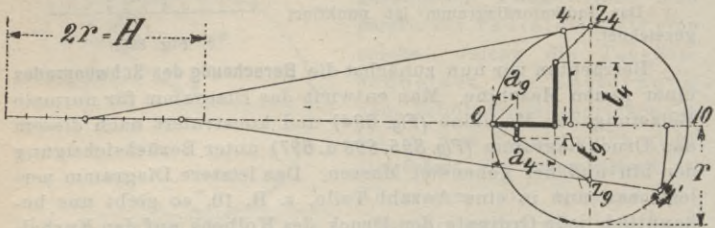


Fig. 901.  $t_4$  Tangentialkraft für Kolbenstellung 0,4.

Punkt eine Senkrechte bis zur Verbindungslinie  $z_4$  0 (Fig. 901). Diese Senkrechte  $t_4$  giebt uns die Grösse der Tangentialkraft  $t_4$  für die jeweilige Kurbelstellung.

Hiernach trägt man auf der Nulllinie der Horizontalen 0—10 (Fig. 902) die am Kurbelkreis gemessenen Abschnitte ( $x$  aus Fig. 899) für die verschiedenen Kurbelstellungen ab, und zwar für Hin- und Rückgang. (Weil an dem Umfang gemessen, sind die einzelnen Teile verschieden gross.)

Die nach Fig. 901 erhaltenen Tangentialdrücke  $t$  trägt man auf die Ordmaten der entsprechenden Kurbelstellung ab und verbindet die so erhaltenen Punkte Fig. 902.

Fig. 902. Abwicklung des Kurbelkreises, Auftragen der Tangentialdrücke  $t$ .

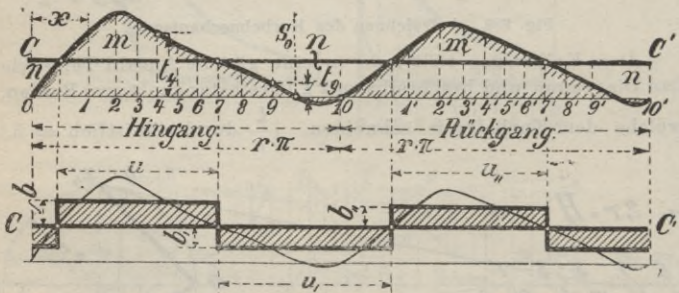


Fig. 903. Verwandlung der oberen Überschussflächen  $m$  und der unteren Flächen  $n$  in Rechtecke.

Die ganze (schraffierte) Fläche verwandelt man in ein Rechteck von derselben Länge und zieht parallel 0 10' die Linie  $CC'$ .

Diese nun erhaltene Fläche (Rechteck)  $C O 10' C^1$  stellt den auf den Kurbelzapfen reduzierten **mittleren Widerstand** dar. Der im Diagramm *Fig. 895, 897—898* gewählte Maassstab muss hier beibehalten werden.

Die hieraus resultierende Linie  $CC^1$  schneidet die Druckkurve der Tangentialdrücke in mehreren Punkten.

Wir haben nun diejenigen Flächen, welche oberhalb der Linie  $CC^1$  die Arbeit angeben, welche das **Schwungrad aufnimmt**, und unterhalb der Linie  $CC^1$  die Arbeit, welche das **Schwungrad abgibt**. Es lässt sich also hieraus klar ersehen, dass, je **grösser** die **Übergangsflächen** sind, um so **schwerer** das Schwungrad sein muss.

Die Flächen verwandelt man mit Hilfe des Planimeters, der Simpson'schen Regel oder nach Augenmaass in Rechtecke (*Fig. 903*) und bestimmt die Grösse derselben. Der grösste sich ergebende Wert ist dann in die Rechnung einzuführen.

Es bezeichnet:

- $Q$  Querschnitt des Dampfzylinders in qcm,
- $g$  Acceleration der Schwere = 9,81,
- $\delta_0$  Ungleichförmigkeitsgrad des Ganges,
- $r$  Schwerpunktradius des Radkranzes in Mtr.,
- $n$  Umdrehungen pro Min.,
- $V$  Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktes im Radkranz in Mtr. pro Sek.,
- $u'$  Länge der grössten Übertagungsfläche aus der Zeichnung gemessen in Metern,
- $b'$  Höhe dieser Fläche kg pro qcm (also Höhe in mm durch den Federmaassstab dividiert),
- $l$  die Länge eines Doppelhubes aus der Zeichnung gemessen in Metern,
- $H$  Hub in Metern,

$$(u) = u' \cdot \frac{H \cdot \pi}{l} \text{ in Metern, die auf den Kurbelkreis reduzierte}$$

$$\text{Länge der grössten Ueberragungsfläche} \dots \dots (218)$$

so ist:

$$V = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ Mtr. pro Sek.} \dots \dots (219)$$

und das Gewicht der Schwungmassen

$$G' = \frac{Q \cdot (u) \cdot b' \cdot g}{\delta_0 \cdot V^2} \text{ kg} \dots \dots (220)$$

Von diesem Gewicht der Schwungmassen entfällt (s. Seite 253)

$$0,9 \text{ auf den Kranz, } 0,1 \text{ auf die Arme} \dots \dots (221)$$

d. h. das Gewicht des Kranzes braucht nur 0,9 des nach Gleich. 220 ermittelten Wertes zu betragen.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Man nimmt meistens den Schwungraddurchmesser } 6-4,5 \cdot H \\ \text{bei kleinen Maschinen (bis } 0,5 \text{ Mtr. Hub) = } 6 \cdot \text{ " } \\ \text{ " mittleren " ( " } 0,7 \text{ " " ) = } 5,2 \cdot \text{ " } \\ \text{ " grossen " (über } 1 \text{ " " ) = } 5-4,5 \cdot \text{ " } \end{array} \right\} (222)$$



hat jedoch dabei zu beachten, besonders bei Schnellläufern, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bei Seilantrieb 20 und bei Riemenantrieb 30 Mtr. nicht übersteigt.

**Beispiel.** Eine Eincylinder-Auspuffmaschine zeigt grosse Tourenschwankung, man soll untersuchen, ob zu leichtes Schwungrad die Ursache ist.

**Hauptdimensionen:**

Cylinderdurchmesser = 400, Hub = 700,  $n = 90$ , Schwungrad-durchmesser = 3,6 Mtr., Kranzgewicht = 2400 kg.

Der Gang der Berechnung ist genau derselbe wie bei Neukonstruktion auf Seite 236. Man trägt in das mittelst Indikator genommene Diagramm die Massendruckkurve ein (Fig. 894—898, Seite 236—237). Als Gegendrucklinie und Kompression trägt man hier diejenige der anderen Arbeitsseite auf. Jetzt konstruiert man in der auf Seite 238 angegebenen Weise das Tangentialdruckdiagramm (Fig. 902). Der Maassstab beträgt 2 mm = 1 Atm., die grösste Übergangsfläche (Fig. 903) ist  $u \cdot b$ ;  $u$  aus dem Diagramm gemessen ergibt 0,021 Mtr., die Länge des Kurbelkreis-Umfanges aus der Zeichnung gemessen = 0,082 m (Fig. 902 Hin- und Rückgang). Länge  $u$  bezogen auf den Kurbelkreisumfang nach Gleich. 218 ( $u = 0,021 \cdot \frac{0,7 \cdot \pi}{0,082} = 0,56$  Mtr.  $b$  aus dem Diagramm 3 mm (und da 2 mm = 1 Atm.) ergibt  $b = 1,5$  Atm.

Die Überschussfläche  $u \cdot b$  stellt also eine Arbeit dar von  $0,56 \cdot 1,5 = 0,84$  mkg pro qcm Kolbenfläche.

Der Ungleichförmigkeitsgrad bestimmt sich nach der Formel

$$\delta_0 = \frac{Q \cdot (u) \cdot b \cdot g}{G' \cdot V^2} \dots \dots \dots (223)$$

Der wirksame Querschnitt des Dampfzylinders ist  $Q = 1225$  qcm, der Schwerpunktdurchmesser des Radkranzes = 3,5 Mtr., die mittlere Umfangsgeschwindigkeit nach Gleich. 219:

$$V = \frac{3,5 \cdot \pi \cdot 90}{60} = 16,25 \text{ Mtr. pro Sekunde,}$$

$g$  Acceleration der Schwere = 9,81,

$G'$  das Gewicht der Schwungmassen = 2400 kg,

mithin nach Gleich. 223

$$\delta_0 = \frac{1200 \cdot 0,56 \cdot 1,5 \cdot 9,81}{2400 \cdot 16,25^2} = 0,016, \text{ also } \underline{1,6\%}$$

Dieser Wert  $\delta_0$  würde für eine gewöhnliche Transmissionsdampfmaschine (ohne grosse Belastungsänderung s. S. 248) genügen. Sollte die Maschine hierbei noch unruhig laufen, dann ist der Grund im Regulator zu suchen.

In ähnlicher Weise verfährt man bei Bestimmung des Schwungradgewichtes für

### Zwillingsmaschinen.

Die Entfernung der Konstanten  $CC'$  von der Linie 0—10' wird hierbei jedoch annähernd **doppelt** so hoch, als bei einer Eincylindermaschine.

Die **Tangentialdrucklinien** werden natürlich um das Voreilen der beiden Kurbeln gegen einander verschoben (in *Fig. 904* ist  $90^\circ$  angenommen). Nach Bestimmung der beiden Linien (in *Fig. 904* dünn ausgezogen) addiert man nun graphisch dieselben zusammen und erhält eine resultierende (*Fig. 904* dick ausgezogen). Zur Bestimmung des Gewichtes wird wieder der grösste sich ergebende Ueberragungswert in die Rechnung eingeführt.

Die Berechnung erfolgt nach derselben Formel wie für Eincylindermaschinen, jedoch ist dabei zu beachten, dass für  $Q$  der Gesamtquerschnitt beider Cylinder einzusetzen ist.

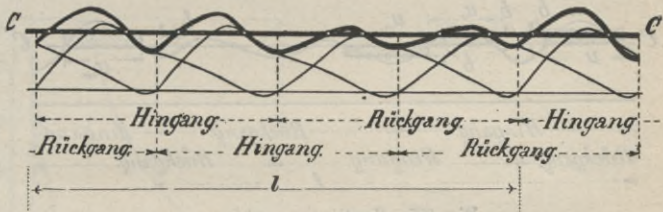


Fig. 904. Zwillingsmaschine.

**Beispiel.** Für eine neue Maschine soll das Schwungrad berechnet werden.

Hauptdimensionen:

Durchmesser beider Cylinder = 400 mm

Hub " " = 700 "

Umdrehungen " " = 90 pro Min.

Man trägt in das Diagramm die Massendruckkurve ein (*Fig. 894—898*, Seite 236—237).

Gegendruck- und Kompressionslinie von der anderen Arbeitsseite. Darnach konstruiert man zunächst für eine Seite nach dem auf Seite 238 angegebenen Verfahren das Tangentialdruckdiagramm. Der Anfangspunkt der zweiten Kurve wird um das Voreilen beider Kurbeln ( $90^\circ$ ) zum ersten verschoben. Es sei hier erwähnt, dass dieser Anfangspunkt in der Mitte eines einfachen Hubes (Hin- oder Rückgang) liegt und nicht etwa bei dem Punkt 5 (*Fig. 902*). Dieses hat seinen Grund in der endlichen Treibstangenlänge, denn der Kolben hat, wenn die Kurbel um  $90^\circ$  gegen ihre tote Lage steht, nicht 0,5, sondern 0,55 seines Weges zurückgelegt. Sind nun beide Kurven, um das Voreilen gegeneinander verschoben, aufgezeichnet, so addiert man dieselben graphisch und erhält durch Verbindung der neuen Punkte eine dritte Kurve, die sogenannte Resultierende (*Fig. 904*).

Das Planimetrieren der von der Nulllinie und der Resultierenden eingeschlossenen Fläche ergibt die Entfernung der Linie  $CC'$  von der Nulllinie, in unserem Beispiel  $\sim 8$  mm. Maassstab = 1,7 mm = 1 kg pro qcm Kolbenfläche. Der durch die Linie  $CC'$  dargestellte mittlere Widerstand beträgt mithin  $\frac{8}{1,7} = 4,7$  kg pro qcm Kolbenfläche.

Demnach verwandelt man die Ueberragungsflächen in Rechtecke von demselben Inhalt und bestimmt durch Rechnung das grösste derselben (Fig. 905).

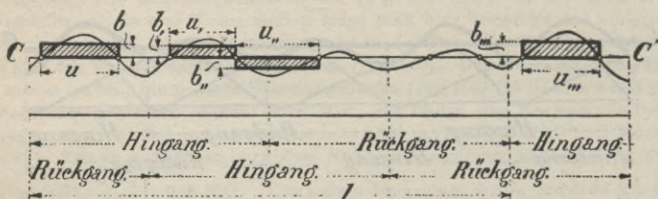


Fig. 905. Zwillingsmaschine.

Es ergibt sich als grösste die Fläche  $u \cdot b$ , welche in die Rechnung einzuführen ist.  $u$  aus dem Diagramm gemessen ergibt 0,010 Mtr., die Länge des Kurbelkreises aus der Zeichnung gemessen  $l = 0,063$  Mtr.

Länge  $u$  bezogen auf den Kurbelkreis nach Gleich. 218:

$$(u) = 0,01 \cdot \frac{0,7 \cdot \pi}{0,063} = 0,35 \text{ Mtr.},$$

$b$  aus dem Diagramm 2 mm und da 1,7 mm = 1 Atm.  $\sim 1,2$  Atm.

Die Ueberschussfläche  $u \cdot b$  stellt also eine Arbeit pro qcm Kolbenfläche dar von  $0,35 \cdot 1,2 = 0,42$  mkg.

Der wirksame Querschnitt

eines Dampfeylinders  $Q = 1225$  qcm,

der beiden Dampfeylinder  $Q_1 = 2450$  „

welcher, wie schon auf Seite 241 erwähnt, in die Rechnung einzuführen ist.

Der Durchmesser des Rades sei 3,6 Mtr., der Schwerpunktdurchmesser sei 3,5 Mtr., mithin die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreis nach Gleich. 219:

$$v = \frac{3,5 \cdot \pi \cdot 90}{60} = 16,25 \text{ Mtr. pro Sek.},$$

wählen wir

$$\delta_0 = 0,13 = \text{Ungleichförmigkeit des Ganges,}$$

dann ist das Gewicht der Schwunngmasse nach Gleich. 220:

$$G = \frac{0,35 \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot 2450}{0,013 \cdot 16,25^2} = 2900 \text{ kg}$$

und das Gesamtgewicht des Rades nach Gleich. 225 a:

$$G_1 = 1,35 \cdot 2900 \sim 3900 \text{ kg.}$$

### Schwungräder für Compoundmaschinen.

Die Berechnung erfolgt im grossen Ganzen wie bei der Eincylindermaschine, und wollen wir hier nur an Hand eines Beispiels ein Schwungrad durchrechnen.

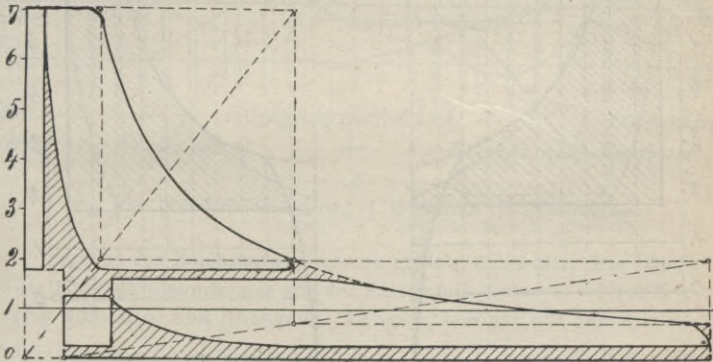


Fig. 906.

**Beispiel.** Für eine neu zu entwerfende **Compoundmaschine**, also zweikurbelig, mit Kondensation, sei das Schwungrad zu bestimmen.

Die Grössenverhältnisse der Maschine sind folgende:

Durchmesser des Hochdruckeylinders . . . . .	400 mm
„ „ Niederdruckeylinders . . . . .	610 „
Hub beider Kolben . . . . .	700 „
Umdrehungen pro Minute . . . . .	75
Dampfdruck . . . . .	7 Atm. abs.

Zunächst bringt man nach dem rankinisierten Diagramm (Fig. 906) das Hoch- und Niederdruckdiagramm auf gleiche Länge (Fig. 907 und 908) und zwar einen Satz für Hingang (Fig. 907), einen Satz für Rückgang (Fig. 908). Darnach konstruiert man das Massendruckdiagramm.

Die einzelnen Diagramme teilt man nun in eine Anzahl gleicher Teile, z. B. 10, und bestimmt mit Hülfe der schematischen

Kurbelmechanismen die Tangentendrucke (s. S. 238) für die entsprechende Kolben- bzw. Kurbelstellung. Diese Tangentendrucke werden nun als Ordinaten eines Systems aufgetragen, dessen Abscisse gleich dem Kurbelkreisumfang ist und welche ebenfalls in die Anzahl Teile, jedoch am Kurbelumfang abgemessen, eingeteilt wird. Es ist noch zu bemerken, dass sämtliche Kolbendrucke auf den Niederdruckcylinder zu reduzieren sind, dass

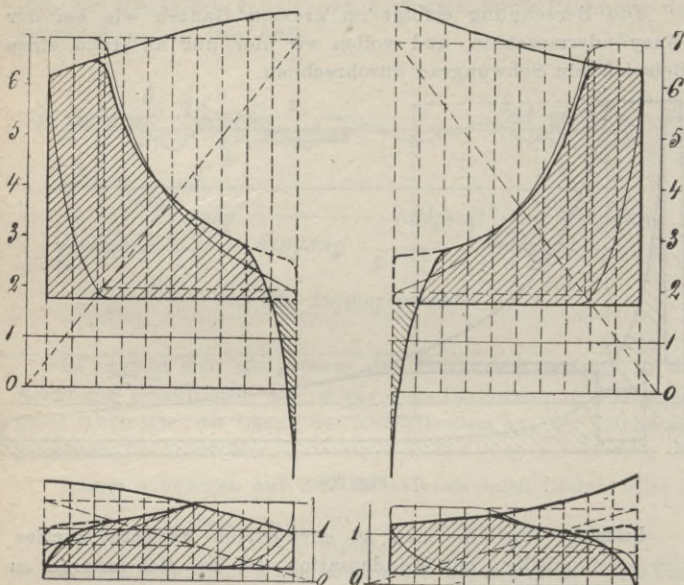


Fig. 907.

Fig. 908.

#### Vereinigung von Dampf- und Massendruck.

also die Hochdruckkolbendrucke durch das Verhältnis  $\frac{V}{v}$  dividiert werden müssen. Die Anfangspunkte der zwei Tangentensysteme sind natürlich um das Voreilen der beiden Kurbeln gegeneinander zu verschieben. Verbindet man nun in jedem System die gefundenen Punkte durch eine Kurve, so erhält man für jeden Cylinder das Tangentialdruckdiagramm (Fig. 909). Die graphische Addition der beiden ergibt das Gesamt-Tangentialdruckdiagramm auf eine Kurbel wirkend gedacht.

Für unser Beispiel ist der Maassstab für die Drücke 7 mm = 1 Atm., bzw. je 7 mm Höhe entsprechend dem Druck eines Kilogramms auf den Quadratcentimeter Kolbenfläche.

Die Entfernung der Konstante  $CC'$  von der Grundlinie ergibt sich durch Planimetrieren der von der Resultierenden und der Grundlinie eingeschlossenen Fläche zu 8 mm.

Die  $CC'$  überragenden Flächen stellen wieder die Arbeit dar, die das Schwungrad aufnimmt, und die unterhalb liegenden die Arbeit, welche das Schwungrad an die Kurbel abgibt. Es ist hier wiederum die grösste dieser Flächen in Rechnung zu ziehen. Für unsern Fall ist es die Fläche  $u_3 \cdot b_3$ .

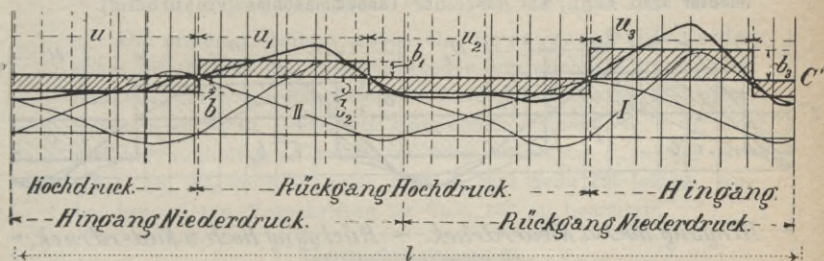


Fig. 909. [Kompoundmaschine.] I. Hochdruck II. Niederdruck.

$u_3$  aus der Zeichnung gemessen ergibt 0,022 Mtr. Die Länge des Kurbelkreisumfangs aus der Zeichnung gemessen = 0,104 Mtr. (Fig. 909) Hin- und Rückgang. Länge  $u_3$  bezogen auf den Kurbelkreisumfang nach Gleich 218 ( $u$ ) =  $0,022 \cdot \frac{2,2}{0,104} = 0,465$  Mtr. Die Höhe  $b_3$  aus der Zeichnung gemessen 4 mm und (da 7 mm = 1Atm.) wird  $b_3 = \frac{4}{7} \sim 0,6$  kg pro Quadratcentimeter Kolbenfläche.

Jetzt haben wir sämtliche Werte, die zur Berechnung des Radkranzes erforderlich sind.

Der Durchmesser des Schwungrades sei angenommen zu 3600 mm, der Schwerpunktdurchmesser zu 3500 mm, dann ist die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreis

$$v = \frac{3,5 \cdot \pi \cdot 75}{60} = 13,7 \text{ m pro Sekunde,}$$

der wirksame Querschnitt des Niederdruckzylinders = 2900 qcm, Ungleichförmigkeitsgrad sei angenommen zu 1,3%, also  $\delta_0 = 0,013$ \*) mithin ist das Radkranzgewicht nach Gleich. 220:

$$G = \frac{9,81 \cdot 2900 \cdot 0,6 \cdot 0,465}{0,013 \cdot 13,7^2} \sim 3200 \text{ kg,}$$

35% für die Arme und Nabe, ergibt Gesamtgewicht

$$3200 \cdot 1,35 = 4300 \text{ kg.}$$

\*) Betreffs  $\delta_0$  beachte man Seite 247 oben.

Genau so ist die **Berechnung des Schwungrades** für eine

### Tandemaschine (einkurbelig),

nur mit dem Unterschied, dass die Tangentensysteme in einem Punkte beginnen infolge gleichgerichteter Kolbenbewegung. In **Fig. 910** ist ein solches Diagramm in gleichem Maassstab wie vorher gezeichnet, die grossen Ueberragungsflächen lassen leicht erkennen, dass das **Schwungrad einer Kompoundmaschine** (zweikurbelig) **leichter** sein kann, als das einer **Tandemaschine** (einkurbelig).

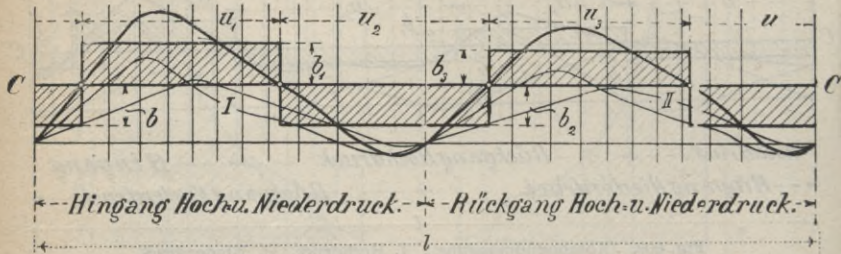


Fig. 910. [Tandemaschine.] I. Hochdruck. II. Niederdruck.

Die grösste Fläche ist hier  $u_2 \cdot b_2$ .

Aus der Zeichnung gemessen ergibt sich

$$u_2 = 0,028 \text{ Mtr.}; \quad b_2 = 5,3 \text{ mm}; \quad l = 0,104 \text{ Mtr.}$$

Unter Zugrundelegung der bei der Kompoundmaschine gewählten Grössen wird sich hier ergeben nach Gleich. 218:

$$(u) = u_2 \cdot \frac{H \cdot \pi}{l} = 0,028 \cdot \frac{0,7 \cdot \pi}{0,104} = 0,59 \text{ Mtr.},$$

$$b_2 = \frac{5,3}{7} = 0,76 \text{ kg pro qcm},$$

das **Kranzgewicht** nach Gleich. 220:

$$G' = \frac{9,81 \cdot 2900 \cdot 0,76 \cdot 0,59}{0,013 \cdot 188} \sim 5200 \text{ kg},$$

das **Gesamtgewicht** nach Gleich. 225 a:

$$G = 1,35 \cdot 5200 = 7000 \text{ kg}.$$

Das Schwungrad einer Tandemaschine müsste unter denselben Verhältnissen  $7000 - 4300 = 2700 \text{ kg}$  schwerer sein, als das einer gleichgrossen Kompoundmaschine.

Bei der Berechnung der Schwungräder für **Dreifach-Expansionsmaschinen** muss man die Reihenfolge der Kurbeln genau im Auge behalten, um nicht nach der graphischen Addition falsche Schlüsse zu ziehen. Man reduziert hier alle Kolbendrucke auf den grossen Cylinder und verfährt dann in gleicher Weise wie beim Kompoundsystem.

Der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_0$ .

In den Lehrbüchern und der Praxis wird  $\delta_0$  ausgedrückt in Dezimalen, in Prozenten oder als echter Bruch z. B.:

Tabelle 105.

$\delta_0 = 0,005$	0,007	0,01	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
" = 0,5	0,7	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4 %
" = $\frac{1}{200}$	$\frac{1}{143}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{83}$	$\frac{1}{66}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{33}$	$\frac{1}{29}$	$\frac{1}{25}$

Die ersten 2 Reihen geben ein besseres Bild als der echte Bruch (3. Reihe) deshalb werden wir auch den Unempfindlichkeitsgrad  $\epsilon$  des Regulators so ausdrücken. In den Gewichtformeln ist  $\delta_0$  in Dezimalen einzusetzen. Heisst es z. B. Ungleichförmigkeitsgrad = 2%, so wird eingesetzt  $\delta_0 = 0,02$  oder  $\frac{2}{100}$ . Im allgemeinen kann man  $\delta_0$  nach Seite 251 wählen, nur bei besonderen Vorschriften ist Tab. 106 zu beachten.

## Tourenschwankungen. \*)

Wenn wir von Tourenschwankungen reden, müssen wir zweierlei ins Auge fassen:

1. Die Tourenänderung innerhalb eines Hubintervalls bei gleichmässiger Kraftleistung der Maschine.
2. Die Tourenschwankungen, welche eintreten, bis bei plötzlicher Leistungsänderung der Regulator die Steuerung eingestellt hat.

Betrachten wir Eincylindermaschinen mit gebräuchlichen Dampfdrücken von 5 bis 7 Atm., so muss das Schwungrad gross genug sein, um auch für die Maximalleistung einen günstigen Gleichförmigkeitsgrad zu erzielen.

Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_0$  des Schwungrades (für alle Leistungen dasselbe Schwungradgewicht angenommen):

	Kleine Leistung	Normalleistung	Maximalleistung
Verhältniszahl für $\delta_0 =$	0,8	1	1,3
z. B. $\delta_0 =$	0,1	0,13	0,16

Der Ungleichförmigkeitsgrad wird also desto grösser, je mehr die Maschine belastet ist.

Bei häufig vorkommenden Belastungsänderungen sind schwere Schwungräder erforderlich, um zu grosse Tourenschwankungen zu vermeiden.

\*) Für Tourenschwankungen bei Maschinen, welche zeitweise eine grössere Kraft abzugeben haben, als den Cylinderabmessungen entspricht, kommt die Schwungradenergie (Seite 280) in Betracht.



In den meisten Betrieben kommt es vor, dass Arbeitsmaschinen schnell ausgerückt werden und sich der **Kraftbedarf plötzlich ändert**. Der Regulator soll die Steuerung auf die des geänderten Kraftbedarfs entsprechende Füllung einstellen. Dieses thut er aber nicht plötzlich, sondern er bedarf **einiger Zeit**. Je **schwerer** nun das Schwungrad ist, desto geringer ist die Tourenschwankung, bis zu dem Zeitpunkt, in welchem der Regulator die richtige Füllung einstellt.

Auf meine **Beobachtungen** bei Indikatorversuchen stützen sich die Werte der Tab. 106. Den Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  des Regulators konnte ich nicht berücksichtigen; je mehr  $\varepsilon$  sich dem Wert  $\delta_0$  nähert, desto bessere Resultate sind für die Tourenschwankung zu erwarten. Vergl. „Abschnitt Regulator“.

**Mittelwerte für  $\delta_0$  in  $\%$  und Tourenschwankung  $\tau$  in  $\%$ .**

Die Zeit, bis zu welcher der Regulator die Steuerung einstellt, ist in der Tourenschwankung (zweite Spalte) berücksichtigt.

**Tabelle 106.** (Eincylindermaschinen.)

Zum Betriebe von:	Plötzliche Belastungsänderung									
	normal bis $\frac{9}{10}$ normal. 10%		normal bis $\frac{3}{4}$ normal. 25%		normal bis $\frac{1}{2}$ normal. 50%		normal bis $\frac{1}{4}$ normal. 75%		normal bis $\frac{1}{8}$ normal. 85%	
	$\delta_0$ 0/0	$\tau$ 0/0	$\delta_0$ 0/0	$\tau$ 0/0	$\delta_0$ 0/0	$\tau$ 0/0	$\delta_0$ 0/0	$\tau$ 0/0	$\delta_0$ 0/0	$\tau$ 0/0
Pumpen und Stampfwerken	3,5	5	—	—	—	—	—	—	—	—
Sägemühlen	2,5	4	2,2	5	2	6	1,5	8	1,3	10
Mech. Werkstätten (Handels- maschinen)	1,8	3	1,5	4	—	—	—	—	—	—
Mahlmühlen- Cementfabrik. Hobelwerke	—	—	1,3	3	1	4	—	—	—	—
Papier-, Spinnerei- Maschinen	1,1	1,6	1	3	0,7	3,5	—	—	—	—
Dynamo- maschinen	1	1,5	0,8	2	0,6	3	—	—	—	—
Eisen- walzwerke*)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,3	15

\*) Schwungräder für Maschinen, welche vorübergehend grössere Leistung (als den Cylinderabmessungen entsprechend) zu entwickeln haben, wie z. B. zum Antrieb von Walzwerken, Stanzen, Kreissägen u. dergl., sollten nicht nur nach  $\delta_0$ , sondern nach  $q$  S. 280, Gleich. 260 b berechnet werden.

Die Nachwirkung des Dampfes im Aufnehmer und im Niederdruckcylinder kann berücksichtigt werden, indem man setzt:

Für **Mehrfachexpansionsmaschinen**  $\delta_0$  das **0,8 fache** . . . (224)

Die rechts von  $\delta_0$  stehenden Werte geben die Tourenschwankung in Prozenten an.

Wenn nichts besonderes ausgemacht oder vorgeschrieben ist, nehme man die **fettgedruckten** Werte von  $\delta_0$ .

**Elektrisches Licht** verträgt eine Tourenschwankung von höchstens 4<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

1. **Beispiel** zu Tab. 106. Eine Eincylindermaschine zum Betriebe einer Sägemühle erhält einen Ungleichförmigkeitsgrad von 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, also  $\delta_0 = 0,02$ .

2. **Beispiel**: Welchen Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_0$  erhält eine zum Dynamobetrieb dienende Compoundmaschine (zweikurbelig), welche voraussichtlich eine Belastungsänderung von 50<sup>0</sup>/<sub>0</sub> bei 3<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Tourenschwankung erwarten lässt?

Nach Tab. 106 und Gleich. 224 wähle man  $0,8 \cdot 0,6 \sim 0,5\%$ , also  $\delta_0 = 0,005$ .

### Berechnung des Schwungrades.\*)

Es bezeichne:

$\delta_0$  den in **Rechnung zu ziehenden** Ungleichförmigkeitsgrad, dessen Grösse aber nur bei ganz gleichmässiger Kraftentnahme die Tourenschwankung angiebt, aber nicht bei Belastungsänderungen,

$n$  Tourenzahl pro Min,

$V$  Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Mtr. pro Sek, nach Gleich. 219,

$i$  Koeffizient nach Tab. 107,

$N$  Anzahl der zu übertragenden effekt. Pferdestärken,

$G$  Kranzgewicht in kg,

$G' = 1,35 G$  Gewicht inkl. Arme und Nabe . . . . (225a)

so ist das **Kranzgewicht** (unter Berücksichtigung des Einflusses der Arme an der Schwungwirkung) für **alle** Maschinengattungen:

$$G = 82 i \frac{N}{V^2 \cdot n \cdot \delta_0}; \quad \delta_0 = 82 i \cdot \frac{N}{V^2 \cdot n \cdot G} \quad \dots \quad (225)$$

Der Koeffizient  $i$ , abhängig vom Füllungsgrad resp. der Gesamtexpansion und der Massenwirkung, kann für übliche Tourenzahlen aus folgender Tabelle entnommen werden. (Für gesteigerte Leistung kann man  $i$  25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> kleiner einsetzen.)

\*) Betreffs der Schwungradberechnung für Mehrcylindermaschinen sowie graphische Ermittlung des Gewichtes für alle Maschinengattungen (mit Berücksichtigung von plötzlichen Belastungsänderungen) beachte Seite 235 u. f.

Tabelle 109. Ueberschlagswerte für  $i$ .

Absol. Dampfdruck $p =$		4-5	6-7	8-9	10-11	11-12	12-13
<b>Eincylinder</b>	Auspuff	80	90	100	—	—	—
	Kondens.	100	110	120	—	—	—
<b>Zwilling</b> (2 kurblig)	Auspuff	55	60	65	70	—	—
	Kondens.	65	70	75	80	—	—
<b>Tandem</b> (1 kurblig)	Auspuff	—	—	80	90	—	—
	Kondens.	—	85	90	95	—	—
<b>Kompound</b> (2 kurblig)	Auspuff	—	45	50	55	—	—
	Kondens.	—	55	58	62	—	—
<b>Dreifach-Expansion</b> 2 krbl. (Tandem)	Auspuff	—	—	—	—	—	46
	Kondens.	—	—	—	40	45	50
<b>Dreifach-Expansion</b> (3 kurblig)	Auspuff	—	—	—	—	—	29
	Kondens.	—	—	—	25	28	32

Beispiel zu Seite 248 u. 249.

Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondens.

Dynamo für elektr. Licht mit der Maschine direkt gekuppelt. Belastungsschwankung 50%.

$N = 780$  effekt. PS.;  $p = 11$  Atm. Ueberdruck.

Ungleichförmigkeitsgrad (nach Tab. 106 und Gleich. 224)

$$= 0,8 \cdot 0,6 \sim 0,5\%, \text{ also } \delta_0 = 0,005.$$

a) zweikurblig (Tandem, liegend.)

Hub = 1200;  $n = 60$ ; Schwungraddurchm. 5,6 Mtr.

nach Gleich. 219:

$$V = \frac{5,5 \cdot \pi \cdot 60}{60} \sim 17 \text{ Mtr.}; V^2 = 290;$$

$i = 40$  (nach Tab. 107) ergibt nach Gleich. 225:

$$G = 82 \cdot 40 \cdot \frac{780}{290 \cdot 60 \cdot 0,005} \sim 30800 \text{ kg.}$$

Gesamtgewicht nach Gleich. 225 a:

$$G' = 1,35 \cdot 30800 \sim 41600 \text{ kg.}$$

b) dreikurblig (stehend).

Hub = 700;  $n = 100$ ; Schwungraddurchm. 3,6 Mtr.

nach Gleich. 219:

$$V = \frac{3,5 \cdot \pi \cdot 100}{60} \sim 18 \text{ Mtr.}; V^2 = 325,$$

$i = 25$  (nach Tab. 107) ergibt nach Gleich. 225:

$$G = 82 \cdot 25 \cdot \frac{780}{325 \cdot 100 \cdot 0,005} \sim 10300 \text{ kg}$$

Gesamtgewicht nach Gleich. 225 a:

$$G' = 1,35 \cdot 10300 \sim 14300 \text{ kg.}$$

Ein Vergleich von a) und b) zeigt, welch' grossen Einfluss die Umdrehungszahl auf das Schwungradgewicht hat.

Die Tourenschwankung würde bei richtig gewähltem Regulator nach Tab. 106 etwa 3% betragen bei plötzlicher Belastungsänderung von 50%.

Bei Bestimmung des **Schwungradgewichtes** kommt es aber nicht nur auf die Belastungsänderung an, sondern auch der Verwendungszweck soll berücksichtigt werden, z. B. auch, ob und auf welche Weise ein Dynamo für **Lichterzeugung** angekuppelt werden soll.

Je weiter derselbe von der Dampfmaschine entfernt montiert ist und je mehr Riemenübertragungen zwischen beiden liegen desto leichter kann das Schwungrad sein. Mit Benutzung nachstehender Werte des Ungleichförmigkeitsgrades wird man gut zurecht kommen. Falls betreffs elektrischen Lichtes noch nicht, bestimmt ist, dürfte es gestattet sein,  $\delta_0$  aus **Spalte a** zu wählen.

Es bedeutet:

- a** Dynamo von der Transmission aus angetrieben,
- b** " " " Maschinenachse m. Riemen angetrieben
- c** " " " " " direkt gekuppelt.

**Tabelle 108.**

Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_0$ zum Antrieb von		mit elektr. Licht		
		a	b	c
Pumpen, Stampfwerken . . . . .	$\delta_0 = 4\%$	1,5 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	1 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	—
Ziegeleien, Sägemühlen *) . . . . .	" = 3 "	" "	" "	—
Mechanischen Werkstätten . . . . .	" = 3 "	" "	" "	—
Mahlmühl., Cementfabr., Hobelwerk. . . . .	" = 2 "	" "	" "	—
Papiermaschinen . . . . .	" = 1,5 "	" "	" "	—
Spinnereimasch f. niedr. Garn-Nrn. . . . .	" = 1,5 "	" "	" "	—
" " hohe " . . . . .	" = 1,2 "	" "	" "	—
Dynamomaschinen . . . . .	" = —	" "	0,8 "	0,5
Walzwerken, Bandeisen **) . . . . .	" = 0,2 "	—	—	—
" Stabeisen . . . . .	" = 0,3 "	—	—	—
" Bleche . . . . .	" = 0,4 "	—	—	—

Unter Umständen kann man aus Tab. 106 u. 108 geeignete Mittelwerte suchen.

\*) Das Ein- und Ausrücken der Sägen und Gatter macht sich bei leichten Schwungrädern durch unregelmässiges elektrisches Licht bemerkbar.

\*\*) Bandeisen wird bis 50 m lang gewalzt. Die letzten Meter des durchgehenden Stückes in der Fertigstrasse geben den grössten Widerstand. Beachte auch Seite 248 Fussnote.

## Berechnung des Schwungrades auf Festigkeit.\*)

### a) Form und Grösse des Kranzquerschnittes.

Es bezeichne (s. auch Fig. 911):

$G$  das Kranzgewicht in kg, gerechnet nach Gl. 225,

$R$  äusserster Radius des Rades (bei Seilscheibenrädern im Teilkreis) in Mtr.,

$S$  Schwerpunkt des Kranzprofils,

$F$  Querschnitt des Kranzprofils in qdem,

$\gamma$  spez. Gewicht  $\sim 7,3$  kg pro Liter (cbdem) Gusseisen.

Die Hauptquerschnittsformen treten auf bei: Massenschwungrad, Riemscheibenschwungrad und Seilscheibenschwungrad.

$r$  Schwerpunktradius des Kranzprofils in Mtr.

Man kann vorläufig als Annäherungswert setzen:

$$\text{für Massenschwunräder: } r = 0,9 R \quad . \quad . \quad . \quad (226)$$

$$\text{„ Riemscheiben- „ : } r = 0,97 R \quad . \quad . \quad . \quad (227)$$

$$\text{„ Seilscheiben- „ : } r = 0,95 R \quad . \quad . \quad . \quad (228)$$

Das Kranzgewicht ist dann, wenn  $r$  in dem eingesetzt wird:

$$G = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot F \cdot \gamma$$

$$G = 7,3 \cdot \pi \cdot 2 r \cdot F = 46 \cdot r \cdot F \quad . \quad (229)$$

woraus als vorläufiger Kranzquerschnitt

$$F = \frac{G}{46 \cdot r} \quad \text{in qdem} \quad . \quad . \quad . \quad (230)$$

$r$  nach Gleich. 226—228, da vorläufig nur  $R$  bekannt.

Bei Massenschwunrädern setzt man vorläufig Ringhöhe = 1,2 Ringbreite.

Ein dem Inhalt der Fläche  $F$  und den gegebenen Anforderungen entsprechendes Kranzprofil ist aufzuzeichnen und alsdann der genaue Schwerpunktradius  $r$  zu bestimmen, wobei die Fläche zu korrigieren ist, wenn der nachträglich errechnete Schwerpunktradius von der ersten Annahme abweicht.

Der Schwerpunktabstand  $x_0$  von der Aussenkante ist:

$$x_0 = \frac{\sum f \cdot x}{\sum f} \quad . \quad (231)$$

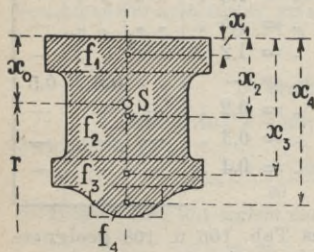


Fig. 911.

$\sum$  bezeichnet Summa,  
 $\sum f$  Summa aller Querschnittsflächen,

also  $f_1 + f_2 + f_3 + \dots$

$\sum f \cdot x$  Summa der Produkte der einzelnen Querschnittsformen mal dem jeweiligen zugehörigen Schwerpunktabstand  $x$ , also:

$$f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot x_2 + f_3 \cdot x_3 + \dots$$

\*) Um bei Berechnung der Kranzverbindungen die sonst üblichen zulässigen Beanspruchungen (s. Seite 54, Tab. 41) benutzen zu können und dabei doch den Ausführungen der Praxis Rechnung zu tragen, wählen einige Konstrukteure nicht die Normaltorenzahl, sondern legen etwas (z. B. 10 bis 15%) höhere Torenzahl zu Grunde, das macht aber die Rechnung nur umständlicher. Ich habe alles auf die Normaltorenzahl bezogen und die zulässige Beanspruchung einfach niedriger gesetzt als die in Tab. 41.

## b) Centrifugalkraft und Zugspannung im Radkranz.

Die Centrifugalkraft des Kranzes wird durch die Schwingwirkung der Radarme etwa  $10\ 0/0$  vergrößert und setze man deshalb für die Festigkeitsberechnung als wirksame Schwingmasse  $1,1 G$  ein.

Es bezeichne noch (s. auch Fig. 912):

$$V \text{ Umfangsgeschw. im Schwerpunktskreis} = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} \quad (232)$$

$S'$  Schwerpunkt einer Radhälfte,  
Umfangsgeschw. des Schwerpunktes  $S'$ ,

$e$  Entfernung des Schwerpunktes

$S'$  von Mitte Rad,

$\sigma$  die Zugbeanspruchung im Kranz in kg pro qcm.

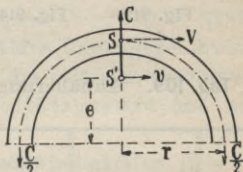


Fig. 912.

Die Centrifugalkraft will das Rad in zwei gegenüberliegenden Kranzquerschnitten zerreißen und zwar kommt das halbe Kranzgewicht  $\left(\frac{G}{2}\right)$  in Betracht. Wir erhalten demnach als Centrifugalkraft einer Radhälfte:

$$C = 1,1 \cdot \frac{G}{2} \cdot \frac{1}{g} \cdot \frac{v^2}{e}$$

ferner ist:

$$e = \frac{2 \cdot r}{\pi}; \quad v = \frac{e}{r} \cdot V = \frac{2 \cdot V}{\pi}$$

und die Centrifugalkraft bezogen auf  $r$  und  $V$

$$C = 1,1 \cdot \frac{G}{2g} \cdot \frac{2 \cdot V^2}{\pi \cdot r} = 0,036 \cdot \frac{G \cdot V^2}{r} \quad \dots \quad (233)$$

Da zwei Radkranzquerschnitte ( $F$ ) in Rechnung kommen, ergibt sich:

$$2 \cdot F \cdot \sigma = 1,1 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{\pi \cdot r}$$

ferner ist

$$G = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot F \cdot \gamma$$

und hieraus die Zugspannung im Radkranz bezogen auf Mtr.:

$$\sigma = 1,1 \cdot \frac{\gamma \cdot V^2}{g} = 1,1 \cdot \frac{7300 \cdot V^2}{9,81} = 1,1 \cdot 740 \cdot V^2$$

oder

$$\sigma = 0,082 \cdot V^2 \text{ kg pro qcm; } V \text{ in Mtr.} \quad \dots \quad (234)$$

Der Wert  $\sigma = 0,082 V^2$  enthält wohl den Einfluss der Armgewichte auf die Centrifugalkraft, aber nicht den Einfluss der Arme auf die Spannung im Radkranze. Unter

Einwirkung der Arme entstehen im Kranze, der sonst wie ein Rohrstück mit innerem Ueberdruck zu berechnen wäre, Biegungsbeanspruchungen. Die Grösse dieser Spannung hängt ab von der Querschnittsform des Kranzes, der Stärke, Länge und Anzahl der Radarme u. s. w.

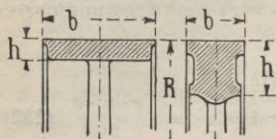


Fig. 913.

Fig. 914.

Der Wert der Gleich. 234 erhöht sich deshalb auf die in Tab. 109 angegebenen Annäherungswerte.

Tab. 109. Annäherungswerte für die Spannung im Radkranz. \*)

	Riemen- scheiben		Riemen- und Seilscheiben- Schwungräder Fig. 913				Massenschwung- räder Fig. 914 direkt gekuppelt für Walz- werke, Dynamos etc.			
$\frac{R}{h} =$	65	50	40	30	20	15	10	7	4	
$\sigma =$	$0,2 V^2$	$0,17 V^2$	$0,15 V^2$	$0,13 V^2$	$0,12 V^2$	$0,11 V^2$	$0,10 V^2$	$0,09 V^2$	$0,082 V^2$	

Man würde also bei Berechnung einer, zwischen 2 Armen liegenden, Kranzverbindung zu setzen haben als Annäherungswert nach Tab. 109:

für Massenschwungräder . . . . .  $\sigma = 0,09 V^2$  . (235)

„ Riemen- u. Seilscheibenschwungräder  $\sigma = 0,12 V^2$  . (236)

\*) Genau lassen sich diese Werte ermitteln nach dem Goebel'schen Aufsatz Z. d. V. d. Ing., 1898, Seite 351. Die in Tab. 109 angegebenen Werte gelten nur für gleichmässige Drehung. Kommen hierzu Verzögerungen durch plötzliche Vergrösserung der Kraftentnahme [also schnelles Heruntergehen des Regulators], so treten Stosswirkungen auf. Die Grösse der Verzögerung lässt sich aber vorher kaum bestimmen. Ist die Kranzverbindung [Laschen, Schrumpfringe, Schrauben u. s. w.] verhältnismässig weit von dem Schwerpunktkreis des Kranzes entfernt, so erzeugen die erwähnten Stösse unter Umständen bedeutende Biegungsspannungen, welche man nach dem oben bezeichneten Goebel'schen Aufsatz bestimmen muss.

demnach erhalten wir nach Gleich. 235 u. 236:

Tab. 110. Werte von  $\sigma$ .

	$V = 10$	20	30	40	50	60	80	100	Mtr.
Riemen-Schwungrad $\sigma =$	12	48	108	<u>192</u>	300	430	<u>770</u>	<u>1200</u>	kg pro qcm
Massen-Schwungrad $\sigma =$	9	36	81	144	<u>225</u>	325	575	<u>900</u>	„

Als zulässig bei dieser Rechnungsweise Gleich. 235 u. 236 mag gelten:

für Gusseisen:  $\sigma \sim 200$  kg pro qcm . . . . . (237)

(Wir sehen aus Tab 110, dass bei 40 Mtr. Umfangsgeschwindigkeit bei Riemscheibenschwungrädern die zulässige Spannung erreicht wird, bei 80 Mtr. die Elasticitätsgrenze und bei 100 Mtr. die Bruchgrenze.)

In den Grenzen gebräuchlicher Geschwindigkeiten ( $V = 10$  bis 40 Mtr) bietet also der volle Kranzquerschnitt **stets genügende Sicherheit**.

Finden dagegen **Unterbrechungen** im Kranzquerschnitt statt (z. B. Fig. 933—936), so erhöht sich  $\sigma$  im Verhältnis des Kranzquerschnittes zum kleineren Querschnitt.

### c) Die Kranzverbindung.

Die hauptsächlich vorkommenden Teilungsarten der Schwunräder sind in Fig. 916—918 gezeigt.



Fig. 915. Ungeteilt.

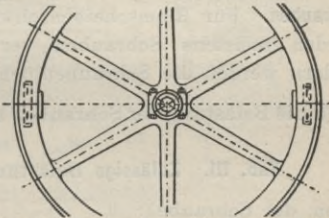


Fig. 916. Zwischen den Armen geteilt.

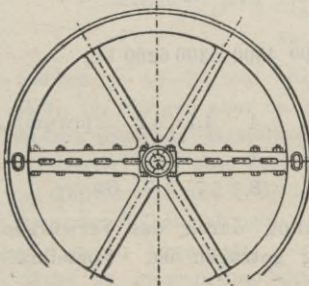


Fig. 917. In den Armen geteilt.

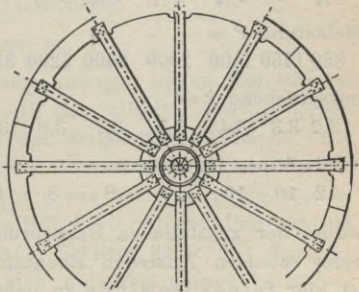


Fig. 918. Mehrteilig, m. schmiedeeis. Arme.



Die vorteilhafteste Teilungsart ist diejenige in der Ebene der Arme (*Fig. 917*), bei dieser treten in der Kranzverbindung nur reine Zugbeanspruchungen auf, da die Biegungsspannungen von den Armen aufgefangen werden, mithin  $C$  nach Gleich. 233 für die Festigkeitsrechnung massgebend.

Nach Ansicht mancher Konstrukteure können aber bei Ausführung des Rades nach *Fig. 917* ungünstige **Gussspannungen** auftreten, wenn die Radhälften einzeln gegossen werden.

Für die zur Zeit noch am **häufigsten** vorkommende Radteilung mit der Stosstelle **zwischen 2 Armen** wird man der hinzukommenden Biegungsspannung für die Kranzverbindung genügend Rechnung tragen, wenn man die Werte  $\sigma$  aus Tab. 110 einsetzt und erhält dann als in Rechnung zu ziehende Zugkraft einer Kranzverbindung:

$$P = \sigma \cdot F \text{ in kg} \dots \dots \dots (238)$$

$F$  Querschnitt im vollen Radkranz in qcm.

Bezeichnet noch  $q$  die Summe der in Betracht kommenden Querschnitte von Schrauben, Schrumpfringen und Keilen, so wird:

$$k = \frac{P}{q} \text{ kg pro qcm} \dots \dots \dots (239)$$

Zur Kranzverbindung kommen hauptsächlich folgende **Verbindungselemente** in Betracht:

**1. Schrauben.** Für Riemscheibenschwungräder und Seilscheiben werden meistens Schrauben verwandt. (Bei gesprengten Rädern werden die Schraubenlöcher eingegossen.)

Für die Belastung der Schrauben nehme man folgende Werte:

**Tab. 111. Zulässige Belastung der Schrauben.**

Durchm. der Schraube

$\frac{7}{8}$  1  $1\frac{1}{8}$   $1\frac{1}{4}$   $1\frac{3}{8}$   $1\frac{1}{2}$   $1\frac{5}{8}$   $1\frac{3}{4}$   $1\frac{7}{8}$  2" engl.,

Belastung  $P =$

850 1150 1500 2000 2500 3200 3800 4500 5300 6200 kg,

entsprechend  $k =$

3,2 3,3 3,4 3,5 3,7 3,8 3,9 4 4,1 4,2 „ pro qmm,

wenn feines Gewinde

12 10 10 10 8 8 8 8 7 7 Gänge,

wobei der zusätzlichen Beanspruchung durch das Verwürgen beim scharfen Anziehen Rechnung getragen ist. Vorteilhaft ist hier feines Gewinde zu nehmen.

2. **Keilbolzen**, rund, besser rechteckig, weil bequemes Ausarbeiten des Keilloches.

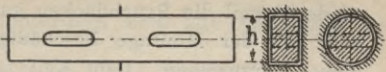


Fig. 919—921.

3. **Keilplatten** für Massenschwungräder (s. auch S. 286, Fig. 1005), bequem bei der Montage, werden von der Innenseite eingeschoben. Nicht immer zu empfehlen, 1. weil teuer, 2. wegen Auftrieb des Kernes beim Giessen (Fortschwimmen).

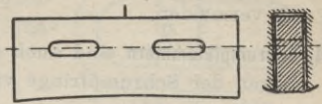


Fig. 922—923.

Der **runde** Keilbolzen ist trotz seines häufigen Vorkommens nicht so praktisch als der rechteckige, weil das Einschlagen des Keilloches in den Bolzen beim Schmieden denselben leicht unrund macht. Andererseits ist ein eventuelles Ausbohren bei verschobenem (rundem) Kern mittelst Bohr- oder Fräsmaschine wiederum leicht ermöglicht. Besser ist, wie gesagt, der rechteckige Querschnitt, weil sich die Keillöcher im Bolzen besser bearbeiten lassen.

Um den **Kranz** in seiner Lage genau fixieren zu können, werden Prisonstifte oder dergl. angewandt, man kann auch den Keilbolzen an der Stosstelle in den beiden Schwungrad-

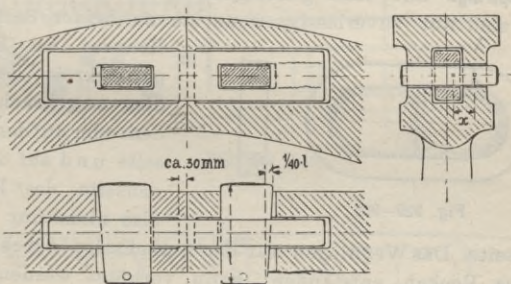


Fig. 924—926.

hälften je 10—30 mm ringsum anliegen lassen (Fig. 924 bis 926), im übrigen aber ca. 8—10 mm allseitig Luft zu geben (durch passende Gestaltung des eingelegten Kernes). Die Passstelle, die **ohne Zugabe** für Bearbeitung gegossen wird, ist mit Meissel und Feile leicht etwas nachzuarbeiten, und es kann das Bolzenloch nach dem Hobeln der Stosstellen bequem und genau angerissen werden. **Schwere Räder** mit Sprengfläche zu giessen empfiehlt sich nebenbei gesagt nicht be-

sonders, weil die Bruchflächen gar zu leicht beim Transport oder bei der Montage beschädigt werden, Hobeln ist da immer vorzuziehen. Dem Keil selber ist an den seitlichen Flächen je 2–3 mm Luft zu lassen, um unnötige Passarbeit zu vermeiden.

4. **Schrumpfkammern** sind auch sehr beliebt, weil das genaue Anliegen der Schrumpfringe viel Passarbeit macht. Gute Hohlkehle im Ansatz nicht vergessen!



Fig. 927.

Die aufliegenden Flächen sind hier leicht nachzuarbeiten (müssen beim Einpassen gerade schnäbeln). Zur vorläufigen Verbindung

beim Drehen, Abfallstreifen aus Kesselblech verwenden, das beim Lösen der Verbindung durch Hämmern gestreckt wird.

Vor der schwalben schwanzförmigen Verbindung *Fig. 928* sei ausdrücklich gewarnt, da sie das Bestreben hat, sich leicht

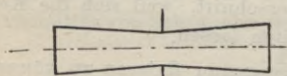


Fig. 928.

herauszuziehen und infolge der keilartigen Wirkung die Laibungsflächen nach innen zu wegdrückt. (Vergl. Z. d. V. d. Ing. 1898, Seite 357.)

5. **Schrumpfringe** mit dazu gehörigem hornartigen Ansatz am Rade sind nur zuverlässig, wenn sie zu beiden Seiten des

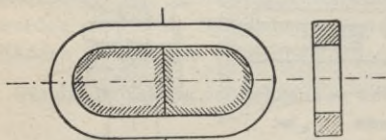


Fig. 929–930.

Kranzes im Schwerpunktskreis des Profils angebracht werden, oder auf der Innenseite und auf der Aussenseite des Kranzes also nicht nur auf der

Innenseite. Das Wegfliegen auf der Aussenseite, durch irgendwelches Recken entstanden, kann verhütet werden durch

trapezartigen Querschnitt. Die Oeffnung für das Einbringen nicht viel grösser als der grösste Umfang (*Fig. 931*). Nach Er-

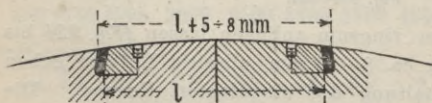


Fig. 931.

kalten werden die Fugen mit Weissmetall ausgegossen und verstemmt und der Ring ausserdem durch ein paar Schrauben verbohrt.

Das **Horn** für die Schrumpfringe wird auf Abscheren beansprucht.

Man kann die in *Fig. 932* schraffierte Fläche 4 mal Schrumpfringquerschnitt nehmen. Dann ist bei quadratischem Querschnitt:

$$a \cdot a + \frac{\pi}{8} a^2 = 4 \cdot 2 \cdot s^2$$

$$1,4 a^2 = 8 s^2$$

$$a = \sqrt{\frac{8}{1,4}} \cdot s \sim \frac{3}{2,5} \cdot s \dots \dots (240)$$

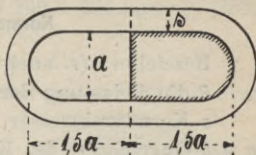


Fig. 932. Horn

### Gebräuchliche Kranzverbindungen.

Die Verbindung des Kranzes geschieht **meistens** durch **Schrauben und Keile** oder nur durch **Schrauben**. Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit giebt man Schrumpfringen den Vorzug. Gebräuchliche Ausführungsform für Schrauben und Keile siehe *Fig. 937—938*, für Schrauben und Schrumpfringe s. *Fig. 933—936*.

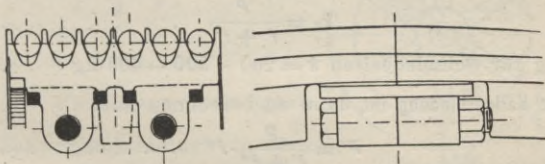


Fig. 933—934.

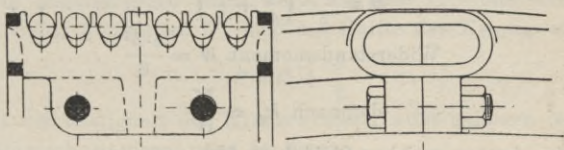


Fig. 935—936.

Andere Ausführungen s. Seite 285 u. f. Bei hohem Kranzprofil und grosser Umfangsgeschwindigkeit ist *Fig. 933* ungeeignet, da die Schrauben und Schrumpfringe zu weit vom Schwerpunktkreis des Kranzes entfernt liegen.

**Berechnung\*) der Kranverbindung mit Schrauben und Keilbolzen.**

Normalien hierzu Seite 284.

Bezeichnet (s. auch Fig. 937—938):

$P$  die Belastung der Verbindung nach Gleich. 238 in kg,  
 $s$  Kerndurchmesser der Verbindungsschrauben in cm,

$a \times b$  Querschnitt des Keilbolzens in qcm,

$h \times e$  " " Keiles " "

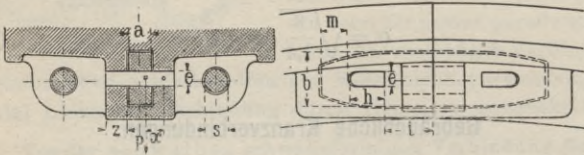


Fig. 937—938. Verbindung mit Schrauben und Keilbolzen.

dann ist:

Querschnitt der Schrauben  $f' = 2 \cdot \frac{\pi}{4} s^2$

" " Keilplatte  $f'' = (b - e) \cdot a$

demnach Zugbeanspruchung:

$$k_z = \frac{P}{f' + f''} \dots \dots \dots (241)$$

zulässig für Schmiedeeisen  $k = 200 - 300 - 400 \text{ kg} \dots \dots (242)$

Die Keilverbindung ist dann zu berechnen mit:

$$P' = \frac{P}{f' + f''} \cdot f'' \dots \dots \dots (243)$$

Keile werden auf Biegung berechnet, also:

Biegemoment (nach Bach):

$$M = \frac{P'}{2} \cdot \left( \frac{a}{4} + \frac{z}{2} \right) \dots \dots \dots (244)$$

Widerstandsmoment  $W = \frac{e \cdot h^2}{6} \dots \dots \dots (245)$

demnach  $k_b = \frac{M}{W} \dots \dots \dots (246)$

zulässig, bester weicher Stahl  $k_b = 600 - 800 \text{ kg} \dots \dots (247)$

Flächendruck des Keiles auf die Gusseisenfläche des Rades:

$$k = \frac{P'}{f}; f = 2 \cdot z \cdot e \dots \dots \dots (248)$$

zulässig  $k = 400 - 600 \text{ kg} \dots \dots \dots (249)$

\*) s. auch Seite 252, Fussnote.

Ausscheren des Keilbolzens an seinen Enden, (2 Flächen):

$$f = 2 \cdot a \cdot m \dots \dots \dots (250a)$$

$$\text{demnach } k_s = \frac{P'}{f}; \text{ zulässig } k \text{ 250} - 300 \text{ kg} \dots \dots (250)$$

#### d) Arme.

Der Querschnitt der Arme ist in den meisten Fällen oval massiv (Fig. 942) oder ringförmig hohl (Fig. 943), häufig auch H-Form (Fig. 940). Bei schnelllaufenden Rädern macht man den Querschnitt auch oval spitz (Fig. 939), um den Luftwirbel zu verringern. Ganz grosse Schwungräder z. B. für Walzenzugmaschinen erhalten schmiedeeiserne Arme von rechteckigem Querschnitt, vergl. Fig. 974 bis 977 Seite 271.



Fig. 939.

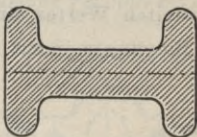


Fig. 940.

#### 1. Beanspruchung auf Zug am Kranz.

Die Centrifugalkraft eines Ringsegmentes rechnet sich zu:

$$C' = \frac{G}{z} \cdot \frac{1}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \dots \dots (251)$$

worin bedeutet:

$z$  Anzahl der Arme,

$V = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30}$  Umfangsgeschwindigkeit

im Schwerpunktradius  $r$  in Mtr.

(Schwerpunktradius des Ringsegmentes annähernd gleich dem Schwerpunktradius des Kranzprofils angenommen.)

Im ungünstigsten Falle, wenn der Arm in seiner untersten Lage steht, kommt zu  $C'$  noch die Hälfte des Kranzgewichtes, also:

$$P = C' + \frac{G}{2} \dots \dots \dots (252)$$

wobei die Festigkeit des Kranzes ausser acht gelassen ist.

Querschnitt des Armes am Kranz:

$$\text{für massive ovale Arme (Fig. 942) } f = a \cdot b \cdot \frac{\pi}{4} \dots \dots (253)$$

$$\text{„ hohle ringförmige „ (Fig. 943) } f = \frac{\pi}{4} (d^2 - c^2) \dots \dots (254)$$

mithin Beanspruchung (Zug):

$$k_z = \frac{P}{f}; f = \frac{P}{k} \dots \dots \dots (255)$$

$$\text{zulässig (Zug) } k_z = 120 - 150 \text{ kg} \dots \dots (256)$$

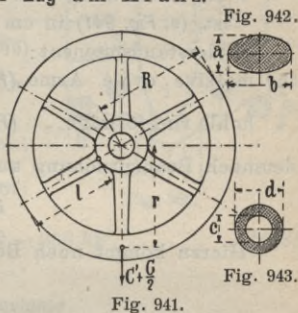


Fig. 942.

Fig. 943.

Fig. 941.

## 2. Beanspruchung auf Zug und Biegung an der Nabe.

Es bezeichne:

$N$  effektive Leistung der Maschine in Pferdestärken,

$R$  Radius des Radumfanges in Mtr.,<sup>1</sup>

$P$  die Umfangskraft bei normaler Leistung,

$n$  Tourenzahl pro Min.,

so ist bekanntlich:

$$P = \frac{716,2 \cdot N}{R \cdot n} \dots \dots \dots (257)$$

Beim Berechnen des vom Schwungrad zu übertragenden Maximalmomentes setze man für  $P$  das **Doppelte** des aus Gleich. 257 ermittelten Wertes ein, also:

Biegemoment für einen Arm an der Nabe:

$$M = \frac{2 \cdot P}{z} \dots \dots \dots (258)$$

worin:

$z$  Anzahl der Arme,

$l$  die Entfernung vom Umfang des Rades bis zur Radnabe ist, (s. Fig. 941) in cm;

Widerstandsmoment:

für massive ovale Arme (Fig. 942)  $W = 0,1 a b^2 \dots \dots (259)$

„ hohle ringförmige „ (Fig. 943)  $W = 0,1 \frac{d^4 - c^4}{d} \dots \dots (260)$

demnach Beanspruchung auf Biegung:

$$k_b = \frac{M}{W} \dots \dots \dots (261)$$

Hierzu kommt noch Beanspruchung auf Zug:

$$k_z = \frac{C'}{f'} \dots \dots \dots (262)$$

$C'$  nach Gleich. 251,  $f'$  Armquerschnitt an der Nabe in qcm, folglich ergibt sich eine Gesamtbeanspruchung von

$$k_c = \frac{M}{W} + \frac{C'}{f'} \dots \dots \dots (263)$$

zulässig für Gusseisen  $k = 125 - 130 \text{ kg} \left. \vphantom{k} \right\} \dots \dots (264)$   
 „ „ Schmiedeeisen  $k = 250 - 400 \text{ „} \left. \vphantom{k} \right\}$

## e) Verbindung an der Nabe.

Zur Verbindung der Schwungradnabe verwendet man ebenfalls **Schrauben** und **Schrumpfringe**. Beim Konstruieren der Nabe achte man auf gute Materialverteilung. Fig. 944—950 zeigen die am häufigsten vorkommenden Nabenverbindungen.

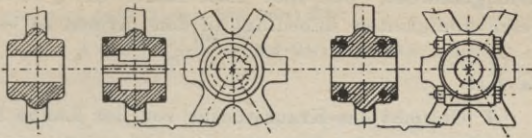


Fig. 944—948. Schwungradnaben.

Zur Vermeidung von zu grossen Materialansammlungen ist bei Rädern von 3,5 Mtr. Durchm. und darüber die Nabe Fig. 950 zu empfehlen.

Andere Ausführungen von Radnaben zeigen Fig. 1007 bis 1009, Seite 286 bis 287.

Nach Gleich. 233, Seite 253, ist die Centrifugalkraft einer Radhälfte:

$$C = 0,036 \cdot \frac{G \cdot V^2}{r} \dots (265)$$

Gesamtquerschnitt der Schrauben und Schrumpfringe:

$$f = 4 \cdot \frac{\pi}{4} s^2 + 4 \cdot a \cdot b \dots (266)$$

worin  $s$  Kerndurchmesser der Schrauben.

Für die Zugspannung ergibt sich:

$$k_z = \frac{C}{f} \dots (267)$$

zulässig für Schmiedeeisen  $k_z = 200 - 350 \text{ kg} \dots (268)$

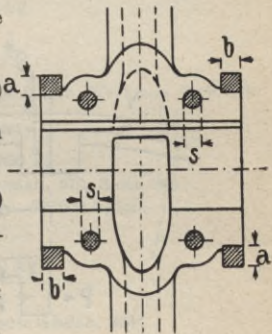


Fig. 950.

### Schwungrad-Explosionen.

Bei den üblichen Umfangsgeschwindigkeiten von  $V = 15$  bis höchstens 40 Mtr. ist in mangelhafter absoluter Kranzfestigkeit nicht die Ursache für die immer wieder vorkommenden Unfälle zu suchen. Der Grund hierfür liegt fast immer in der

#### f) Fliehkraft der Stossverbindung.

Während bei Massenschwungrädern mit Keilbolzen, Schrumpfringen oder klammerartigen Verbindungsstücken, solche wenig oder gar nicht in Frage kommt bezw. ein Durchbiegen des Kranzes, der starken Querschnitte wegen nicht zu befürchten ist, so sind andererseits Riemscheibenschwungräder und Seilscheibenräder mit **schwachem Kranzprofil** durch die Fliehkraft der Stossverbindung und des Kranzstückes an den Teilstellen ganz



ungemein gefährdet, und sind diese Räder bei grossen Umfangsgeschwindigkeiten unbedingt in den Armen zu teilen.

Es sei:

- $G'$  Gewicht des Kranzstückes von der Länge  $a$
- $G''$  „ „ der Querrippe nebst Schrauben.

Die Centrifugalkräfte:

$$C' = \frac{G'}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \text{ und } C'' = \frac{G''}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \dots \dots \dots (269)$$

erzeugen Biegungsspannungen im Querschnitt  $cc$ . Hierzu kommt das biegende Moment  $P \cdot x$  durch die Schrauben etc. Die Kraft  $P$

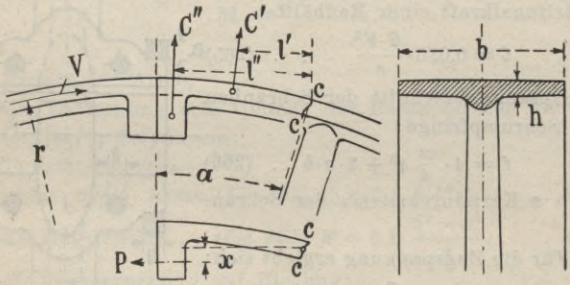


Fig. 951 - 953.

ist gleich der halben Centrifugalkraft einer Radhälfte, also nach Tabelle 109 und Gleich. 238 einzusetzen, da auf die Nabenverbindung hierbei kaum gerechnet werden kann. Als Gesamtmoment ergibt sich dann:

$$M = C' \cdot l' + C'' \cdot l'' + P \cdot x \dots \dots \dots (270)$$

Weiter entfällt für den Querschnitt  $cc$  noch die Beanspruchung des Querschnittes  $f = b \cdot h$  auf Zug nach Gleich. 234.

Als **Beispiel** möge hier das explodierte Riemscheibenschwungrad einer Kraftcentrale dienen, s. Z. d. V. d. Ing. 1900 Seite 605.

**Beispiel:** Hier ist:

Gewicht des 1 Mtr. langen Teiles des Schwungradkranzes . . . . .	282 kg
„ der Verbindung nebst Schrauben . . . . .	84 „
	<u>zusammen 366 kg</u>

Für einen mittleren Schwerpunktradius von 1,5 Mtr. und 150 Min. Umdrehungen wird nach Gleich. 232, Seite 253:

$$V = \frac{1,5 \cdot \pi \cdot 150}{30} = 23,5 \text{ Mtr. pro Sek.}$$

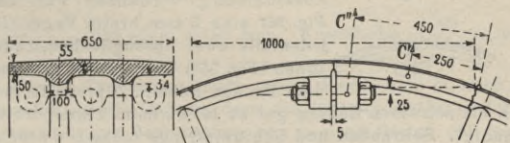


Fig. 954—955, explodiertes Schwungrad.

nach Gleich. 269:

$$C' = \frac{141}{9,81} \cdot \frac{23,5^2}{1,5} = 5200 \text{ kg}$$

$$C'' = \frac{42}{9,81} \cdot \frac{23,5^2}{1,5} = 1550 \text{ kg.}$$

Nach Gleich. 233 erhalten wir, wenn wir für  $\sigma$  den Wert aus Tab. 109 Seite 254, für  $\frac{R}{h} = 30$  und  $F = 367$  qcm einsetzen:

$$P = 0,13 \cdot 23,5^2 \cdot 367 \approx 26500 \text{ kg.}$$

Als Gesamtmoment ergibt sich nach Gleich. 270, Seite 264:

$$M = 5200 \cdot 25 + 1550 \cdot 45 + 26500 \cdot 2,5 = 266000 \text{ kgcm.}$$

Die Beanspruchung am Arm wird dann:

$$k_b = \frac{M}{W} = \frac{266000}{65 \cdot \frac{5,5^2}{6}} = 810 \text{ kg,}$$

hierzu noch die theoretische Zugspannung nach Gleich. 234:

$$k_z = 0,082 \cdot 23,5^2 = 46 \text{ kg}$$

demnach Gesamtbeanspruchung:

$$k = 810 + 46 = 856 \text{ kg.}$$

Nehmen wir an, dass Gusseisen bei 1200 kg Beanspruchung zerreißt, so bedurfte es nur einer Tourenzahlsteigerung von 150 auf 175, um einen Bruch des Kranzes herbeizuführen (weil die Beanspruchung mit dem Quadrat der Tourenzahl wächst).

Die Ursache der Explosion ist daher nur in der fehlerhaften und doch häufig ausgeführten Kranzverbindung zu suchen.

Ein zweites gleich konstruiertes Rad wurde nachträglich durch Zugstange, die in der Mitte durch Mutter mit Rech- und Linksgewinde stramm angezogen werden konnte, in der Weise gesichert, dass die Stossverbindung am Kranz stramm mit der Nabe verspannt wurde. Hiermit kann bei Betriebszustand der Fliehkraft wirksam begegnet werden, ndessen ist im Ruhezustande eine gefährliche Biegungsspannung nach innen zu vorhanden, deren Grössenbestimmung höchst unsicher ist. Man vermeide also besser derartige Konstruktionen, wo

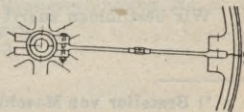


Fig. 956.

man dem Zufall und der Geschicklichkeit des Monteurs völlig preisgegeben ist.

Fig. 957,  
(falsch).

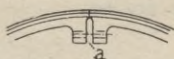
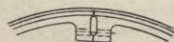


Fig. 958.



namentlich bei schweren Rädern gar zu leicht beim Transport oder Montage beschädigt. Schrauben

Fig. 959, (falsch).

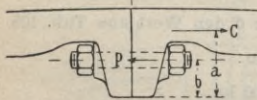
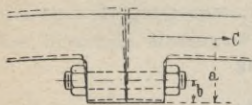


Fig. 960, (besser).

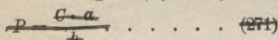
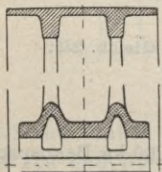


Fig 961.



Das zerrissene Rad zeigte weiter eine fehlerhafte Ausführung der Stossfläche, wo nur eine 17 mm breite Sprengfläche am Aussenumfang vorhanden war, und bei a Fig. 957 eine 5 mm breite Fuge. Besser ist jedenfalls zwei Sprengflächen, aussen und innen (Fig. 958) oder geteilt gessen und vor dem Drehen hobeln. Sprengflächen werden

Bessere Konstruktion zeigt Fig. 960: Rippe hoch um den Hebelarm der Schraube günstig zu bekommen. Einziehen des Querschnittes kann ohne Bedenken erfolgen, weil die Kranzfestigkeit an sich immer noch in zulässigen Grenzen bleibt. Gute Querschnittsverteilung anstreben, Wulst kräftig um das Widerstandsmoment thunlichst gross zu bekommen. Beste Ausführung bei grosser Umfangsgeschwindigkeit bleibt aber immer Verlegung der Stosstelle nach den Armen.

### Beispiel zu Seite 252 und 260.

Beispiel: Die Eincylindermaschine (zum Betrieb eines Dynamos von  $n = 75$  Umdrehungen pro Min., Dampfdruck 8 Atm., Normalleistung 160 effekt. PS., soll ein Riemenscheiben-Schwungrad von 4900 mm Durchm., 550 mm Breite und 8750 kg\*) Gesamtgewicht erhalten.

Wir bestimmen zuerst nach Gleich. 225a Kranzgewicht

$$G = \frac{8750}{1,35} \sim 6500 \text{ kg.}$$

\*) Besteller von Maschinen schreiben häufig extra schwere Schwungräder vor, um auch später, wenn durch Vergrösserung des Betriebes eine Ueberlastung der Maschine stattfindet, noch geringe Tourenschwankung zu haben.

Zur vorläufigen Ermittlung von Querschnitt  $F$  setzen wir nach Gleich. 227, Seite 252:

$$r = 0,97 \cdot 2,45 \sim 2,38 \text{ Mtr.}$$

and erhalten nach Gleich. 230:

$$F = \frac{6500}{46 \cdot 23,8} \sim 5,95 \text{ qdem} = 595 \text{ qcm, Kranzhöhe} = \frac{595}{55} \sim 10,5 \text{ cm.}$$

Ein diesem Kranzquerschnitt entspr. Kranzprofil (s. auch Seite 252) wird aufgezeichnet (Fig. 962) und dann die Schwerpunktlagen der einzelnen Flächen ermittelt zur Bestimmung von  $x_0$  nach Gleich. 231, Seite 252.

$$\begin{aligned} f_1 &= 55 \cdot 2,5 = 138 \text{ qcm} \\ f_2 &= 47 \cdot 8 = 376 \text{ " } \\ f_3 &= 65 \cdot 12,5 = 81 \text{ " } \\ F &= \sum f = 595 \text{ qcm} \\ f_1 \cdot x_1 &= 138 \cdot 1,25 = 172 \text{ cm}^3 \\ f_2 \cdot x_2 &= 376 \cdot 6,5 = 2440 \text{ " } \\ f_3 \cdot x_3 &= 81 \cdot 16,75 = 1360 \text{ " } \\ \sum f \cdot x &= 3972 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

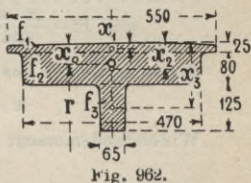


Fig. 962.

hieraus ergibt sich nach Gleich. 231:

$$\alpha_0 = \frac{3972}{595} \sim 6,7 \text{ cm; } r = 2450 - 67 = 2383 \text{ mm,}$$

erner nach Gleich. 229:

$$G = 47,66 \cdot 3,14 \cdot 5,95 \cdot 7,3 = 6500 \text{ kg.}$$

Die Schwerpunktseschwindigkeit ergibt sich nach Gleich. 222:

$$V = \frac{2,383 \cdot \pi \cdot 75}{30} \sim 18,9 \text{ Mtr.}$$

Das ergibt nach Gleich. 236 u. 238 pro Verbindung:

$$P = 0,12 \cdot 18,9^2 \cdot 595 = 25\,500 \text{ kg.}$$

#### a) Kranzverbindung.

Betr. Wahl einer geeigneten Kranzverbindung ermittelt man:

$$0,12 V^2 \cdot F = 0,12 \cdot 18,9^2 \cdot 595 \sim 25\,500,$$

und wählen nach Tab. 116, Seite 284, die Kranzverbindung No. 6, die entspr. Maasse sind in Fig. 963–964 eingetragen.

Wir erhalten nach Fig. 963–964:

$$\text{Schraubenquerschnitt } f' = 2 \cdot \frac{\pi}{4} 4,9^2 = 37,4 \text{ qcm.}$$

$$\text{Keilbolzenquerschnitt } f'' = (12,5 - 3,5) \cdot 5 = 45,0 \text{ "}$$

$$f' + f'' = 82,4 \text{ qcm}$$

Es ergibt sich demnach nach Gleich. 241, Seite 260:

$$k_z = \frac{P}{f' + f''} = \frac{25\,500}{82,4} = 310 \text{ kg}$$

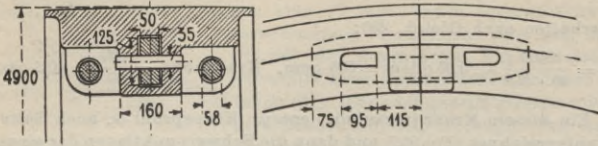


Fig. 963—934.

Die Keilverbindung ist dann zu berechnen nach Gleich. 243

$$\text{mit } P' = \frac{25\,500}{82,4} \cdot 45 = 14\,000 \text{ kg.}$$

Biegemoment des Keiles nach Gleich. 244:

$$M = \frac{14\,000}{2} \cdot 4 = 28\,000 \text{ kgcm.}$$

Widerstandsmoment nach Gleich. 245:

$$W = \frac{3,5 \cdot 9,5^2}{6} = 52,5.$$

demnach (Biegung) nach Gleich. 246:

$$k_b = \frac{28\,000}{52,5} = 535 \text{ kg pro qcm.}$$

Gusseisenfläche nach Gleich. 248:

$$f = (16-5) \cdot 3,5 = 38,5 \text{ qcm,}$$

demnach Flächendruck nach Gleich. 248:

$$k = \frac{14\,000}{38,5} = 365 \text{ kg pro qcm.}$$

**Keilplatte:**

Auf Ausscheren beanspruchte Endfläche nach Gleich. 250 a:

$$f = 2 \cdot 7,5 \cdot 5 = 75 \text{ qcm.}$$

Scherbeanspruchung nach Gleich. 250:

$$k_s = \frac{14\,000}{75} = 187 \text{ kg pro qcm.}$$

b) Arme.

1. Zug am Kranz.

Die Centrifugalkraft eines Ringsegmentes wird nach Gleich. 251 Seite 261:

$$C' = \frac{6500}{8 \cdot 9,81} \cdot \frac{18,9^2}{2,383} = 12\,500 \text{ kg.}$$

Beanspruchung nach Gleich. 252:

$$P = 12\,500 + 3\,250 = 15\,750 \text{ kg.}$$

Querschnitt des Armes am Kranz nach Gleich. 254:

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 10^2) = 122 \text{ qcm}$$

mithin Zugbeanspruchung nach Gleich. 255:

$$k_z = \frac{15\,750}{122} = 130 \text{ kg.}$$

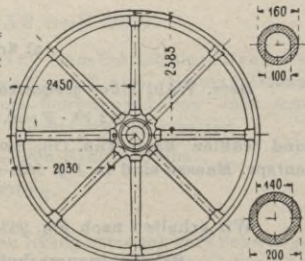


Fig. 965—967.

## 2. Zug und Biegung an der Nabe.

Umfangskraft nach Gleich. 257:

$$P = \frac{716,2 \cdot 160}{2,45 \cdot 75} = 625 \text{ kg.}$$

Bieugungsmoment nach Gleich. 258:

$$M = \frac{2 \cdot 625}{8} \cdot 203 = 31\,600 \text{ kgcm.}$$

Widerstandsmoment nach Gleich. 260:

$$W = 0,1 \cdot \frac{20^4 - 14^4}{20} = 608,$$

folglich Biegungsbeanspruchung nach Gleich. 261:

$$k_b = \frac{31\,600}{608} = 52 \text{ kg.}$$

Hierzu kommt noch die Zugspannung:

Querschnitt des Armes an der Nabe:

$$f' = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 14^2) = 160 \text{ qcm,}$$

folglich nach Gleich. 262 Zugbeanspruchung:

$$k_z = \frac{12\,500}{160} \sim 78 \text{ kg.}$$

ergibt eine Gesamtbeanspruchung nach Gleich. 263:

$$k = 52 + 78 = 130 \text{ kg.}$$

## o) Nabe.

Centrifugalkraft einer ganzen Radhälfte nach Gleich. 265:

$$C = 0,036 \cdot \frac{6500 \cdot 18,9^2}{2,383} = 35\,200 \text{ kg.}$$

Querschnitt der Schrauben und Schrupfringe nach Gleich. 266:

$$f = 4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 4^2 + 4 \cdot 4^2 = 50 + 64 = 114 \text{ qcm.}$$

demnach Zugbeanspruchung nach Gleich. 267:

$$k_z = \frac{35\,200}{114} = 310 \text{ kg.}$$

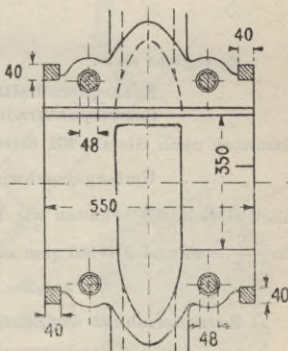


Fig. 988.

Manche Konstrukteure berechnen die Keile und Schrauben der Kranzverbindung einzeln mit der ganzen Zugkraft  $P$ , erhalten dann aber dementsprechend höhere Beanspruchungen.

Es ist zu empfehlen, bei Gelegenheiten die Kranzverbindung ausgeführter Schwungräder auszumessen, damit man die Rechnungsergebnisse mit den praktischen Ausführungen vergleichen kann. Fig. 970—973 zeigt z. B. die Aufnahme eines Rades für eine Compoundmaschine zum Antrieb zweier Dynamos.

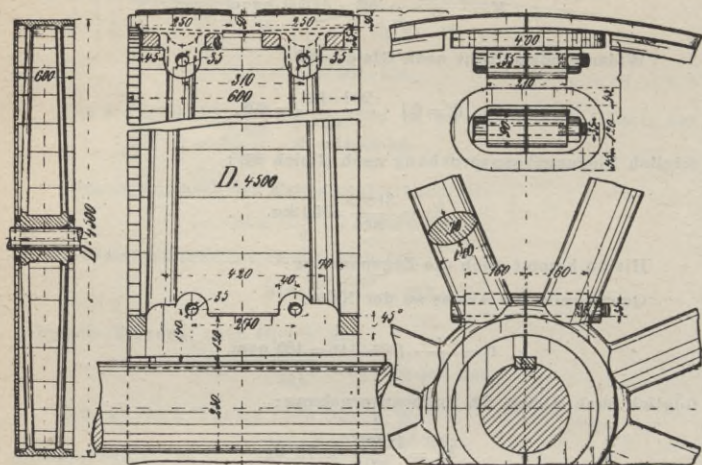


Fig. 970—973.

Schwungrad, 4500 mm Durchm. für 2 Riemen, gehörend zu einer Compoundmaschine  $d=350$ ,  $D=525$ ,  $H=700$ ,  $n=90$ , zum Antrieb zweier Dynamos.

Es ergibt sich:

$$\text{Kranzquerschnitt } F \sim 60 \cdot 5 = 300 \text{ qcm,}$$

$$\text{Schwerpunktradius } r \sim 2,225 \text{ Mtr.,}$$

demnach nach Gleich. 282, Seite 253:

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } V = \frac{2,225 \cdot \pi \cdot 90}{30} = 21 \text{ Mtr.,}$$

nach Gleich. 288 erhalten wir (wenn wir für  $\sigma$  den Wert aus Tab. 109 für  $\frac{R}{h} = 45$  und  $F = 300$  qcm einsetzen):

$$P = 0,16 \cdot 21^2 \cdot 300 = 21200 \text{ kg.}$$

Kernquerschnitt der Schrauben und Schrumpfringe:

$$2 \cdot \frac{\pi}{4} 2,95^2 + 4 \cdot (3,5 \cdot 4,5) = 13,5 + 63 = 76,5 \text{ qcm}$$

demnach Beanspruchung auf Zug nach Gleich. 289:

$$k_z = \frac{21200}{76,5} \sim 275 \text{ kg pro qcm.}$$

Diese Beanspruchung würde sich also mit unseren Werten decken.

## Grosse schwere Schwungräder.

Bei grossen Schwungrädern wird der Kranz aus mehreren, z. B. 4 Teilen, zusammengesetzt. Die Arme werden einzeln angefertigt und dann mit der Rosette und den Kreuzsegmenten verbunden. Arme aus Gusseisen, häufiger aus **Schmiedeeisen**.

Fig. 974—977 zeigt ein ausgeführtes Schwungrad für eine Walzenzugmaschine:

Cyl.-Durchm. 700, mm Hub 1100 mm,  $n = 80$  Touren, Dampfdruck  $p = 5,5$  Atm. Ueberdr. Schwungraddurchmesser = 6300 mm, effektive Leistung  $\sim 400$  PS.,  $\delta_0 = 0,46\%$ ; nach Gleich. 250a Schwungradenergie pro Pferdekraft  $q = 1400$ .

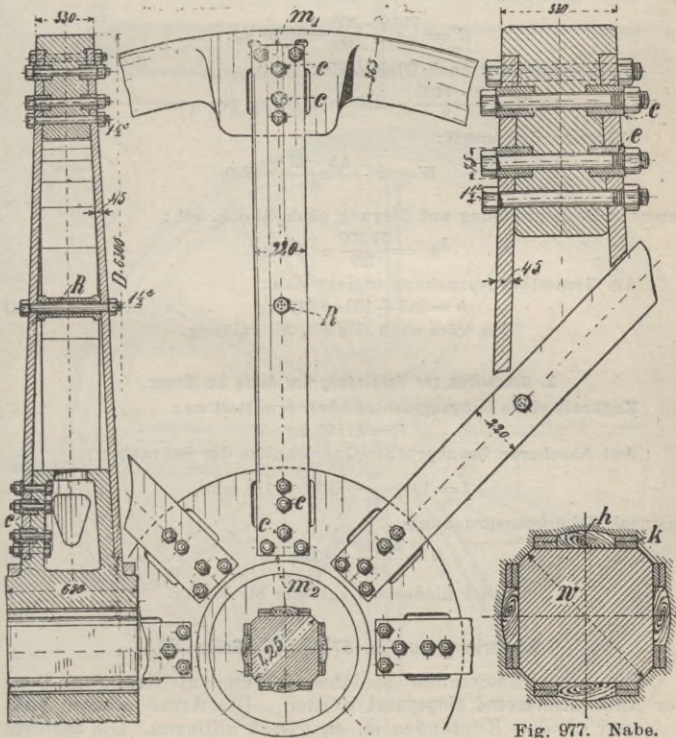


Fig. 977. Nabe.

Fig. 974—976.

Ausgeführtes Schwungrad. Duisb. Masch.-A.-G



## 1. Berechnung der schmiedeeisernen Arme:

$$\text{Kranzquerschnitt } F = 36,5 \cdot 33 = 1200 \text{ qcm,}$$

$$\text{Schwerpunktradius } r = 2,968 \text{ Mtr.,}$$

demnach nach Gleich. 229, Seite 252:

$$G = 46 \cdot 29,68 \cdot 12 = 16\,400 \text{ kg,}$$

erner nach Gleich. 232:

$$V = \frac{2,968 \cdot \pi \cdot 80}{30} = 24,8 \text{ Mtr. pro Sek.}$$

Centrifugalkraft eines Kranzsegmentes nach Gleich. 251:

$$C' = \frac{16\,400}{8 \cdot 9,81} \cdot \frac{24,8^2}{2,968} \approx 43\,000 \text{ kg.}$$

Querschnitt der Arme an der Nabe:

$$f = 22 \cdot 4,5 \cdot 2 = 198 \text{ qcm,}$$

demnach: Zugbeanspruchung nach Gleich. 262, Seite 262:

$$k_z = \frac{43\,000}{198} = 217 \text{ kg.}$$

Hierzu Biegebungsbeanspruchung, nach Gleich. 257 wird:

$$P = \frac{716,2 \cdot 500}{3,150 \cdot 80} = 1420 \text{ kg.}$$

Biegemoment nach Gleich. 258:

$$M = \frac{2 \cdot 1420}{8} \cdot 210 = 74\,500 \text{ kg pro qcm.}$$

Widerstandsmoment:

$$W = 2 \cdot \frac{4,5 \cdot 22^2}{6} = 720,$$

demnach Beanspruchung auf Biegung nach Gleich. 261:

$$k_b = \frac{74\,500}{720} = 100 \text{ kg.}$$

Als Gesamtbeanspruchung ergibt sich:

$$k = 217 + 100 = 317 \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (a)$$

Das wäre nach Gleich. 264 zulässig.

## 2. Schrauben zur Verbindung der Arme am Kranz.

Zugkraft eines Ringsegmentes oben ermittelt zu:

$$P = 43\,000 \text{ kg.}$$

Auf Abscheren beanspruchte Querschnitte der Schrauben:

$$f \leftarrow 10 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,9^2 = 120 \text{ qcm,}$$

demnach Scherbeanspruchung:

$$k = \frac{43\,000}{120} \approx 350 \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (b)$$

für Schmiedeeisen zulässig bis 450 kg.

## Bemerkung zu Fig. 974—977, Seite 271.

Die schmiedeeisernen Speichen sollen am Kranz und an der Nabe **schliessend eingepasst** werden. Die Arme müssen seitlich und an den Kopfen  $m_1$ ,  $m_2$  genau anliegen. Die **Speichen** erhalten eine Versteifungshülse  $R$  (bei Raddurchmessern über 7 Mtr. zwei Stück). Von den Befestigungsschrauben am Kranz und an der Rosette werden zwei Stück mit den genau

einzupassenden **Büchsen** *cc* versehen, welche die Schrauben entlasten und deren Scherbeanspruchung vermindern sollen.

Um nun bei Rädern einem **Schlagen** bzw. **Taumeln** vorzubeugen, sowie dem Monteur die Montage zu erleichtern, wähle man folgende Bearbeitung und Befestigung. (Vorausgeschickt sei dabei, dass Seilscheiben von grossem Durchmesser und hoher Tourenzahl eine sorgfältige Montage bedingen, damit die Seile nicht zu schnell verschleissen.) **Kranz und Nabe** werden geteilt angefertigt und durch schmiedeeiserne Arme verbunden, was besonders für Walzenzugmaschinen empfehlenswert ist. Wie dies geschieht und wie das Ausrichten vor sich geht, soll durch ein Beispiel mit Figur erläutert werden.

Es handelt sich um eine Seilscheibe von 6 Mtr. Durchmesser und 10 Seilrillen. Dieselbe ist auf vierkantiger Achse aufzukeilen und besteht aus zwei Teilen

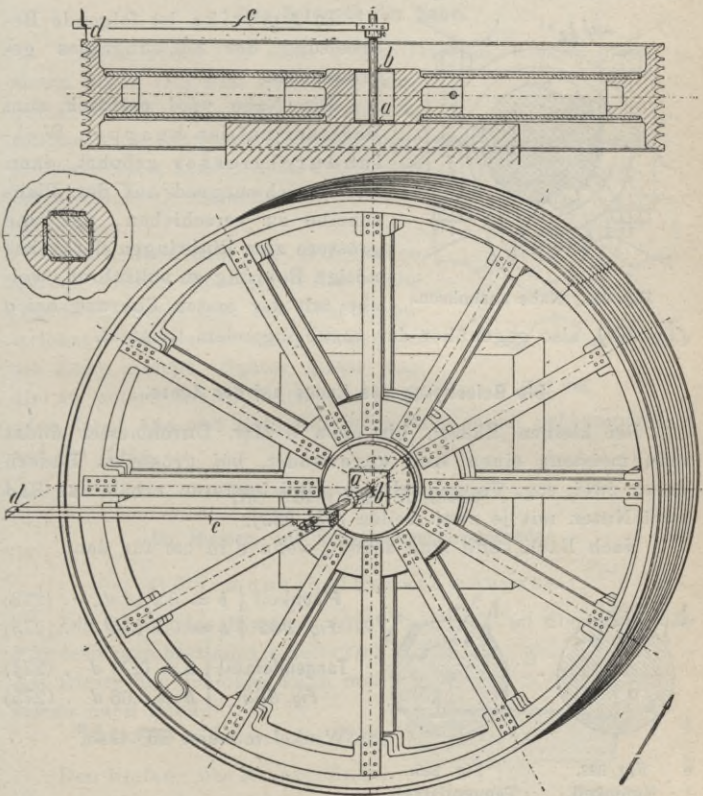


Fig. 978—980. Ausrichten von grossen Seilscheiben.

Der bearbeitete Kranz sowie die Nabe werden auf der Richtplatte, wie Fig. 978—980 zeigt, mittelst Latte genau centriert, und die schmiedeeisernen, gebohrten und bestossenen Arme in die fertigen sogenannten Taschen der Nabe und des Kranzes eingepasst. Sodann sind die Löcher auf beiden Seiten anzureissen, zu bohren und mit den Armen zusammen aufzureiben. Bei der Montage werden nach Aufbringen der Nabe zunächst 4 Arme zum Halten des Kranzes aufgeschraubt, hernach die übrigen. Zum Schluss sind die Keile von beiden Seiten zugleich einzutreiben und man kann mit Sicherheit annehmen, dass die so behandelten Schwungräder nicht schlagen. Wird der Kranz vorher nicht bearbeitet, so lässt sich durch ein Strecken der Arme ein genaues Rundlaufen leicht erreichen.

### Das Ausbohren der Nabe des Schwungrades

hat vorsichtig zu geschehen. Die geringste Ungenauigkeit hat ein Taumeln\*) zur Folge.

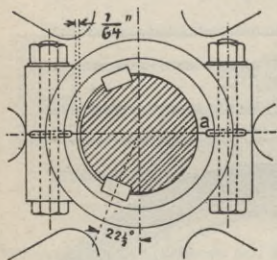


Fig. 981. Nabe ausbohren.

In Amerika ist folgende Bearbeitung des Schwungrades gebräuchlich.

Die Nabe wird **centrisch** zum Radkranz auf den knappen Wellendurchmesser gebohrt, dann ist das Schwungrad auf der Planscheibe zu verschieben, um eine grössere zum Einbringen der Achse nötige Bohrung zu vollführen, welche mit der ersten Bohrung bei  $a$

(Fig. 981), also gegenüber der anzubringenden, tangiert.

### Die Befestigung des Rades auf der Achse.

Bei kleinen Rädern bis etwa 3 Mtr. Durchmesser findet man meistens einen Keil angewendet, bei grösseren Rädern deren zwei, sog. Tangentialkeile. Bei letzteren erhält das Rad zwei Nuten mit je zwei Keilen (Fig. 983).

Nach Bach kann man setzen, wenn  $d$  in cm für den

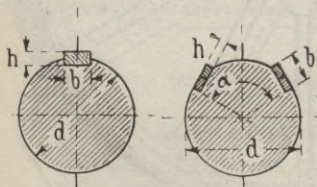


Fig. 982.  
Nutenkeil.

Fig. 983.  
Tangentialkeil.

$$\text{Flachkeil} \quad \left. \begin{array}{l} b = 0,9 \sqrt{d} \quad . (272) \\ h = 0,5 \sqrt{d} \quad . (273) \end{array} \right\} \text{Fig. 982}$$

$$\text{Tangentialkeil} \quad \left. \begin{array}{l} b = 0,25 d \quad . (274) \\ h = 0,06 d \quad . (275) \end{array} \right\} \text{Fig. 983}$$

Winkel  $\alpha$  meist ~~120~~  $126^\circ$

\*) Wie man Taumeln der Räder beseitigt, s. Haeder „Der Maschinenmeister“.

Die Teilstelle der Nabe liegt beim Flachkeil in der Keilmittle, bei den Tangentialkeilen zwischen diesen.

Die Achse wird im allgemeinen rund, nur bei grossen Schwungrädern, wie z. B. für Walzenzugmaschinen, vierkantig ausgeführt.

Die Achse und die Rosette werden auf den Durchmesser  $w$  gedreht bzw. gebohrt (Fig. 977), der Vierkant der Achse gehobelt, die Nuten für die Keile  $k$  eingearbeitet. Man wendet je zwei übereinanderliegende Keile  $k$  an und schlägt den Zwischenraum  $h$  mit Holzkeilen aus, welche man noch durch Eintreiben von scharfen Stahlkeilen gegen Lockerwerden sichert.

### Das Sprengen der Nabe.

Schwungräder bis etwa 3 Mtr. Durchm. werden meist in einem Stück (Fig. 915, Seite 255) ausgeführt. Bei schlechter Materialverteilung, z. B. schwerem Radkranz oder schwerer Nabe, können unter Umständen beträchtliche Gussspannungen sich einstellen.

Die können zum Teil aufgehoben werden durch Sprengen der Nabe (Fig. 984), indem man mit Graphit bestrichene schmiedeeiserne Platten in die Form einlegt. Später giesst man die so entstandenen Fugen mit Zink oder dergl. aus und zieht auf jeder Seite einen Schrumpfring  $R$  auf die Nabe.

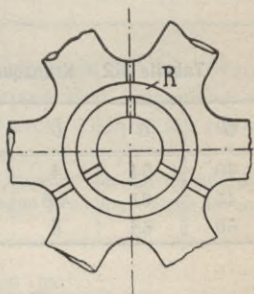


Fig. 984.

### Die Form des Kranzes

#### für Riemen- und Seilscheibenschwungräder.

##### a) Riemenscheibenschwungrad.

Die Breite des Riemen wird nach den zu übertragenden Pferdestärken bestimmt (s. Seite 276). Als Breite der Scheiben kann man setzen nach Bach:

$$B = 1,1 b + 1 \text{ cm} \dots (276)$$

Den Umfang des Kranzes findet man gerade oder gewölbt ausgeführt.

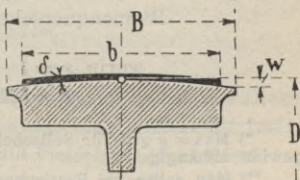


Fig. 985.

Gehrkens empfiehlt bei Riementrieben die **treibende Scheibe flach** (nicht ballig) und die getriebene Scheibe gewölbt abzu-drehen. Es dürfte genügen, wenn  $B$  Scheibenbreite in cm (*Fig. 985*):

$$\text{Wölbung } w = 0,1 \sqrt{B} \dots \dots \dots (277)$$

b) Seilscheibenschwungrad (vergl. Seite 278).

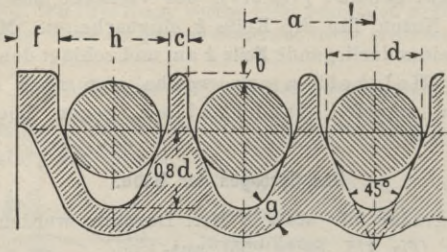


Fig. 986.

Tabelle 112. Kranzquerschnitt für Seilscheiben. Fig. 986.

$d$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g^*)$	$h$
40	54	4	8	12,5	16	12	46
45	61	4,5	9	14	19	13,5	52
50	68	5	10	15,5	22	15	58

**Riemen- und Seiltrieb.**

a) Riementrieb.

Bezeichnet (s. auch *Fig. 985*):

- $b$  die Breite,  $\delta$  die Stärke des Riemens in cm,
- $N$  die Anzahl der zu übertragenden PS.,
- $D$  den Scheibendurchmesser in Mtr.,
- $n$  die Umdrehungszahl pro Min.,

so kann man setzen:

$$\text{Riemenquerschnitt } b \cdot \delta = x \cdot \frac{125 \cdot N^{**})}{D \cdot n} \dots \dots (278)$$

worin  $x = 1$  für einfache Riemen,  
 $x = 1,2$  „ Doppel- „

\*) Maass  $g$  gilt für Seilscheiben, für Schwunräder ist  $g$  vom Kranzgewicht abhängig.

\*\*) Man sollte bei Bestimmung der Riemenbreite und -stärke, sowie der übertragbaren Kraft auch die Grösse der Gegenseibe berücksichtigen. S. Tabelle über Riementriebe, Sachregister unter *R*.

Doppelriemen übertragen nicht das Doppelte der einfachen Riemen derselben Breite, da sie weniger biegsam sind. Man kann bei derselben Breite das 1,7fache setzen eines einfachen Riemens.

Die Riemenstärke  $\delta$  ist abhängig von der Breite und wählt man dieselbe vorteilhaft aus nachstehender Tabelle 113.

Tabelle 113. Riemenstärke  $\delta$  und Riemenquerschnitt  $b \cdot \delta$ .

Riemenbreite $b$ . .	bis 45	50-70	75-95	100-150	160-300	über 300 mm	
einfache Riemen	$\delta =$	4,5	5	5,5	6	6,5	7 mm
	$b \cdot \delta =$	2	2,5-3,5	4,1-5,2	6-9	10,4-19,5	über 21 qcm
Doppel- Riemen	$\delta =$	9	10	11	12	13	14 mm
	$b \cdot \delta =$	4	5-7	8,2-10,4	12-18	20,8-39	über 42 qcm

Einfache Riemen wende man an bis etwa 300 mm Breite bzw. 21 qcm Querschnitt, darüber hinaus sind Doppelriemen vorzuziehen. Der Scheibendurchm. sei nicht kleiner als  $100 \cdot \delta$ .

**Beispiel:** Für ein Schwungrad 4900 mm Durchm. sei die zu übertragende Kraft  $N = 160$  PS. bei  $n = 65$  Umdrehungen pro Min., welche Riemen abmessungen sind zu wählen?

Nach Gleich. 278 wird

$$\text{Riemenquerschnitt } b \cdot \delta \cong 1,2 \cdot \frac{125 \cdot 160}{4,9 \cdot 65} \sim 75 \text{ qcm.}$$

Nach Tabelle 113 ist die Riemenstärke  $\delta = 14$  mm, mithin die

$$\text{Riemenbreite } b = \frac{75}{1,4} \sim 53 \text{ cm.}$$

Nach Gleich. 276 wird die Scheibenbreite  $B = 1,1 \cdot 53 + 1 \sim 59,5$  cm.

Bei Annahme einer Tourenzahl von  $n = 160$  für die Transmission erhält man als Durchm. der Gegenseibe

$$\frac{4900 \cdot 65}{160} \sim 2000 \text{ mm.}$$

Nach der Riemen-Tabelle\*) werden pro 10 cm Riemenbreite übertragen 30 PS., also Riemenbreite für unser Beispiel

$$b = \frac{160}{30} \cdot 10 \sim 53 \text{ cm.}$$

Die tragfähigsten Fasern des Leders liegen auf  $\frac{1}{3}$  der Dicke von der Fleischseite aus, deshalb benutze man letztere als Laufseite. Bei Doppelriemen lege man die Fleischseiten aufeinander und nicht die glatten Haarseiten.

\*) Näheres s. Haeder „Der Maschinenmeister“, 2. Aufl., Seite 282.

## b) Seiltrieb.

Die Seile selbst werden aus **Hanf oder Baumwolle** angefertigt und haben 20—60 mm Durchmesser, doch sind die grösseren und kleineren Durchmesser selten gebraucht, am häufigsten findet man Seile zwischen **40 und 50 mm** Durchmesser.

Bei der Anwendung der Seiltriebe findet man **Umfangsgeschwindigkeiten** von 15—40 Mtr. per Sekunde. Als günstigste Umfangsgeschwindigkeit wird 20—25 Mtr. angenommen.

Die **horizontale Entfernung** zwischen beiden Scheibenmitteln schwankt gewöhnlich zwischen 6 und 28 Mtr.; doch findet man auch kleinere Achsenabstände zuweilen ausgeführt.

Die Seile selbst hängen durch und ist deren Kurve eine zwischen der Parabel und Kettenlinie liegende. Wie bei den Riemscheiben soll das **untere Trum** das ziehende sein, wodurch der Umspannungsbogen etwas grösser, der freie Raum unter dem Seile kann dann etwas kleiner genommen werden.

Die **Anzahl der Seile** auf einer Scheibe schwankt innerhalb der Grenzen 1 und 40; 67 Seile auf einer Scheibe dürfte wahrscheinlich die grösste Zahl sein, die bisher ausgeführt wurde.

Der **Scheibendurchmesser** muss mit der zu übertragenden Kraft im Verhältnis stehen. Gegen diese Bedingung wird häufig von unerfahrenen Fabrikanten gesündigt, und **kurze Lebensdauer des Seiles, Kraftverlust** durch Seilsteifigkeit sind die Folgen des Fehlers, denn je grösser der Scheibendurchmesser ist, um so kleiner sind die Beanspruchungen des Seiles auf Biegung und um so weniger werden die einzelnen Litzen sich beim Biegen und Aufbiegen gegeneinander reiben. (Hierauf macht Bach in seinen „Maschinenelementen“ besonders aufmerksam.)

Es ist also bei der **Berechnung der Seiltriebe** nicht statthaft, wenn man die übertragbare Kraft nur aus dem Querschnitt des Seiles folgert;\*) auch ist man in manchen Fällen gezwungen, einen kleineren Seilscheibendurchmesser zu nehmen. Die Ausführung der Anlage ist dadurch nicht in Frage gestellt, wenn darauf geachtet wird, dass die übertragbare Kraft desto geringer genommen wird, je kleiner der Durchmesser der kleineren Seilscheibe ist. Natürlich wird auch trotz der geringeren Belastung die Lebensdauer des Seiles eine kürzere sein. Auch bei Seilgeschwindigkeiten **über 28 Mtr.** ist die übertragbare Kraft kleiner zu wählen.

\*) Man beachte Hanfseiltrieb Inhaltsverzeichnis unter S.

Ganz unzulässig ist es jedoch, mit einem Seil auf einer kleinen Scheibe eine grosse Kraft übertragen zu wollen.

Für Seiltriebe, welche 100 und mehr PS. zu übertragen haben, nimmt man meistens Seile von **50 mm Durchm.** Die Anzahl der Seilrillen im Schwungrad bestimmt sich zu

$$z = 17 \cdot \frac{N}{V \cdot d^2} \cdot \dots \dots \dots (279)$$

worin  $N$  die zu übertragenden effekt. PS.,  $V$  die Seilgeschwindigkeit in Mtr. pro Sek.,  $d$  der Seildurchmesser in cm.

(Ist die Gegenscheibe sehr gross, so kommt man unter Umständen mit einer geringeren Anzahl Seile aus, bei unbekanntem Verwendungszweck der Dampfmaschine bestimme man jedoch die Seilrillenzahl des Schwungrades stets für den ungünstigsten Fall nach Gleich. 279.)

**Beispiel:** Ein Seilscheibenschwungrad von 4900 mm Durchm. soll bei 65 Umdrehungen pro Min. 160 PS. übertragen. Wieviel Seilrillen sind vorzusehen?

$$\text{Seilgeschwindigkeit } V = \frac{4,9 \cdot \pi \cdot 65}{60} \sim 16,6 \text{ Mtr. pro Sek.},$$

mithin nach Gleich. 279 Seilrillenzahl  $z = 17 \cdot \frac{160}{16,6 \cdot 5^2} \sim 6,6$ , wofür 7 zu nehmen sind.

Soll die Transmission 160 Umdrehungen machen, so erhält man als Durchmesser der Gegenscheibe

$$\frac{4900 \cdot 65}{160} \sim 2000 \text{ mm.}$$

Nach der Tabelle im Anhang\*) überträgt ein Seil bei 2000 mm Scheibendurchmesser und 160 Umdrehungen 25 PS., mithin Anzahl der Seile

$$z = \frac{160}{25} \sim 6,4,$$

wobei 7 Seile vorzusehen sind.

Ausser den bisher allgemein üblichen Rundseilen, aus 3 Litzen geflochten, werden in den letzten Jahren auch noch Quadratseile und Dreikantseile in den Handel gebracht. Quadratseile sollen sich im Betrieb gut bewährt haben und eine ziemlich lange Lebensdauer besitzen. Ueber Dreikantseile liegen für den Dauerbetrieb Erfahrungen noch nicht vor. Vergleiche Haeders Zeitschrift 1901, Seite 171.

\*) s. Fussnote Seite 278.



**Normalien der Schwungräder.**

**Tabelle 114 und 115** zeigen Schwungräder für Maschinen nach den Tabellen Seite 68 und normale Tourenzahl.

Das Gewicht des Kranzes entspricht einem Gleichförmigkeitsgrad des Schwungrades von  $\delta_0 = 1,2\%$ , genügt also auch für hohe Ansprüche, z. B. Spinnereimaschinen, vergl. Seite 251. Für Ziegeleimaschinen kann man  $\delta_0 = 2,5\%$  nehmen, es ergibt sich dann als Kranzgewicht das 0,5 fache der angegebenen Werte.

Thatsächlich zeigen eine Anzahl Maschinen Schwungradgewichte, welche halb so gross sind als die in Tabelle 114 u. 115 angegebenen, doch treten bei diesen Anlagen Mängel auf, sofern die Maschine mit leichtem Schwungrad auch noch den Dynamo für elektr. Licht anzutreiben hat.

**Schwungenergie.**

Damit bezeichnet man die lebendige Kraft der Schwungmasse  $\frac{V^2}{2} \cdot \frac{G}{g}$ ; mit Berücksichtigung des Einflusses der Arme ist:

$$\text{Energie } E = 0,055 V^2 \cdot G \quad . . . . . (280)$$

Beachte auch Fussnote Seite 248 unten.

$$\text{Energie pro Pferdekraft } q = E : N \quad . . . . . (280 a)$$

$$\text{Kranzgewicht } G = 20 \cdot q \cdot \frac{N}{V^2} \quad . . . . . (280 b)$$

Bei der graphischen Ermittlung des Schwungradgewichtes Seite 235 u. f. bestimmt sich an Hand der Gleich. 220, Seite 239 die Energie zu

$$E = \frac{Q \cdot (u) \cdot b'}{\delta_0} \quad . . . . . (281)$$

**Wahl der Abmessungen für die Kranzverbindung.**

Um für ein Schwungrad, von welchem Kranzquerschnitt und Umfangsgeschwindigkeit bekannt sind, die entsprechende Kranzverbindung wählen zu können, ist **Tabelle 116** entworfen.

Die Werte der Rubrik  $P = 0,12 \cdot V^2 \cdot F$ , vergl. Seite 256.

Die unteren Werte gelten für den grössten zulässigen Wert von  $P$ .

„ oberen „ entspr. normalen Ausführungen.

Bei sorgfältiger Bearbeitung, gewissenhafter Montage und nicht zu grossen Belastungsänderungen kann man bis zu den grösseren Werten gehen, andernfalls aber als zulässig die kleineren Werte betrachten.\*)

\*) Man beachte auch Fussnote Seite 252.

Beispiel: Ein Schwungrad hat  $F=500$  qcm Kranzquerschnitt bei 17 Mtr. Umfangsgeschwindigkeit, mithin der in Betracht kommende Wert

$$P = 0,12 \cdot 17^2 \cdot 500 \sim 17400 \text{ kg.}$$

Man wird also wählen

für sorgfältige Bearbeitung |

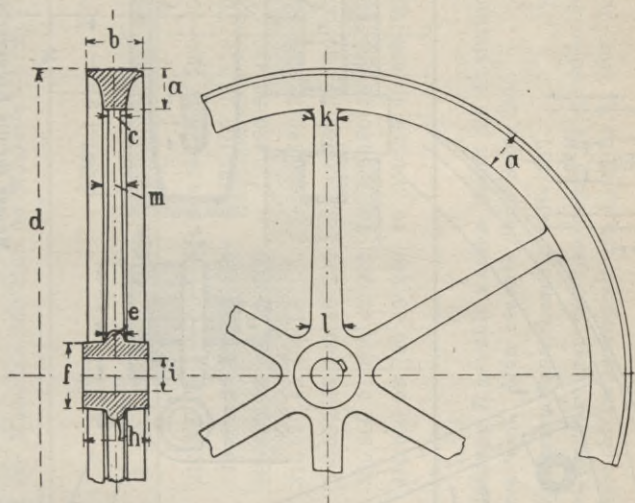
Nr. 4 } der Tabelle 116.

für grosse Belastungsschwankungen

Nr. 5 }

der Tabelle 116.

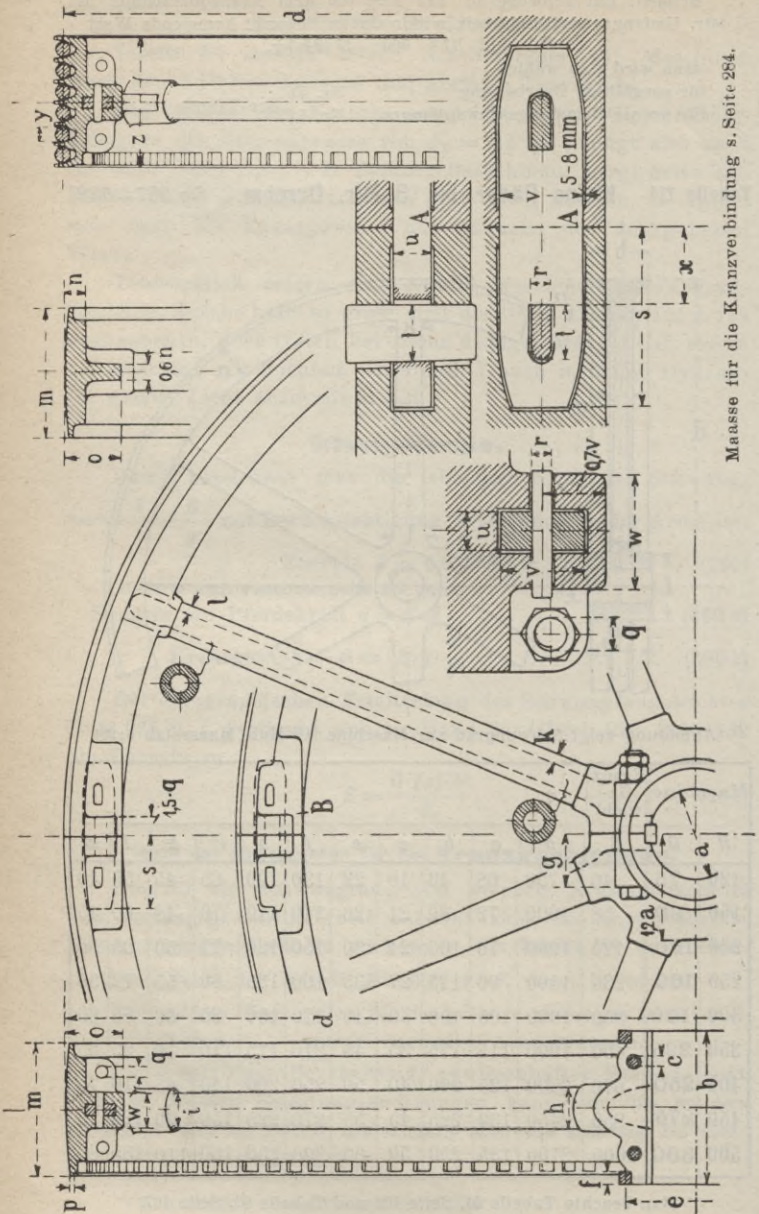
Tabelle 114. Kleine Räder bis 3 Mtr. Durchm. Fig. 987—988.



† (Abbildung zeigt Schwungrad zur Maschine 300 Hub, Maassstab 1:20)

Maschine		Kranz Gewicht											
H	D	G	d	a	b	c	e	f	h	i*)	k	l	m
120	75	40	750	68	40	18	22	130	100	65	45	55	40
160	90	58	1000	72	80	21	26	140	110	70	48	60	45
200	120	125	1200	76	100	24	30	150	120	75	50	65	50
250	160	230	1400	90	125	27	35	160	135	80	55	72	55
300	190	350	1600	105	150	30	40	170	150	85	60	80	60
350	225	490	1900	115	175	35	45	210	175	110	70	95	65
400	250	670	2200	125	200	40	50	250	200	140	85	110	70
450	275	850	2450	130	225	45	55	270	225	150	95	120	75
500	300	1000	2700	135	250	50	60	290	250	160	110	135	80

\* Man beachte Tabelle 61, Seite 102 und Tabelle 62, Seite 107.



Maasse für die Kranzverbindung s. Seite 284.

**Tabelle 115. Grössere Schwungräder über 3 Mtr. Durchm.** (Fig. 989—996).  
(Abbildung zeigt Schwungrad zur Maschine 800 Hub im Maassstab 1:25.)

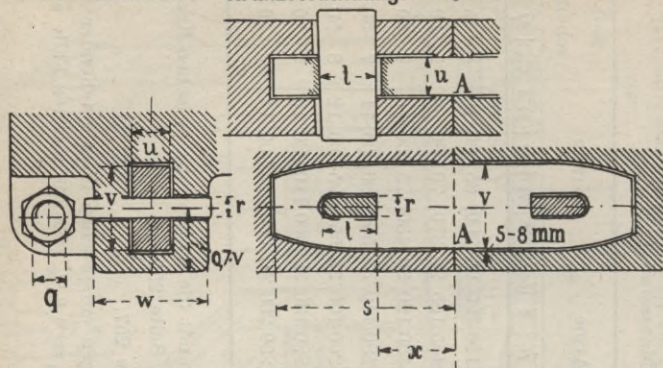
Ma- schine	Gewicht*)		Durchm.	Schwer- punkt Durchm.	Kranz- quer- schnitt	Nabe					Arme					Kranz			Seil- scheibe				
	Kranz	Gesamt				$d$	$d'$	$F$ , qcm	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$	Zahl	$h$	$i$	$l=k$	$m$	$n$	$o$	$p$	Seil- zahl
<b>H</b>	<b>D</b>	<b>G</b>	<b>G'</b>	<b>d</b>	<b>d'</b>	<b>F</b> , qcm	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>c</b>	<b>e</b>	<b>f</b>	<b>g</b>	Zahl	<b>h</b>	<b>i</b>	<b>l=k</b>	<b>m</b>	<b>n</b>	<b>o</b>	<b>p</b>	Seil- zahl	<b>y</b>	<b>z</b>
600	350	1500	2000	3200	3100	210	210	350	35	345	32	120	6	120	90	25	300	65	160	8	4	45	250
700	400	2200	2950	3700	3600	260	240	400	39	380	33	140	6	135	105	28	370	70	180	9	5	50	340
800	450	3000	4000	4100	4000	330	280	480	42	420	35	160	6	150	120	30	430	75	200	10	6	50	410
900	500	4300	5800	4500	4390	430	310	520	45	490	38	180	8	180	140	33	500	80	235	11	7	50	475
1000	550	5700	7700	4900	4780	520	350	550	48	540	40	200	8	200	160	35	550	95	260	12	8	50	540
1100	600	7200	9700	5400	5270	600	380	600	51	600	42	220	10	220	180	38	600	110	280	13	9	50	646
1200	700	11000	14800	5700	5150	850	450	650	58	700	45	240	10	250	200	40	650	125	300	14	10	50	714

Bei schweren Kranzquerschnitten kann Ausführung *B* gewählt werden, damit die Entfernung zwischen Kranzverbindung und Schwerpunkt-Kreis nicht zu gross wird. Man beachte dann Seite 255.

Betr. Leiste *A*, welche man übrigens auch weglassen kann, beachte Seite 257.

\*) Bei den auf Seite 68, Tab. 47 angegebenen Umdrehungen und Leistungen entsprechen die vorstehenden Abmessungen (bei 6 Atm. Betriebsdruck) einem Ungleichförmigkeitsgrad von  $\delta_0 = 1,2\%$  (für die meisten Fälle ausreichend, s. Seite 251).

Tabelle 116. Kranzverbindung. Fig. 997—999



[Abbildung zeigt Kranzverbindung Nr. 4 im Maassstab 1:10.]

Betreffs Leisten *A* s. Seite 257.

No.	$P=*)$ $0,12 \cdot V^2 \cdot F$	qcm			$k =$ $p*)$								
		$f'$	$f''$	$f'+f''$		$f'+f''$	$q$	$r$	$s$	$t$	$u$	$v$	$w$
1	7800	16,8	14,6	31,4	250	39	20	180	55	28	72	84	70
	10000				325								
2	9200	19,6	17,4	37	250	42	22	190	60	30	80	90	75
	12000				325								
3	11200	22,4	22,8	45,2	250	45	25	200	65	35	90	105	85
	14600				325								
4	13600	25,6	28,8	54,4	250	48	28	225	75	40	100	120	95
	17600				325								
5	18000	29,6	36	65,6	280	51	30	250	85	45	110	135	105
	22000				340								
6	24000	37,7	45	82,7	300	58	35	280	95	50	125	150	115
	27000				350								
7	32000	48,2	56	104	320	64	38	320	108	55	140	165	125
	39900				380								
8	43000	57,3	67,8	125	350	70	42	350	120	60	155	180	135
	50000				400								

In welcher Weise man bei Wahl einer Kranzverbindung zu verfahren hat, ist auf Seite 280 angegeben, auch Fussnote Seite 252 ist zu beachten. Beispiel Seite 281.

\*) Man beachte Seite 280 unten. Für  $P > 50000$  nimmt man mehr Schrauben s. Seite 287.

Schwungräder mit

hoher Umfangsgeschwindigkeit und grossen Schwungmassen

verlangen eine sehr sorgfältige Kranzverbindung und giebt man hierfür Schrumpfringen den Vorzug. Die zur Verwendung kommenden Schrumpfringe sollen möglichst in dem Schwerpunkt des Radkranzes liegen, keinesfalls aber auf der Innenseite des Kranzes.

Nach den Ermittlungen auf Seite 253 u. f. kommt für Massenschwungräder als Belastung der Kranzverbindung in Betracht:

$$P \sim 0,1 \cdot V^2 \cdot F \dots \dots \dots (281 a)$$

welcher Wert den weiteren Ausführungen zu Grunde gelegt werden soll.

**Tabelle 117. Kranzverbindungen für Massenschwungräder.**

Beanspruchung  $k_z = \frac{0,1 \cdot V^2 \cdot F}{f' + f''} \sim 350$  bis  $450$  kg.\*)

Nr.	$P = 0,1 \cdot V^2 \cdot F$	$f' + f''$ qcm	2 Schrauben	2 Schrumpfringe	Horn,	
			Fig. 1003 Durchm. mm	Fig. 1004 mm	Fig. 932 Seite 259 a	3a
1	40000 kg	120	40	45 × 45	115	350
2	50000 "	135	45	52 × 52	130	400
3	60000 "	150	48	55 × 55	140	420
4	75000 "	180	52	60 × 60	150	450
5	90000 "	210	58	65 × 65	165	480
6	110000 "	240	64	70 × 70	180	550

Nachstehend einige der Praxis entnommene Ausführungen.

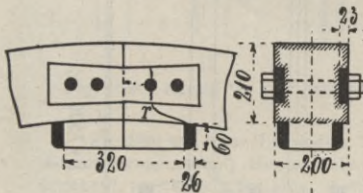


Fig. 1001—1002.

Schwungrad für Walzenzugmaschinen.

( $V = 41$ ;  $0,1 \cdot V^2 \cdot F \sim 70\ 000$ )

Dieses Rad war **explodiert**. (Riss bei  $r$ .) Die Ursache der Explosion wurde rechnerisch ermittelt. (Z. d. V. d. Ing. 1898, Seite 357.)

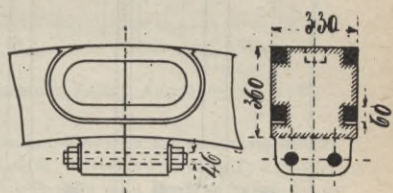


Fig. 1003—1004.

Schwungrad für Walzenzugmaschinen.

( $V = 25$ ;  $0,1 \cdot V^2 \cdot F \sim 74\ 000$ )

Die Schrauben an der Kranzinnenseite dienen mehr als Befestigung bei der Bearbeitung des Rades, als zur Sicherheit der Kranzverbindung.

\*)  $V$  gilt für normale Tourenzahl, deshalb zu beachten Seite 252 Fussnote. Man geht wohl auch bis  $k_z = 500$ , vergl. Fig. 1003—1004 und 1007.

Ausführung mit Keilplatte und 2 Schrumpfringen für eine liegende Verbundmaschine mit Dynamo gekuppelt zum Antrieb einer Strassenbahn-Centrale.

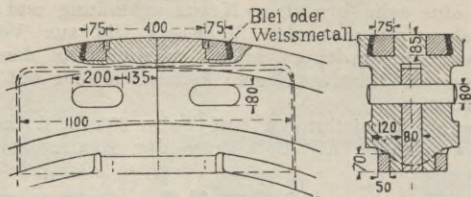


Fig. 1005—1006. [ $V=23,2$ ;  $0,1 \cdot V^2 \cdot E=93\,500$ ]

Hochdruckcyl. 53), Niederdruckcyl. 950 mm Durchn., 1 Kolbenhub 800 mm, Umdrehungen 110 pro Min. Normalleistung 650 effekt. PS., Schwungraddurchm. 4500 mm, Gesamtgewicht des Rades  $G=20\,000$  kg;  $V=25$  Mtr.; Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_0=0,25\%$ . Nach Gleich. 280 a ist  $q=720$ .

Das Horn des äusseren Schrumpfringes erscheint etwas knapp bemessen im Verhältnis der Schrumpfringstärke, vergl. Seite 259 und Tab. 117.

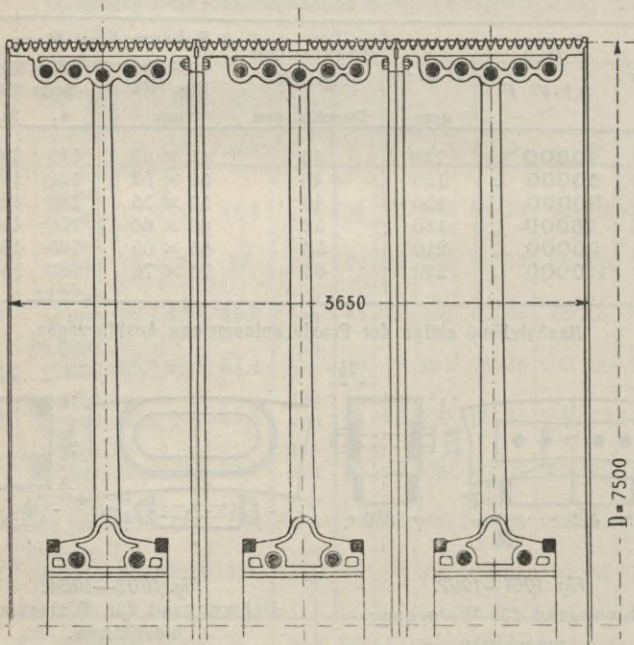


Fig. 1007. Crimmitschauer Maschinenfabrik \*) (1:50.)

Schwungrad Fig. 1007 gehört zu einer liegenden Dreifach-Expansionsmaschine [Baumwollspinnerei] von Hochdruckcyl. 620. Mitteldruckcyl. 940, 2 Niederdruckcyl. je 1400 mm. Durchm., Kolbenhub 1500 mm., Umdrehungen 65 pro Min., Leistung 2500 PS., 6 teiliges Schwungrad mit 30 Armen, 53 Seile à 45 Durchm. Gesamtgewicht des Rades  $G'=30\,000$  kg; [ $V=25$  Mtr.,  $0,12 \cdot V^2 \cdot E=220\,000$  kg, pro Schraube 15000 kg;  $\delta_0=0,3\%$ ]

\*) Z. d. V. d. Ing. 1901, Tafel 12.

Fig 1008 zu einer stehenden Tandem-Dreifach-Expansionsmaschine mit Dynamo (Lichtbetrieb) direkt gekuppelt. Hochdruckcyl. 760, Mitteldruckcyl. 1180, 2 Niederdruckcyl. je 1340 mm Durchm., Kolbenhub 1200 mm, Umdrehungen 90 pro Min., Leistung 2500 PS., [ $G' = 41\,000$  kg;  $V = 30$  Mtr.;  $0,1 \cdot V^2 \cdot F = 190\,000$  kg;  $k = 490$ ;  $\delta_0 = 0,32\%$ ; nach Seite 280, Gleich. 280 a Schwungradenergie pro Pferdekraft  $q = 600$ ].

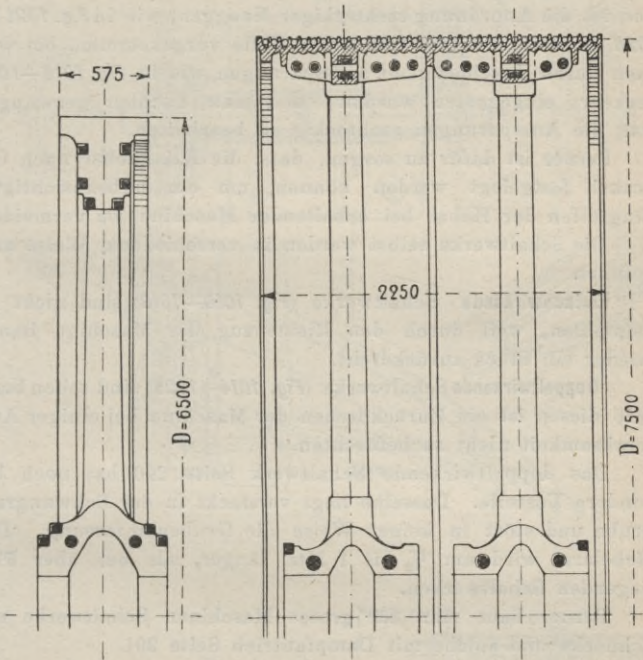


Fig. 1008. Borsig.\*) Fig. 1009. Maschinen-Fabrik Augsburg.\*\*) (1; 50)

Fig 1009 zu einer liegenden Tandem-Dreifach-Expansionsmaschine, [Kammgarnspinnerei] Hochdruckcyl. 700, Mitteldruckcyl. 1100, 2 Niederdruckcyl. je 1150 mm. Durchm. Kolbenhub 1600 mm, Umdrehungen 60 pro Min., Leistung 1500 PS. 34 Seile à 50 Durchm., Gesamtgewicht  $G' = 48\,000$  kg;  $V = 23$  Mtr.;  $0,12 \cdot V^2 \cdot F = 130\,000$  kg.;  $\delta_0 = 0,43\%$ , nach Gl. 280a ist  $q = 700$ .

\*) Z. d. V. d. Ing. 1900, Tafel 7.

\*\*) Z. d. V. d. Ing. 1896, Tafel 3.



## Schaltwerk, Anstellvorrichtung.

Bei grösseren Maschinen, etwa von 600 Hub an, ist es unbedingt erforderlich, Schaltwerke vorzusehen. Dieselben dienen zum Drehen der kalten Maschine, beim Anlassen, Riemenauflegen und Reparaturen.

Die Zähne bezw. Knaggen werden am Schwungrad angegossen und ist die Anordnung rechteckiger Knaggen, wie in *Fig. 1021 bis 1026*, vorzuziehen. Es sind schon Fälle vorgekommen, bei welchen durch Unachtsamkeit Aussparungen, wie in *Fig. 1010—1020* verkehrt eingegossen wurden, und man nachher gezwungen war, die Aussparungen rechteckig zu bearbeiten.

Ferner ist dafür zu sorgen, dass die Klinkhebel nach Gebrauch festgelegt werden können, um ein unbeabsichtigtes Eingreifen der Hebel bei arbeitender Maschine zu vermeiden.

Die Schaltwerke selbst werden in verschiedener Weise ausgeführt.

**Einfachwirkende** Schaltwerke (*Fig. 1010—1013*) sind nicht zu empfehlen, weil durch den Riemenzug die Maschine immer wieder ein Stück zurückdreht.

**Doppeltwirkende** Schaltwerke (*Fig. 1014—1026*) sind schon besser. Mit diesen ist ein Zurückdrehen der Maschine bei einiger Aufmerksamkeit nicht zu befürchten.

Das doppeltwirkende Schaltwerk Seite 290 hat noch besondere Vorteile. Dasselbe liegt versteckt in der Schwungradgrube und stört in keiner Weise die Grubeneinfassung. Der Hebelarm wird um  $\frac{1}{2}$  bis 1 Mtr. länger, als bei über Flur liegenden Schaltwerken.

Ferner baut man für grosse Maschinen Schaltwerke mit Schnecke und solche mit Dampftrieb Seite 291.

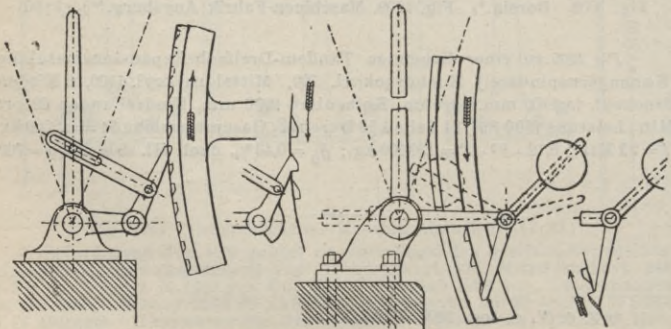


Fig. 1010—1013. Einfachwirkende Schaltwerke mit Hebel.



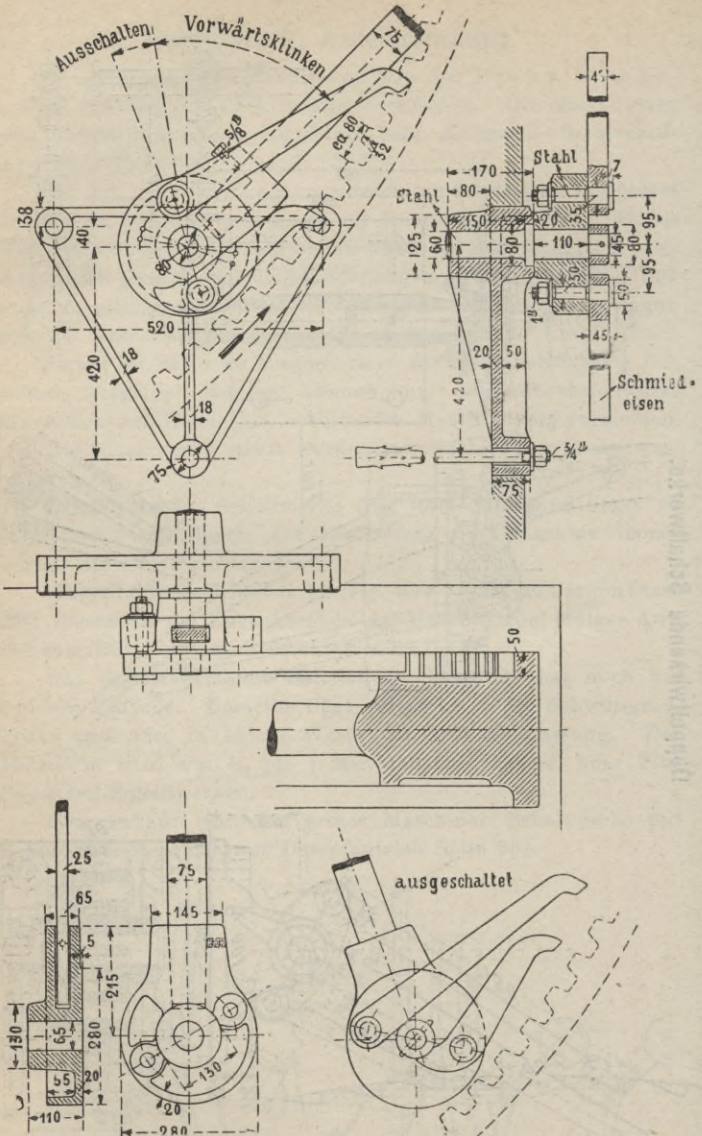


Fig. 1021—1026 für 900 bis 1100 mm Kolbenhub.

Abbildung zeigt Schaltwerk für eine Maschine 1000 Hub im Maassstab 1 : 15.

### Drehvorrichtungen mit Schnecke

für grössere oder mehrcylindrige Maschinen.  
Das Schwungrad ist innen verzahnt.

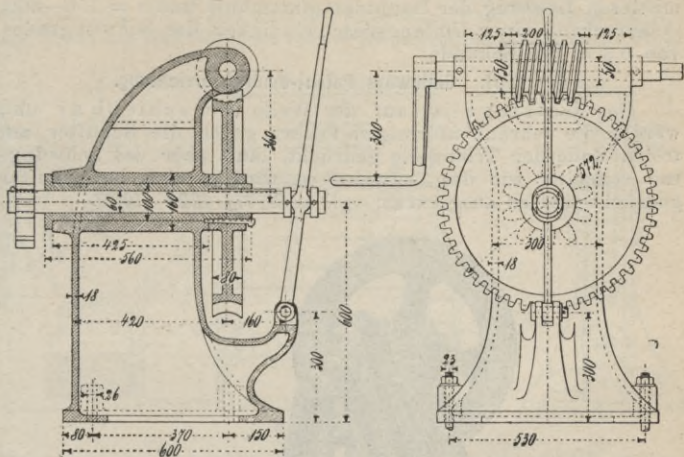


Fig. 1027—1028. Ausrückung mit Hebel on Hand.

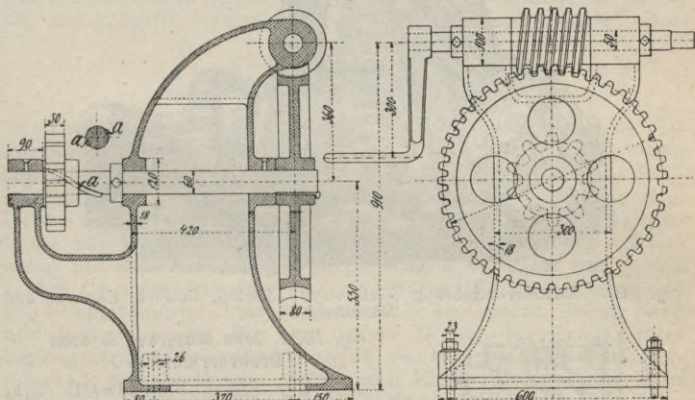


Fig. 1029—1030. Ausrückung selbstthätig durch Schraubengang  $\alpha$ .

Sobald die Maschine schneller läuft, als das Schaltwerk gedreht wird, verschiebt sich das Getriebe nach innen und wird dadurch ausgerückt.

### Drehvorrichtungen mit Dampftrieb

für ganz grosse Maschinen.

Dieselben bestehen aus einer Eincylinder- oder Zwillingsdampfmaschine, welche Schnecke und Schneckenrad treiben. Das Schneckenrad bewegt entweder direkt oder mittelst Getriebe

den Zahnkranz des Schwungrades, wobei unter allen Umständen darauf zu sehen ist, dass beim Angehen der Maschine die Hilfsmaschine oder der Zahnkranz nicht Schaden leidet.

Die Leistung der Hilfsmaschine beträgt etwa 5 bis 7% der mittleren Leistung der Hauptdampfmaschine und  $n = 150-200$ , entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades von 0,3 m pro Sekunde.

**Fig. 1031. Galloways Patent-Umdrehvorrichtung.**

Das Getriebe ist auf der Welle verschiebbar und werden die schraubenförmigen Federn gegen die Schulter am freien Ende der Triebwelle gedrückt, läuft aber das Schwungrad schneller wie das Getriebe, so wird es von der Schulter gedrückt und so ausgerückt; vgl. auch Fig. 1029—1030.

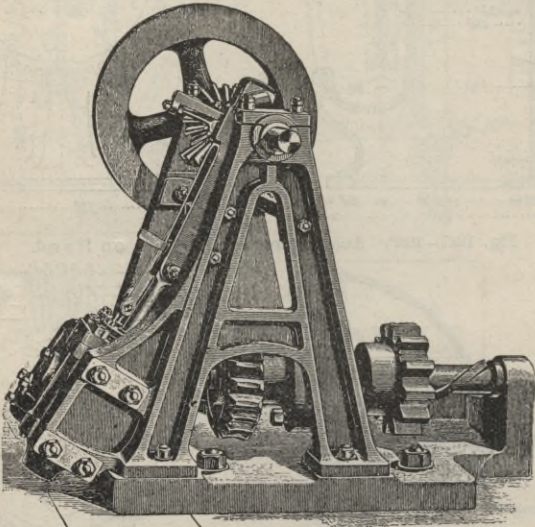


Fig. 1031. Anstellvorrichtung (Galloways Limited, Boilers, Engines and Machinery).

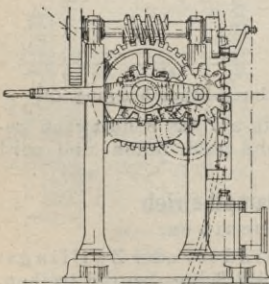


Fig. 1032.

**Fig. 1032. John Musgrave & Sons Drehvorrichtung.**

Auf der Schraubenradwelle sitzt ein festgekeiltes Rad und ein beweglicher Rahmen, dessen Ende zu einem Handhebel ausgebildet ist. Im Rahmen befindet sich ein Getriebe (im Eingriffe mit dem erwähnten Rade), das in den Zahnkranz des Schwungrades eingerückt werden kann. Läuft die Hauptmaschine schneller als die Hilfsmaschine, so wird das Getriebe nach abwärts gedrückt und selbstthätig ausgerückt.

Fig. 1033—1034. Hick, Hargreave &amp; Co. \*) Drehvorrichtung.

Das Schneckenrad ist gleichzeitig Getriebe und dessen Welle verschiebbar gelagert, beim Drehen der Hauptmaschine drückt die Reaktion die Welle zum Schwungrade, während beim Laufen der Maschine das Getriebe vom Schwungrad gedrückt wird. Zum

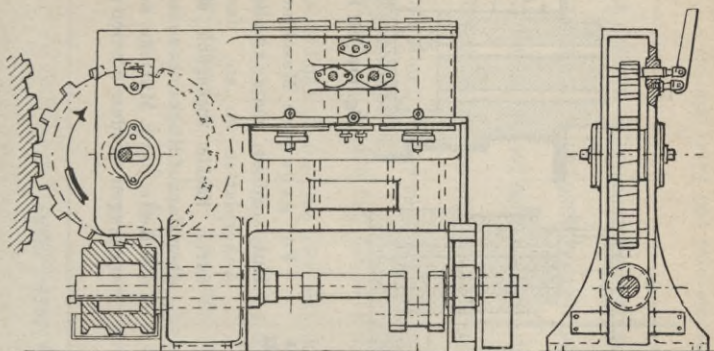


Fig. 1033—1034.

Einrücken des Getriebes dient ein Hebel, der einen Stift in eine Zahnücke schiebt; dieser Stift dient als Drehpunkt so lange, bis der Eingriff erfolgt, worauf der Stift herausgezogen wird.

## Das Maschinenfundament.

Die Tiefe des Fundamentes richtet sich nach der Beschaffenheit des Baugrundes. — Die Sohle der Ausschachtung soll eine horizontale Ebene sein, Ausgleichungen mit Füllmaterial sind unstatthaft. — Die zur Verwendung kommenden, besten hartgebrannten Ziegelsteine müssen vorher so lange mit Wasser getränkt werden, bis sich ihr eigenes Gewicht um dasselbe Gewicht durch Wasser vermehrt hat. — Zu 1 cbm Cementfundament sind nötig: 400 Ziegelsteine und 360 l Cementmörtel, bestehend aus: 170 kg Cement, 350 kg Sand und 40 kg Wasser. Für das untere Drittel des Fundamentes begnügt man sich häufig mit sogen. verlängertem Cementmörtel, bestehend aus: 1 Volumteil Kalk, 1 Cement und 3 bis 4 Sand. — Es empfiehlt sich, das Fundament vor dem Inbetriebsetzen der Maschine 3 bis 4 Wochen trocknen zu lassen. — Nach der vorhandenen Zeichnung oder dem Fundamentrahmen ist eine Schablone aus Brettern, in welcher für die Ankerlöcher bestimmte rechteckige Holzstempel eingepasst werden, zu verwenden. — Für Maschinen bis 1000 Hub finden Anker mit Hammerköpfen (siehe S. 297) Verwendung. Grössere Maschinen erhalten Anker mit Keilen, welche durch Kanäle am Grunde des Fundamentes zugänglich gemacht werden. — Nach Vollendung der Montage werden die Ankerlöcher bis zur

(Fortsetzung Seite 296.)

\*) Clark, The Steam Engine.

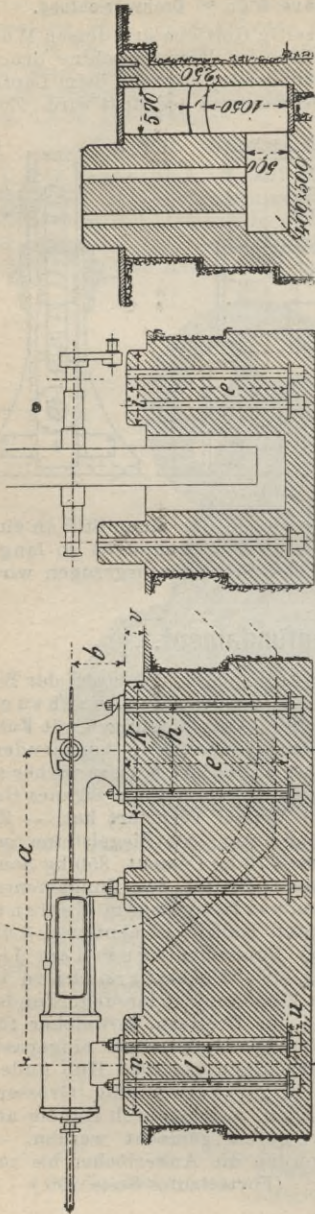


Fig. 1040 mit Kanal.

Für grössere Maschinen über 800 Hub ordnet man zweckmässig die Ankerplatten so an, dass dieselben durch **Kanäle zugänglich sind**. Es ist aber darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Keile bezw. Muttern noch bequem angezogen werden können (s. Fig. 1041).

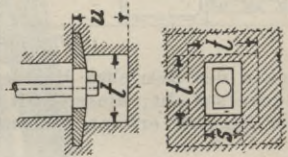


Fig. 1038—1039.

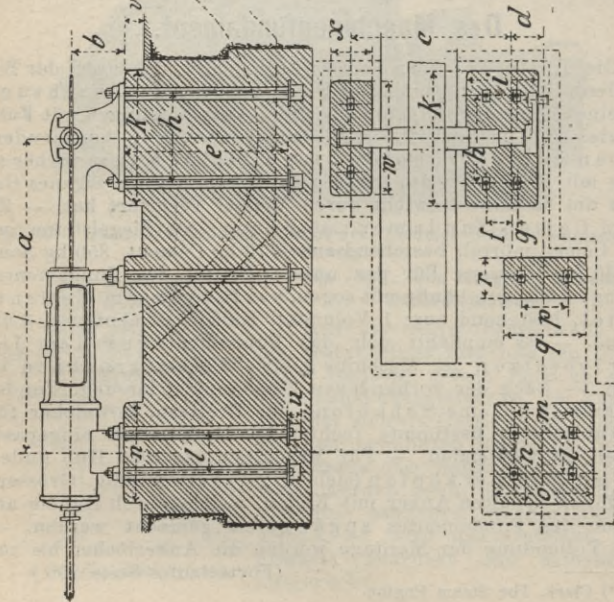


Fig. 1035—1037.

Tabelle 118. **Maschinenfundament.** Fig. 1035—1039.

Maschine		H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	M
400	250	2060	385	1300	285	140	180	60	680	600	1020	840	830	740	830	—	—	—	—	—	60	110	100	400	1000	400	7
500	300	2400	445	1450	275	1600	210	75	760	680	1150	390	580	830	1020	440	830	530	60	110	120	380	1100	425	10	10	10
600	350	2760	500	1600	310	1800	240	85	850	750	1270	430	630	900	1100	480	900	570	70	120	140	360	1200	450	15	15	15
700	400	3165	560	1750	350	1900	270	95	950	830	1410	480	680	980	1180	520	980	620	70	130	160	340	1300	475	20	20	20
800	450	3550	620	2000	395	2000	300	105	1030	910	1530	530	730	1050	1250	560	1060	650	80	140	180	320	1400	500	25	25	25
900	500	3970	680	2250	440	2150	330	120	1100	990	1640	580	790	1140	1350	590	1130	690	80	150	200	300	1500	525	35	35	35
1000	550	4395	735	2500	485	2300	360	130	1170	1100	1780	630	850	1210	1430	630	1240	760	80	160	200	280	1600	550	45	45	45
1100	600	4820	790	2750	545	2450	390	140	1230	1190	1890	680	920	1290	1530	665	1330	800	90	170	220	260	1700	575	55	55	55
1200	700	5280	850	2950	615	2680	425	150	1320	1260	2000	730	980	1360	1610	700	1380	820	90	180	220	250	1800	600	65	65	65

$M$  ist der Inhalt des Fundamentes in cbm, 1 cbm = 400 Ziegelsteine und 360 Liter Mörtel.



(Fortsetzung von Seite 293.)

Hälfte mit Sand gefüllt, die andere Hälfte gleichzeitig mit dem Rahmen mit Cementmörtel untergossen sowie das sichtbare Fundament mit Cementmörtel 1:1 glatt verputzt.

Eine hochangesehene ausländische Firma\*) nimmt an allen Auflagerstellen des Maschinenrahmens **Hausteine** bester Qualität, welche genau und sauber nach der Wasserwage einige Zeit nach Fertigstellung des Fundamentes bearbeitet und, ich möchte fast sagen, poliert werden. In diesen Hausteinen sind runde Löcher von 60—80 mm Durchmesser für die Ankerschrauben, während sie im darunter befindlichen Mauerwerk 80—100 mm vierkantig sind und unten ist ein schwächerer Haustein mit rundem Loch wie oben.

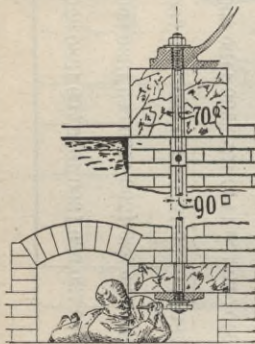


Fig. 1041. Fundament mit Hausteinen.

Die Fundamentschrauben haben oben und unten Muttern, und zwischen dem unteren Hausteine und der Mutter ist eine dicke **Gussplatte** von 200 mm Stärke. Selbstverständlich müssen die unteren Ankerenden durch Kanäle zugänglich sein. Die unteren Muttern sind deshalb

angenehm, weil man das Vorstehen der Fundamentbolzen oben über den Muttern genau gleich machen kann.

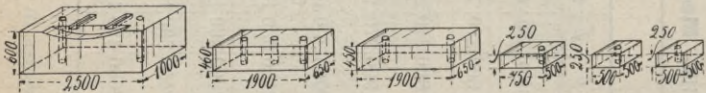
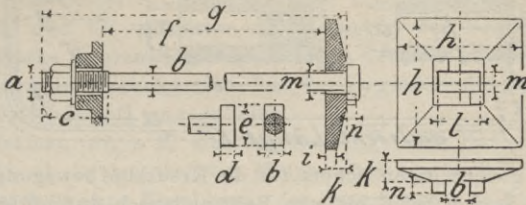


Fig. 1042—1047. Hausteine.

Alle **Tragflächen** des Maschinenrahmens auf dem Fundament sind sauber gehobelt, und da die Hausteine ganz genau richtig liegen, so muss beim Auflegen des Rahmens alles stimmen. Andernfalls ist an den Hausteinen etwas nicht richtig und muss nachgearbeitet werden, so ist es den Monteuren streng untersagt, auch nur ein Papier zwischen Rahmen und Hausteine zu legen. Vergossen wird gar nichts und man kann den Cylinder jederzeit abheben, gleichgültig, ob er in dem Bajonett-rahmen centriert oder glatt befestigt ist.

\*) Auch einige deutsche Firmen.

Tabelle 119. *Fundamentanker und -Platten.* Fig. 1048—1052.

Maschine		Zoll												
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n
250	<b>160</b>	$\frac{7}{8}$	23	120	25	65	1000	1130	200	20	30	75	28	25
300	<b>190</b>	1	26	120	25	65	1200	1350	200	20	30	75	30	25
400	<b>250</b>	$1\frac{1}{8}$	30	130	28	70	1400	1560	250	24	33	80	35	25
500	<b>300</b>	$1\frac{1}{4}$	32	130	30	70	1600	1780	250	24	33	90	38	25
600	<b>350</b>	$1\frac{1}{4}$	32	140	30	80	1800	2000	275	28	37	90	38	28
700	<b>400</b>	$1\frac{3}{8}$	32	140	30	80	1900	2120	275	28	37	90	38	28
800	<b>450</b>	$1\frac{1}{2}$	32	140	30	80	2000	2230	300	30	40	90	38	28
900	<b>500</b>	$1\frac{5}{8}$	35	150	32	90	2150	2400	300	30	40	100	42	28
1000	<b>550</b>	$1\frac{5}{8}$	35	150	32	90	2300	2560	320	30	42	100	42	28
1100	<b>600</b>	$1\frac{7}{8}$	40	205	34	100	2450	2735	350	32	45	110	60	30
1200	<b>700</b>	2	45	220	36	100	2600	2900	350	32	45	110	60	30

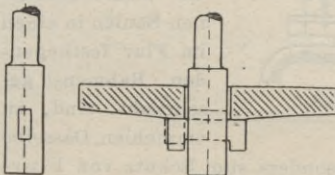
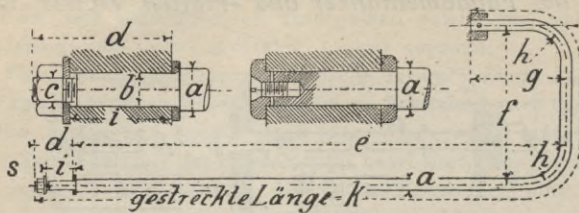


Fig. 1053.

Die Anker für Fundament mit zugänglichen Kanälen (nach Fig. 1040) erhalten statt des Hammerkopfes unten Gewinde mit Mutter (s. Fig. 1041) oder Keil (Fig. 1053.)

Tabelle 120. Schutzstange. Fig. 1054—1056.



Als gleichzeitigen Schutz für die Kreuzkopfbewegung kann man die Stange bei **S** bis zum Rahmenflansch durchführen.

Maschine		a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
H	D										
400	250	20	16	13	70	1300	407	305	100	50	1996
500	300	23	18	16	76	1500	477	330	110	55	2288
600	350	25	20	16	84	1700	540	365	120	60	2685
700	400	30	22	20	94	1950	610	425	130	65	2967
800	450	30	22	20	100	2150	680	445	150	70	3246
900	500	33	26	23	105	2400	760	490	170	75	3360
1000	550	33	26	23	110	2650	835	535	200	80	3958
1100	600	40	30	26	120	2900	925	580	220	85	4335
1200	700	40	30	26	125	3150	1025	605	250	90	4690

### Das Schutzgeländer. Fig. 1057—1061.

An Stelle der oben angegebenen Schutzstange für kleinere Maschinen ist das in Fig. 1059—1061 dargestellte Geländer,

bei welchem die schmiedeeisernen Säulen in einen im Flur festliegenden Rahmen geschraubt sind, zu empfehlen. Dasselbe

eignet sich auch besonders zum Schutz von Flurvertiefungen für den Kondensator.

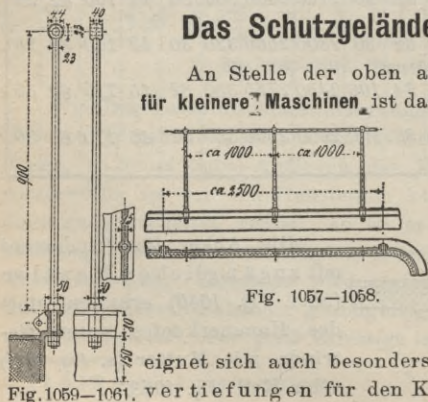


Fig. 1057—1058.

Fig. 1059—1061.

## Der Regulator.

Während das Schwungrad (bei gleichbleibender Kraftleistung) die Geschwindigkeit innerhalb einer Umdrehung der Maschine regeln, und bei **plötzlicher** Aenderung in der Kraftentnahme eine starke Tourenänderung so lange verhindern soll, bis der Regulator in Wirkung tritt, hat der Regulator die Kraftquelle (den Frischdampf) zu regulieren.

Nehmen wir z. B. eine Minute lang einer Dampfmaschine 100 PS. ab, in der nächsten Minute aber nur 50 PS., so würde die Maschine ohne Regulierung des Dampfzutritts in der zweiten Minute eine viel höhere Tourenzahl annehmen. Der Regulator ist nur dazu bestimmt, die Menge des in den Cylinder eintretenden Dampfes, genau der Kraftentnahme, gemäss zu regulieren.

### Astasie der Regulatoren.

**Statisch** sind diejenigen Regulatoren, bei denen jeder Kugelstellung eine andere Tourenzahl entspricht.

**Astatische** Regulatoren haben konstante Umdrehungszahl bei beliebiger Kugelstellung und sind nur (s. auch Seite 324) indirekt, z. B. in Verbindung mit einer Kuppelung (*Fig. 1109*), brauchbar.

**Pseudo-astatische** Regulatoren nähern sich stark dem astatischen Zustande. Durch einen in möglichst engen Grenzen gehaltenen pseudo-astatischen Regulator ist gute Regulierung zu erzielen.

### Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators.

Hierunter versteht man das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der grössten und kleinsten Tourenzahl zur mittleren Tourenzahl eines Regulators, welcher nicht mit dem Stellzeug verbunden ist.

Denken wir uns z. B. einen Regulator *Fig. 1062*, also ohne Verbindung mit dem Stellzeug der Steuerung, und bezeichnen mit



Fig. 1062.

$n_0$  die Tourenzahl der oberen Muffenstellung,

$n$  „ „ „ „ mittleren „

$n_u$  „ „ „ „ unteren „

so ist:

$$\text{Ungleichförmigkeitsgrad } \delta = 2 \cdot \frac{n_0 - n_u}{n_0 + n_u} \dots (282)$$

$$\text{angenähert} = \frac{n_0 - n_u}{n} \dots (282a)$$

**Beispiel:** Die Muffe eines Regulators stellt sich bei 112 Umdrehungen in die obere, bei 108 Umdrehungen in die unterste Stellung, dann ist nach Gleich. 282:

$$\text{Ungleichförmigkeitsgrad } \delta = 2 \cdot \frac{112 - 108}{112 + 108} \sim 0,036, \text{ also } 3,6\%.$$

### Der Unempfindlichkeitsgrad.

In Wirklichkeit ist aber die Muffe stets mit dem Stellzeug der Steuerung verbunden, wodurch ein Widerstand entsteht, welcher dem Regulator das Steigen und Fallen erschwert. Dieser Widerstand setzt sich zusammen aus:

1. Der Reibung im Regulator selbst,
2. Dem Widerstand des Steuerorgans und der Reibung in den Gelenken des Steuergestänges.

Bevor der Regulator seine Verstellungskraft auf das Steuerorgan übertragen kann, muss er die unter 1 aufgeführte **Reibung überwinden**, ein Teil seiner Energie (s. Seite 304) wird nur dazu verbraucht,



Fig. 1063.

Unter Unempfindlichkeitsgrad versteht man das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der Tourenzahl, bei welcher der Regulator mit angekuppeltem Stellzeug zu steigen und derjenigen, bei welcher er zu fallen beginnt, zur mittleren Tourenzahl.

Bezeichnen wir mit:

$n'$  die vergrößerte Tourenzahl, bei welcher der Regulator den unter 1 und 2 erwähnten Widerstand überwunden hat und zu steigen beginnt,

$n''$  die verringerte Tourenzahl, bei welcher das Fallen des Regulators beginnt,

$n$  die mittlere, bezw. diejenige Tourenzahl, welche der Regulator vor dem Steigen bezw. Fallen inne hatte,

so ist:

$$\text{Unempfindlichkeitsgrad } \epsilon = 2 \frac{n' - n''}{n' + n''} \text{ angenäh. } = \frac{n' - n''}{n}. \quad (283)$$

Der Wert von  $\epsilon$  schliesst also ein **Steigen und ein Fallen** des Regulators ein, während er in Wirklichkeit durch Belastungsänderung nur in einer Richtung entweder nach oben oder nach unten aus der Gleichgewichtslage sich bewegen wird.

Für die wirkliche Tourenänderung kommt also nur  $\frac{\epsilon}{2}$  in Betracht.

Folgen jedoch Be- und Entlastung einer Maschine so kurz aufeinander, dass der Regulator keine Zeit hat, die der vergrösserten Leistung entspr. Gleichgewichtslage einzunehmen, sondern schon vorher wieder fallen muss, so ist für die Tourenänderung der Unempfindlichkeitsgrad  $\epsilon$  einzusetzen.

Diese Möglichkeit kann man jedoch im allgemeinen für den regelmässigen Betrieb ausser acht lassen, und für die Tourenänderung  $\frac{\epsilon}{2}$  in Betracht ziehen.

Die Zeit in Sek., welche vergeht, bis der Regulator die Steuerung einstellt, wird gemessen durch

$$t = 60 \cdot \frac{\epsilon}{2} = 30 \cdot \epsilon \quad \dots \quad (284)$$

**Beispiel:** Die Tourenzahl, bei welcher ein Regulator von irgend eine Gleichgewichtslage aus zu steigen beginnt, sei 122, diejenige, bei welcher von derselben Gleichgewichtslage aus das Fallen beginnt, 118; dann ist nach Gleich. 283:

$$\text{Unempfindlichkeitsgrad } \epsilon = 2 \cdot \frac{122 - 118}{122 + 118} \sim 0,033, \text{ also } 3,3\%.$$

Da jedoch für die Tourenänderung nur  $\frac{\epsilon}{2}$  in Betracht kommt, so beträgt dieselbe nach oben oder nach unten  $\frac{\epsilon}{2} = \frac{0,033}{2} = 0,0165$  bezw. 1,65%.

Die Zeit, welche bis zum Einstellen der Steuerung vergeht, ist nach Gleich. 284:

$$t = 30 \cdot 0,033 \sim 1 \text{ Sek.}$$

Der Regulator braucht also eine Sek., um einer Belastungsänderung der Maschine entspr., mit dem Einstellen der Steuerung zu **beginnen**. Je nachdem nun die Belastungsänderung gross oder klein ist, kommt hierzu noch mehr oder weniger Zeit, bis der Regulator die entspr. Stellung eingenommen hat. Die Werte der Tabelle 106 Seite 248 sind Schätzungen.

Es sei hier noch auf folgenden Umstand aufmerksam gemacht:

In den Tabellen der Regulatorfabrikanten findet man meistens angegeben „**Verstellungskraft** bei 2% Geschwindigkeitsänderung“. Diese 2% entspr. unserm  $\frac{\epsilon}{2}$ , sodass der Unempfindlichkeitsgrad in diesem Falle  $\epsilon = 4\%$  beträgt.

Den Unempfindlichkeitsgrad  $\epsilon$  wählt man je nach dem Zweck der Dampfmaschine bezw. dem Gewicht des Schwungrades verschieden, s. Seite 308.

**Energie des Regulators.**

Mit Energie  $S$  bezeichnet man diejenige Kraft in kg, mit welcher der im Ruhezustand befindliche Regulator auf seine Muffe drückt.

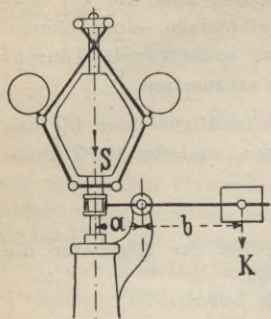


Fig. 1064.

Bei einem vorhandenen Regulator kann man die Energie leicht durch Auswägen ermitteln, wie in *Fig. 1064* angedeutet:

$$\text{Energie } S = K \cdot \frac{b}{a} \dots (285)$$

Während nun der durch das Urnengewicht hervorgerufene Druck in jeder Regulatorstellung derselbe ist, ist der Einfluss der Kugeln verschieden.

In der oberen Regulatorstellung üben die Kugeln:

bei unbeweglicher Aufhängung einen grösseren Druck

„ beweglicher „ „ kleineren „

auf die Muffe aus, als in der unteren Stellung, je nachdem dieselben im Verhältnis zum Urnengewicht schwerer oder leichter sind.

Die rechnerische Ermittlung der Energie  $S^*)$  für Gewichtsregulatoren gebräuchlicher Systeme ist in nachstehendem durchgeführt.

Bezeichnet (s. auch *Fig. 1065—1069*):

$l, l_1, l_2$  Hebellängen in Mtr.,

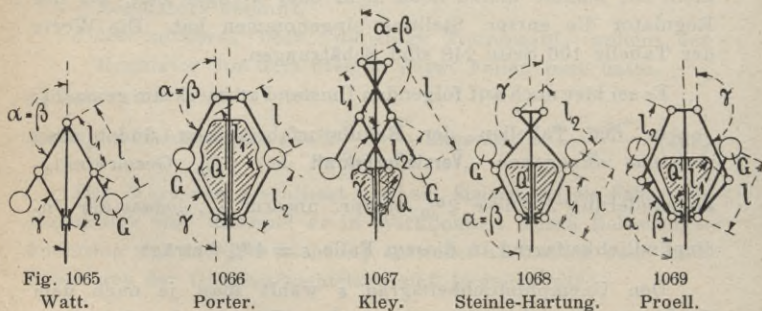
$\alpha, \beta, \gamma$  die zu diesen Hebellängen gehörenden Winkel,

$Q$  das Urnengewicht in kg,

$G$  „ Gewicht einer Kugel in kg,

$z$  die Anzahl der Kugeln,

so ergibt sich:

Fig. 1065  
Watt.1066  
Porter.1067  
Kley.1068  
Steinle-Hartung.1069  
Proell.

\*) Nach Tolle im Taschenbuch der Hütte 1899, Seite 586.

$$\text{ideelle Länge } \lambda = l_1 \cdot \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\sin \alpha \cdot \cos \gamma} \dots \dots \dots (286)$$

Mit Berücksichtigung von Gleich. 286 ergibt sich als Energie  $S$  für die Regulatoren:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Watt, Porter, Kley} \\ \text{Fig. 1065—1067} \end{array} \right\} S = z \cdot G \cdot \frac{l}{\lambda} + Q \text{ in kg} \dots \dots (287)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Hartung-Steinle, Proell} \\ \text{Fig. 1068—1069} \end{array} \right\} S = z \cdot G + Q - z \cdot G \cdot \frac{l}{\lambda} \text{ in kg} \dots (288)$$

Diese Gleichungen finden sinngemässe Anwendung auf andere Gewichtsregulatoren, wenn man für solche mit festem Pendeldrehpunkt (wie in *Fig 1065—1067*) Gleich. 287 und für solche mit beweglichem Pendeldrehpunkt (wie in *Fig. 1068—1069*) Gleich. 288 einsetzt.

**Federregulatoren** haben im allgemeinen stark veränderliche Energie  $S$ , da der Federdruck proportional mit dem Muffenhub wächst. Konstante Energie haben, soviel uns bekannt, die Federregulatoren Hartung und Tolle.

In den Prospekten der Regulatorfabriken ist meist die Energie  $S$  bezogen auf die **mittlere Regulatorstellung** angegeben.

### Arbeitsvermögen des Regulators

ist das Produkt aus der mittleren Energie  $S$  und dem Muffenhub  $m$ , also

$$A = S \cdot m \dots \dots \dots (289)$$

**Beispiel:** Nach Gleich. 287 bzw. 288 sei ermittelt  $S = 53$  kg, der Muffenhub betrage  $m = 70$  mm, so ist das Arbeitsvermögen nach Gleich. 289

$$A = 53 \cdot 70 = 3710 \text{ kgmm} = 3,7 \text{ kgm.}$$

### Verstellungskraft

ist diejenige Kraft, welche ein Regulator bei gegebenem Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  (s. Seite 300) zu leisten imstande ist, und wird ausgedrückt durch

$$V = S \cdot \varepsilon \text{ in kg} \dots \dots \dots (290)$$

**Beispiel:** Für eine Maschine, zu welcher der Regulator des vorigen Beispiels Verwendung findet, sei ein Unempfindlichkeitsgrad von 2%, also  $\varepsilon = 0,02$  zu Grunde gelegt, nach Gleich. 290 ist die Verstellungskraft

$$V = 53 \cdot 0,02 = 1,06 \text{ kg.}$$

Man beachte hierzu die Bemerkung auf Seite 301 unten betr. Angabe der Verstellungskraft in den Prospekten der Regulatorfabrikanten.



### Die Eigenreibung eines Regulators.

In den Gelenken eines Regulators treten Drücke auf, welche Reibung erzeugen. Die Summe der Reibung der einzelnen Bolzen und die der Muffe denken wir uns auf letztere reduziert.

Als Annäherungswert kann man setzen:

**Tabelle 121. Eigenreibung  $R$  in kg verschiedener Regulatoren.\*)**

**Gewichts-Regulatoren  $R = 0,013 S$ .**

**Feder-Regulatoren:**

$R =$	Proell	Zabel	Beyer	Trenck	Rost	Hartung	Tolle	Steinle
	0,03 S	0,01 S	0,01 S	0,01 S		0,003 S	0,008 S	

**Beispiel:** Nach Tabelle 138 hat ein Trenck-Regulator No. 5 eine Energie von  $S = 340$  kg. Nach Tabelle 121 beträgt die Eigenreibung

$$R = 0,01 \cdot 340 \sim 3,4 \text{ kg.}$$

### Der Widerstand des Stellzeuges und der Steuerung.

Die Verstellkraft eines Regulators muss gleich sein dem auf die Regulatormuffe reduzierten Widerstand  $W$  des Stellzeuges und der Steuerung plus der Eigenreibung  $R \cdot \epsilon$  des Regulators, also

$$V = W + R \cdot \epsilon \quad . . . . . (291)$$

Da nun (nach Gleich. 290)  $V = S \cdot \epsilon$ , so ist der Anteil der Verstellkraft, welcher für die Steuerung in Betracht kommt, bezogen auf die Energie

$$\frac{W}{\epsilon} = S - R \text{ in kg} \quad . . . . . (292)$$

also

$$S = \frac{W}{\epsilon} + R \text{ ,, ,,} \quad . . . . . (293)$$

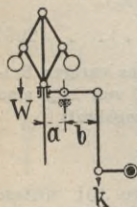


Fig. 1070.

**Beispiel:** Zur Bewegung des Expansionsschiebers während des Ganges einer Maschine sei eine, an der Zugstange  $Z$  wirkende Kraft von  $k = 2$  kg nötig, ferner sei (nach Fig. 1070)  $a = 160$ ,  $b = 190$  mm, mithin der auf die Muffe wirkende Steuerungswiderstand

$$W = k \cdot \frac{b}{a} \text{ in kg} \quad . . . . . (294)$$

\*) Nach Tolle, Hütte 1899, Seite 592 u. f.

und für das Beispiel nach Gleich. 294:

$$W = 2 \cdot \frac{190}{160} \sim 2,4 \text{ kg.}$$

Legen wir nun einen Gewichts-Regulator zu Grunde, dessen Eigenreibung nach Tabelle 121  $R = 0,013 S$  beträgt und einen Unempfindlichkeitsgrad  $\epsilon = 0,02$ , so muss sein nach Gleich. 293:

$$S = \frac{2,4}{0,02} + 0,013 S; \quad 0,987 S = 120, \text{ mithin} \\ S = 122 \text{ kg.}$$

Man müsste also für die gewählten Verhältnisse einen Regulator wählen, welcher  $S = 122 \text{ kg}$  mittlere Energie besitzt.

Würden wir (etwa aus Sparsamkeitsrücksichten) einen billigeren Regulator mit  $S = 80 \text{ kg}$  Energie wählen, so wird die Regulierung schlechter und zwar ergibt sich

$$\epsilon = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} \cdot \epsilon \quad \dots \dots \dots (294)$$

und für das Beispiel

$$\epsilon = \frac{2,4}{80} + 0,013 \cdot \epsilon \sim 0,03, \text{ also } 3\% \text{ statt } 2\%.$$

Man kann auch bei Bestimmung der Regulatorgrösse von der **Arbeit** ausgehen, welche die Steuerung zum Verstellen nötig hat.

Bezeichnet (s. auch *Fig. 1071*):

$P$  die zum Verstellen der Steuerung nötige Kraft in kg,

$h$  den ganzen Weg, welchen die Kraft  $P$  zurücklegt, um die Steuerung von Null auf grösste Cylinderfüllung zu verstellen, in mm,

$m$  den Muffenhub in mm,

$$\mathcal{A} = P \cdot h \text{ die erforderliche Arbeit in kgmm} \quad \dots \dots \dots (295)$$

so muss nun sein:

$$S \cdot m = \frac{\mathcal{A}}{\epsilon} + R \cdot m \quad \dots \dots \dots (296)$$

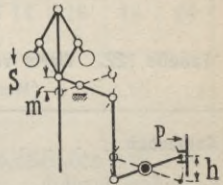


Fig. 1071.

**Beispiel:** Für eine Maschine sei  $P = 2 \text{ kg}$ ,  $h = 60 \text{ mm}$ , als Regulator kommt ein Trenck-Regulator zur Anwendung, der Unempfindlichkeitsgrad betrage  $\epsilon = 0,03$ . Nach Tabelle 121 ist  $R = 0,01 S$ , mithin nach Gleich. 296:

$$S \cdot m = \frac{2 \cdot 60}{0,03} + 0,01 S \cdot m \sim 4040 \text{ kgmm} = 4,04 \text{ kgm.}$$

Ein anderes Beispiel s. Seite 321 unten.

### Wahl des Systems eines Regulators.

Wir haben hier zu beachten:

- $\delta_0$  Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades (Seite 249),
- $\delta$  „ „ „ „ Regulators bei freischwebender, (nicht mit dem Stellzeug verbundener) Muffe (s. auch S. 299),
- $\varepsilon$  Unempfindlichkeitsgrad des Regulators (Seite 300).

Für den **kleinsten zulässigen** Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  ist die Zeit  $T$  in Sek., welche nötig ist, um die Maschine unbelastet von Null auf normale Tourenzahl zu bringen, von Einfluss. Die Füllung soll hierbei dem tiefsten Regulatorstand entsprechen. Diese Zeit lässt sich an einer Maschine vor Auflegen des Riemens bzw. der Seile direkt bestimmen. Man kann diese Zeit auch rechnerisch ermitteln.

Bedeutet:

$G$  das Gewicht des Schwungringes in kg;  $g = 981$  Beschleunigung in ~~cm~~ *Mtr./Sec.<sup>2</sup>*

$V$  die Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreis nach Gleich. 232 Seite 253,

$N$  die Normalleistung in PS.,

$L$  die bei normaler Tourenzahl der grössten Füllung entspr. Leistung in Sekmkg.,

so ist die Zeit in Sek.:

$$T = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot L} \sim \frac{G \cdot V^2}{1000 N} \dots \dots (297)^*$$

**Tabelle 122. Werte von  $T$  für Eincylindermaschinen mit  $\delta_0 = 0,013$ .  
(Berechnet nach Gleich. 297.)**

Kolbenhub . . . . . =	400	600	800	1000	1200 mm
Cylinder-Durchm. . . =	250	350	450	550	700 „
Schwungrad-Durchm. =	2700	3200	4100	4900	5700 „
Umdrehungen . . $n =$	120	95	77	65	57 pro Min.
Zeit . . $T =$	5	8	10	12	15 Sek.
Umdrehungen . . $n =$	240	190	154	130	114 pro Min.
Zeit . . $T =$	2,5	4	5	6	7,5 Sek.

Bei leichterem Schwungradgewicht, also  $\delta_0$  grösser, wird  $T$  im Verhältnis kleiner.

Bei demselben  $\delta_0$  geben die Maschinen mit hoher Tourenzahl kleineres  $T$ , weil die Schwungmassen geringer ausfallen.

\*) Vergl. auch Tolle: Z. d. V. d. Ing. 1895 und 1896.

Bezeichnet ferner:

$m$  den Muffenhub in cm,

$\kappa$  eine vom Gewicht des Regulators dem Muffenhub und dem Arbeitsvermögen abhängige Konstante, (für Gewichtsregulatoren ist  $\kappa = 1$ , für Federregulatoren  $\kappa < 1$ , s. Tab. 123),

so ist der **kleinste zulässige** Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators:

$$\delta = 0,1 \cdot \kappa \sqrt[3]{m} \cdot \sqrt{\frac{1}{T^2}} \dots \dots \dots (298)$$

**Tabelle 123. Werte von  $\kappa$ .**\*

	Gewichts-Regulatoren	Feder-Regulatoren					
		Zabel	Trenck	Hartung	Tolle	Beyer	Steinle
$\kappa =$	1	0,84	0,79	0,58	0,42		

Da nun der Muffenhub  $m$  meist noch nicht bekannt ist, weil die Regulatorgrösse erst gewählt werden soll, so möge folgende Tabelle 124 Anhaltswerte geben.

**Tab. 124. Kleinste zulässige Werte von  $\delta$  für verschiedene Regulatoren.**  
(nur gültig für 8 cm Muffenhub).

$T = \frac{G \cdot V^2}{1000 \cdot N} =$	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$\sqrt[3]{\frac{1}{T^2}} =$	0,4	0,3	0,25	0,22	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14
<b>Gewichts-Regul.</b>	0,08	0,06	0,05	0,044	0,038	0,034	0,032	0,03	0,028
<b>Feder-Regulatoren</b>	Zabel	0,067	0,05	0,042	0,037	0,032	0,029	0,027	0,025
	Trenck	0,063	0,047	0,04	0,035	0,03	0,027	0,025	0,024
	Hartung	0,046	0,035	0,029	0,025	0,022	0,02	0,019	0,017
	Tolle	0,034	0,025	0,021	0,019	0,016	0,014	0,013	0,013

Handelt es sich um einen anderen Muffenhub als  $m = 80$  mm, so sind obige Werte zu multiplizieren mit

$$0,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{m}{80}}, \quad m \text{ wirklicher Muffenhub in cm} \dots \dots (299)$$

\*) Es ist  $\kappa = \sqrt{\frac{\text{Summe aller Gewichte mal d. Quadrat ihrer Wege}}{\text{Arbeitsvermögen mal Muffenhub}}} \quad (298a)$

das ergibt:

Tabelle 125.	bei $m =$	4	6	8	10	12	cm Muffenhub
	das	0,8	0,9	1	1,1	1,15	fache der Werte in Tab.124

Ferner soll sein:

$$\text{Unempfindlichkeitsgrad } \varepsilon \cong \text{Ungleichförmigkeitsgrad } \delta \quad (300)$$

Wir wollen setzen  $\varepsilon = 1,5 \delta \dots \dots \dots (300a)$

ferner  $\varepsilon$  nicht kleiner als der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta_0$  des Schwungrades, also  $\delta_0 \leq \varepsilon, \varepsilon \geq \delta_0^*) \dots \dots \dots (301)^*$

Wir wollen setzen  $\delta = 1,2 \delta_0 \dots \dots \dots (301a)$

Aus Gleich. 300 a und 301 a folgt  $\varepsilon = 1,8 \delta_0 \dots \dots (301 d)$

**Beispiel:** Es sei Schwungrad  $\delta_0 = 0,03$ , ferner (nach Gleich. 297)  $T = 12$ , so wählen wir nach Gleich. 301 a,  $\delta = 1,2 \cdot 0,03 = 0,036$  und genügt nach Tabelle 124 ein Gewichtsregulator, für diesen ist  $\delta = 0,038$ .

Für den Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  benützen wir Gleich. 300 a, also setzen  $\varepsilon = 0,036 \cdot 1,5 = 0,054$ ; Gleich. 301 wird dadurch auch erfüllt, da  $0,03 < 0,054$ .

Hätten wir  $\delta_0 = 0,015$ , also (nach Gleich. 301 a)  $\delta = 0,018$ , so würde für denselben Wert von  $T = 12$  ein Hartung-Federregulator (oder ein Regulator mit verstellbarem  $\delta$  z. B. Tolle) angebracht sein, weil dieser Wert  $\delta = 0,018$  am nächsten kommt. Wir setzen dann  $\varepsilon = 1,5 \cdot 0,018 = 0,027$ .

**Anleitung zur genauen Bestimmung** der einzelnen Dimensionen für die Anfertigung der Regulatoren hier aufzunehmen, würde zu weit führen und muss zu diesem Zweck auf die Speciallitteratur erwiesen werden.\*\*\*) Die graphische Berechnung führt übersichtlicher Weise schneller zum Ziele. Man muss aber das Gebiet, soweit es hier behandelt ist, vollständig beherrschen, bevor man sich mit den Details der Regulatoren befasst.

Zur Zeit ist es im Dampfmaschinenbau fast allgemein üblich, die Regulatoren von **Specialfabriken** zu beziehen, und habe ich deshalb mehr Wert darauf gelegt, für einen gewissen Fall einen geeigneten Regulator zu bestimmen. In welcher Weise man hierbei verfährt, zeigt Seite 320 u. f.

Die nachstehenden Tabellen 127—140 zeigen verschiedene Regulatorsysteme mit Angabe ihrer Hauptdimensionen etc.

\*) Nach Prospekt Herm. Hartung Düsseldorf soll man nehmen:  
bei rückdruckfreien Steuerungen  $\varepsilon \cong 3 \delta_0 \dots \dots \dots (301 b)$   
bei Steuerungen mit Rückdruck  $\varepsilon \cong 2 \delta_0 \dots \dots \dots (301 c)$

\*\*) z. B. Lynen, Berechnung der Centrifugalregulatoren; Tolle, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 und 1896 u. A.

**Tabelle 127. Regulator mit Urnenbelastung.**  
(Fig. 1072—1074).

Herm. Hartung Nachf., Düsseldorf.

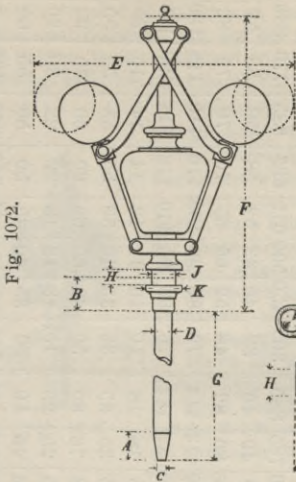


Fig. 1072.

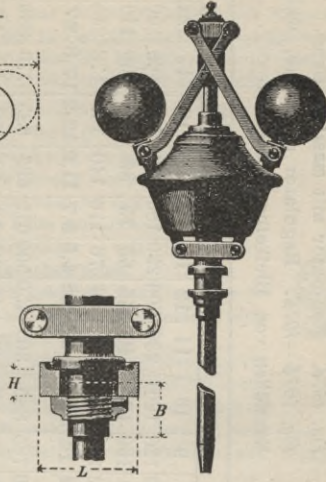


Fig. 1073.

	Fig. 1072.				Fig. 1073.											
	Urne massiv.				Urne zum Nachfüllen von Blei.											
Laufende No.	1	2	3	4	B	A	5	6	7	8	9	10	11	12		
Umdrehung. p. Min.	120	100	90	80	180	145	130	115	107	120	120	120	120	110		
Muffenhub <i>m</i> mm	40	50	60	70	45	55	65	75	80	80	100	120	140	150		
Energie <i>S</i> in kg	12	25	37	50	27	32	50	62	82	112	140	190	287	487		
Arbeitsverm. <i>A</i> mkg	0,48	0,62	2,2	3,5	1,2	1,66	3,2	4,65	6,56	8,96	14	22,8	40	73		
Maass <i>A</i> mm	50	60	70	80	50	60	60	70	80	80	90	90	—	—		
„ <i>B</i> „	46	50	55	65	45	46	50	55	65	65	65	67	72	80		
„ <i>C</i> „	16	20	25	30	18	20	20	25	30	30	35	40	—	—		
„ <i>D</i> „	25	30	35	40	25	30	35	35	40	40	46	50	55	65		
„ <i>E</i> „	390	500	600	690	390	445	510	615	650	700	780	880	980	1065		
„ <i>F</i> „	420	515	610	710	390	470	515	610	650	710	800	920	960	1100		
„ <i>G</i> „	500	620	750	900	500	550	620	750	900	900	1000	1000	1100	1350		
„ <i>H</i> „	26	30	30	34	22	26	30	30	34	34	35	35	42	50		
„ <i>J</i> „	45	51	56	70	45	45	51	56	70	70	80	88	90	100		
„ <i>K</i> „	74	78	90	110	65	70	78	86	102	102	112	124	130	180		
„ <i>L</i> „	90	106	120	132	80	90	106	120	132	132	148	165	170	200		
Preis poliert M.	100	130	158	200	140	150	190	215	235	290	370	450	630	950		

**Tabelle 128. Gewichts-Regulatoren**  
(System Steinle). Fig. 1074—1077.  
*Steinle & Hartung, Quedlinburg.*

Fig. 1074. Regulator mit massiver Urne.

Fig. 1075—1076. Regulator mit Urne, welche zum Nachfüllen von Blei eingerichtet ist.

Fig. 1074.

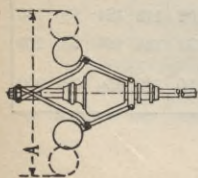


Fig. 1075.

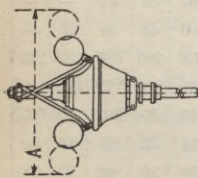


Fig. 1076.

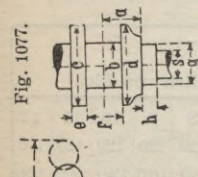
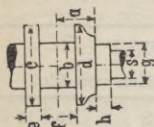


Fig. 1077.



Laufende No.	Fig. 1074										Fig. 1075										Fig. 1076									
	1	2	3	4	0	A	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	22a	22	23								
Umdrehungen pro Min.	120	100	90	80	155	145	130	115	107	120	120	230	300	230	180	170	160	160	150	150	150									
Muffenhub m	40	50	60	70	45	55	65	75	80	80	100	40	55	65	75	80	80	100	110	120	120									
Energie S	12	21	34	50	15	34	37	59	81	102	140	24	48	76	116	140	152	173	245	300	540									
Arbeitsvermögen	0,5	1	2	3,5	0,67	1,9	3,4	4,4	6,5	8,2	14	24,3	0,96	2,6	4,9	8,7	11,2	12,2	17,3	27	36	65								
Maass	450	520	620	700	385	450	520	620	700	700	785	365	450	500	615	685	685	770	830	885	1010									
" a	23	28	35	40	28	28	28	35	40	40	40	32	40	43	52	58	58	58	57	65	80									
" b	40	50	55	65	45	45	50	55	65	65	80	48	52	60	65	70	70	75	82	85	100									
" c	60	75	85	100	75	75	75	85	100	100	114	72	80	90	100	110	110	115	130	140	160									
" d	60	75	85	100	75	75	75	85	100	100	114	76	88	95	110	118	118	120	130	140	160									
" e	8	10	12	15	10	10	10	12	15	15	18	10	10	12	12	14	14	15	25	28	32									
" f	20	25	30	35	22	22	25	30	35	35	35	30	35	40	50	55	55	55	55	60	64									
" g	35	45	50	55	45	50	50	50	58	58	76	50	60	60	60	60	60	75	90	100	110									
" h	15	17	20	25	16	16	17	20	25	25	25	15	18	18	18	22	22	30	30	30	30									
" s	25	30	35	40	30	30	30	35	40	40	46	30	35	40	45	50	50	55	65	70	85									
Preis polient	110	130	158	200	125	150	190	215	235	290	365	145	180	226	265	300	360	430	—	—	—									

Tabelle 129. **Vierpendel-Regulator.** Fig. 1078—1079.

Schäffer &amp; Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Dieser Regulator ist ein kombinierter Feder- und Winkelpendel-Regulator. Die Pendel sind so aufgehängt, dass sie bei stillstehendem Regulator, also ohne Centrifugalwirkung, aus der in Fig. 1078 gezeichneten tiefsten Stellung bis nahezu in die punktiert angedeutete höchste Stellung sich bewegen würden, wenn sie nicht durch das Muffengewicht daran verhindert würden.

Die Pendel unterstützen also während des grösseren Theils des Hubes durch ihre Schwerkraftwirkung die bei Rotation des Regulators wirkende Centrifugalkraft.

Die Pendel sind an der Welle so befestigt, dass beim Ausschlagen derselben der ganze Regulator — mit den Pendeln selbst — sich heben muss.

Hierdurch bekommt der Regulator im Verhältnis zu seinen Dimensionen eine grosse Energie.

Durch Einsetzen verschieden starker Federn kann man dem Vierpendel-Regulator einen beliebigen Grad von Stabilität geben; S. & B. wählen die Federn so, dass sie normalen Betriebsverhältnissen entsprechen.

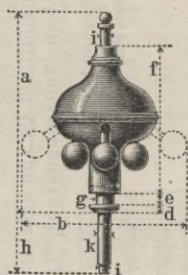


Fig. 10.8.



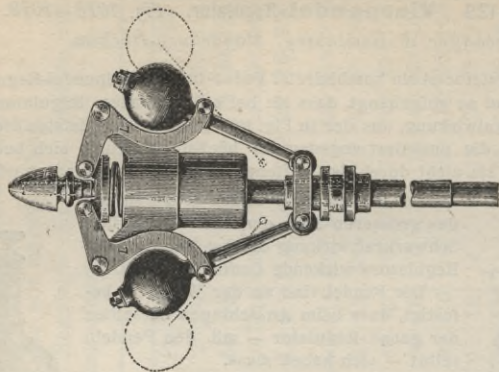
Fig. 1079.

Auf besonderen Wunsch werden diese Regulatoren auch mit einer oberen, während des Ganges für verschiedene Umdrehungszahlen einstellbaren (s. Fig. 1079) zweiten Feder geliefert. Mittels dieser Feder kann die Tourenzahl um etwa 20% verstellt werden.

Laufende Nr.	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Umdrehungen pro Min.	250	200	200	200	200	190	180	165	150	135
Muffenhub m . . . mm	20	25	30	33	38	44	50	58	66	76
Energie S . . . kg	3,5	5,6	13,5	20	30	52	85	130	180	245
Arbeitsvermögen . . kgm	0,1	0,2	0,4	0,7	1,14	2,3	4,25	7,5	12	18
Maass a . . . . . mm	230	272	310	350	390	445	500	635	700	800
" b . . . . . "	185	225	275	300	330	400	460	550	610	700
" c . . . . . "	33	40	50	55	60	68	75	100	110	120
" d . . . . . "	6	8	10	11	11	12	15	20	22	25
" e . . . . . "	14	16	18	20	22	25	25	35	40	45
" f . . . . . "	170	198	226	257	289	339	415	470	518	590
" g . . . . . "	25	32	34	36	36	48	54	68	76	88
" i . . . . . "	14	16	19	22	22	24	27	34	36	40
" k . . . . . "	18	20	23	25	25	32	37	48	50	56
Preis . . . . . M.	55	70	90	100	120	150	200	300	400	500
Mehr für 2. Feder (Fig. 1079) "	20	22	27	30	40	45	50	55	65	80



Federregulatoren. Pat. Proell. Fig. 1083.  
Eisenwerk Lauchhammer.

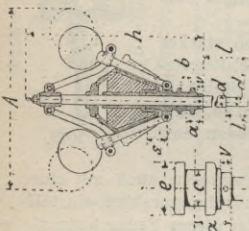


~ Eine kräftige Spiralfeder ersetzt in diesem neuen Regulator das sonst übliche zur Erzeugung eines gewissen Betrages von Verstellkraft nötige Belastungsgewicht der Hülse.

Fig 1081—1082.

Eisenwerk Lauchhammer  
Regulatoren mit  
schwerer Urne

zur Einwirkung auf  
Steuerungen mit  
grossem Kraftbedarf:  
Farocot, Rider,  
Coulissen, zwang-  
läufige  
Ventil-Steuerung etc.



Regulatoren nach Proell, m. leicht. Urne. Fig. 1080. Regulatoren n. Proell, m. schwer. Urne. Fig. 1081—1082.

Tabelle 130

Nummer des Regulators	I	II	III	IV
Grösster Cylinderdurchmesser	200	300	450	600
Tourenzahl pro Minute	120	100	90	80
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	A	380	470	570
Grösste Breitenabmessung der ausschl. geendeten Kugel	A	350	500	600
Hülsehöhe	a	40	50	60
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	25	30	35
Durchmesser des Zapfens	d <sub>1</sub>	20	25	30
Länge der Spindel	l	500	620	750
Länge des Zapfens	l <sub>1</sub>	50	60	70
Höhe der Hülse	h	20	25	30
Innere Hülsendurchmesser	e	40	50	55
Aussere Hülsendurchmesser	e	60	75	85
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkannte Bund	a	35	45	55
Bundhöhe	v	14	17	20
Verstellkraft in der Hülse in kg.	Q	0,5	1,0	1,5
Arbeitsvermögen des Regulators E = Q <sub>s</sub> in kgm.	Q <sub>s</sub>	20	50	90
Gewicht des Regulators in kg	Q <sub>r</sub>	24	37	60

Fig. 1080.

Regulatoren  
mit leichter Urne

zur Einwirkung auf Drosselklappe, Regulierventil, Auslösungsmechanismus von Präzisionssteuerungen mit geringem Kraftbedarf.

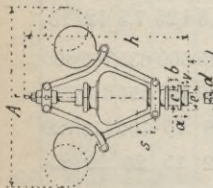


Tabelle 131

Nummer des Regulators	Ia	Iia	IIia	IVa	Va
Grösster Cylinderdurchmesser	250	400	500	600	700
Tourenzahl pro Minute	n	145	130	115	107
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	A	420	470	570	660
Grösste Breitenabmessung der ausschl. geendeten Kugel	a	445	510	615	700
Hülsehöhe	a	55	65	75	80
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	30	30	35	40
Durchmesser des Zapfens	d <sub>1</sub>	25	25	30	35
Länge der Spindel	l	500	620	750	900
Länge des Zapfens	l <sub>1</sub>	60	60	70	80
Höhe der Hülse	h	23	25	30	35
Innere Hülsendurchmesser	e	45	50	55	65
Aussere Hülsendurchmesser	e	70	75	85	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkannte Bund	a	43	45	55	65
Bundhöhe	v	16	17	21	25
Verstellkraft in der Hülse in kg Q	Q	1,3	2,0	2,5	3,4
Arbeitsvermögen des Regulators E = Q <sub>s</sub> in kgm.	Q <sub>s</sub>	71,5	130	187,5	272
Gewicht des Regulators in kg	Q <sub>r</sub>	40	54	85	120

In den Tabellen 130 und 131 ist die Verstellkraft für 2% Tourenänderung, also  $\epsilon = 0,04$  (s. Seite 301) angegeben. Die Energie S wird gefunden, indem man die Verstellkraft mit 25 multipliziert. Dasselbe gilt von den Werten der Rubrik Arbeitsvermögen.

Tabelle 132. **Feder-Regulator.** D. R. P. 90 824. Fig. 1084—1085. C. E. Rost & Co. Dresden A.

Laufende No. . . . .	1	2	3	4	5	6
Umdrehungen pro Min.	320	320	320	280	240	200
Muffenhub <i>m</i> . . . mm	34	39	46	56	68	85
Energie <i>S</i> . . . kg	65	115	215	370	475	725
Arbeitsvermögen . . kgm	<b>2,2</b>	<b>4,5</b>	<b>9,9</b>	<b>19</b>	<b>32,5</b>	<b>61,5</b>
Maass <i>H</i> . . . mm	415	480	560	685	820	1020
" <i>D*</i> ) . . . "	300	345	400	490	590	730
" <i>L</i> . . . "	500	550	600	670	750	850
" <i>d</i> . . . "	30	35	45	50	55	65
" <i>s</i> . . . "	18	20	22	27	33	38
" <i>s**</i> ) . . . "	50	60	70	78	85	93
" <i>a</i> . . . "	114	130	152	188	232	290
" <i>b</i> . . . "	104	120	140	172	208	260
" <i>h</i> . . . "	200	230	270	330	400	500
" <i>c</i> . . . "	126	140	158	194	230	285
" <i>f</i> . . . "	34	36	40	50	60	70
" <i>i</i> . . . "	96	110	130	160	190	240
Gewicht mit Spindel kg	20	34	56	96	146	245

\*) Durchm. des erforderlichen freien Raumes  
 \*\*) " der Hülse zur Aufnahme des Gleitringes.

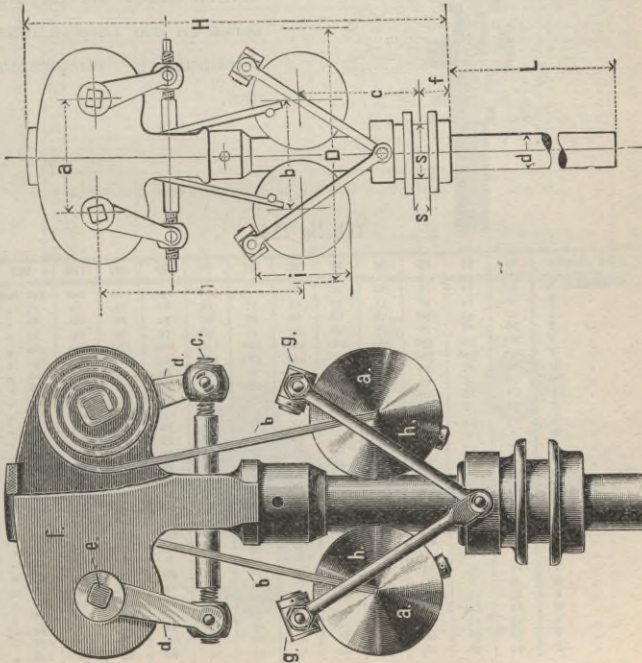
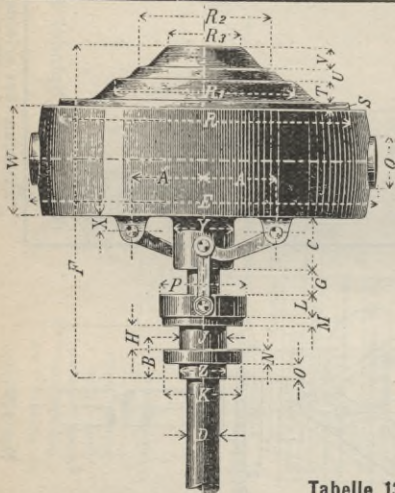


Fig. 1084.

Fig. 1085.

Tabelle 133. **Federregulator** (D. R. P. 75790). Fig. 1086.  
Herm. Hartung Nachf., Düsseldorf.

Laufende No. . .	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102
Umdrehungen pro Min.	340	310	240	240	210	200	190	180	165	160	140	130
Muffenhub <i>m</i> mm	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Energie <i>S</i> kg	575	80	105	142	172	222	260	290	378	563	730	940
Arbeitsvermögen kgm	1,15	2	3,15	4,26	6,88	11,1	15,6	20,3	30	51	73	103
Preis poliert Mk.	130	140	160	190	225	265	320	390	500	620	740	860



Die in Tabelle 134 enthaltenen Abmessungen sind genaue Maasse und dienen dazu, die Regulator in die Dispositionszeichnungen einzuzeichnen.

Tabelle 134.

Lfd. Nummer	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102
Dimension A	57	62	75	80	90	100	110	117	140	160	200	240 mm
" B	40	44	48	51	54	56	57	58	61	62	70	75 "
" C	42	42	50	58	68	66	76	69	72	80	80	80 "
" D	26	28	30	35	40	45	50	55	60	65	70	70 "
" E	265	310	350	380	420	460	500	550	600	780	860	960 "
" F	277	300	360	388	421	440	486	511	594	617	690	731 "
" G	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110 "
" H	20	22	26	32	32	32	34	34	36	38	44	48 "
" I	46	48	50	55	60	65	75	80	85	90	95	110 "
" K	76	78	85	95	108	110	116	120	136	150	162	192 "
" L	23	23	23	26	26	28	28	28	32	32	36	36 "
" M	7	9	10	11	11	10	12	13	13	15	16	18 "
" N	15	17	18	18	18	20	20	21	21	21	24	26 "
" O	15	16	17	17	20	20	20	20	22	22	24	25 "
" P	80	90	100	100	118	115	124	130	145	160	172	208 "
" Q	45	52	60	65	66	77	79	83	92	104	120	140 "
" R	242	242	324	324	390	390	474	474	570	660	800	800 "
" R <sub>1</sub>	122	122	148	148	170	170	225	225	285	360	500	500 "
" R <sub>2</sub>	92	92	115	115	126	126	160	160	225	275	340	340 "
" R <sub>3</sub>	58	58	64	64	60	60	74	74	130	150	176	176 "
" S	8	8	8	8	8	8	10	10	8	8	10	10 "
" T	15	15	25	25	25	25	30	30	40	45	45	45 "
" U	8	8	8	8	8	8	10	10	15	20	25	25 "
" V	15	15	25	25	25	25	30	30	35	40	40	40 "
" W	89	100	120	130	140	148	156	176	190	206	246	268 "
" X	13	12	15	14	19	26	23	15	28	39	57	84 "
" Y	50	52	60	65	76	85	80	95	100	110	120	130 "
" Z	44	46	48	54	60	65	68	74	80	88	98	106 "

Tabelle 135—136. **Federregulator** (D. R. P. 114 539). *Fig. 1087.*  
*Herm. Hartung Nachf., Düsseldorf.*

Laufende Nr. . .	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212
Umdrehungen pro Min.	440	380	330	290	270	250	220	200	185	170	160	150
Muffenhub <i>m</i> mm	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	120
Energie <i>S</i> kg	53	76	107	130	180	312	390	560	725	960	1240	1500
Arbeitsvermögen kgm	1,6	2,66	4,28	5,85	9	18,7	27,3	44,8	65,3	96	136	180
Preis poliert Mk.	128	145	170	210	250	325	420	520	650	780	910	1050

Tabelle 136.

Genauue Abmessungen der Regulatoren zum Eintragen  
 in die Dispositionszeichnung.

Lfd. Nummer Dimension A	201	202	203	204	206	206	207	208	209	210	211	212
" B	24	27	28	31	32	36	37	41	42	45	47	50
" C	49	52	61	70	79	88	97	105	110	123	131	139
" D	28	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
" E	245	284	332	302	413	476	550	632	708	788	874	943
" E <sub>1</sub>	236	274	320	350	400	460	532	614	688	766	850	918
" F	280	318	379	419	465	527	591	677	784	820	894	958
" G	550	600	650	700	750	800	900	1000	1100	1300	1500	1700
" H	20	22	24	26	28	32	34	38	40	42	46	48
" I	40	42	50	56	62	70	76	84	90	98	104	112
" K	74	84	92	103	117	132	144	158	172	184	198	208
" L	20	24	26	30	32	36	40	42	44	48	52	56
" L <sub>1</sub>	—	5,5	6	5,5	10	13	26	40	61	61,5	71	85
" M	10	12	13	15	16	18	20	21	22	22	22	26
" N	14	16	16	18	18	20	20	22	22	24	24	26
" O	114	136	156	162	185	202	224	244	262	284	294	316
" P	78	90	102	112	124	138	152	167	180	194	208	220
" Q	56	64	81	80	97	110	123	140	150	166	188	199
" R	210	242	302	324	360	420	476	570	612	660	800	800
" R <sub>1</sub>	170	142	152	148	185	210	225	292	352	360	500	500
" R <sub>2</sub>	88	92	115	115	142	153	160	232	266	274	340	340
" R <sub>3</sub>	44	58	47	64	68	70	74	138	146	156	176	176
" S	6	6	7	8	8	8	9	8	8	8	10	10
" T	15	15	25	25	27	29	30	40	45	45	45	45
" U	8	8	8	8	10	11	10	15	20	20	25	25
" V	15	15	25	25	27	29	30	35	40	40	40	40
" W	93	107	128	142	160	183	205	231	246	286	318	338
" X	8	10	11	12,5	14	17	24	30	41	39	41	49
" Y	52	58	67	76	85	96	104	110	110	130	136	148
" Z	51	50,5	69	77	88,8	102	119	136	154,5	170	187	204

Dieser Regulator besitzt konstante Energie für jede  
 Muffenstellung.

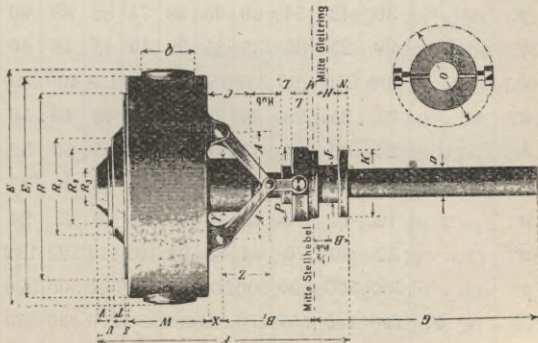
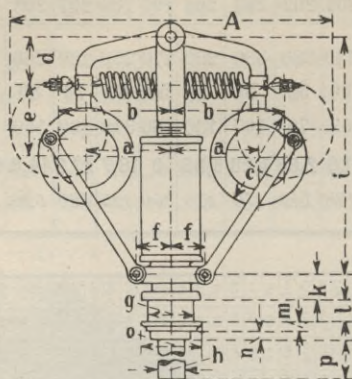


Fig. 1087.

Tabelle 137. **Federregulator.** System Tolle. Fig. 1089.

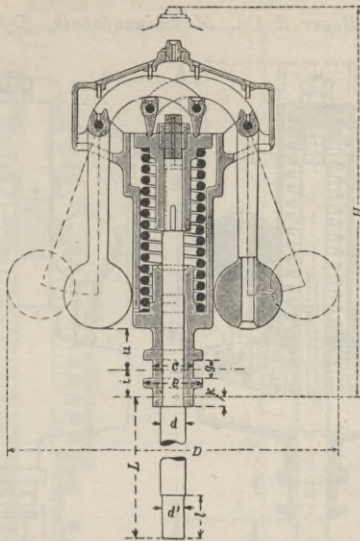
Theodor Wiede's Maschinenfabrik, Act.-Ges., Chemnitz.



Laufende No. . .	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Umdrehungen pro Min.	360	340	320	300	300	300	300	290	280	260	250	230	220
Muffenhub <i>m</i> mm	28	33	38	44	48	51	55	60	66	72	80	100	110
Energie <i>S</i> kg	31,5	53,6	80	112	130	151	175	212	252	296	394	576	750
Arbeitsvermögen kgm	<b>0,88</b>	<b>1,77</b>	<b>3,04</b>	<b>4,9</b>	<b>6,2</b>	<b>7,7</b>	<b>9,6</b>	<b>12,7</b>	<b>16,6</b>	<b>21,3</b>	<b>31,5</b>	<b>57,6</b>	<b>82</b>
Maass <i>a</i> mm	70	84	98	112	120	130	140	154	168	182	192	230	266
" <i>b</i> "	88	105	123	140	150	162	175	193	210	227	243	295	332
" <i>c</i> "	84	96	112	130	140	150	160	174	188	208	220	266	305
" <i>d</i> "	42	50	58	64	72	78	80	92	102	110	115	120	130
" <i>e</i> "	61	74	86	102	106	114	127	136	146	159	201	242	290
" <i>f</i> "	30	36	42	48	52	56	60	66	72	78	82	98	114
" <i>g</i> "	36	42	54	66	66	68	74	82	88	96	110	126	140
" <i>h</i> "	20	25	30	35	35	38	40	45	48	50	60	70	80
" <i>i</i> "	208	250	290	332	358	385	418	458	498	540	575	690	796
" <i>k</i> "	31	35	38	39	39	39	42	48	48	56	65	78	82
" <i>l</i> "	24	30	35	35	36	38	40	45	50	52	60	72	85
" <i>m</i> "	14	18	20	20	22	23	25	28	30	37	38	44	48
" <i>n</i> "	12	14	16	18	18	18	18	20	22	24	26	30	40
" <i>o</i> "	52	60	76	84	88	94	102	114	122	132	150	180	200
" <i>p</i> "	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Preis . . . M.	120	140	155	170	185	200	230	270	320	390	500	620	750

**Tabelle 138. Federregulatoren System Trenck. Fig. 1090.**

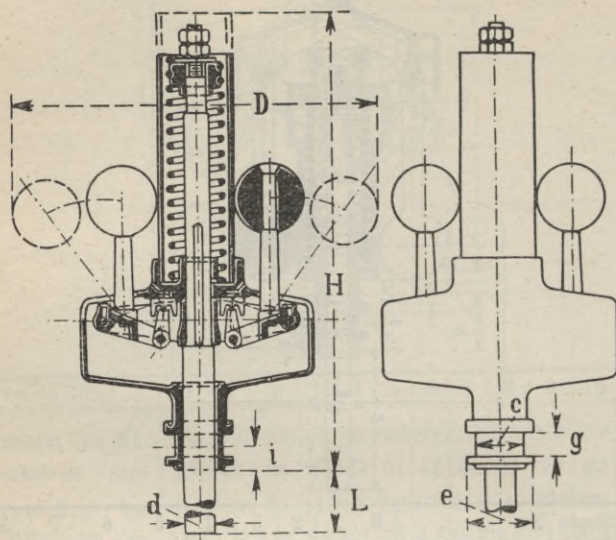
*R. Trenck, Maschinenfabrik, Erfurt.*



Laufende Nr.	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Umdrehungen pro Min.	300	280	260	240	220	200	180	160	160
Muffenhub <i>m</i> . . . mm	30	40	50	60	70	80	95	115	115
Energie <i>S</i> . . . kg	42	63	100	162	240	340	450	610	760
Arbeitsvermögen . kgm	1,3	2,5	5	9,7	16,8	27,2	42,7	70	87,5
Maass <i>D</i> . . . mm	300	365	430	510	600	700	820	950	990
" <i>H</i> . . . "	355	425	490	570	670	780	910	1075	1075
" <i>U</i> . . . "	45	55	65	75	85	95	105	135	110
" <i>L</i> . . . "	400	450	550	650	775	900	1050	1200	1200
" <i>I</i> . . . "	40	50	60	70	80	90	100	110	110
" <i>d</i> . . . "	25	30	35	40	45	50	60	70	70
" <i>d'</i> . . . "	20	25	30	35	40	45	50	55	55
" <i>g</i> . . . "	22	23	25	30	35	40	45	60	60
" <i>c</i> . . . "	40	45	50	60	70	80	95	115	115
" <i>e</i> . . . "	60	65	75	90	105	125	145	170	170
" <i>i</i> . . . "	25	28	30	35	45	50	60	75	75
" <i>k</i> . . . "	12	15	15	15	15	20	20	25	25
Preis poliert . . . <i>M.</i>	125	140	165	200	245	310	400	515	550

Tabelle 139. **Beyer's Federregulator.** Fig. 1092—1093

Franz Beyer &amp; Co., Maschinenfabrik, Erfurt.

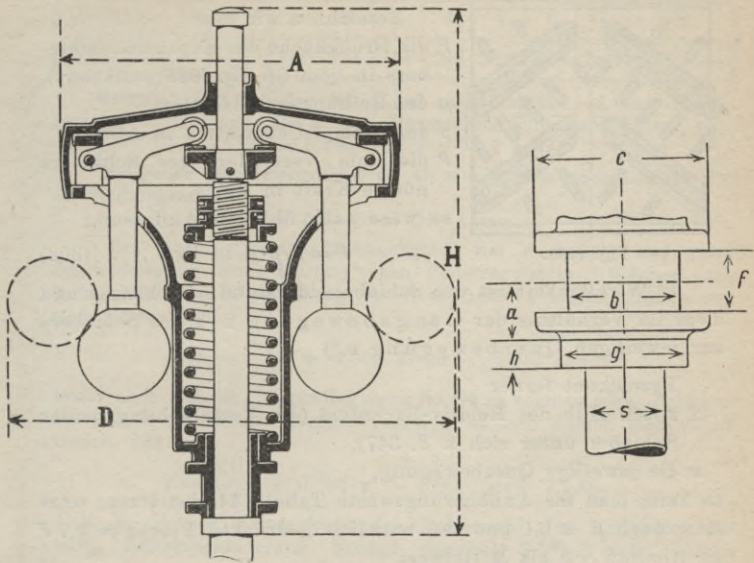


Laufende No.	10	11	12	13	14	15	16	17
Umdrehungen pro Min.	300	280	260	240	220	200	180	160
Muffenhub <i>m</i> . . mm	30	40	50	60	70	80	95	115
Energie <i>S</i> . . kg	42,5	87	150	237	337	475	675	950
Arbeitsvermögen . kgm	1,28	3,48	7,5	14,2	23,6	38	64	110
Maass <i>D</i> . . mm	310	395	490	570	655	760	885	1035
" <i>H</i> . . "	395	510	590	660	775	900	1015	1160
" <i>L</i> . . "	400	450	550	650	775	900	1050	1200
" <i>d</i> . . "	25	30	35	40	45	50	60	70
" <i>g</i> . . "	22	24	26	30	35	40	45	60
" <i>c</i> . . "	40	50	60	65	75	85	95	115
" <i>e</i> . . "	65	75	85	95	110	130	145	170
" <i>i</i> . . "	25	30	30	35	40	50	60	75
Gewicht . . . kg	15	25	40	70	105	150	220	335
Preis poliert . . M.	95	115	140	175	215	280	375	475

Tabelle 140. **Federregulatoren** (D. R. G. M. 148 082).

Fig. 1094—1095.

Steinle & Hartung, Quedlinburg.



Laufende No.	148	149	150	151	152	153	154	155	156
Umdrehungen pro Min.	300	300	280	270	260	250	240	230	210
Muffenhub <i>m</i> . . mm	30	40	40	50	60	70	80	90	100
Energie <i>S</i> . . kg	37	54	80	106	160	242	335	518	835
Arbeitsvermögen . kgm	1,1	2,16	3,2	5,3	9,6	16,9	26,8	46,5	83,5
Maass <i>A</i> . . . mm	240	260	285	315	365	410	450	500	560
" <i>D</i> . . . "	285	320	440	480	550	625	705	785	855
" <i>H</i> . . . "	360	415	470	530	587	631	710	810	916
" <i>s</i> . . . "	30	30	38	40	45	50	55	60	70
" <i>a</i> . . . "	25	25	30,5	30,5	35	35	37,5	55	65
" <i>b</i> . . . "	40	44	50	52	60	70	75	90	115
" <i>c</i> . . . "	65	70	80	85	100	110	120	135	170
" <i>f</i> . . . "	25	25	25	25	30	35	35	50	60
" <i>g</i> . . . "	50	55	70	70	70	70	85	100	105
" <i>h</i> . . . "	15	15	18	20	20	20	20	22	25
Preis poliert . . M.	115	130	145	165	195	240	300	400	520



## Wahl der Grösse eines Regulators.

## a. Riderflachschieber.

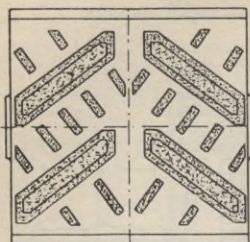


Fig. 1096.

Bezeichnen wir mit  
 $F$  die Druckfläche des Expansionsschiebers in qcm (in Fig. 1096 punktiert),  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten,  
 $p$  den Dampf-Überdruck in Atm.,  
 $P$  die zum Verstellen des Schiebers nötige Kraft in kg,  
 so wäre nach üblicher Auffassung

$$P = F \cdot p \cdot \mu \text{ in kg} \quad \dots (302)$$

In Wirklichkeit ist der Schieberwiderstand viel kleiner und zwar im Verhältnis der Längsbewegung  $2 \cdot x$  des Schiebers zur jeweiligen Querbewegung  $u$ .\*)

Bezeichnet ferner

$2x$  den Hub des Relativ-Excenters (die Verschiebung beider Schieber unter sich s. S. 347),

$u$  die jeweilige Querbewegung,

so kann man als Annäherungswerte Tabelle 141 benützen, setzt man noch  $\mu = 0,1$  und die wirklich gedrückte Fläche =  $0,7 F$  so erhalten wir als Mittelwert

$$P = 0,7 F \cdot 0,1 \cdot p \cdot \frac{u}{2 \cdot x} \quad \dots (303)$$

Tabelle 141. Werte von  $\frac{u}{2 \cdot x}$  und Zeit  $t$ \*\*)

Belastungsänderung =	5	10	15	20	40	60	80%
$\frac{u}{2 \cdot x} =$	0,05	0,06	0,13	0,17	0,3	0,55	0,65
in Sek $t =$	$0,4 \cdot \frac{60}{n}$	0,5	1	1,4	2,5	4,5	$5 \cdot \frac{60}{n}$

Als normal gelte 10% Belastungsänderung, damit soll die Verschiebung während einer Umdrehung stattfinden und wir erhalten:

$$P = 0,7 \cdot 0,1 \cdot 0,06 \cdot F \cdot p \sim 0,004 F \cdot p \quad \dots (304)$$

Man wird also für einen Riderflachschieber als Schieberwiderstand den Wert der Gleich. 304 einsetzen und für grössere Belastungsänderungen als 10% eine grössere Zeit  $t$  zum Verstellen der Steuerung in Kauf nehmen. Die Zeit  $t$  kann man aus Tabelle 141 entnehmen.

\*) Auf diese Rechnungsweise wurde ich von Prof. Tolle aufmerksam gemacht.

\*\*) Zeit  $t$  giebt an, in welcher Zeit die Steuerung verstellt wird.

Zur schnellen Ermittlung der Druckfläche  $F$  dient Tabelle 142.

**Tabelle 142. Werte der Druckfläche  $F$  für Riderflachschieber**  
(s Seite 348).

Schieber No.	1	2	3	4	5	6	7	8
Druckfläche $F =$	100	124	158	186	216	260	368	458 qcm.

**Beispiel:** Der Schieber No. 5 hat nach Tabelle 142 eine Druckfläche  $F = 216$  qcm. Bei 7 Atm. Dampfdruck wird nach Gleich. 304:  
 $P = 0,004 \cdot 216 \cdot 7 \sim 5,2$  kg.

Die ganze Querbewegung  $h = 46$  mm, mithin nach Gleich. 295 die Reibungsarbeit  
 $= 5,2 \cdot 46 \sim 240$  kgmm.

Bei einem Unempfindlichkeitsgrad von  $\varepsilon = 0,04$  und unter Zugrundelegung eines Hartung'schen Federregulators, welcher nach Tabelle 121 eine Eigenreibung von  $R = 0,003 S$  besitzt, müsste sein nach Gleich. 296:

$$S \cdot m = \frac{240}{0,04} + 0,003 S \cdot m \sim 6000 \text{ kgmm,}$$

wofür nach Tabelle 133 ein Regulator **No. 95** zu nehmen wäre. Letzterer hat jedoch ein Arbeitsvermögen von  $S \cdot m = 6880$  kgmm, mithin nach Gleich. 294:

$$\varepsilon = \frac{240}{6880} + 0,003 \cdot \varepsilon \sim 0,035 \text{ bzw. } 3,5 \text{ ‰,}$$

d. h. die grösste Schwankung der Tourenzahl des Regulators bei 10 ‰ Belastungsänderung beträgt demnach 3,5 ‰, meist jedoch  $\frac{\varepsilon}{2} = 1,75 \text{ ‰}$ . Für Schwungrad nach Gleich. 301 Seite 308 soll dann sein  $\delta_0 \leq 0,035$ .

### b) Riderbüchsen und Kolbenschieber.

Bei diesen fällt der Widerstand zum Verstellen erheblich kleiner aus, da der Schieber vollständig entlastet ist und nur der durch das Gewicht des Schiebers sich ergebende Reibungswiderstand und die Stopfbüchsenreibung überwunden werden muss.

### c) Ventilsteuerung.

Der Widerstand lässt sich bei Ventilsteuerung rechnerisch kaum ermitteln und muss man hierfür Erfahrungswerte, welche die Praxis ergibt, zu Grunde legen.

Um nun für die

#### verschiedenen Steuerungsarten

von vornherein über den Schieberwiderstand Annäherungswerte zu besitzen, ist Tabelle 143 entworfen. Dieselbe giebt den Arbeitsbedarf der Verstellung der Steuerungen in kgmm.

**Beispiel zu Tabelle 143** Seite 322: Eine Dampfmaschine von 400 mm Cylinderdurchm. ist mit Kolbensteuerung ausgerüstet. Nach Tabelle 143 beträgt der Arbeitsbedarf 280 kgmm. Legt man nun einen Beyer-Regulator zu Grunde, welcher nach Tabelle 121 eine  
Haeder, Dampfmaschinen.

Eigenreibung von  $R = 0,01 S$  besitzt und nimmt als Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon = 0,04$  an, so ist nach Gleich. 296, Seite 305:

$$S \cdot m = \frac{280}{0,04} + 0,01 S \cdot m \sim 7000 \text{ kgmm} = 7 \text{ kgm.}$$

Diesem entspricht nach Seite 318 ein Regulator No. 12 mit 7,5 kgm.

**Tabelle 143. Arbeitsbedarf  $\mathcal{A}$  zum Verstellen der Steuerungen in kgmm.**  
(für 10% plötzliche Belastungsänderung s. Seite 320).

Cyl.-Durchm. =		200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
Rider- Schieber	flach	100	200	350	550	800	1100	—	—	—	—	—	—
	halbrd.	60	120	220	350	500	600	—	—	—	—	—	—
	Büchsen	50	100	160	220	280	320	360	560	730	900	1050	1200
Ventil- steuerg.	auslös.	—	70	130	190	230	280	320	440	560	670	780	890
	zwangl.	—	130	190	230	280	320	360	560	670	780	890	1000

Beispiel hierzu Seite 321 unten.

### Oelbremse.\*)

**Anwendung:** Bei zu kleinem Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  des Regulators.

**Zweck:** Das Verhindern des unruhigen Schwankens um eine mittlere Gleichgewichtslage, hervorgerufen durch die Trägheit der Massen.

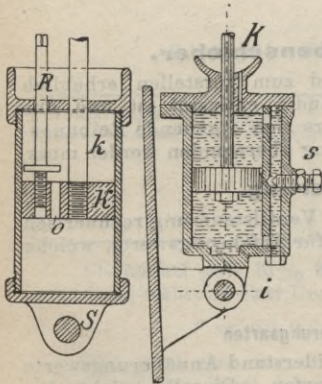


Fig. 1097—1098. Oelbremsen.

Maassstab 1 : 4.

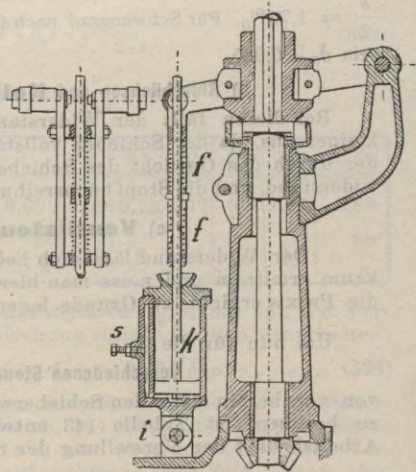


Fig. 1099—1100.

Oelbremse nach Dr. Proell.

\*) Indirekt wirkende Regulatoren (S. 324) brauchen keine Oelbremsen.

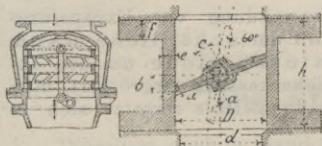
**Ausführung:** Verbreitetste Konstruktionen zeigen die *Fig. 1097—1098*. Der Uebertritt des Oeles oder Glycerins, mit welchem der Cylinder gefüllt ist, wird reguliert in *Fig. 1097* durch die Schraube *R*, und in *Fig. 1098* durch die Schraube *s*.

Eine Oelbremse mit Federgehänge nach *Dr. Proell* ist in *Fig. 1099—1100* dargestellt. Es soll hier die starre Verbindung der Bremskolben mit dem Regulator durch eine elastische ersetzt werden.

### Regulierung der Maschinen durch Drosseln.

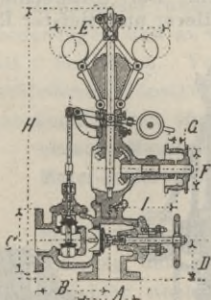
Bei kleineren Maschinen (unter 200 Cylinderdurchmesser) lässt man den Regulator nicht auf die Steuerung, sondern auf eine Drosselklappe oder Drosselventil einwirken, und nimmt den Dampfverlust durch Drosseln in Kauf.

Einfachste Ausführung von Drosselklappe und Drosselventil.



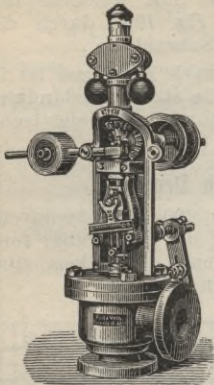
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
20	30	2	5	8	8	16	130	25
30	40	2	7	10	10	16	140	35
40	50	3	9	10	10	18	150	50
50	60	3	10	10	12	18	160	65
60	70	4	12	12	12	18	175	80
70	80	4	14	12	12	20	185	95
80	90	5	16	13	12	20	200	110
90	100	5	18	14	13	20	215	120
100	105	6	20	15	13	20	230	130
110	125	6	22	16	13	22	240	140
120	135	7	24	18	14	22	250	150

Tabelle 145. Universal-Regulier-Apparat. *Fig. 1103—1104*  
v. *Herm. Hartung, Düsseldorf.*



Laufende Nummer . . . . .	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Durchmesser des Dampfrohres . . . . .	30/35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Gewöhnliche Tourenzahl pr. Min. . . . .	185	185	185	170	170	170	155	155	155	155
Energie in der Ventilstange bei 2% Geschwindigkeitsänderung in kg . . . . .	1,8	1,8	1,8	4	4	4	6	6	6	6
Dimension A . . . . .	130	140	160	175	185	200	215	230	245	260
"  B . . . . .	180	180	185	220	225	230	265	270	270	285
"  C . . . . .	130	140	160	175	185	200	215	230	245	260
"  D . . . . .	95	95	105	115	120	135	145	156	156	175
"  E . . . . .	290	290	290	380	380	380	445	445	445	445
"  F . . . . .	160	160	160	125	125	125	140	140	140	140
"  G . . . . .	50	50	50	65	65	65	70	70	70	70
"  H . . . . .	660	670	750	810	820	845	1045	1065	1065	1080
"  J . . . . .	190	190	190	220	220	220	275	275	275	275
Preis in Mark . . . . .	175	185	195	220	235	255	280	300	320	385

## Expansionsapparate.



Expansionsapparat  
v. Fritz Voss, Köln.

Die Anbringung eines Expansionsapparates ist bei alten Maschinen unter Umständen vorteilhaft. Neue Maschinen mit solchen zu versehen, scheint wegen deren Kostspieligkeit überflüssig und erweckt in dem Beschauer die Ueberzeugung, dass der Konstrukteur nicht die nötigen Kenntnisse für den Entwurf einer selbstthätigen Expansion besitzt.

Die meisten Expansionsapparate geben dem Dampf nur für einen bestimmten Füllungsgrad den nötigen Durchgangsquerschnitt, während bei den anderen Füllungsgraden eine **starke Drosselung** stattfindet.

Durch Anwendung von Expansionsapparaten wird der schädliche Raum der Expansionsperiode um den Inhalt des Schieberkastens vergrößert, man füttert letzteren deshalb mit Eisen aus; Holz zersetzt sich in einigen Jahren.

## Indirekt wirkende Regulatoren.

Dieselben sind teurer in der Herstellung, regulieren aber viel besser als die direkt wirkenden. Der Unterschied in der Tourenzahl zwischen höchster, mittlerer und tiefster Regulatorstellung ist hier fast gleich Null.

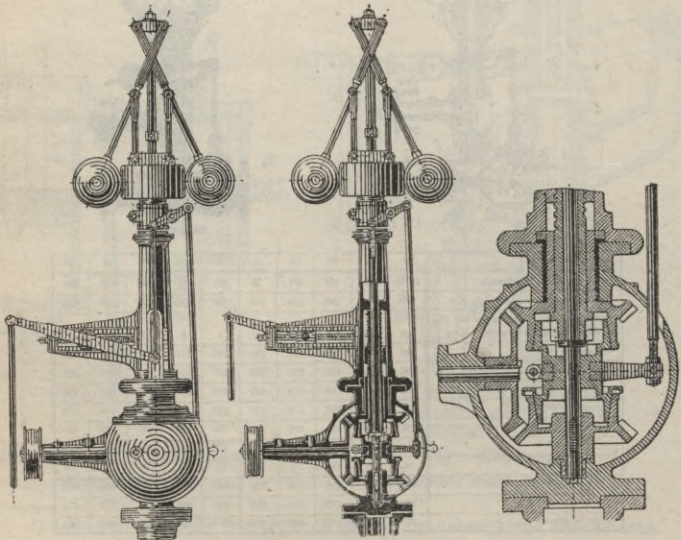
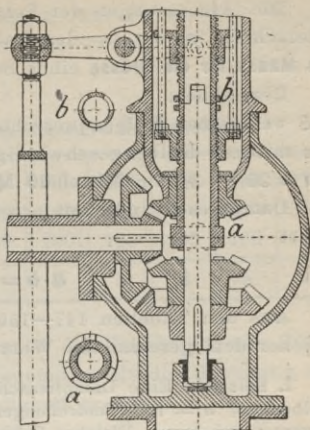


Fig. 1106—1108.

Indirekt wirkender Regulator mit Reibungskuppelung von Ed. König.

Fig. 1109—1111.  $\frac{1}{12}$  der nat. Grösse  
(mit Klauenkuppelung).

In der mittleren Stellung ist die obere und untere Klaue bzw. Reibungskuppelung ausgerückt. Hebt sich der Regulator, so kommt die obere Kuppelung in Eingriff und bewirkt durch Drehen der Gewindemuffe die Verschiebung der Zugstange der Steuerung.



## Die Steuerungen.

Dieselben sind in Band 2 ausführlich behandelt. An dieser Stelle wollen wir uns nur mit Normalien gebräuchlicher Flachschiebersteuerungen befassen.

In der Hauptsache unterscheidet man 2 Arten von Flachschiebersteuerungen und zwar solche mit einem Schieber und solche mit 2 Schiebern. Von beiden Arten sind eine grosse Zahl verschiedener Konstruktionen entstanden, von denen die zur Zt. gebräuchlichsten sind:

- einfache Muschelschieber,**
- Meyer-Schieber, fixe Expansion,**
- "    "    veränderliche Expansion,
- Rider-Schieber, runde, halbrunde und flache.**

Die Berechnung der Kanaldimensionen ist auf Seite 197 erklärt und sei hier noch bemerkt, dass man den Kanal im Grundschieber  $a_1$ , also für den Dampfeintritt, kleiner macht als den Kanal im Schieberspiegel  $a$ , also für den Dampfaustritt, und zwar etwa

$$a_1 \sim 0,8 a \dots \dots \dots (305)$$

man lässt also für den Dampfeintritt eine grössere Dampfschwwindigkeit zu.

Die Kanalweite  $a_0$  (Fig. 1130, Seite 330) ist so gross zu wählen, dass in äusserster Schieberstellung noch die Kanalweite  $a$  offen bleibt, also

$$a_0 \geq i + r + a - c \dots \dots \dots (306)$$

Bedeutung der einzelnen Buchstaben s. Seite 331 u. f.

Die Abmessungen der Schieber sind abhängig vom Kanalquerschnitt  $a \cdot b$ . In den Tabellen 147—156 ist deshalb  $a \cdot b$  als Maass für die Grösse eines Schieber zu Grunde gelegt.

Bezeichnet:

$Q$  wirksamer Kolbenquerschnitt in qcm (Gleich. 10, Seite 27),

$c$  mittlere Kolbengeschwindigkeit in Mtr. pro Sek.,

$v = 26 - 34$ , im Mittel **30** Mtr. . . . . (306a)

Dampfgeschwindigkeit pro Sek. (vergl. auch Seite 197),

so ist

$$a \cdot b = \frac{Q \cdot c}{v} \text{ in qcm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (307)$$

Aus den Tabellen 147—156 nimmt man nun einen Schieber, welcher dem gerechneten Wert am nächsten kommt.

**1. Beispiel:** Eine Dampfmaschine von 200 mm Durchm., 300 mm Kolbenhub,  $n = 150$  Umdrehungen pro Min., soll **einfache** Schiebersteuerung erhalten. Welcher Schieber ist zu nehmen?

Nach Gleich. 9, Seite 27:

$$\text{mittl. Kolbengeschw. } c = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 150}{60} \sim 1,5 \text{ Mtr.}$$

Nach Gleich. 10, Seite 27:

$$\text{wirks. Kolbenfl. } Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 20^2 \sim 307 \text{ qcm,}$$

nach Gleich. 306a setzen wir  $v = 30$  Mtr., mithin nach Gleich. 307:

$$\text{Kanalquerschnitt } a \cdot b = \frac{307 \cdot 1,5}{30} \sim 15,4 \text{ qcm,}$$

entspr. einem einfachen Schieber **No. 5** nach Tabelle 147, Seite 329.

**2. Beispiel:** Für eine Maschine 425 mm Durchm., 800 mm Hub,  $n = 75$  Umdrehungen pro Min., ist eine Doppelschiebersteuerung zu bestimmen.

Nach Gleich. 9, Seite 27:

$$\text{mittl. Kolbengeschw. } c = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 75}{60} \sim 2 \text{ Mtr.,}$$

Nach Gleich. 10, Seite 27:

$$\text{wirks. Kolbenfl. } Q = 0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 42,5^2 \sim 1390 \text{ qcm,}$$

mithin nach Gleich. 307:

$$\text{Kanalquerschnitt } a \cdot b = \frac{1390 \cdot 2}{30} \sim 93 \text{ qcm,}$$

also nach Seite 347 ein Doppelschieber **No. 7**.

## I. Einfache Schiebersteuerung.

Dieselbe wird angewandt für kleinere Maschinen bis etwa 225 Durchm. und ist für einen bestimmten Füllungsgrad (meistens 60 bis 70 %) eingerichtet. Man kann auch 50 % erreichen. Die Regulierung des Ganges bzw. der Leistung erfolgt durch Drosselapparat (vgl. Seite 323).

Die für unsere Normalmaschinen (Tabelle 46 Seite 68) geeigneten Schiebergrößen können aus Tabelle 146 entnommen werden.

Tabelle 146. Schiebergrößen für normale Maschinen.

Cylinderdurchm.	$D =$	75	90	120	160	190	225
Kolbenhub	$H =$	120	160	200	250	300	350
Touren pro Min.	$n =$	230	200	180	165	150	135
Schieber No.		1	2	3	4	5	6

(Seite 328 bis 331.)

Bei den kleinsten Schiebern ist die Kanalweite mit Rücksicht auf Ausführung grösser genommen als die Rechnung mit  $v = 26-34$  Mtr. Dampfgeschwindigkeit ergibt.

### Ausführungsformen der Muschelschieber.

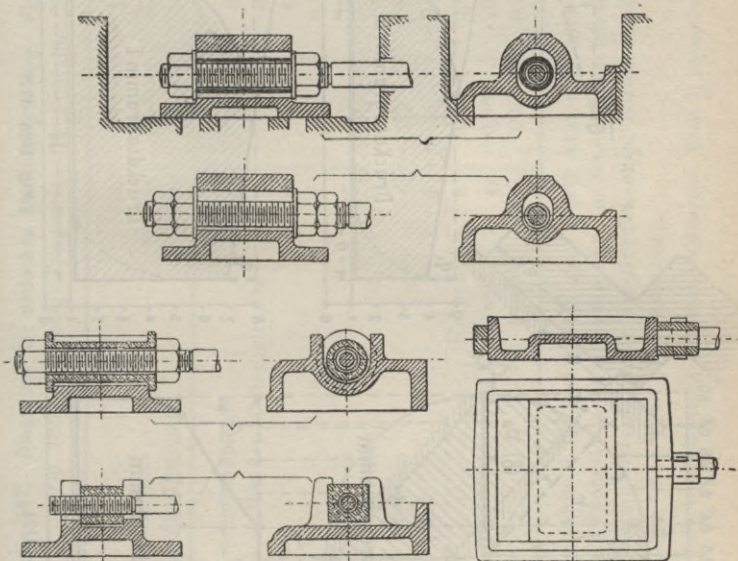


Fig. 1112-1121.

Man erkennt aus Fig. 1112-1121 das Bestreben, den Angriff der Schieberstange möglichst in die Nähe des Schieberspiegels zu bringen, um Unrundwerden des letzteren zu vermeiden.



**Schieberdiagramm.**

$T_k$  Totpunkte der Maschinenkurbel,  
 $OG$  Richtung des Excenters bei Beginn des Hubes.

$XX$  Mittellage des Excenters.

$OV_e$  Beginn des Dampfeintritts,

$OE_x$  Dampfeintritt geschlossen,

$OV_a$  Beginn des Dampfaustritts,

$OC$  Dampfaustritt geschlossen.

**Druckdiagramm I. u. II.**

$q_1$  ist die auf die Kolbenfläche reduzierte Fliehkraft der hin- und hergehenden Massen im toten Punkt (unendlich lange Treibstange).

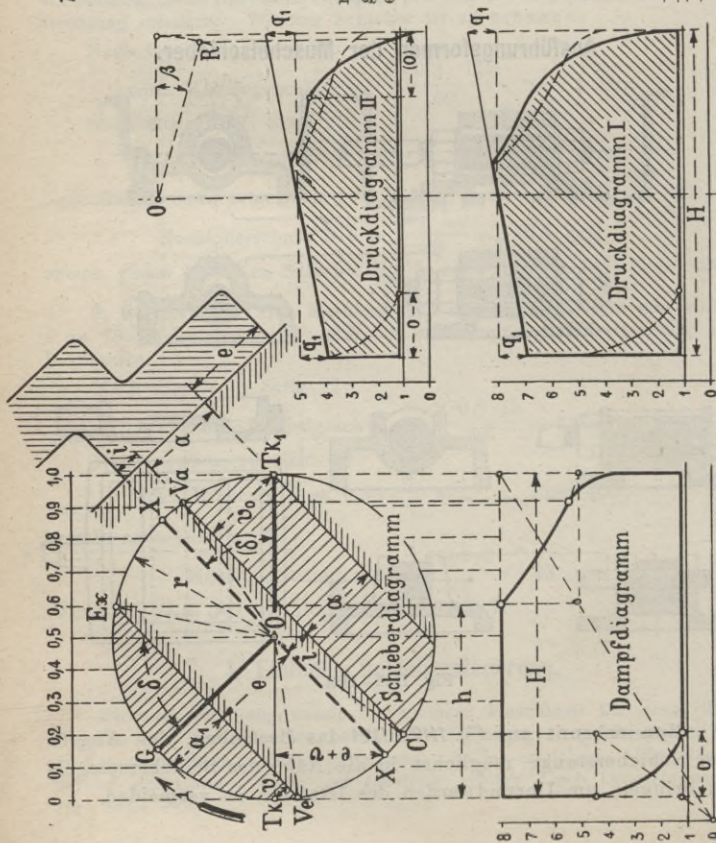


Fig. 1125—1127.

Fig. 1122—1124.

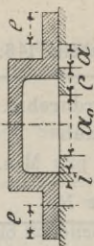
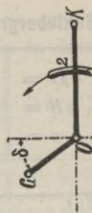


Fig. 1128—1129.

Pfeil 1 Drehrichtg. der Diagrammkurb,  
 Pfeil 2 Drehrichtg. der Maschinenkurb.

Tabelle 147. Diagramm der einfachen Schiebersteuerung. Fig. 1122—1129. (S. auch Seite 13)  
(Fig. 1122—1127 zeigt Diagramm für Schieber No. 4 in natürl. Grösse.)

Schieber . . . . .	No.	1	2	3	4	5	6
Kanalquerschnitt in qcm . . . . .	$a \cdot b =$	2,1	3,6	5,8	10	15,4	22,4
(Beiläufiger Cylinder-Durchm.) . . . . .	$D =$	(75)	(90)	(120)	(160)	(190)	(225)
Kanalweite im Schieberspiegel . . . . .	$a$	7	8	9	11	14	16
Nötige Kanalweite für den Dampfeintritt . . . . .	$a_1$	5	6	7	9	11	13
Aeusserer Deckung . . . . .	$e$	7	8	10	12	15	18
Innere Deckung*) . . . . .	$i$	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Excentricität . . . . .	$r$	12	14	17	21	26	31
Aeusseres lineares Voreilen . . . . .	$v$	1,5	1,5	2	2,5	3	4
Inneres lineares Voreilen . . . . .	$v_0$	6,5	7	9	11	14	18,5
Voreilwinkel in Grad . . . . .	$\delta$	45	43	45	44	44	45
Cylinderfüllung . . . . .	$h$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Verfrühter Dampfaustritt . . . . .	$v_e$	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
Kompression . . . . .	$\sigma$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	gesetzt						

Aus Druckdiagramm I ist ersichtlich, dass bei 7 Atm. abs. und voller Arbeit der Maschine Tourenzahl nach Tab. 146 der Druckwechsel im Gestänge genau im toten Punkt stattfindet, dagegen zeigt das Druckdiagramm II, wie bei 5 Atm. abs. Eintrittsspannung der Druckwechsel bereits in der Kurbelstellung  $OR$ , um den  $\sphericalangle \beta$  vor dem toten Punkte erfolgt; siehe auch Massenwirkung.

\*) Für gleiche Kompressionswege [siehe auch Fehlerglied, Band 2] nehme man die innere Deckung vorn = 1,3 $i$ , hinten = 0,7 $i$ .

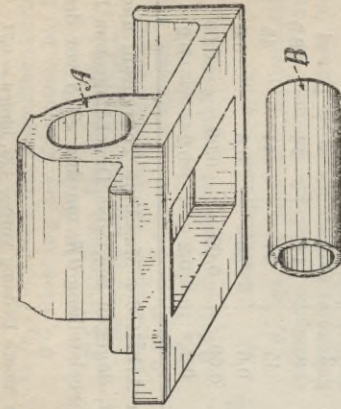


Fig. 1134—1135. Gewöhnlicher Muschelschieber.  
A Dampfschieber, B dickwandiges Pressrohr zu A, wird genau eingepasst, so dass man die Schieberstangenmuttern fest anziehen und der Schieber sich noch leicht zwischen den Unterlegscheiben bewegen und so trotz eventl. Abnutzung sich stets auf den Schieber-spiegel aufsetzen kann.

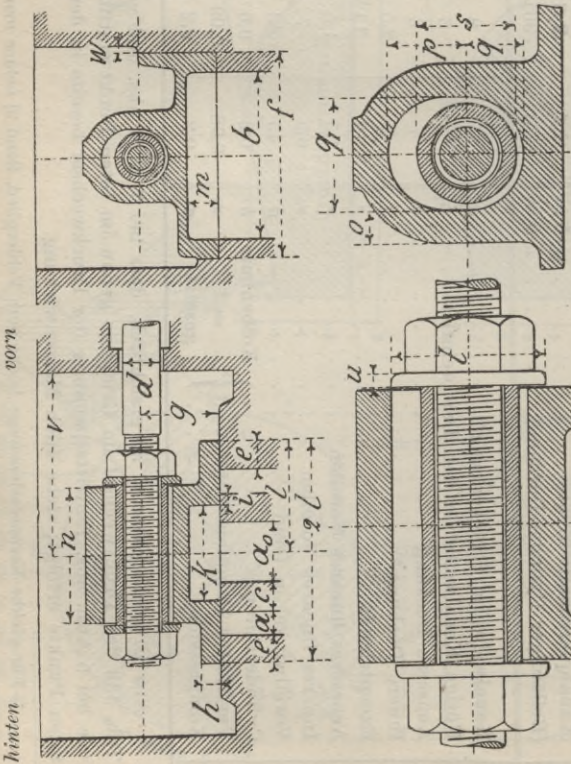


Fig. 1130—1138. Muschelschieber.

Tabelle 148. Einfache Schiebersteuerung. Fig. 1130—1133.

(Zum Schieberdiagramm Tabelle 147, Seite 329, also für 0,6 Füllung.)

Schieber		Schieberspiegel										Schieber										Kasten		Exc.			
No.	a·b	$a_0$	$D^*$	a	b	c	d	e	f	g	h	i**)	k	l	m	n	o	p	q	q <sub>I</sub>	s	t	u	v	w	r	
1	2,1	10	(75)	7	30	14	13	7	54	25	7	2	34	33	9	44	6	15	12	24	24	20	32	3	70	3	12
2	3,6	12	(90)	8	45	15	16	8	73	28	8	2,5	37	37	10	47	6	17	14	28	24	35	3	80	3,5	14	
3	5,8	15	(120)	9	65	16	16	10	97	31	9	3	41	42,5	12	52	7	18	14	28	24	35	3,5	90	4	17	
4	10	20	(160)	11	90	17	20	12	126	36	10	3,5	47	50	14	61	8	20	16	32	28	43	4	100	4,5	21	
5	15,4	28	(190)	14	110	18	20	15	150	39	11	4	56	61	16	72	8	20	16	32	28	43	4,5	115	5	26	
6	22,4	34	(225)	16	140	19	23	18	190	44	12	4,5	63	70	18	81	9	23	18	36	32	50	5	130	5	31	

\*) Beiäufiger Cylinderdurchm. bei Hub und Touren nach Tabelle 146, Seite 327.

\*\*) Für gleiche Kompressionswege nehme man die innere Deckung vorn  $1,3^i$ , hinten 0,7 i. Betr. Breite der Tragleiste 0,5 (f — b) beachte man Seite 382 oben.

## II. Doppelschiebersteuerung.

### a) Meyer-Steuerung, fixe Expansion.

Dieselbe wird ausgeführt für kleine und mittlere Maschinen und meistens für einen **Füllungsgrad** von etwa 30% eingerichtet. Die Regulierung erfolgt durch Drosselapparate (s. Seite 323).

Die allgemeine Form einer solchen Steuerung zeigt *Fig. 1137* bis *1138*.

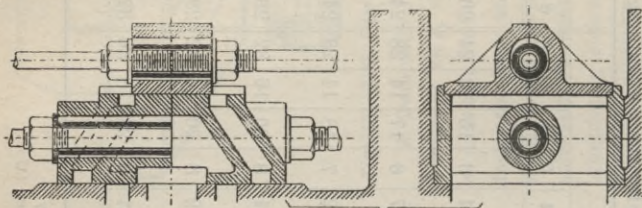


Fig. 1137—1138. Steuerung mit fixer Expansion.

### b) Meyer-Steuerung, veränderliche Expansion

unterscheidet sich von der vorhergehenden in der Hauptsache durch Anwendung eines geteilten Expansionschiebers. Die Expansionschieberstange erhält **Rechts- und Linksgewinde**, sodass man durch Drehen derselben die Expansionschieber der Leistung der Maschine entsprechend einander nähern oder weiter auseinander bringen kann. Die grösste Füllung, die ein solcher Schieber zulässt, wird erreicht, wenn die Expansionschieber dicht zusammen stehen.

Diese Steuerung findet hauptsächlich Anwendung für Maschinen mit nahezu konstanter Arbeitsleistung und für Niederdruckcylinder von Mehrfach-Expansionsmaschinen. Die Regulierung erfolgt von Hand mit Hilfe der Stellvorrichtungen Seite 338 u. f. Man findet, allerdings selten, auch Verstellen der Expansionschieberlappen durch Regulatoren, hierfür sind jedoch umständliche und teure Einrichtungen erforderlich.

In *Fig. 1139—1140* ist die allgemeine Form eines solchen Schiebers dargestellt.

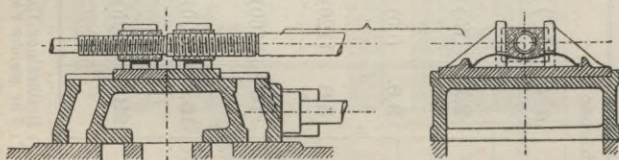


Fig. 1139—1140. Meyersche Steuerung mit veränderlicher Expansion.

Bei der Konstruktion hat man darauf zu achten, dass die Entfernung vom Angriffspunkt der Expansionschieberstange und Grundschieber möglichst klein wird (*Fig. 1141*), um Unrundwerden und Ecken zu vermeiden.

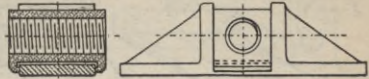


Fig. 1141.

Ferner hat man auf das Einbringen der Expansionschieber zu achten, d. h. den Schieberkasten gross genug zu wählen. *Fig. 1143* zeigt ein derartiges Zusammenbauen.

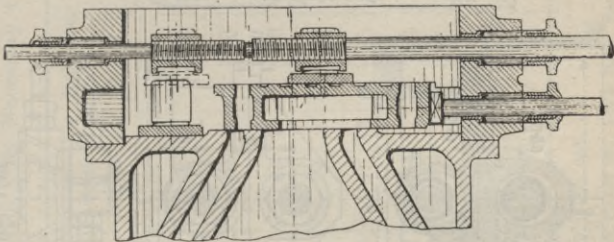


Fig. 1143. Einbauen der Expansionschieber.

Man baut die beiden Mitnehmermuttern, wie in *Fig. 1143* angedeutet, ein und kann dann die Mutter der Expansionschieber, links beliebig drehen.

Zur Erzielung einer guten Schieberführung führt man die Schieberstange des Grundschiebers durch wie in *Fig. 1137* und auf Seite 334 und 336. Ausführungen mit Hammerkopf wie in *Fig. 1139* ergeben allerdings eine geringere Entfernung vom Schieber Spiegel bis Mitte Schieberstange, aber die Führung an sich wird schlechter, deshalb sollte man diese Anordnung unterlassen.

Um nun die Vorteile des möglichst tiefen Stangenangriffs mit dem der guten Führung zu vereinigen, wendet man Schieberrahmen an (*Fig. 1165*, Seite 338). Dieselben werden aus Schmiedeeisen hergestellt und genau schliessend auf den Grundschieber gepasst, sind aber in der Herstellung sehr teuer.

Betr. Benutzung der Tabellen 150 und 151 beachte man, Seite 326.

Die für unsere Normalmaschinen (s. Seite 68) geeigneten Schiebergrössen können aus Tabelle 149 genommen werden.

Tabelle 149. Schiebergrössen für normale Maschinen.

Cylinderdurchm. $D =$	190	225	250	275	300	350	400	450
Kolbenhub . . $H =$	300	350	400	450	500	600	700	800
Umdrehungen . . $n =$	150	135	120	112	106	95	85	77
Schieber No. . . . .	1	2	3	4	5	6	7	8

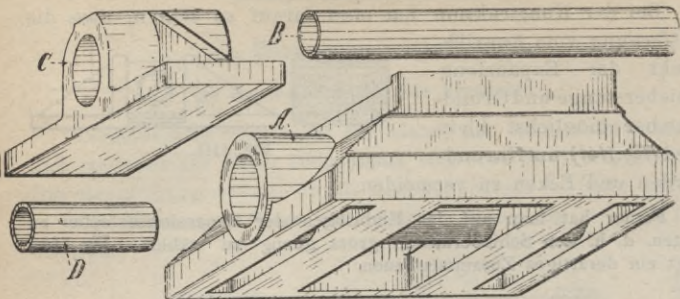


Fig. 1150 - 1155.

*A* Grundschieber, *B* Gasrohr zu *A*, *C* Expansionsschieber zu *A*, *D* Gasrohr zu *C*.

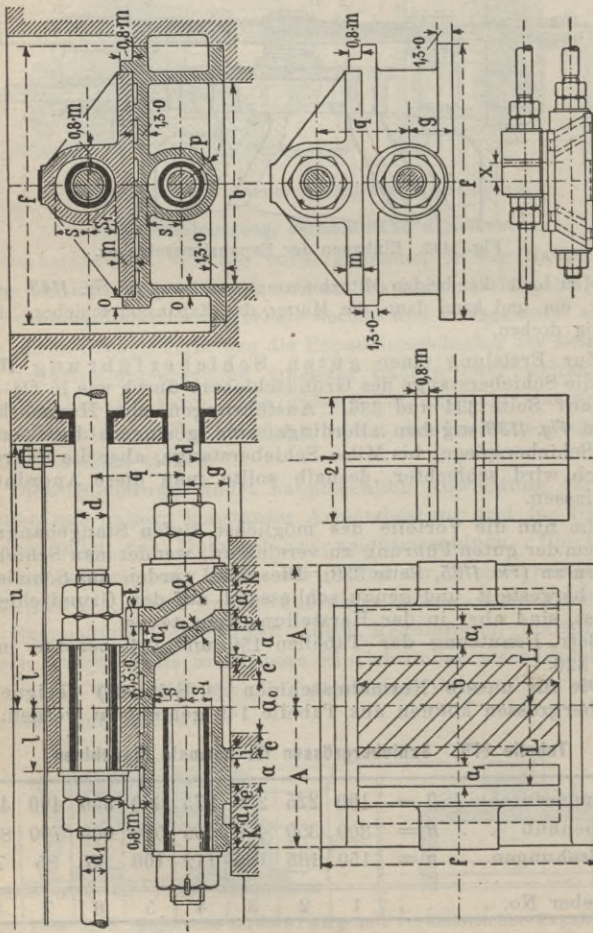


Fig. 1149.

In Fig. 1149 ist die Schieberstellung für die grösste Entfernung  $x$  beider Schieber unter sich dargestellt. Das Maass  $x$  ist gleich der Excentricität des sog. Relativexcenters, vergl. Diagramm Seite 346.

Fig. 1144-1148.

Tabelle 150. Doppelschiebersteuerung, fixe Expansion. Fig. 1144—1149. (Schieberdiagramm s. S. 346.)

(Abbildung Fig. 1144—1148 zeigt Schieber No. 3 im Maassstab 1 : 6.)

Schieber		Schieberspiegel				Stangen		Schieber																
No.	$a \cdot b$	$D^*$	$a$	$a_0$	$a_1$	$b$	$c$	$d$	$d_1$	$e$	$f$	$g$	$i$	$k$	$m$	$o$	$p$	$q$	$s$	$s_1$	$t$	$u$	$A$	$L$
1	15,4	(190)	14	24	12	110	18	20	15	11	150	28	5	16	12	8	7	64	20	15	10	155	82	50
2	22,4	(225)	16	30	13	140	19	23	18	13	190	31	6	18	12	8	7	70	23	18	11	175	94	57
3	32	(250)	20	42	16	160	20	26	21	16	220	35	8	19	13	9	8	76	26	20	14	210	112	65
4	39,6	(275)	22	48	18	180	21	26	21	18	250	35	9	20	14	9	8	82	26	20	15	230	123	75
5	48	(300)	24	54	20	200	22	29	24	20	280	40	10	22	15	10	9	85	30	23	16	255	135	85
6	69	(350)	30	68	24	230	24	32	27	24	320	43	12	24	16	12	10	94	32	25	20	300	160	95
7	91	(400)	35	82	28	260	26	35	29	28	360	46	14	27	17	14	11	102	34	26	25	340	185	110
8	116	(450)	40	94	32	290	28	39	32	32	400	49	16	31	18	16	12	110	36	28	30	390	210	125

\*) Beiläufiger Cylinderdurchm. bei Hub und Touren nach Tabelle 149, Seite 333.

Das Maass  $l$  ist abhängig vom Füllungsgrad, man beachte Diagramm Seite 346, auch betr. der Excentricitäten. Betr. Breite der Tragleiste 0,5 ( $f - b$ ) beachte man Seite 352 oben.



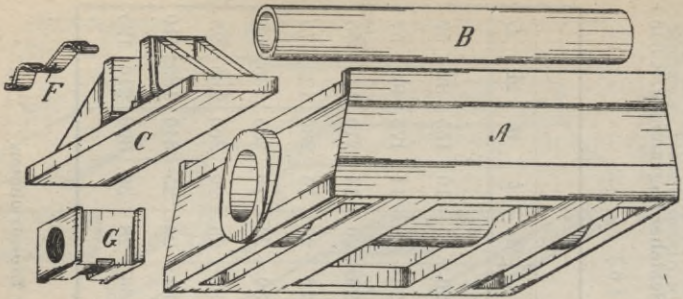


Fig. 1160—1164. Teile zur Meyer-Steuerung.

A Grundschieber, B Gasrohr zu A, C zwei Expansionschieber, F Feder zu C, G zwei Spindelmütern.

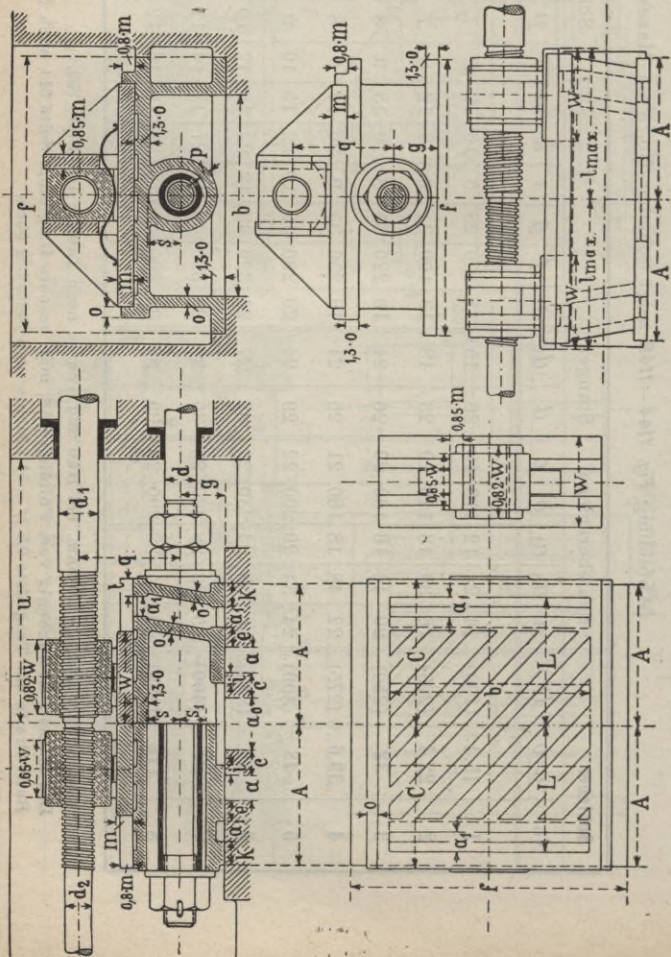


Fig. 1159.

Fig. 1154—1158.

Fig. 1154 Mittelstellung für grösste Fällung, Fig. 1159 für kleinste Fällung.

Tabelle 151. Meyersche Steuerung, veränderliche Expansion. Fig. 1154—1159. (Diagramm Seite 346.)

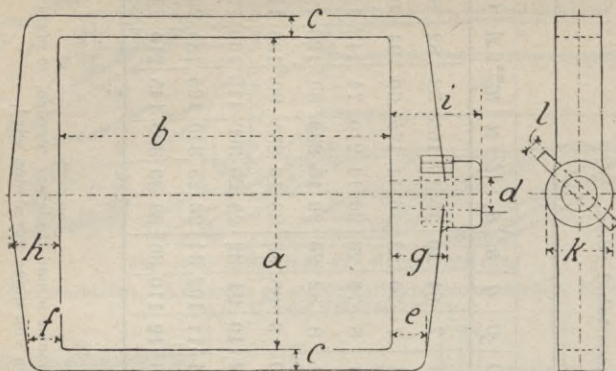
(Abbildung Fig. 1154—1158 zeigt Schieber No. 3 im Maassstab 1 : 6.)

Schieber																		C <sup>**</sup>									
No.	a·b	D <sup>*</sup>	a	a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	b	c	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	e	f	g	i	k	m	o	p	q	s	s <sub>1</sub>	t	u	w <sup>**</sup>	A	C <sup>**</sup>	
1	15,4	(190)	14	24	11	110	18	20	26	15	11	150	28	5	16	12	8	7	64	20	15	10	155	52	82	82	82
2	22,4	(225)	16	30	13	140	19	23	29	18	13	190	31	6	18	12	8	7	70	23	18	11	175	60	94	94	94
3	32	(350)	20	42	16	160	20	26	32	21	16	220	35	8	19	13	9	8	76	26	20	14	210	74	112	112	116
4	39,6	(375)	22	48	18	180	21	26	32	21	18	250	35	9	20	14	9	8	82	26	20	15	230	80	123	123	127
5	48	(300)	24	54	20	200	22	29	35	23	20	280	40	10	22	15	10	9	85	30	23	16	255	90	135	141	141
6	69	(350)	30	68	24	230	24	32	39	26	24	320	43	12	24	16	12	10	94	32	25	20	300	110	160	174	174
7	91	(400)	35	82	28	260	26	35	42	29	28	360	46	14	27	17	14	11	102	34	26	25	340	125	185	200	200
8	116	(450)	40	94	32	290	28	39	45	32	32	400	49	16	31	18	16	12	110	36	28	30	390	145	210	232	232

\*) Beiläufiger Cylinderdurchm. bei Hub und Touren nach Tabelle 149, Seite 333.

\*\*) Für 0—0,65 Füllung, wird die kleinste Füllung grösser als Null gewählt, so können w und C kleiner werden, w muss so gross sein, dass bei der Stellung, grösste Entfernung beider Schieber unter sich, ein Öffnen von innen vermieden wird.

Betr. Breite der Tragleiste 0,5 (f—b) beachte man]Seite 382 oben.

Tabelle 152. **Schieberrahmen.\*)** Fig. 1156—1166.

Maschine												
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l
300	200	135	172	12	26	20	16	30	20	60	52	8
400	250	170	210	14	28	20	16	34	22	65	55	9
500	300	210	246	15	30	22	18	38	24	70	60	9
600	350	250	282	16	32	22	18	42	26	78	65	10
700	400	290	324	18	36	25	20	46	30	86	70	11
800	450	325	364	18	38	25	20	50	33	92	75	12
900	500	380	404	20	40	30	25	55	36	100	80	13
1000	550	420	440	20	42	35	30	60	40	110	84	14

### Stellvorrichtung für Meyersche Steuerung.

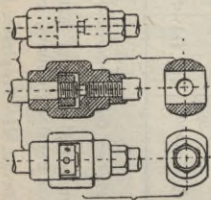
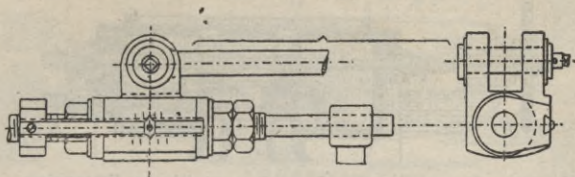


Fig. 1167—1171.

Die Expansionsexcenterstange muss wie bei der **Rider-Steuerung** (vgl. S. 350 u. f.) drehbar sein im Gelenk des Excenterstangenangriffes. Man kann auch zwischen Führungsbock und Schieberkasten eine Muffe (Fig. 1167 bis 1171) einschalten.

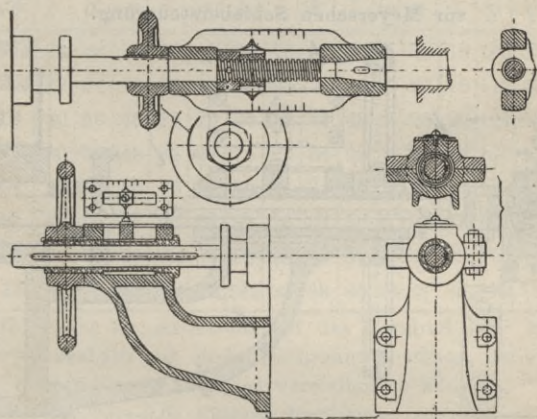
\*) Die Maasse der Tabelle 152 sollen nur als Anhalt dienen, dieselbe stimmen mit den Schiebern nicht genau überein.

Die Stellvorrichtung selbst wird auf verschiedene Art und Weise ausgeführt, Vergl. *Fig. 1172—1180*.



*Fig. 1172—1173*. Einfachste Ausführung für kleine Maschinen.

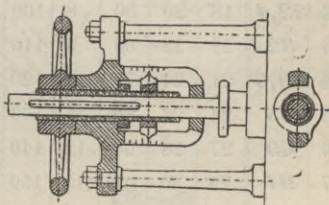
*Fig. 1174—1176* (s. Seite 341).



*Fig. 1177—1180* (s. Seite 340).

Ausführung *Fig. 1174—1176* wird zwischen Führungsbock und Schieberkasten angeordnet, *Fig. 1177—1180* dagegen an der hinteren Schieberkastenwand.

Eine ähnliche Ausführung zeigt *Fig. 1181—1182*. Dieselbe ist etwas einfacher als *Fig. 1177—1180*, darum auch billiger und beansprucht weniger Raum zur Aufstellung.



*Fig. 1181—1182*.

Die am hinteren Ende des Schieberkastens angebrachte Stellvorrichtung hat sich am meisten eingeführt.

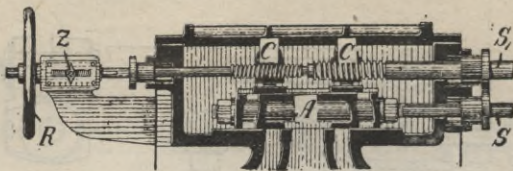


Fig. 1183. Meyer'scher Schieber mit verstellbarer Expansion.  
R Handrad, Z Zeiger, welcher die jeweilige Füllung anzeigt, C und C' Expansionsschieber.

Tabelle 153. **Stellvorrichtung mit Scala** (Fig. 1184—1186)  
zur Meyer'schen Schiebersteuerung.

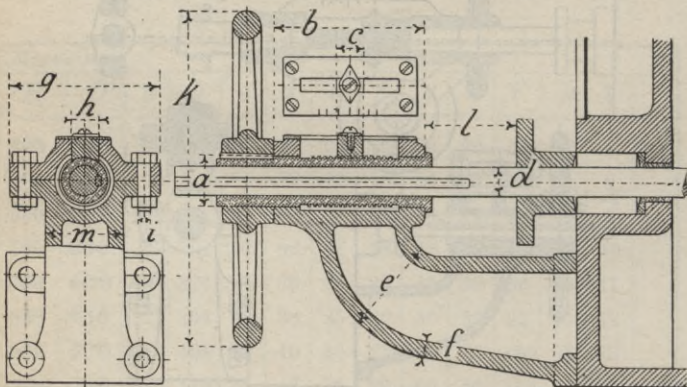
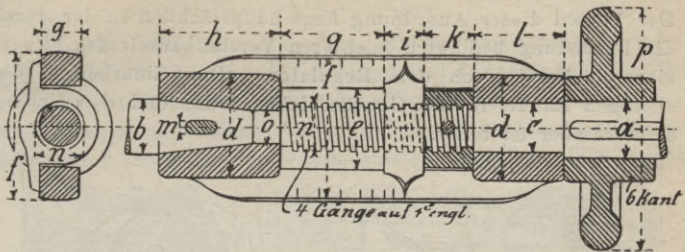


Fig. 1184—1186.

Schieber													
No.	a·b	d	c	e	f	g	h	i	k	l	m	a	b
1	15,4	15	18	42	7	90	24	10	150	40	38	30	85
2	22,4	18	20	50	8	100	25	13	180	50	44	34	95
3	32	21	22	60	9	110	26	13	210	60	50	36	110
4	39,6	21	24	70	10	120	27	13	240	70	56	36	125
5	48	24	26	80	11	130	28	16	270	80	62	40	140
6	69	27	28	90	12	140	30	16	300	90	68	45	160
7	91	29	30	100	13	150	32	16	330	100	74	50	180
8	116	32	32	105	14	155	34	16	360	110	80	55	165

Tabelle 154. **Stellvorrichtung mit Skala** (Fig. 1187—1188) zur Meyer'schen Schiebersteuerung (Seite 336).



Schieber																		
No	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	a	b
1	15,4		25	48	38	70	18	60	20	25	43	5	24	16	105	35	26	20
2	22,4		27	52	40	75	20	65	21	26	46	6	26	18	114	40	29	23
3	32		30	56	46	80	22	70	22	27	48	8	28	20	124	49	32	26
4	39,6		30	58	46	85	24	75	23	28	52	8	28	22	130	55	32	26
5	48		32	64	50	90	26	80	24	32	55	9	30	24	138	60	35	29
6	69		35	68	56	96	28	85	26	34	58	9	32	26	154	74	39	32
7	91		38	72	60	104	30	90	28	36	62	10	35	28	170	86	42	35
8	116		40	75	62	114	32	100	30	38	65	10	38	30	178	75	45	39

Bei dieser Konstruktion fällt das Handrad sehr klein aus und wird deshalb mit einem Sechskant versehen, um event. mit dem Schraubenschlüssel verstellen zu können.

$q$  ist für 0,0—0,65 Füllung bestimmt.

Gewinde der Schieberstange s. Tab. 163, Seite 373.

**c) Rider-Steuerung.**

Die Rider-Steuerung unterscheidet sich von der Meyerschen Steuerung dadurch, dass die Expansionsplatten durch einen **Trapezschieber** ersetzt werden. Durch Drehung der Expansionsschieberstange wird die Kanten-Entfernung  $L-l$  variabel (s. Fig. 1189). Das Schieberdiagramm ist hier ohne weiteres zu verwenden.

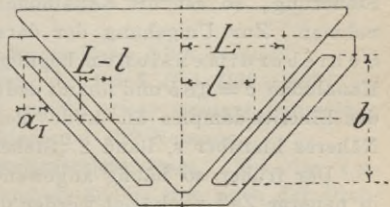


Fig. 1189.

Rider-Schieber werden ausgeführt als geschlossene, offene oder flache Schieber.

Der geschlossene oder Büchsen-Rider-Schieber (*Fig. 1190—1191*) hat den Nachteil, dass er für dauernden Betrieb **nicht dicht hält**. Der Vorteil dieser Anordnung liegt hauptsächlich in der durch die Entlastung bedingten leichteren Verstellbarkeit des Expansionsschiebers durch den Regulator. Das Einarbeiten der schrägen Kanäle in die Grundschieberbüchse und den Expansionsschieber ist teuer.

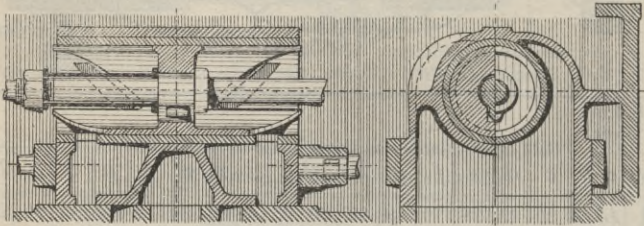


Fig. 1190—1191. Geschlossener oder Büchsenriderschieber.

Bei dem offenen Rider-Schieber stellt sich Undichtigkeit nicht so leicht ein, da durch den Dampfdruck der Expansionsschieber innen auf den Grundschieber gedrückt und so ein Dichthalten der Expansionsschieberfläche gewährleistet wird. Die allgemeine Form eines solchen Schiebers ist in *Fig. 1192—1193* dargestellt.

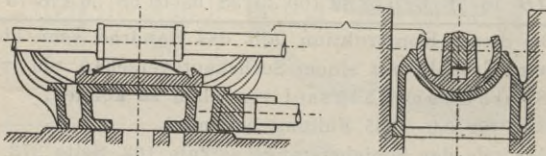


Fig. 1192—1193. Halbrunder Rider-Schieber.

Will man mit dem offenen Rider-Schieber einen ebenso günstigen Dampfabschluss erreichen, als mit der Meyerschen Steuerung, so ist die Kanalhöhe  $c =$  der Kanalbreite  $b^*)$  zu nehmen. Zur Umgehung der daraus resultierenden grossen Schieberdimensionen begnügt man sich häufig mit der Kanalhöhe  $c = 0,8b$  und nimmt dadurch eine stärkere Drosselung des Eintrittsdampfes am Ende der Admissionsperiode in Kauf. Näheres hierüber s. Band 2 „Steuerungen“.

Der früher so häufig angewandte offene Rider-Schieber ist in neuerer Zeit verdrängt worden durch den sogenannten **flachen Rider-Schieber** (S. 348).

\*) Fig. 1189 Seite 342.

Man wendet bei diesem je 2 Kanäle an und nimmt als Neigungswinkel etwa  $40^{\circ}$ , um zu starke Drosselung zu vermeiden.

Fig. 1194—1197 zeigt einen solchen Rider-Flachschieber, die hier gezeichnete Verdrehung mit Zahnrad und Zahnstange vermeide man, da entweder der Angriff des Regulatorgestänges auf die Expansionsschieberstange ebenfalls mit Zahnstange erfolgen muss, oder sonst ein Fehler sich einstellt, vergl. Fig. 1201—1205.

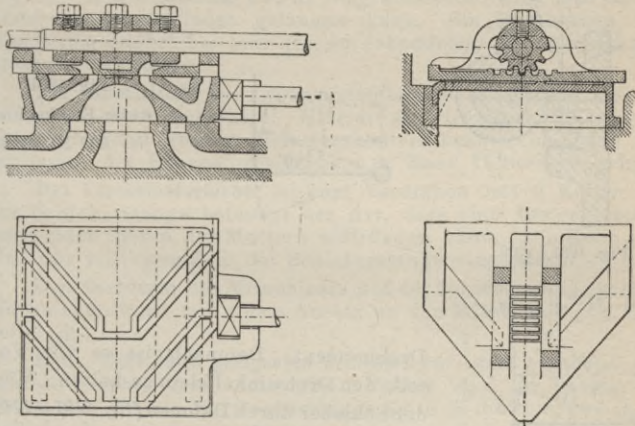


Fig. 1194—1197.

**Rider-Schieber** mit  $30^{\circ}$  Neigung und 3 Kanälen.

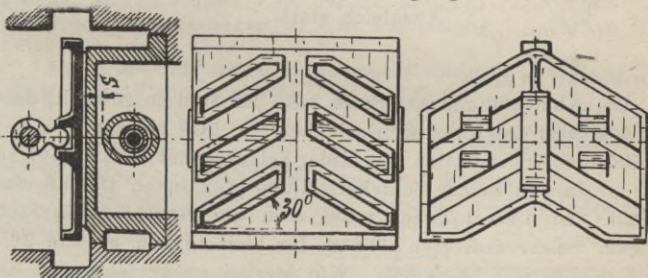


Fig. 1198—1200. Rider-Flachschieber mit 3 Kanälen.

Dieser baut etwas höher, da bei S (Fig. 1198—1200) ein Spielraum bleiben muss und ergibt etwas weniger Drosselung als der Schieber mit 2 Kanälen und  $40^{\circ}$  Neigung.

Der Drehwinkel der Expansionsschieberstange. Mit der Verschiebung des Expansionsschiebers ändert sich auch der Drehwinkel der Expansionsschieberstange und damit auch die für die Zugkraft in Betracht kommende Hebellänge, also auch das



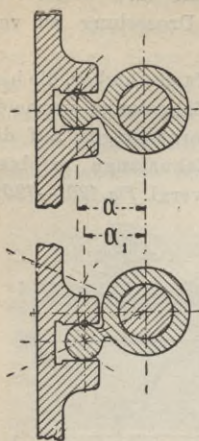


Fig. 1201 - 1202.

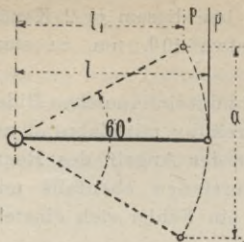
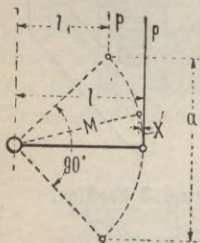
Fig. 1203.  
Rider-Flachschieber  
~ 40° Neigung.Fig. 1204.  
Rider-Flachschieber  
~ 30° Neigung.

Fig. 1205.

Drehwinkel zu gross.

Drehmoment. Demnach ist es von Vorteil, den Drehwinkel klein zu halten. Wird der Schieber durch Daumen (Fig 1201—1202) bewegt, so findet bei den verkürzten Hebellängen  $\alpha_1$  und Fig. 1203—1205 ein Ausgleich statt.

Die Abmessungen auf Seite 348—349 sind so gewählt, dass der **Ausschlag** des Expansionsschiebers ca.  $50^\circ$  beträgt.

Bei der Konstruktion der Rider-Schieber hat man darauf zu achten, dass in keiner Schieberstellung von innen Dampf einströmt. Zu diesem Zweck muss man die verschiedenen Stellungen, welche auftreten können, für kleinste und grösste Füllung zeichnerisch festlegen. Wie hierbei zu verfahren ist an Hand des Schieberdiagramms, zeigt Fig. 1224—1226 auf Seite 348.

Eine gute bewährte Ausführung flacher Rider-Schieber zeigt Fig. 1219—1223. Das Modell des Grundschiebers ist sehr einfach (jedenfalls billiger als das des halbrunden Rider-Schiebers Fig. 1192), die Konstruktion bietet einen sehr guten Abschluss der Dampfeintrittsspannung, da die **Einlasskanäle reichlich breit** ausfallen. Ich habe denselben für alle Maschinengrößen durchgearbeitet und kann mit Konstruktionszeichnungen dienen.

Auch beim Rider-Schieber muss, wie bei der Meyer-Steuerung, darauf geachtet werden, dass die Schieberstange den Schieber **möglichst tief** (also näher der Schieberfläche) angreift, da sonst ein Hohl- bzw. Rundwerden des Schieberspiegels eintreten kann (s. Seite 333.)

#### Bemerkung zu Tabelle 155 und 156 (Seite 347 und 349.)

Die **kleinste Füllung** ist so gewählt, dass der Expansionschieber schon abschliesst, bevor der Voreintritt des Dampfes beginnt (Kurbelstellung *OVe* im Diagramm Seite 346), also Dampf nicht in den Cylinder gelangen kann. Ein Durchgehen der Maschinen (selbst bei sehr grossen schädlichen Räumen) ist also nicht zu befürchten.

Die **Excentricität** des Expansionschiebers ist grösser als diejenige des Grundschiebers. Hierfür war der Grund: Erzielung eines möglichst grossen Relativexcenters bzw. schnelleres Abschliessen des Expansionschiebers (s. Band II Steuerungen).

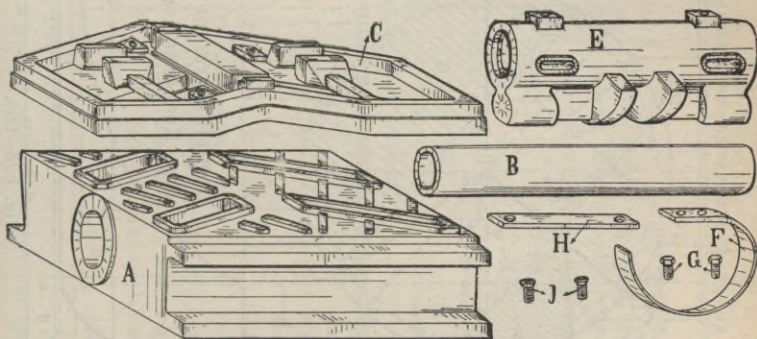
Der **Expansionschieber** ist zum Verdrehen mit 2 Keilen auf der Schieberstange befestigt der Art, dass eine Längsverschiebung nach Lösen der Muttern stattfinden kann. Die Keile sind also nur schliessend in die Schieberstange eingepasst.

Zum **Centrieren** des Mitnehmers auf der Schieberstange greifen die Innenmuttern mit einem Ansatz an den Mitnehmer (*Fig. 1220*, Seite 348).

Betr. **Wahl eines geeigneten Schiebers** für eine gegebene Maschine beachte man Seite 326. Ferner sind in Tabelle 149 (Seite 333) für die Normalmaschinen Seite 68 die entsprechenden Schieberdimensionen gegeben.

Bei Bestimmung der **Schieberkastenbreite** ist der Ausschlag des Expansionschiebers zu berücksichtigen. Zur Vermeidung zu grosser Abmessungen ist eine Aussparung vorgesehen (siehe Seite 232).

*Fig. 1206—1212* zeigt die perspektivische Ansicht der Teile eines Rider-Flachschiebers.



*Fig. 1206—1212.* *A* Grundschieber, *B* Pressrohr, *C* Expansionschieber, *E* Mitnehmer, *F* Feder, *G* Schrauben zu *F*, *H* Druckstück, *J* Schrauben zu *H*.



Fig. 1218.

- OK Richtung der Kurbel,
- OG " des Grundexcenters,
- OE " Expansions-  
" excenters.

**Schieberdiagramm.**

- OVe Beginn des Dampftritts,
- OF " der Expansion,
- OVa " des Dampfaustritts,
- OC " der Kompression.

- Pfeil 1 Drehrichtung der Dia-  
grammkurbel,
- Pfeil 2 Drehrichtung der Ma-  
schinenkurbel.

**Druckdiagramm.**

$q_1$  ist die auf die Kolbenfläche reduzierte Fliehkraft der hin- und hergehenden Massen im toten Punkt (unendlich lange Treibstange). S. auch Abschnitt „Massenwirkung“.

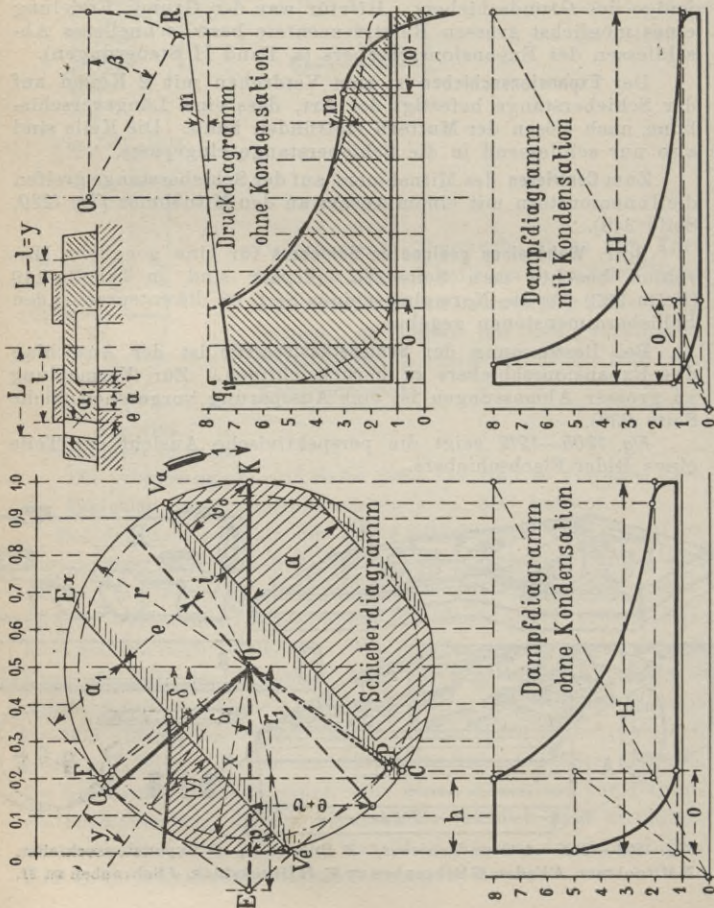


Fig. 1213 - 1215.

Fig. 1216 - 1217.

Tabelle 155. Diagramm der **Expansionsschiebersteuerung**. Fig. 1213—1217 (s. auch Seite 345).

(Fig. 1213—1217 zeigt Diagramm für Schieber No. 6 im Maasstab 1:2.)

Schieber Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8
Kanalquerschnitt in qcm	15,4 (190)	22,4 (225)	32 (250)	39,6 (275)	48 (300)	69 (350)	91 (400)	116 (450)
(Beiläufiger Cylinderdurchm.) †)								
Kanalweite im Schieberspiegel	14	16	20	22	24	30	35	40
„ Grundschieber	11	13	16	18	20	24	28	32
Aeusserer Deckung	11	13	16	18	20	24	28	32
Innere *	5	6	8	9	10	12	14	16
Aeusseres lineares Voreilen	3	4	5	6	7	8	9	10
Inneres "	9	11	13	15	17	20	23	26
<b>Excentricität</b> des Grundschiebers	22	26	32	36	40	48	56	64
„ „ Expansionsschiebers	26	31	38	4	48	58	67	77
Voreilwinkel des Grundexcenters	40 <sup>0</sup>	40 <sup>0</sup>	41 <sup>0</sup>	42 <sup>0</sup>	42 <sup>0</sup>	41 <sup>0</sup>	41 <sup>0</sup>	41 <sup>0</sup>
„ „ Expansionsexcenters	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>	90 <sup>0</sup>
Grösste Entfernung beider Schieber unter sich	21	24	29,5	33	36	44	51,5	59,5
Die veränderliche Entfernung L—/ der arbeitenden Kanten im Schieberdiagramm mit $y$ bezeichnet für	0,65	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	kleinste**),
	Füllung	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.
	"	.	.	.	.	.	.	.

\*) Für gleiche Kompressionswege nehme man die innere Deckung vorn 1,3  $z$ , hinten 0,7  $z$ .\*\*) Die kleinste Füllung entspr. Kurbelstellung  $O'Ve$ , also kleiner als Null

†) Für normalen Hub und Touren nach Tab. 149, Seite 333.

Mittelstellung für kleinste und 0,65 Füllung. Aeusserste Stellung links für kleinste Füllung. Aeusserste Stellung rechts für 0,65 Füllung.

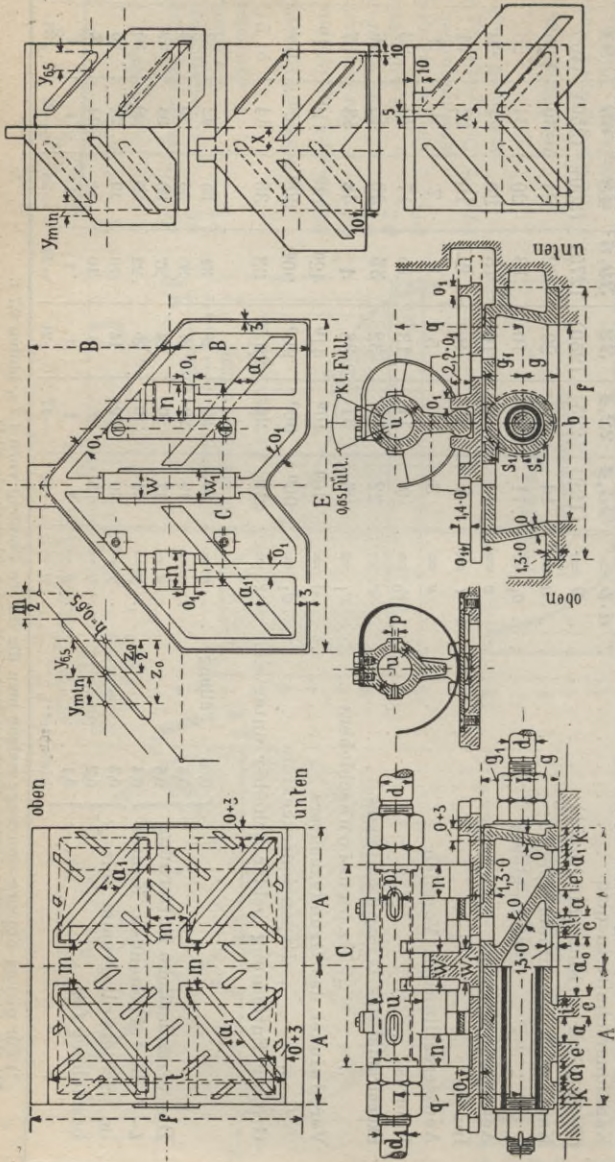


Fig. 1224—1226 (X s. Seite 347).

Fig. 1219—1223.

Neigung der Kanäle  $40^{\circ}$  2 Federn  $F$  dienen zum Aufdrücken des Expansionsschiebers. Der Krümmungsradius der Feder soll so gewählt sein, dass eine gleitende Bewegung von Feder und Unterlage nicht eintritt. Die obere mittlere Hilfskonstruktion dient zur Ermittlung der Kanalkanten des Expansionsschiebers. Maass  $A$ ,  $E$  und  $B$  ergeben sich genau beim Aufzeichnen.

**Tabelle 156.<sup>a</sup> Flacher Rider-Schieber.** Fig. 1219—1226 (s. auch Seite 345 und 346—347).  
(Abbildung Seite 348 zeigt Schieber No. 6 im Maasstab 1:9.)

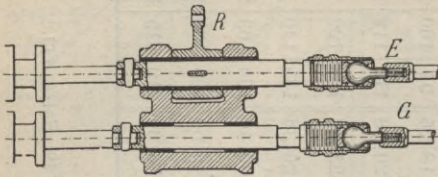
Schieber		Stangen																										
No.	<i>a</i> · <i>b</i>	<i>D</i> <sup>*)</sup>	<i>a</i> <sub>0</sub>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>g</i> <sub>1</sub>	<i>k</i>	<i>m</i> <sub>1</sub>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>o</i> <sub>1</sub>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>s</i> <sub>1</sub>	<i>s</i> <sub>2</sub>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>w</i>	<i>w</i> <sub>1</sub>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>E</i>	
1	<b>15,4</b>	(190)	24	110	18	20	15	150	28	30	16	36	28	20	8	9	6	84	20	15	142	42	16	24	82	80	120	200
2	<b>22,4</b>	(225)	30	140	19	23	18	190	31	34	18	40	32	22	8	9	7	94	23	18	178	48	18	26	94	100	137	230
3	<b>32</b>	(250)	42	160	20	26	21	220	35	38	19	44	36	25	9	10	7	108	26	20	196	52	20	28	112	112	160	270
4	<b>39,6</b>	(275)	48	180	21	26	21	250	35	38	20	44	36	28	9	11	8	116	26	20	212	52	23	32	123	122	178	300
5	<b>48</b>	(300)	54	200	22	29	23	280	40	42	22	50	40	32	10	12	8	126	30	23	238	55	26	36	135	140	197	330
6	<b>69</b>	(350)	68	230	24	32	26	320	43	46	24	60	44	40	12	12	9	146	32	25	278	60	30	40	160	163	235	390
7	<b>91</b>	(400)	82	260	26	35	29	360	46	50	27	70	50	45	14	14	9	165	34	26	318	65	40	50	185	188	273	455
8	<b>116</b>	(450)	94	290	28	39	32	400	49	53	31	80	56	50	16	16	11	183	36	28	364	72	50	60	210	215	310	520

Die Dimensionen *a*, *a*<sub>1</sub>, *e* und *i* nehme man aus Tabelle 155, Seite 347.

\*) Beiläufiger Cylinderdurchm. für normalen Hub und normale Touren s. Tabelle 149, Seite 333.  
Betr. Breite der Tragleiste 0,5 (*f*—*b*) beachte man Seite 382 oben.

### Der Angriff des Regulators

auf die Expansionschieberstange kann in verschiedener Weise erfolgen und sind in folgendem elf Konstruktionen angegeben.



Herstellung der Kugelgelenke nicht teuer, da nur Dreherarbeit.

Fig. 1227.\* Mit Kugelgelenken.

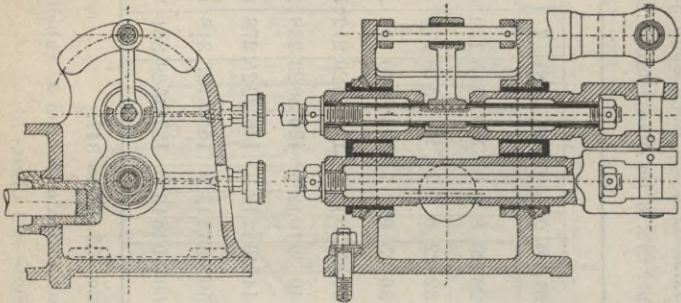


Fig. 1228-1230. Führungsstücke aus Gusseisen oder Stahlguss.\*)

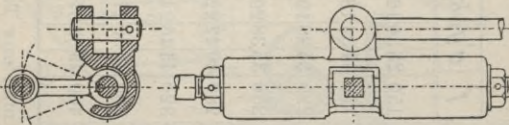


Fig. 1231-1232. Führungsstück aus Gusseisen.

Der Regulatorhebel *R* in Fig. 1241 (folgende Seite) macht die hin- und hergehende Bewegung der Expansionschieber-

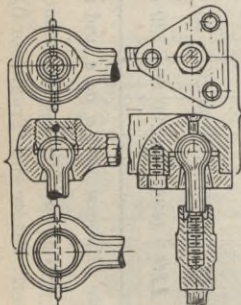


Fig. 1233-1237. 1:8  
Kugelgelenke für hin- und hergehenden Regulatorhebel.

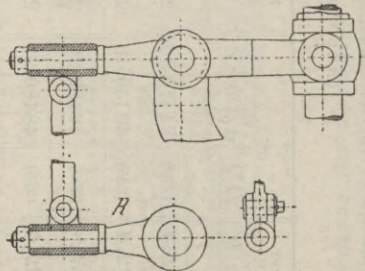


Fig. 1238-1240 gehört zu Fig. 1241.

\*) Wird häufig ausgeführt.

stange *E* mit; die Verbindung mit dem Regulator geschieht am besten mit den in Fig. 1233—1240 dargestellten Doppelgelenken.

Die Zugstange in Fig. 1238—1240 muss sehr lang (10 mal Schieberhub) sein, sonst wird die Regulatormuffe durch den hin- und hergehenden Hebel *R* in fortwährendes Zucken versetzt.

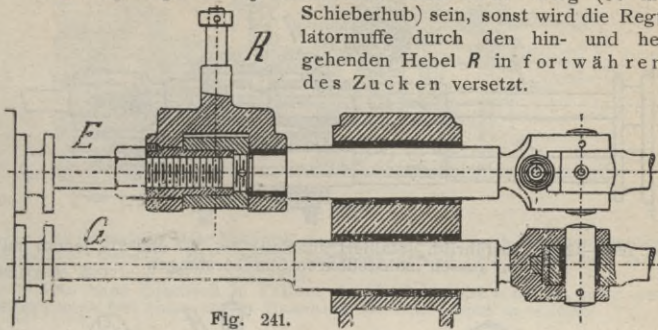


Fig. 241.

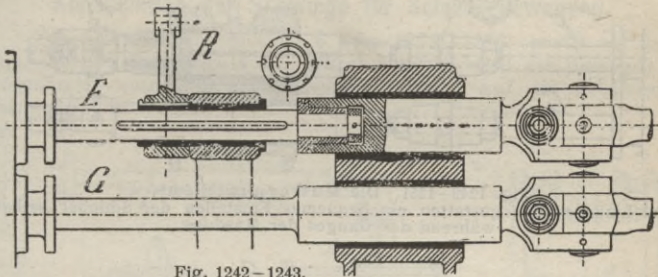


Fig. 1242—1243.

Anwendung eines besonderen Lagerbockes für den Hebel *R*.

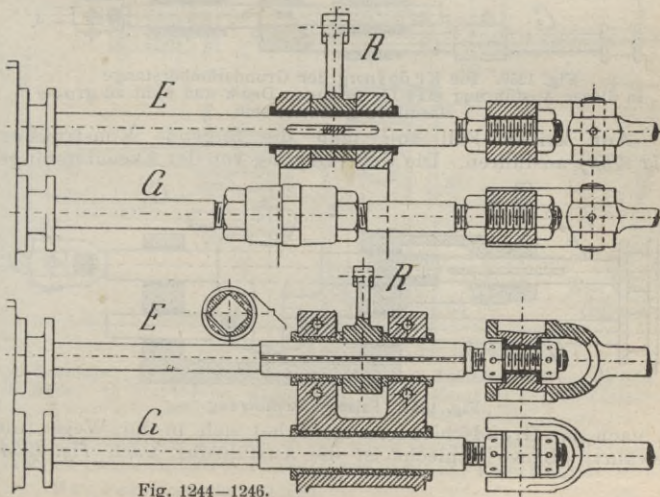


Fig. 1244—1246.

Die Vierkantführung lässt sich schlecht bearbeiten und ist nicht zu empfehlen.



*G* Grundschieberstange, *E* Expansionschieberstange,  
*R* Hebel zum Angriff der Regulatorstange.

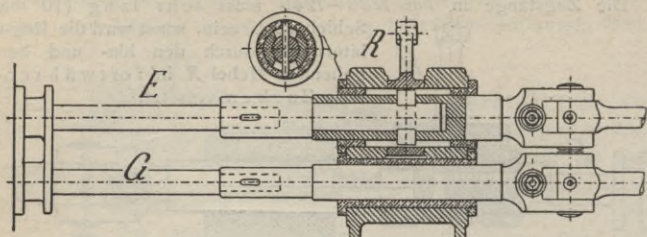


Fig. 1247—1248. Ausführlich detailliert auf Seite 356, 337 und 375, jedoch mit von aussen nachstellbaren Schieberstangen.

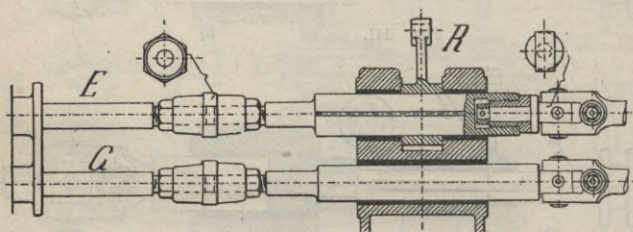


Fig. 1249—1251. Die Muttern mit Rechts- und Linksgewinde gestatten ein bequemes Einstellen der Schieber selbst während des Ganges der Maschine.

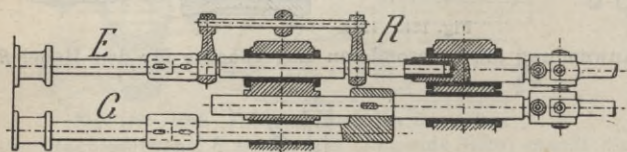


Fig. 1252. Die Kr öpfung der Grundschieberstange in dieser Ausführung mag für geringen Druck und nicht zu grosse Maschinen gestattet sein.

Auf keinen Fall soll man die folgende Konstruktion (Fig. 1253) ausführen. Die Uebertragung von der Excenterstange

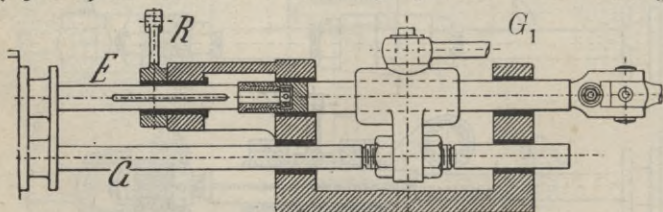


Fig. 1253. Falsche Ausführung.

*G*<sub>1</sub> nach der Grundschieberstange *G* hat sich in der Weise bewährt, ebenso schlecht ist die Ausführung nach Fig. 1254.

Statt des Umdieckegehens der Grundschieberstange wende man die **Schwinge** an.

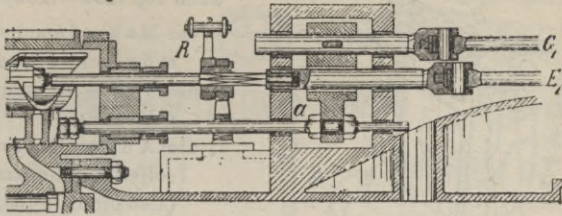


Fig. 1254.

Die Anwendung einer Schwinge an und für sich kann als sachgemäss betrachtet werden. Bei richtiger Anordnung zeigen sich selbst bei lang-jährigem Betriebe keine Nachteile.

Man kann demnach in Fällen, wo die Schieberkanäle zu lang ausfallen, auch bei einer neuen Maschine die Schwingen anordnen.

### Konstruktion der Schwinge für Schieberbewegung.

Die Grundexcenterstange **G** (Fig. 1255—1260) greift an der gusseisernen Schwinge **A** an. Durch letztere wird die Bewegung vermittelt eines kurzen Zwischenstückes **D** auf die Schieberstange **G** übertragen.

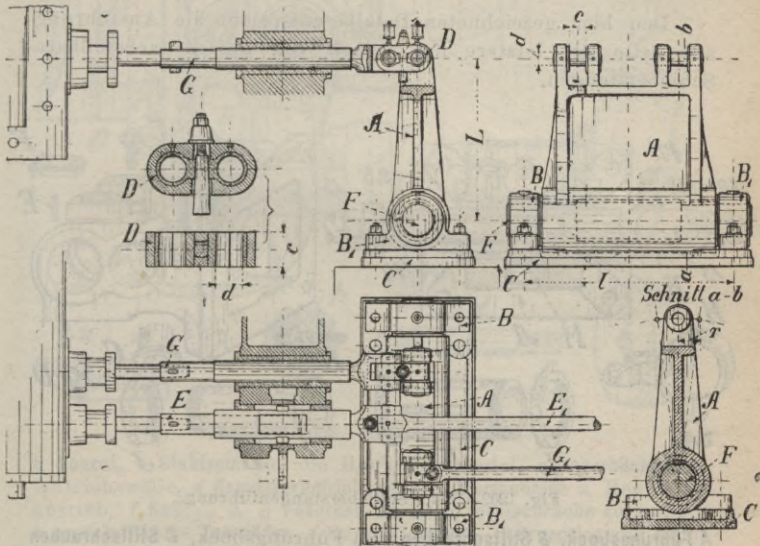


Fig. 1255—1260. Anordnung der Schwinge.

**A** Schwinge; **B** **B**<sub>1</sub> Augenlager; **C** Platte; **D** Zwischenstück von **G** und **A**;  
**F** Welle; **G** Grundschieberstange; **G**<sub>1</sub> Excenterstange zu **G**; **E** Expansions-  
schieberstange; **E**<sub>1</sub> Excenterstange zu **E**.

Die Schwinge **A** ist unten mit einer Welle versehen. Eine gusseiserne Platte mit zwei Augenlagern dient zur Lagerung derselben.

Beim Konstruieren der Schwinge beachte man folgendes (s. auch Fig. 1255—1260):

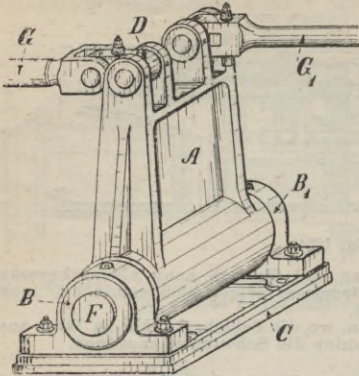


Fig. 1261. Schwinge zur Uebertragung des Excenterhubes auf den Grundschieber.

das Maass  $l$  mache man möglichst lang, die Welle  $F$  nicht zu schwach; die Augenlager  $BB_1$  sollen abnehmbar sein (also nicht angiesen); die Platte  $C$  wird mit Steinschrauben befestigt; das Zwischenstück  $D$  erhält durch Keil nachstellbare Buchslager.

### Schieberstangenführung und Regulatorantrieb.

Den hier gezeichneten Details entspricht die Ausführung auf Seite 356, letztere hat jedoch von aussen nachstellbare Schieberstangen.

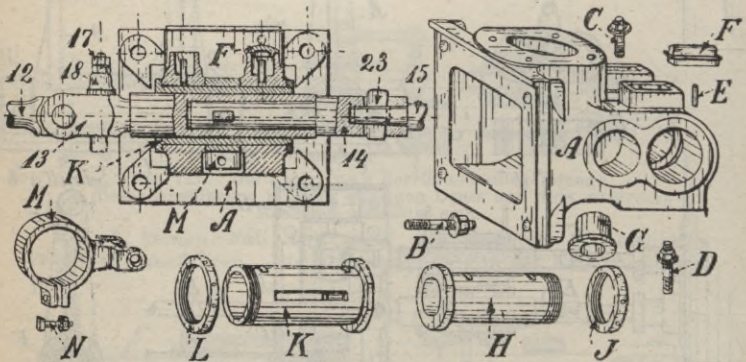


Fig. 1262—1274. Schieberstangenführung.

**A** Führungsbock, **B** Stiftschrauben zum Führungsbock, **C** Stiftschrauben zur Regulatorsäule, **D** Stiftschrauben zum Regulatorantriebsbock, **E** Schmierröhrchen, **F** Schmiertopfdeckel, **G** Führungsbüchse zur Regulatorspindel, **H** Büchse zur Grundschieberstange, **J** Mutterring dazu, **K** Führungsbüchse zur Expansionsschieberstange, **L** Mutterring dazu, **M** Regulierhebel (Klemmhebel) zu **K**, **N** Kopfschraube dazu.

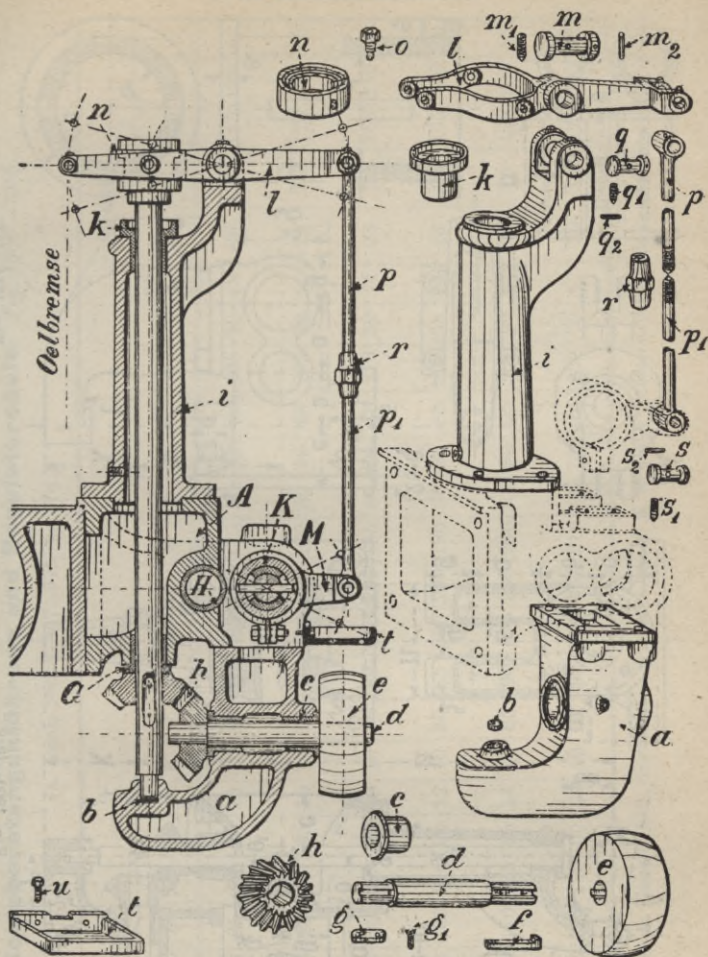


Fig. 1275—1299. Regulatorgestänge.

**a** Konsol, **b** Stahlspur für die Regulatorspinde, **c** Lagerbüchse der Antriebswelle, **d** Regulatorantriebswelle, **e** Riemscheibe z. Regulatorantrieb, **f** Keil zu **e**, **g** Federkeil zu **h**, **q**, **q**<sub>1</sub> Stiftschraube zu **g** und **d**, **h** zwei konische Zahnräder, **i** Regulatorsäule. **k** Grundring zur Regulatorspinde, **l** Regulatorhebel, **m** Bolzen mit Mutter, **m**<sub>1</sub> Stiftschraubchen zu **m**, **m**<sub>2</sub> Splint zu **m**, **n** Gleitring, **o** Schrauben zu **n**, **p** und **p**<sub>1</sub> Zugstangen, **q** Bolzen zu **p**, **q**<sub>1</sub> Stiftschraubchen zu **q**, **q**<sub>2</sub> Splint zu **q**, **r** Muffe mit Rechts- und Links-Gewinde, **s** Bolzen mit Mutter, **s**<sub>1</sub> Stiftschraubchen zu **s**, **s**<sub>2</sub> Splint zu **s**, **t** Schmierölfänger, **u** Stiftschrauben dazu.

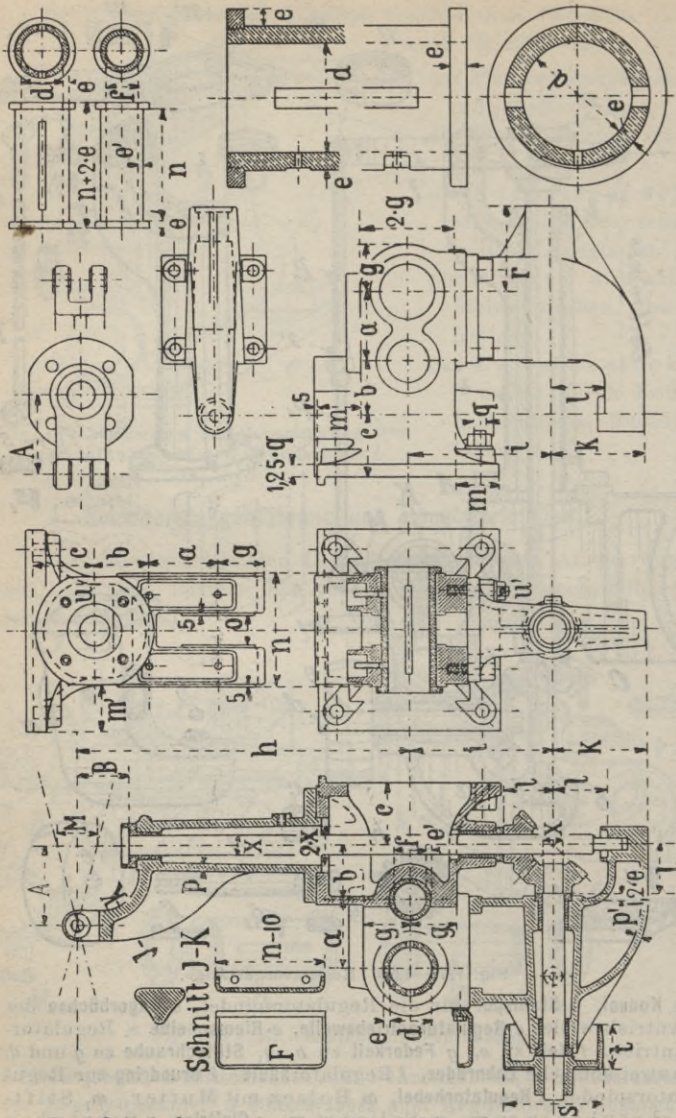


Fig. 1314—1315.

Fig. 1300—1313.

Der Schmierfänger *F* (Fig. 1300—1313) soll zum Schutz des Regulatorriemens gegen Oel dienen. Die Buchse *d* ist drehbar, Buchse *f* fest. Wie in Fig. 1314—1315 gezeigt, muss bei dem mittleren Schmierloch eine Aussparung angeordnet werden, damit in jeder Stellung dem Führungsstück Oel zugeführt werden kann.

Tabelle 157. Schieberstangenführung und Regulatorsäule. Fig. 1300—1315.  
(s. auch Seite 367, 375 u. 376.)

Maschinen		Schieber- No.*)	Schrauben																						
H	D		a	b	c	d	e	e'	f	g	h	i	k	l	m	m'	n	o	p	p'	q	u	u'	r	s
400	250	3	108	85	90	65	10	10	50	70	580	270	175	80	50	62	195	50	13	20	16	110	220	60	
450	275	4	116	88	95	65	10	10	50	70	600	280	180	80	60	68	205	50	14	20	16	120	220	65	
500	300	5	126	92	103	75	12	10	55	80	620	290	185	80	70	78	216	52	14	23	20	160	220	75	
600	350	6	146	100	114	80	12	10	60	85	650	290	190	90	80	85	226	55	15	23	20	165	220	80	
700	400	7	165	110	125	85	14	10	65	90	675	290	200	100	90	95	237	60	16	23	20	170	220	90	
800	450	8	183	120	140	90	14	10	72	97	700	300	210	105	100	105	252	70	17	26	23	175	220	90	

\*) Für normale Touren nach Tabelle 149, Seite 333. Dimensionen A, B, M und x richten sich nach dem gewählten Regulator.

**Aeusserere Steuerungsteile** der Schiebersteuerungen.

Excenter. Schieberstangenführung. Führungsbock. Gelenke.  
Schieber- und Excenterstangen.

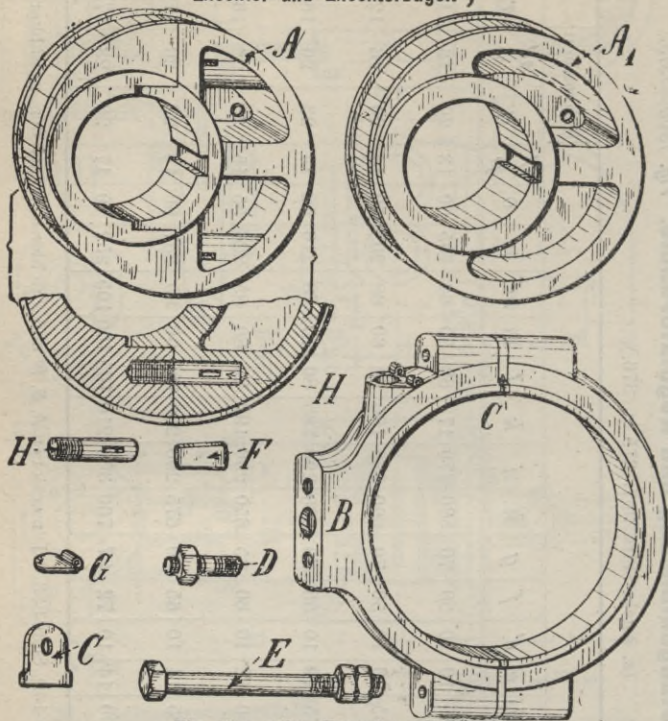
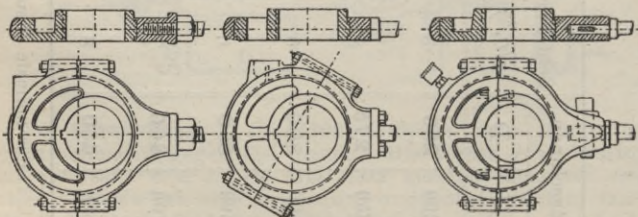
**Excenter und Excenterbügel.\*)**

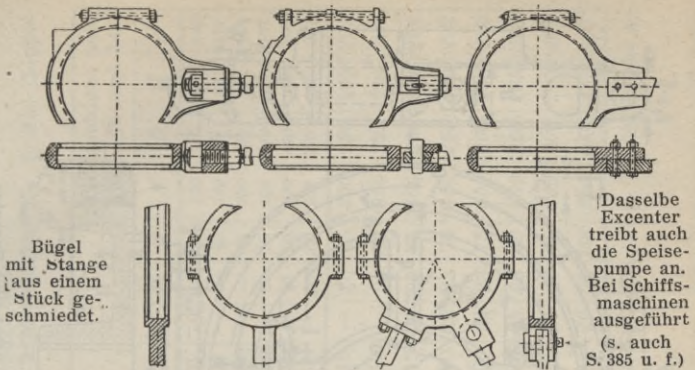
Fig. 1316—1325. Excenter mit Bügel.

*A* geteilte Excenterscheibe, *A*<sub>1</sub> Excenterscheibe [ungeteilt], *B* Excenterbügelhälften, *C* Zwischenlage, *D* Schrauben zur Verbindung von Excenterbügel mit Stange, *E* Schrauben zur Verbindung der Excenterbügelhälften, *F* Keil, *G* Schmiertopfdeckel, *H* Keilschraube zur Verbindung der Excenterscheiben *A*.

**Andere Ausführungsformen;**  
und Befestigungen des Excenterbügels mit der Stange.



\*) Berechnung auf Festigkeit s. Seite 362.



Um das Heisslaufen der Excenter zu vermeiden, verlangen dieselben sehr sorgfältige Bearbeitung.

Die Anwendung von Weissgussfutter ist empfehlenswert.

Die Querschnittsform der aufeinandergleitenden Ringflächen wird in den meisten Fällen nach Fig. 1342—1343 ausgeführt. Die Bearbeitung des Bügels ist sehr schwierig, weil der Dreher den Gleitflächen mit der Feile nicht beikommen kann.

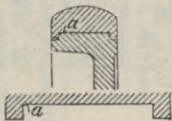


Fig. 1342—1343.

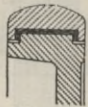


Fig. 1344.



Fig. 1345.

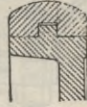


Fig. 1346.

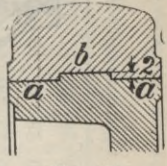


Fig. 1347.

Weissguss. Querschnittsformen für kleinere Excenter.

Befindet sich z. B. am Punkt *a* (Fig. 1342) irgend ein harter fremder Körper im Guss oder ist das Material etwas hart, so lässt sich überhaupt ein glatter Lauf schwer erzielen.

Etwas leichter geht es schon bei Anwendung von Weissgussfutter (Fig. 1344). Eine andere Querschnittsform, bei welcher man sowohl der Excenterscheibe als auch dem Excenterbügel mit der Feile beikommen kann, zeigt Fig. 1346—1347. Für den Grundschieber lässt man (Fig. 1347) alle drei Flächen *aa* und *b* tragen, für den Expansionsschieber nur die Flächen *aa*.

In neuerer Zeit bildet man den Querschnitt gern nach Fig. 1348 aus (s. auch S. 360). Kleinere Ungenauigkeiten bei der Montage machen sich durch Ecken und daraus resultierendes Warmlaufen nicht so leicht störend bemerkbar als bei anderen Querschnittsformen. Neigung des Ringes etwa

$$c = \frac{1}{10} \cdot \frac{b}{2}$$

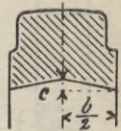


Fig. 1348

Als Nachteil könnte man einwenden: das Oel wird infolge der Centrifugalkraft nach der Mitte gehen und die äusseren Flächen trocken bleiben. Bei grossen Excentern (über 1,5 Mtr. Umfangsgeschw.) muss man Fig. 1344 anwenden, da bei Fig. 1344 bis 1347 das Oel fortgeschleudert wird (s. „Walzenzugmaschinen“).



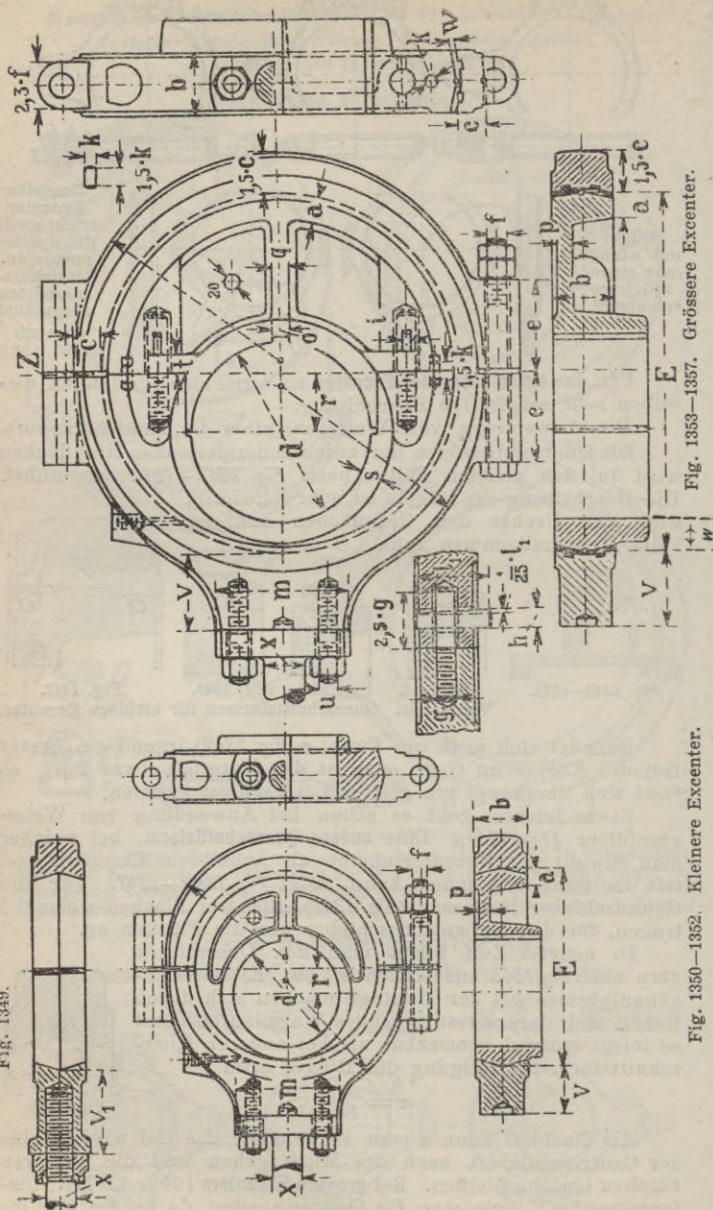


Fig. 1349.

Fig. 1350—1352. Kleinere Excenter.

Fig. 1353—1357. Grössere Excenter.

Für Excenter mit grosser Umfangsgeschwindigkeit ist Querschnitt Fig. 1344 zu wählen.

Tabelle 158. **Excenter.** Fig. 1350—1357 (s. auch Seite 362—363).  
 (Fig. 1350—1352 zeigt Excenter zum Schieber No. 3, Fig. 1353—1357 Excenter zum Schieber No. 8 der Doppelschiebersteuerung.)

Schieber	Grund- schieber		Expans- schieber		für Maschinen nach Tab. 146 und 149																		
	No.	$r$	$r_1$	$r_1$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g, h$	$i$	$k$	$m$	$p$	$q$	$s$	$t$	$u$	$v$	$H$	$D$	$d$	$E$
Einfache Steuerung	1	12	—	—	15	—	16	40	18	—	—	—	—	—	—	9	—	—	35	120	75	45	100
	2	14	—	—	17	—	20	50	16	—	—	—	—	—	—	10	—	—	40	160	90	50	111
	3	17	—	—	19	—	23	55	16	—	—	—	—	—	—	11	—	—	45	200	120	75	145
	4	21	—	—	21	45	26	60	20	—	—	—	125	14	16	13	—	20	50	250	160	85	167
	5	26	—	—	—	23	50	28	60	20	—	—	—	130	15	18	15	—	55	300	190	105	202
	6	31	—	—	—	24	55	28	65	20	—	—	—	135	15	18	15	—	60	350	225	120	227
Doppelschieber- Steuerung	1	22	26	—	23	55	28	60	20	—	—	—	130	15	18	15	—	20	55	300	190	105	202
	2	26	31	—	24	60	28	65	20	—	—	—	135	15	18	15	—	20	60	350	225	120	227
	3	32	38	—	25	65	30	70	20	23	8	11	140	16	20	15	20	20	65	400	250	140	262
	4	36	43	—	27	70	30	80	23	26	9	12	145	16	20	20	22	23	70	450	275	150	292
	5	40	48	—	28	75	30	90	23	28	9	12	150	18	20	20	23	23	75	500	300	160	313
	6	48	58	—	30	80	32	100	23	30	10	13	155	18	20	25	25	25	80	600	350	185	368
	7	56	67	—	32	85	35	110	23	30	10	13	165	18	22	25	25	25	90	700	400	205	407
	8	64	77	—	34	90	35	120	26	32	11	14	175	20	22	30	26	26	100	800	450	235	467

Z Zwischenlage aus Messing, vergl. Seite 128. Weismetallausgießung bei Dampfdruck über 7 Atm. stets zu empfehlen, Stärke  $w = 0,1 \cdot b$  bis  $0,15 \cdot b$ .

Wellendurchmesser  $d$  richtet sich nach der Grösse der Maschine, s. Seite 107.  
 Die Durchmesser der Excenterscheiben (letzte Spalte) sind nur angenäherte Werte, dieselben ergeben sich beim Aufzeichnen von selbst, man nehme dabei die Nabenstärke  $w$  nicht kleiner als der Wert  $a$  der Tabelle.  
 Nutenbreite  $o$  nach Tabelle 62, Seite 107.

**Berechnung des Excenterbügels auf Festigkeit.\*)**

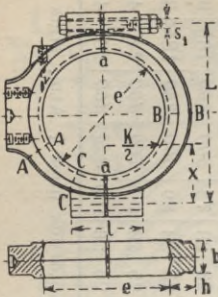


Fig. 1358—1359.

- Bezeichnet (s. auch Fig. 1358—1359):  
**K** den Schieberwiderstand in kg nach Tabelle 169, Seite 381,  
**L** die Entfernung der Verbindungsschrauben in cm,  
**e** die Bohrung des Excenterbügels in cm,  
 $x = \frac{L}{2} - \frac{e}{4}$  den in Betracht kommenden Hebelarm,  
**b** die Breite, **h** die Stärke des Excenterbügels in cm,  
**s** Kerndurchm. der Schrauben  $s_1$  in cm,

so wird für Querschnitt **B—B**:

$$\text{Biegemoment } M_b = \frac{K}{2} \left( \frac{L}{2} - \frac{e}{4} \right) = \frac{K}{2} x \text{ in kgcm,} \quad (308)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad k_b = \frac{M_b}{W} \text{ kg pro qcm} \quad (309)$$

$$\text{Zulässig } k_b = 180 - 250 \text{ kg pro qcm} \quad (310)$$

Für die Verbindungsschrauben wird:

$$k_z = \frac{K}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s^2} \text{ in kg pro qcm} \quad (311)$$

$$\text{Zulässig } k_z = 300 - 400 \text{ kg pro qcm} \quad (312)$$

**Beispiel:** Für einen Rider-Flachschieber No. 8, Dampfdruck 7 Atm. Ueberdruck ist ein Excenter zu berechnen.

Nach Tabelle 156 ist die Schieberdruckfläche (s. auch Seite 377 u. f.)  $F = 42 \cdot 40 \sim 1680$  qcm und nach Tabelle 166, Fig. 1443—1444:

$$\text{Der Schieberwiderstand } K = 67 \cdot \frac{1680}{1000} \cdot 7 \sim 800 \text{ kg.}$$

Nach Tabelle sind mit Rücksicht auf Fig. 1358—1359 die entspr. Maasse  $L = 560$ ,  $e = 467$ ,  $b = 80$ ,  $h = 52$ ,  $s_1 = 26$  mm, mithin nach Gleich. 308  $M_b = 400 \cdot (28 - 11,7) = 6500$  kgcm,

$$\text{,, } 309 \quad W = \frac{9 \cdot 5,2^2}{6} = 40, \quad k_b = \frac{6500}{40} \sim 160 \text{ kg pro qcm}$$

nach Gleich. 310 zulässig.

Für die Schrauben wird nach Gleich. 311  $k_z = \frac{800}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,13^2} \sim 115$  kg pro qcm, nach Gleich. 312 zulässig.

Beim Konstruieren achte man auf reichliche Dimensionierung des Querschnitts **A—A** (Fig. 1358), da sonst das Excenter bei *a a* (beim Warmwerden) kneift.

Querschnitt **C—C** knapp dimensionieren, da hier nur Beanspruchung auf Zug, zudem wird Hebelarm *L* kleiner dadurch, also besser für den auf Biegung beanspruchten Querschnitt **B—B**.

\*) Betr. **Heisslaufen** der Excenter beachte man Seite 384, Berechnung der Excenterstangen Seite 374.

Die **Nockenlänge**  $l$  mache man nicht zu kurz, damit die Schrauben auch hierdurch näher zusammen rücken.

Die in *Fig. 1360* dargestellte **Befestigung** ist durchaus ungenügend. Es sollen immer Nutenkeile verwendet werden, da das Lösen und Verdrehen der Excenter böse Folgen haben kann.

Um sowohl für das Grundexcenter, als auch das Expansionsexcenter einer Maschine **dasselbe Modell** verwenden zu können, konstruiere man den Excenterbügel zunächst der grösseren Excentricität wegen für das Expansionsexcenter. Das Excenterscheiben-Modell wird dann derart hergerichtet, dass eine Verschiebung der Kernmarke für die Wellenbohrung vorgenommen werden kann.

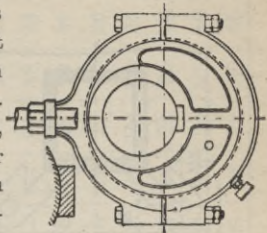


Fig. 1360.

### Schieberstangenführungen.

Fig. 1361—1373.

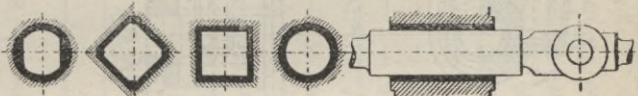


Fig 1361—1365. Die runde Form ist die billigste und gebräuchlichste.

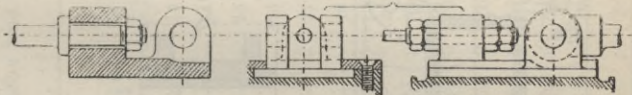


Fig. 1366—1368. Einseitige Schlittenführungen.

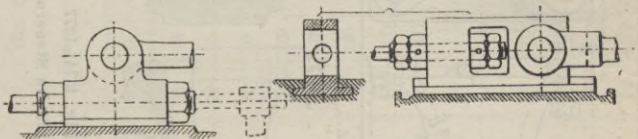


Fig. 1369.

Schlittenführung mit Tieferlegung des Schieberstangenmittels.

Fig. 1370—1371.

Einseitige Schlittenführung mit gegabelter Excenterstange.

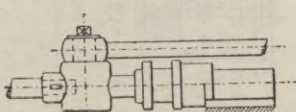


Fig. 1372. Führung vereinigt mit Speisepumpe.

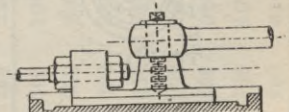


Fig. 1373. Einseitiger Schlitten (senkrechte Bahn).

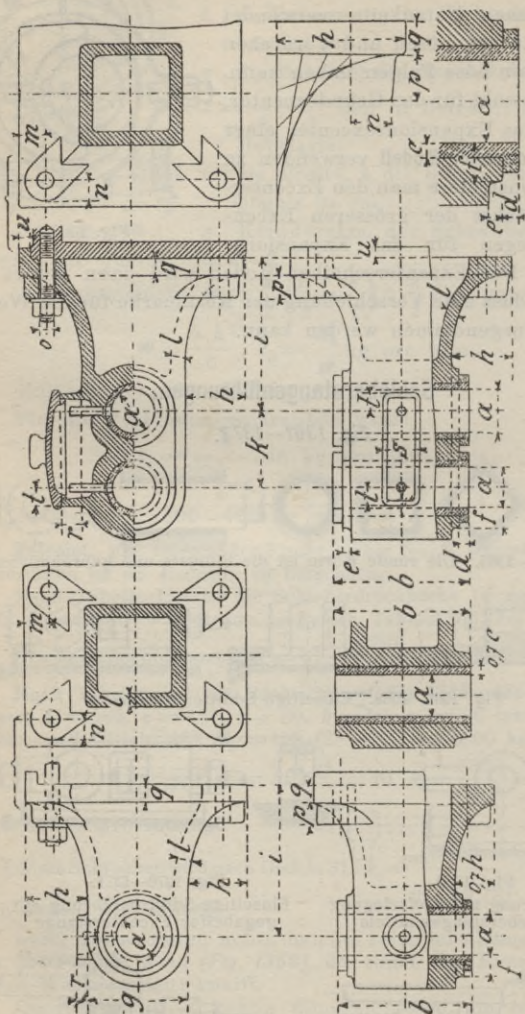


Fig. 1874—1877  
für einfache Steuerung.

Fig. 1878—1882  
für Meyersche Steuerung.

Tabelle 159. Schieberstangenführungsbock. Fig. 1374—1382, für einfache und Meyersche Schiebersteuerung.

Maschine		Schieber No. *)	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
H	D																					
Einfache Schiebersteuerung		1	25	70	5	—	—	13	60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	75	2	28	80	5	—	—	14	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	90	3	30	95	6	—	—	15	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	120	4	38	110	6	—	—	16	105	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	160	5	40	125	6	—	—	17	105	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	190	6	45	140	7	—	—	18	115	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
350	225																					
Doppelschiebersteuerung		1	40	125	6	8	5	17	105	—	—	64	11	28	22	—	—	—	18	25	—	—
300	190	2	45	140	7	10	6	18	115	—	—	70	12	28	22	—	—	—	18	28	—	—
350	225	3	50	155	7	10	6	20	125	50	120	76	13	30	24	16	20	18	20	30	20	10
400	250	4	50	170	8	12	7	20	125	55	132	82	14	30	24	16	20	19	20	30	20	10
450	275	5	55	185	8	12	7	22	130	60	146	85	15	32	24	16	22	20	20	35	20	11
500	300	6	60	200	9	13	8	24	140	70	170	94	16	35	26	20	24	22	25	40	20	12
600	350	7	65	215	9	13	8	26	150	80	200	102	17	38	26	20	26	24	25	50	22	13
700	400	8	70	230	10	14	10	28	160	90	220	110	18	40	30	23	28	26	30	60	22	14
800	450																					

\*) für normale Touren nach Tabelle 148 und 149, Seite 327 und 333.

## Führungsstücke und Gelenke.

Die **Führungsstücke** sind so durchzubilden, dass eine **Verstellung** der Schieber **von aussen**, also ohne den Schieberkasten öffnen zu müssen, möglich ist.

Dieser Umstand ist bei der Konstruktion *Fig. 1394—1398* (Seite 367) berücksichtigt. Die Führungsstücke sind hierbei aus Stahlguss gedacht, jedoch kann man auch Temperguss oder Gusseisen verwenden.

Eine ähnliche Ausführung ist in *Fig. 1228—1230* (Seite 350) dargestellt.

Für **kleinere Maschinen**, etwa bis 300 Hub, wird bei der Konstruktion der Führungsstücke nach Seite 367 der Gelenkkopf im Verhältnis zum Führungsstück zu gross. Man wende deshalb mit der Schieberstange in einem Stück geschmiedete Führungsstücke an, wie in *Fig. 1383*, mit Gelenken nach Seite 370. Auch *Fig. 1386* dürfte genügen.

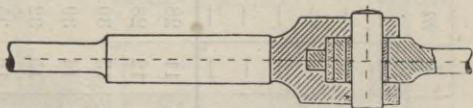


Fig. 1383. Für kleine Maschinen.

Die vorerwähnte Verstellung der Schieber ohne Lösen des Schieberkastendeckels erreicht man durch Einschrauben der Stangen in die Excenter nach *Fig. 1349* (Seite 360), oder aber mit Zwischenlagen nach *Fig. 1411* (Seite 374).

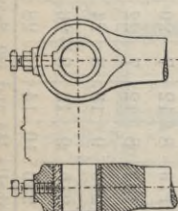


Fig. 1334—1335  
nachstellbar.

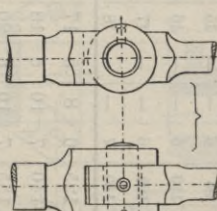


Fig. 1336—1337  
nicht nachstellbar.

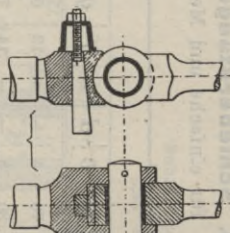


Fig. 1338—1339  
nachstellbar (teuer).

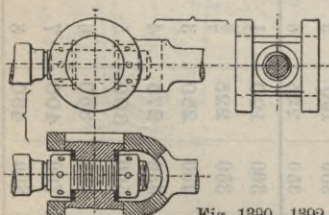


Fig. 1390—1392.  
Für vom Regulator verstellbare  
Expansionschieberstangen.

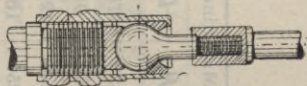


Fig. 1393.  
Kugelgelenk.

Bei **Gabelköpfen** aus Temperguss (Gusseisen etc.), bei denen nicht mehr als eben notwendig bearbeitet werden soll, sind möglichst Arbeitsflächen anzubringen, einerseits um hübsches Aussehen zu erzielen und die Schmutzecken zu vermeiden, andererseits der besseren Bearbeitung wegen.

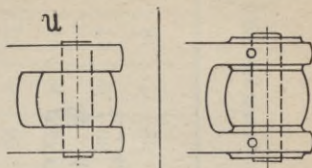
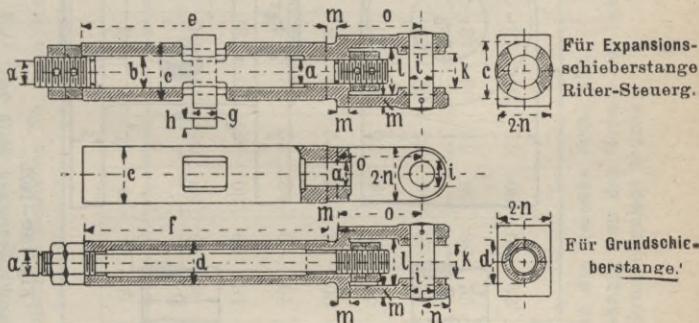


Tabelle 160. Führungsstücke der Schieberstangen für Rider-Steuerung.

Fig. 1394—1398.

(Man beachte Seite 356, 364 und 366.)



Maschine		Schieber No. *)														
H	D		a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o
300	190	1	20	26	52	42	—	—	26	10	26	38	50	13	30	90
350	225	2	23	29	55	48	—	—	28	10	28	40	56	13	32	95
400	250	3	26	32	65	50	285	275	30	12	30	42	60	14	34	100
450	275	4	26	32	65	50	305	292	30	12	30	42	60	14	34	105
500	300	5	29	35	75	55	330	314	33	13	32	44	62	15	36	115
600	350	6	32	39	80	60	360	340	35	14	34	48	66	16	38	122
700	400	7	35	42	85	65	392	370	38	15	36	50	70	17	40	130
800	450	8	39	48	90	72	425	400	40	15	38	52	74	18	42	135

\*) Für normale Touren nach Tab. 149, S. 333. Schiebermaasse S. 349.

Die Abmessungen *b*, *c* und *d* sind abhängig vom Durchmesser *a* der Schieberstange.

Die Längen *e* und *f* wähle man so, dass in den äusseren Stellungen das Führungsstück in die Buchse der Führung eintritt, um Gratbildung zu vermeiden.

Für Meyer'sche Steuerung nehme man als Durchm. des Führungsstückes sowohl für Grund- als auch Expansionschieberstange das Maass *d*.



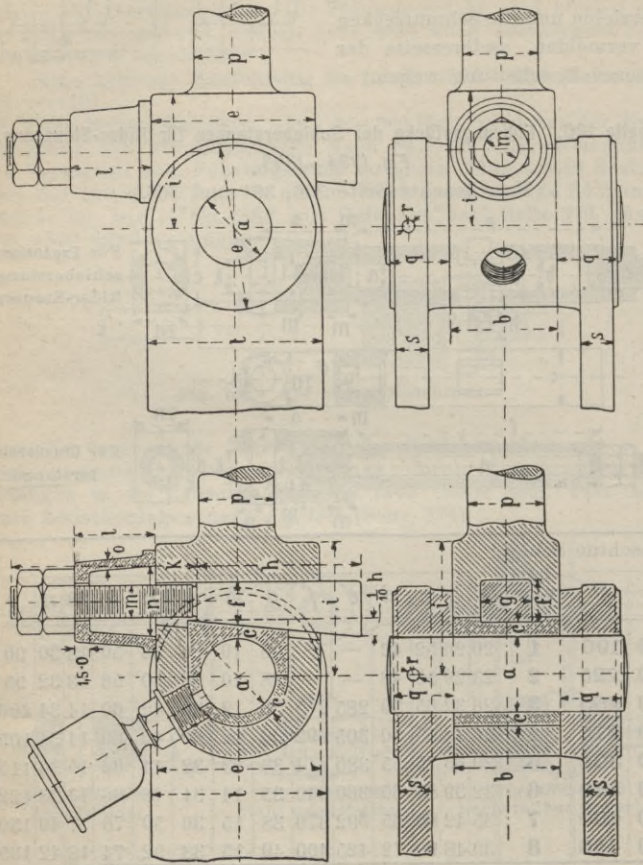


Fig. 1399—1402.

Das **Lager** für den Bolzen mache man aus Rotguss. Nach eingetretenem Verschleiss muss dann an den Teilstellen nachgearbeitet werden.

Die **Schmierung** des Zapfens erfolgt durch einen kleinen Dochtschmierapparat, welcher, wie in *Fig. 1399* gezeigt, in die Excenterstange eingeschraubt wird.

Tabelle 161. Gelenke zu den Führungsstücken Seite 367. Fig. 1399—1402.

(Abbildung Seite 368 zeigt Gelenk zum Schieber No. 3 im Maassstab 1 : 3.)

Schieber No.	Maschine*)		Zapfen																	
	H	D	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t
1	300	190	26	38	4	54	16	18	65	50	68	30	13	28	4	28	21	4	13	60
2	350	225	28	40	4	58	16	18	68	50	68	30	13	28	4	30	23	4	13	64
3	400	250	30	42	5	60	17	20	70	52	72	32	13	28	4	32	24	5	14	68
4	450	275	30	42	5	60	17	20	74	52	72	32	13	28	4	34	24	5	14	68
5	500	300	32	44	5	64	18	20	78	54	75	32	13	28	4	37	26	5	15	72
6	600	350	34	48	6	68	18	22	82	56	75	32	13	28	4	42	28	6	16	76
7	700	400	36	50	6	70	19	22	86	58	76	32	13	28	4	47	30	6	17	80
8	800	450	38	52	6	75	19	24	90	60	78	35	13	30	4	50	32	7	18	84

Für kleinere Maschinen als 300 Hub nehme man die Gelenke Seite 370.

Die Abmessungen des Bolzens  $a \times b$  sind abhängig von der Grösse des Schiebers, mithin auch die anderen  $c$  Maasse, weshalb als Bezeichnung der Schieber zu Grunde gelegt wurde.

\*) Mit normalen Touren nach Seite 333, Tabelle 149.

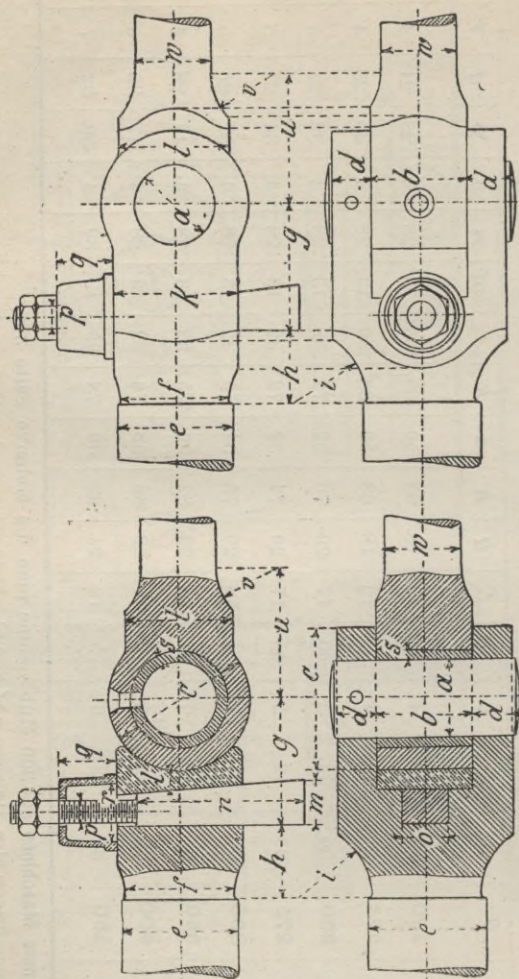


Fig. 1403-1406.

Tabelle 162. Gelenkstücke.\*) Fig. 1403—1406. (Zu den Schieber- und Excenterstangen.)

Maschine		a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w
H	D																						
120	75	16	22	35	10	25	23	—	—	24	30	—	—	—	—	—	—	—	3	28	38	18	13
160	90	18	28	40	12	28	26	—	—	24	35	—	—	—	—	—	—	—	3	30	40	18	16
200	120	21	32	46	13	33	30	46	28	26	40	5	18	60	16	10	22	22	3	32	42	20	18
250	160	24	37	54	15	38	36	48	28	26	44	6	18	60	17	10	23	23	3	34	44	20	20
300	190	26	38	56	16	40	38	50	30	28	46	7	18	62	18	10	24	24	4	36	46	21	25
350	225	28	40	58	16	45	43	52	30	28	48	7	20	64	19	13	25	25	4	38	48	22	30
400	250	30	42	60	16	50	48	54	32	30	50	8	20	66	20	13	26	26	4	40	50	23	32
450	275	30	42	62	17	50	48	56	32	30	52	8	20	68	20	13	27	26	4	42	52	24	34
500	300	32	44	64	17	55	52	58	33	32	54	8	20	70	20	13	28	26	4	44	54	25	37
600	350	34	48	68	18	60	56	60	35	34	58	9	21	74	22	13	30	28	5	48	58	27	42
700	400	36	50	70	19	65	60	62	36	36	60	9	22	78	22	13	32	28	5	50	62	29	47
800	450	38	52	74	20	70	65	66	38	38	64	10	22	82	24	13	34	30	6	54	66	31	50
900	500	40	54	78	21	75	68	68	40	40	68	10	23	86	24	13	36	30	6	58	70	33	52
1000	550	42	56	82	22	80	72	70	42	42	72	11	24	90	26	13	38	32	7	60	75	35	54

Die Bolzen und Büchsen der Excenterstangen sind aus Stahl und werden gehärtet.

Die Veränderung der Stangenlänge von Mitte Welle bis Mitte Cylinder erzielt man mit eingeschraubten Excenterstangen, Fig. 1349, Seite 360, oder mit Unterlagscheiben.

Der Durchm. e der Führung kann bei dieser Ausführung etwas kleiner ausfallen, als nach Fig. 1398, S. 367.

\* Beliebige Ausführung auch für andere Gelenkverbindungen.

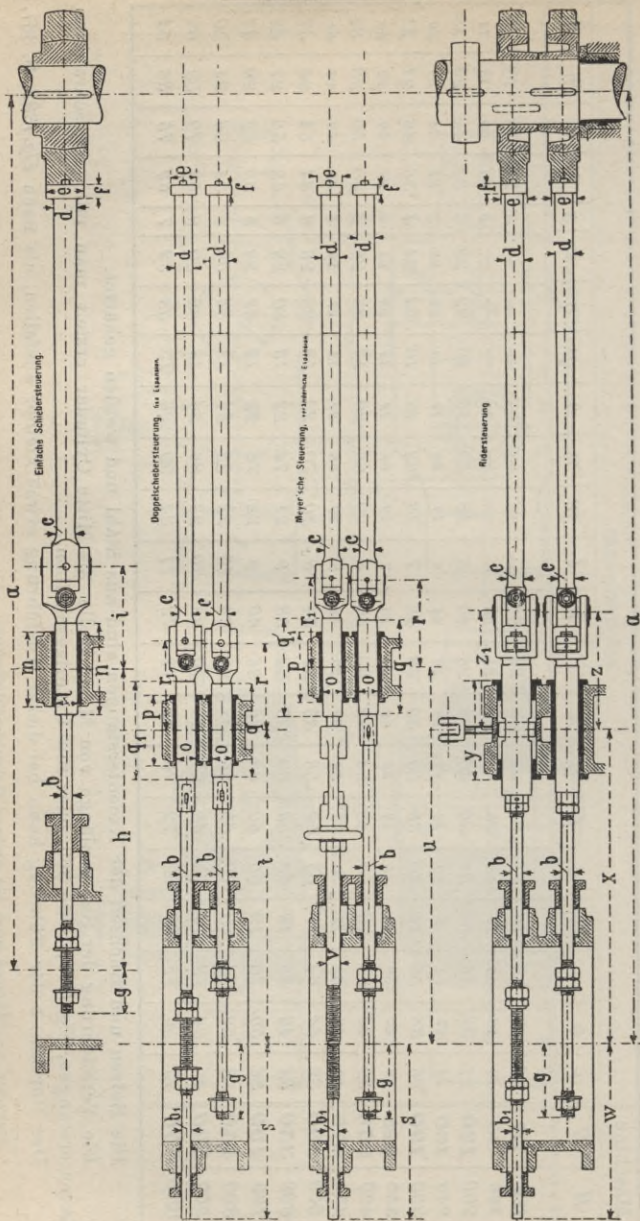


Fig. 1407-1410

Tabelle 163. Schieber- und Excenterstangen.

Schieber- No.	Maschine		Gemeinschaftliche Maasse										Einfache Steuerung						Meyersche Steuerung						Rider-Steuerung								
	H	D	a	b	b <sub>1</sub>	c	d	e	f	g	h	i	l	m	n	o	p	q	q <sub>1</sub>	r	r <sub>1</sub>	s	t	vertheilt.		u	v	w	x	y	z	z <sub>1</sub>	
			fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.
1	120	75	740	13	—	13	16	16	50	300	—	30	70	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	160	90	940	16	—	16	20	20	55	360	—	32	80	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	200	120	1140	16	—	18	24	20	60	410	—	35	95	120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	250	160	1360	20	—	20	28	25	70	480	—	38	110	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	300	190	1605	20	—	25	33	25	75	550	—	40	125	165	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	350	225	1815	23	—	30	38	25	85	625	—	45	140	190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	300	190	1605	20	15	28	35	25	125	—	—	—	—	—	—	40	125	160	165	160	162	275	550	680	26	275	550	—	—	—	—	—	—
2	350	225	1815	23	18	30	38	25	140	—	—	—	—	—	—	45	140	180	185	172	174	330	625	760	29	330	625	—	—	—	—	—	—
3	400	250	2060	26	21	32	40	25	165	—	—	—	—	—	—	50	155	210	215	187	193	380	700	850	32	380	700	215	251	256	—	—	—
4	450	275	2245	26	21	34	42	28	175	—	—	—	—	—	—	50	170	230	235	203	205	405	750	920	32	405	750	225	265	271	—	—	—
5	500	300	2400	29	24	37	46	28	195	—	—	—	—	—	—	55	185	255	265	218	223	445	820	980	35	445	820	240	287	295	—	—	—
6	600	350	2760	32	27	42	50	28	220	—	—	—	—	—	—	60	200	285	295	237	242	515	940	1070	39	515	940	250	308	318	—	—	—
7	700	400	3165	35	29	47	55	28	245	—	—	—	—	—	—	65	215	315	325	255	260	570	1060	1160	42	570	1060	265	332	343	—	—	—
8	800	450	3550	39	32	50	60	32	280	—	—	—	—	—	—	70	230	345	360	272	284	640	1150	1250	45	640	1150	280	353	365	—	—	—

## Das Schiebergestänge.

Das Gestänge zum Antrieb der Schieber zeigt je nach dem System in der Ausführung grosse Verschiedenheiten. Im allgemeinen soll man auf folgende Punkte achten:

Die Länge des Gestänges, also die Entfernung von Mitte Kurbelachse bis Mitte Schieber muss bequem zu ändern sein (ohne den Schieberkastendeckel los zu nehmen), wie z. B. in Fig. 140 Seite 372.

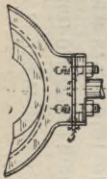


Fig. 1411.

Da es sich beim Grundschieber im allgemeinen nur um Aenderung des Voreilens handelt, so dürfte auch die Anwendung von Zwischenlagen, ähnlich wie beim Excenterbügel, von zusammen 5 mm Dicke genügen, falls die Konstruktion eine andere Verstellung nicht zulässt.

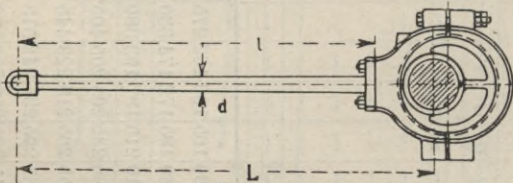


Fig. 1412.

### Bezeichnung der Excenterstangen.

Bezeichnet s. auch Seite 362:

$K$  den Schieberwiderstand in  $\text{kg}$  nach Tab. 169 oder Gleich. 321,

$L$  die Stangenlänge in  $\text{cm}$ ,

$d$  den mittleren Durchmesser der Stange in  $\text{cm}$ ,

$r$  die Excentrizität in  $\text{Mtr.}$ ,

$n$  die Tourenzahl pro  $\text{Min.}$ ,

$v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60}$  die grösste Schiebergeschwindigkeit in  $\text{Mtr. pro Sek.}$ ,

$G$  das Gewicht des Schiebers mit Schieberstange und Excenterstange in  $\text{kg}$ ,

so wird: Schieberbeschleunigung  $q = \frac{v^2}{r}$  . . . . (313)

Beschleunigungsdruck  $K' = q \cdot \frac{G}{g}$  . . . . (314)

gesamte Zugkraft in der Stange  $P = K + K'$  . . (315)

Die Stange ist auf **Zerknickung** zu berechnen und zwar nach Fall 2 in Tabelle 42, Seite 55, demnach wird:

$$P = \frac{10 \cdot J \cdot E}{m \cdot L^2}; \quad m = \frac{10 \cdot J \cdot E}{P \cdot L^2} \quad \dots \quad (316)$$

worin  $J$  Trägheitsmoment nach Tab. 44 bzw. 45, Seite 56 u. 57.

$E = 2\,000\,000$  Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen nach Tab. 40 Seite 54. Die Excenterstangen neigen zum Zittern, man nimmt deshalb

Sicherheitsgrad  $m = 24$  bis  $30$  im Mittel  $25$  . . (317)

**Beispiel:** Für eine Maschine 450 Durchm. 800 Hub,  $n = 77$  pro  $\text{Min.}$ , 7  $\text{Atm.}$  Dampfdruck sei die Excenterstange zum Grundschieber einer Ridersteuerung Schieber No. 8, S. 349 zu berechnen.

Nach Tab. 156 ist die Schieberdruckfläche  $F = 42 \cdot 40 = 1680$   $\text{qcm}$  und nach Tab. 166, Fig. 1443—1444 der Schieberwiderstand

$$K = 67 \cdot \frac{1680}{1000} \cdot 7 \approx 800 \text{ kg.}$$

Mit Rücksicht auf *Fig. 1412* sind die entspr. Maasse nach Tab. 163  $L = 204,7$  cm, ferner nach Tab. 163  $d = 5,5$ ; ferner nach Seite 347  $r = 0,064$  Mtr. und nach Tab. 163  $d = 5,5$  cm. Trägheitsmoment nach Tab. 45  $J \sim 45$ .

$$\text{Schiebergeschwindigkeit } v = \frac{2 \cdot 0,064 \cdot \pi \cdot 77}{60} \sim 0,5 \text{ Mtr. pro Sek.}$$

$$\text{nach Gleich. 313 Schieberbeschleunigung } q = \frac{0,5^2}{0,064} \sim 4,$$

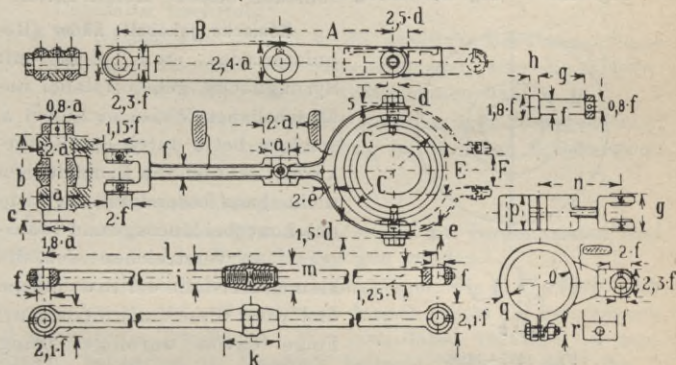
$$\text{" " 314 Beschleunigungsdruck } K' = 4 \cdot \frac{80}{9,81} \sim 32 \text{ kg}^*)$$

$$\text{" " 315 Gesamte Zugkraft } P = 800 + 32 = 832 \text{ kg}$$

mithin nach Gleich. 316

$$\text{Sicherheitsgrad } m = \frac{10 \cdot 45 \cdot 2\,000\,000}{832 \cdot 204,7^2} \sim 25.$$

Tab. 164. Regulatorgestänge zur **Rider-Steuerung** *Fig. 1413—1424*  
(S. auch Seite 355.)



Maschine																
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	q	r
300	190	20	78	13	13	10	15	44	11	13	60	550	27	140	10	13
350	225	20	85	13	13	10	15	48	11	14	65	565	27	145	10	13
400	250	23	100	14	13	11	16	52	11	16	70	580	33	150	11	13
450	275	23	100	14	13	11	16	55	12	17	75	600	33	155	11	13
500	300	23	110	14	13	12	18	58	12	18	80	620	33	160	12	13
600	350	25	110	16	16	13	18	60	12	18	80	650	33	165	12	13
700	400	25	110	16	16	13	20	65	13	20	80	675	38	170	13	13
800	450	30	110	18	20	14	23	78	15	23	90	700	42	180	15	16

**Regulatorständer** hierzu s. Seite 356. Die Maasse  $o$  und  $p$  nehme aus Tabelle 157, Seite 357 und zwar entspricht Maass  $o$  dem dortigen Maass  $d + 2e$  und Maass  $p$  dem dortigen Maass  $o$ .

Die Dimensionen  $A$  und  $B$  sind abhängig vom Regulatormuffenhub und dem zu verstellenden Schieberweg.

\*) Nach Tab. 172 Gewicht = 80 kg.



Der Gleitring  $G$  und dessen Abmessungen  $C$  und  $E$  sind abhängig vom Regulator. Die --- angedeutete Verlängerung des Doppelhebels dient zum Antrieb einer Oelbremse. Die Dimension  $F$  mache man etwas grösser als den Regulatorspindeldurchm.

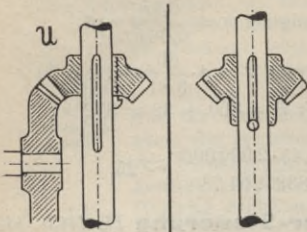


Fig. 1425.

Fig. 1426 richtig.

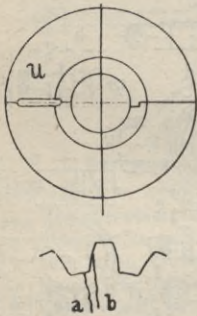


Fig. 1427—1428.

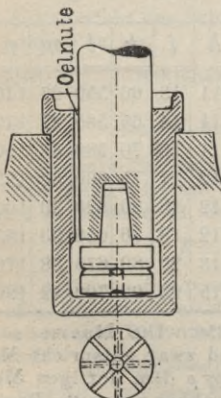


Fig. 1429—1430.

Konische Regulatorräder verlangen bei der grossen Tourenzahl stets sorgfältigste Bearbeitung, Gehobelte unter allen Umständen vorzuziehen. Nabe lang, dass gute Führung vorhanden ist. Nutenkeil schlecht, eingelegte Feder mit Sicherung durch kräftigen konischen Splint entschieden bessere Konstruktion.

Konische gehobelte Räder (Regulatorräder etc.) nicht mit Sprungfläche, geht oft dabei unabsichtlicher Weise nicht bei  $a$ , sondern bei  $b$  durch den Zähnekranz. Werden die Bruchflächen nicht ganz besonders sorgfältig geschont (bei Montage und Transport), so verstreichen sich die kleinen Kristalle der Bruchfläche und passt diese dann nicht ganz. Folge davon unruhiger Gang und Klappern der Räder.

Beim Spurzapfen vom Regulator geschieht die Zufuhr von Oel von der Mitte der Pfannen aus, weil von aussen das Oel bis zur Mitte nicht dringen kann, indem es durch die Centrifugalkraft der verbrauchten Oelteilchen, die nach aussen geschleudert werden, am Eindringen verhindert wird. Die Pfanne erhält unten wie oben mehrere Kerben (Oelnutze) Oelabzug zum Ausspülen mit Petroleum ist auch möglichst vorzusehen.

## Der Schieberspiegel.\*)

Die höheren Anforderungen, die in Bezug auf Dampfverbrauch etc. an die Maschinenlieferanten herantraten, hatten die Verwendung hochgespannten Dampfes im Gefolge. Mit dieser Druckerhöhung wächst auch die Gefahr des Schieberfressens und kommen für die Erhaltung des Schieberspiegels hauptsächlich in Betracht:

1. Die Grösse des **Flächendruckes** der Schieberfläche,
2. die **Beschaffenheit** des Cylinderöles,
3. die **Zuführung** des Cylinderöles.

In Nachstehendem bezeichnet:

**F** die **Druckfläche** des Schiebers in qcm, d. h. die Fläche, auf welche der Dampf drückt, während dabei der Expansionschieber die Durchlasskanäle abgeschlossen hat, also der Regulator hochsteht;

**f** die **Tragfläche** in qcm, d. h. die wirkliche Berührungsfläche zwischen Schieber und Schieberspiegel, also die Fläche: welche den Schieberdruck aufzunehmen hat;

**q** den spec. **Flächendruck** in kg auf den qcm Schieberfläche;

**K** die Kraft in kg, welche nötig ist, um den **Schieberwiderstand** zu überwinden;

**$\mu$**  den **Reibungskoeffizienten**.

Bei Dampfdrücken **über 5 Atm.** sollen die vorgenannten drei Punkte besonders in Betracht gezogen werden.

Man zeichnet sich den Schieberspiegel, wie in *Fig. 1431—1431* etc. angedeutet, auf und bestimmt danach zuerst die Druckfläche und hierauf die Tragfläche. Wie man dabei verfährt, ist ausführlich behandelt in Haeder's Zeitschrift Jahrg. 1897 Nr. 7 S. 51 u. f. Wir wollen an dieser Stelle nur die **Resultate** wiedergeben, welche die Untersuchung für einen Schieber von verschiedenen Ausführungen der Maschine 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub,  $n = 95$  Touren pro Min. ergab. Es sind dabei der **geteilte** Schieber und der **ungeteilte** (*Fig. 1139*) Seite 332 berücksichtigt.

In nachstehender Zusammenstellung soll besonders die Grösse des **Flächendruckes pro qcm Tragfläche** für verschiedene Ausführungen festgestellt werden, denn das Fressen des Schieberspiegels hängt wesentlich davon ab, während die angegebenen Werte des **Schieberwiderstandes** auf das Gestänge (Heisslaufen der Excenter) Einfluss haben.

Um vergleichende Zahlen zu erhalten, wollen wir die Tragfläche auf die äusseren Dimensionen des Schiebers, also auf Länge **L** mal Breite **B** reduzieren, den geteilten Schieber denken wir uns als einen Schieber von **2 L** Länge.

\*) Ausführlich behandelt in Häders Zeitschrift 1897 und im Buch „Die kranke Dampfmaschine“.

Tabelle 165. Der geteilte Schieber (vergl. Band II Steuerungen).

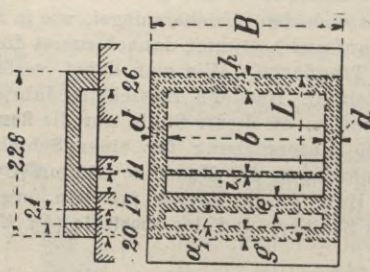
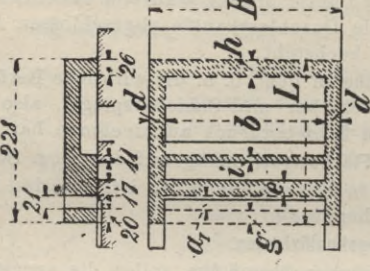
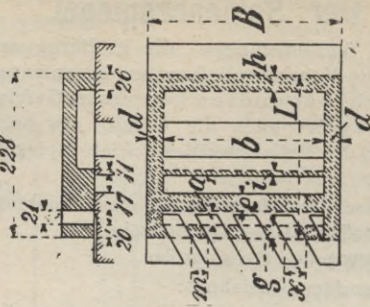
<p>Die Tragfläche ist durch : : : : bezeichnet.</p> <p>Flächendruck pro qcm Tragfläche . . . . .</p> <p>Druckfläche . . . . .</p> <p>Schieberwiderstand . . . . .</p>	<p>a) Schieberspiegel am Cylinder ohne Ausparung.</p>  <p>Fig. 1431—1432</p> <p><math>q = 2,33 \cdot p</math></p> <p><math>F = 2 \cdot B \cdot L</math></p> <p><math>K = 75 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p</math></p>	<p>b) Schieberspiegel am Cylinder mit Ausparung.</p>  <p>Fig. 1433—1434.</p> <p><math>q = 2,39 \cdot p</math></p> <p><math>F = 0,85 \cdot (2 \cdot B \cdot L)</math></p> <p><math>K = 64 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p</math></p>	<p>c) Schieberspiegel am Cylinder mit teilweiser Ausparung.</p>  <p>Fig. 1435—1436.</p> <p><math>q = 2,31 \cdot p</math></p> <p><math>F = 0,88 \cdot (2 \cdot B \cdot L)</math></p> <p><math>K = 66 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p</math></p>
---	---	---	--

Tabelle 166. Der **ungeteilte** Schieber (vergl. S. 332, Fig. 1139—1140).

a Schieberspiegel am Cylinder ohne Aussparung.

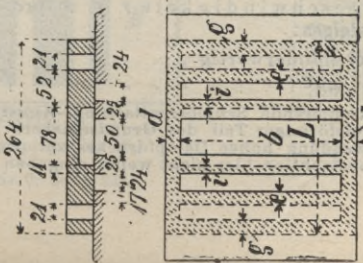


Fig. 1437—1438.

$$q = 2,16 \cdot p$$

$$F = B \cdot L$$

$$K = 75 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

b Schieberspiegel am Cylinder mit Aussparung.

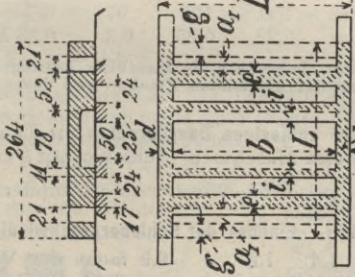


Fig. 1439—1440.

$$q = 2,21 \cdot p$$

$$F = 0,74 \cdot B \cdot L$$

$$K = 55 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

c Schieberspiegel am Cylinder mit Uebersrömnute N.

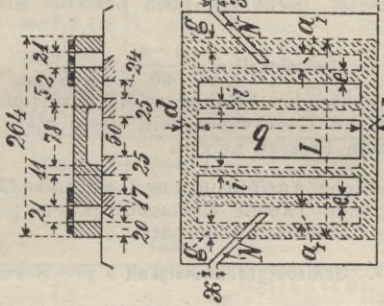


Fig. 1441—1442.

$$q = 1,9 \cdot p$$

$$F = 0,86 \cdot B \cdot L$$

$$K = 65 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

d Schieberspiegel am Cylinder mit breiter Tragleiste d mit Entlastungsnute N.

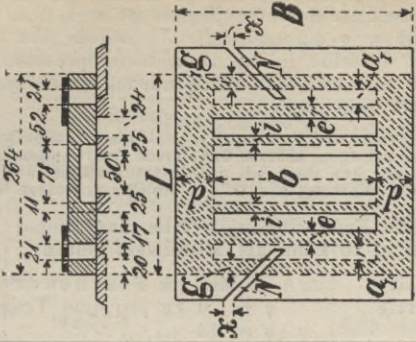


Fig. 1443—1444.

$$q = 1,6 \cdot p$$

$$F = 0,89 \cdot B \cdot L$$

$$K = 67 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

entspricht  
Haeders  
Normal-  
schieber  
Seite 348.

Für das Fressen des Schieberspiegels ist besonders der **Druck pro qcm Tragfläche** =  $q$  massgebend. Je besser das **Cylinderöl**, desto eher dringt dasselbe in die zusammengepressten Flächen und in die Poren ein und der Flächendruck  $q$  pro qcm Tragfläche wird grösser sein dürfen.

Bei besonders gutem und dichtem Material des Schieberspiegels mag es unter Umständen gelingen, **höheren Dampfdruck** anzuwenden. Man setzt sich jedoch der Gefahr aus, dass bei geringster Unregelmässigkeit und Unachtsamkeit in der Wartung u. s. w. der Schieber zu fressen beginnt.

Ziehen wir die Erfahrungen, welche man bisher hierüber machte, in Betracht, so kann als Mittelwert gelten:

Cylinderöl	Zulässiger Flächendruck
a) minderwertig	$q = 9$ kg pro qcm Tragfläche
b) gut	$q = 14$ „ „ „ „

Dies berücksichtigt und die in Betracht kommenden Zahlen untereinander gesetzt, giebt ein noch besseres Bild, wie Tabelle 169 zeigt.

$$\text{Die mittlere Geschwindigkeit } v = \frac{4 r \cdot n}{60} \dots \dots \dots (318)$$

der aufeinander gleitenden Flächen spielt natürlich auch eine Rolle, je grösser die Geschwindigkeit, desto mehr dürfte der Schieberspiegel zum Fressen neigen.

Für gebräuchliche Ausführung und normale Umdrehungszahlen giebt folgende Tabelle Ueberschlagswerte, worin  $n$  die Tourenzahl,  $r$  die Excentricität bedeutet.

**Tabelle 167. Schiebergeschwindigkeit  $v$  pro Sekunde.**

Schieber No.	1	3	6	8
$r =$	22	32	48	64 mm
$n =$	150	120	97	77
$v =$	0,22	0,25	0,3	0,33 Mtr. pro Sek.

Die Tab. 167 zeigt: je grösser die Maschine, desto grösser ist die Geschwindigkeit  $v$  der gleitenden Flächen und desto weniger Dampfdruck zulässig.

Die Werte des **zulässigen Dampfdruckes** in Tab. 169 Spalte 4 gelten für **mittelgrosse** Maschinen (Schieber mit 3 cm Kanalweite).

Sie sind also zu erhöhen bezw. zu vermindern um:

**Tabelle 168. Einfluss der Schiebergeschwindigkeit.**

das 1,4 1,2 1 0,9 fache der Werte Tab. 109 bei Schieber No. 1 3 6 8 (Seite 347).

Im allgemeinen sollte das Produkt Flächendruck  $q$  in qcm  $\times$  Schiebergeschwindigkeit  $v$  in m pro Sek. folgende Werte **nicht übersteigen**:

$$\text{Cylinderöl minderwertig} \dots \dots \dots q \cdot v = 3. (319)$$

$$\text{„ gut} \dots \dots \dots q \cdot v = 5. (320)$$

Eine gut funktionierende Schieberentlastungs-Konstruktion in der Weise, dass ein kreisförmiger Teil des Grundschiebers entlastet wird, lässt auch die Anwendung hohen Dampfdruckes zu. Doch wollen wir auf diese Spezialkonstruktion hier nicht weiter eingehen.

**Zusammenstellung der Resultate.**

(Mittelgrosse Maschine, Schieber mit ca. 3 cm Kanalweite.)

Tabelle 169.

Konstruktion des Schiebers	Ausführung nach:	Druck pro qcm Tragfläche	Zuläss. Dampfdruck $n \sim 100$ bis 120		Druckfläche $F$	Schieberwiderstand (Excenterdruck) $K$
			Cylinderöl minderwertig	gut		
geteilter Schieber	Fig. 1431	2,3 $\rho$	4,5 Atm.	7 Atm.	1 · B · L	$75 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot \rho$
	„ 1433	2,4 „	„ „	„ „	0,85 · „	64 · „ · $\rho$
	„ 1435	2,3 „	„ „	„ „	0,88 · „	66 · „ · $\rho$
ungeteilter Schieber	Fig. 1437	2,1 $\rho$	5 Atm.	8 Atm.	1 · B · L	$75 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot \rho$
	„ 1439	2,2 „	4,5 „	„ „	0,74 · „	55 · „ · $\rho$
	„ 1441	1,9 „	5,5 „	9 „	0,86 · „	65 · „ · $\rho$
	Normalsch. *)	„ 1443	1,6 „	6 „	10 „	0,89 · „

Beispiel: (Zulässiger Dampfdruck.) Welcher Dampfdruck ist zulässig für Normalschieber nach Seite 348, Tragleiste nach Gl. 320 und Schieberspiegel nach Seite 382?

Antwort.

Tabelle 170.

	Cylinderöl	
	minderwertig	gut
Nach Tab. 169 für Schieber Nr. 6	$\rho = 6$ Atm.	$\rho = 10$ Atm.
Nach Tab. 168 für Schieber Nr. 3	$\rho = 1,2 \cdot 6 = 7,2$ „	$\rho = 1,2 \cdot 10 = 12$ „

Wir sehen also aus der Tab. 169, dass die Ausführung bezw. Konstruktion des Schieberspiegels eine grosse Rolle spielt, was besonders bei Dampfdrücken über 5 Atm. zu beachten ist. In diesem Falle sollte man geteilte Flachschieber ganz vermeiden und nur die Schieberkon-

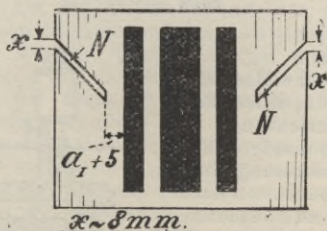


Fig. 1445. Schieberspiegel zu Fig. 1441.

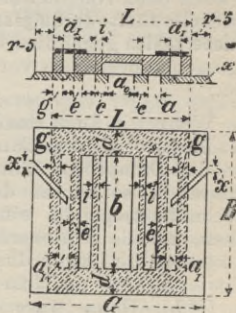


Fig. 1446-1447.

\*) Schieber Nr.6. Seite 348.

struktions *Fig. 1443* nehmen, den Schieberspiegel also ohne Aussparung, aber mit der Entlastungsnute *N* versehen, s. *Fig. 1445*. Dabei ist auch die seitliche Tragleiste *d* (*Fig. 1443*) nach Gl. 320a breit zu machen.

Als Breite der Tragleiste kann gesetzt werden

$$d = 0,022 \cdot p \cdot b \quad \dots \quad (320a)$$

In unsern Normaltabellen der Schieber haben wir  $p = 8\frac{1}{2}$  gesetzt, bei niedrigem Dampfdruck könnte die Tragleiste und somit auch die lichte Weite des Schieberkastens etwas kleiner genommen werden.

Die Länge des Schieberspiegels ergibt sich zu

$$G = L + 2r - 10 \text{ mm}$$

(*L* Schieberlänge nach *Fig. 1446*; *r* Excentricität).

Man wendet für Schieber mit grösserer Kanalbreite auch wohl mehrere Tragleisten an, etwa

Kanalbreite <i>b</i> =	200—300	300—400	400—500	mm
Anzahl der Zwischenleisten	1	2	3	„

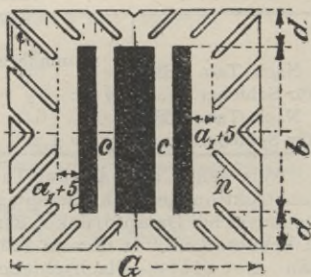
### Richtige Ausführung des Schieberspiegels.

Die beste Ausführung zeigt *Fig. 1448* (bei Schiffsmaschinen gebräuchlich).

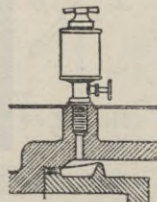
Eine Anzahl Nuten (6—8 mm) werden eingefräst. Der Dampf kann die grossen Flächen unterspülen. Die Nuten bilden zugleich den schon erwähnten Ueberströmkanal zur Entlastung der Schieber.

(Sowohl beim Auftuschieren des Schiebers in der Werkstatt als auch beim Nachhelfen an Ort und Stelle dürfte der aufgeschraubte Schieberkasten gegenüber dem angegossenen besonders vorteilhaft sein.)

Wenn wir auch das Princip der Dampfschmierung annehmen, also den Dampf vor Eintritt in die Maschine schmieren, so ist es doch für jeden Fall zweckentsprechend, eine Vorrichtung zu haben, um die Schieberfläche besonders ölen zu können und zwar durch Anordnung eines Schmiergefässes auf dem Schieberkasten nach *Fig. 1449*. Dann wäre noch zu beachten, dass das Öl auch auf die Flächen verteilt wird.



*Fig. 1448.* Schieberspiegel, beste Ausführung.



*Fig. 1449.*

Sehr häufig bringt  
**falsche Konstruktion der Schieber Spiegel**  
 Dampfverluste mit sich.

Das Bestreben, besonders bei grossen Maschinen, den Schieber und den Schieber Spiegel **möglichst klein** zu halten, giebt manchem Konstrukteur Veranlassung, den äusseren Steg *f* (Fig. 1450) sehr schmal zu machen.

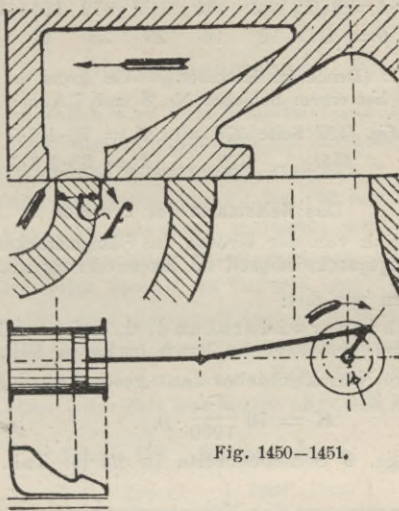


Fig. 1450—1451.

In der in Fig. 1450 gezeichneten Stellung des Schiebers tritt dann nochmals Dampf in den Cylinder. Die entsprechende Kolbenstellung zeigt Fig. 1451 mit dem Diagramm, bei letzterem ist das Nachströmen des Dampfes markiert.

Der Dampfverlust, welchen dieser Fehler nach sich zieht, ist nicht sehr gross, er kann etwa 5% betragen.

Betr. Ausführung der Schieberfläche beachte man S. 382.

### Das Excenter.

Da die Beschaffenheit der Schieber Spiegel einen wesentlichen Einfluss auf das Arbeiten der Excenter hat, wollen wir im Verfolg dieses Kapitels noch die Umstände betrachten, welche auf das Heisslaufen der Excenter von Einfluss sind.

**Der Druck im Steuergestänge** (Schieberwiderstand) hat besonders Einfluss auf das Heisslaufen der Excenter. Die Bestimmung des Excenterdruckes geschieht nach Tab. 169 Spalte 7.

Beispiel: (Druck im Steuergestänge.) Der Schieber der Maschine 700 Hub hat eine Fläche von  $36 \times 36$  also  $B \cdot L = 1300$  qcm, demnach Druck im Steuergestänge (Schieberwiderstand) bei 6 Atm. Dampfdruck (und Ausführung Fig. 1441) nach Tab. 169 Seite 381

$$K = 65 \cdot \frac{1300}{1000} \cdot 6 \sim 510 \text{ kg.}$$



Zur leichteren Bestimmung des Schieberwiderstandes (Excenterdruck) diene Tab. 172.

**Tabelle 172. Ueberschlagswerle für Schiebergrösse u. Gewicht.**

$B$  und  $L$  für gebräuchliche Ausführung nach Seite 348.

Schieber No.	1	2	3	4	5	6	7	8
Fläche $F = B \cdot L =$	246	352	494	615	672	1014	1330	1680
Gewicht $G =$	8	12	16	25	35	47	60	80

Beispiel: (Druck im Excenter.) Wie gross ist der Druck im Steuergestänge bei einem Schieber Nr. 8 und 7 Atm.?

Nach Fig. 1437 Seite 379 wird  $K = 75 \cdot 1,6 \cdot 7 = 840$  kg  
Ausführung „ 1441 „ 379 „  $K = 65 \cdot 1,6 \cdot 7 = 730$  „

### Das Heisslaufen der Excenter

hängt wesentlich von der Grösse des **Flächendruckes** im Excenter und der **Umfangsgeschwindigkeit** im Excenterring ab,<sup>1)</sup>

Bezeichnen wir mit:

$K$  den Schieberwiderstand, d. h. die zur Bewegung des Schiebers erforderliche Kraft in kg (s. Seite 379).

Für unsere Normalschieber kann gesetzt werden angenähert:

$$K = 70 \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p \dots \dots \dots (321)$$

$L$  Schieberlänge,  $B$  Schieberbreite in cm (s. Tab. 172)  $p$  Atm. Ueberdruck.

$e$  den Durchmesser des Excenterringes in cm,

0,8  $b$  die wirklich tragende Breite des Excenters in cm,

$q = \frac{K}{e \cdot 0,8 \cdot b}$  den Flächendruck pro qcm in kg (321a)

$v$  die Umfangsgeschwindigkeit im Excenterring in

$$\text{Mtr. pro Sek. } v = \frac{\pi \cdot e \cdot n}{100 \cdot 60} \dots \dots \dots (321b)$$

so soll sein für:

$$\text{Gusseisen auf Gusseisen } q \cdot v < 3 \dots \dots (322)$$

$$\text{„ „ Weissguss } q \cdot v < 8 \dots \dots (323)$$

Auffallend ist die grosse Verschiedenheit der zulässigen Produkte  $q \cdot v$  für die einzelnen Maschinenteile (Tab. 174).

Wenn man auch berücksichtigt, dass bei dem Schieber der Druck während seiner ganzen Bewegung gleich gross ist, dagegen beim Hauptlager und Kurbelzapfen in jeder Kurbelstellung eine andere Grösse annimmt, berücksichtigt man ferner noch, dass die Geschwindigkeit  $v$  im Hauptlager und Kurbelzapfen konstant, dagegen bei dem Excenter und dem Schieber veränderlich ist, so giebt es doch keine genügende Erklärung für die grosse Neigung der Excenter zum Heisslaufen. Hier spielt entschieden die mehr oder weniger gute Bearbeitung eine Rolle,

\*) Bei grossen Excentern  $q \cdot v$  bis 20, s. u. „Walzenzugmaschinen“.

mit einer grossen Breite des Excenters allein ist die Frage nicht zu lösen.

Tabelle 174. Werte  $q \cdot v$ .

(Flächendruck pro qcm  $\times$  Geschwindigkeit in m pro Sek.).

$q \cdot v =$	Schieber		Excenter		Hauptlager	Kurbelzapfen
	Oel schlecht	gut	Guss	Weiss- guss		
	3	5	3	5	25–32	45–65

## Die Speisepumpe.

In manchen Fällen wird vom Besteller einer Dampfmaschine (bis 100 PS.) die Lieferung einer von der Maschinenwelle durch Excenter angetriebenen Speisepumpe verlangt.

Die Leistung der Speisepumpe muss für alle Vorkommnisse gross genug sein, sie muss noch genügen, wenn durch irgend einen Umstand die Maschine einen erhöhten Dampfverbrauch aufweist. Wir wollen deshalb zu Grunde legen:

1. die **Maximalleistung** (überlastet) nach Seite 30, 31, 34, 35 u. 39,
2. das 1,5fache des Dampfverbrauchs der Maximalleistung,
3. die Pumpe soll in der halben Zeit das obige Quantum fördern, also  $\frac{1}{2}$  der Zeit leer laufen oder still stehen können.

Tabelle 175. Speisepumpen.

Maschine . . . .	Eincyl.		Zweif.-Exp.		Dreif.-Exp.	
Dampfdruck . . .	5–8		6–9		10–12 Atm.	
<b>Normalleistung</b> . . .	$N_i$		$N_i$		$N_i$	
Maximalleistung . .	$1,5 N_i$		$1,3 N_i$		$1,28 N_i$	
Dampfverbr.*) $S_i$	16		13		7,2**)	
Speisewassermenge	$1,5 N_i \cdot 16$		$1,3 N_i \cdot 13$		$1,28 N_i \cdot 7,2$	
Förderquantum ( $\frac{1}{2}$ Zeit) . . . .	$50 N_i$		$35 N_i$		$20 N_i$ Liter p. Std.	
theor. Förderquant. (bei $\eta$ ca. 0,8) .	$60 N_i$		$43 N_i$		$25 N_i$ " " "	
einfach. Hubvo- lumen . . . $q =$	einf.   dopp. $\frac{N}{n}$   $\frac{1}{2} \frac{N}{n}$		einf.   dopp. $0,7 \frac{N}{n}$   $0,35 \frac{N}{n}$		einf.   dopp. $0,4 \frac{N}{n}$   $0,2 \frac{N}{n}$	

also Leistung  $q \cdot n$  Liter pro Minute einfach wirkend

" "  $2 q \cdot n$  " " " doppelt "

(Fortsetzung Seite 388.)

\*) Die Dampfverbrauchszahlen in den Tabellen Seite 40 und 41 gelten für eine nicht in besonders gutem Zustande befindliche Maschine, welchen Umstand man bei Bestimmung der Speisewassermenge zu berücksichtigen hat.

\*\*) Dreif.-Exp.-Maschine kann man ohne vollständige Umänderung der Steuerung als Auspuffmaschine nicht voll belasten.

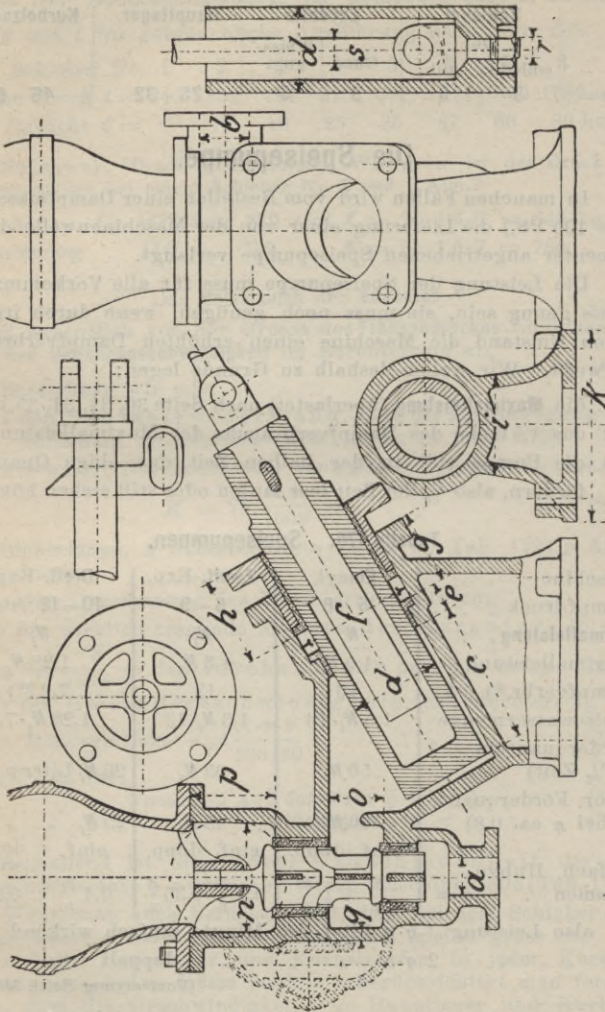


Fig. 1452-1457. Speisepumpe für Excenterantrieb.

Tabelle 176. Speisepumpe. Fig. 1452—1457.

No.	Maschine		d	Hub	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s
	H	D																			
1	200	150	30	45	20	20	44	25	55	50	60	30	130	25	30	50	40	60	12	—	—
2	300	200	40	50	30	25	48	30	70	65	70	40	140	35	43	60	50	70	12	—	—
3	400	250	50	66	35	30	64	30	85	80	85	50	160	40	50	70	60	80	13	—	—
4	500	300	70	80	40	35	78	35	105	95	100	70	180	50	60	85	70	90	13	26	30
5	600	350	80	90	45	45	88	40	120	110	110	80	200	55	68	100	75	100	13	30	35
6	700	400	90	100	50	50	98	45	130	125	120	90	210	60	72	110	80	110	14	30	40
7	800	450	100	110	60	60	108	50	140	140	130	100	230	70	84	120	85	120	14	35	42
8	900	500	110	125	70	70	120	60	150	150	135	115	250	80	94	140	90	130	14	35	45
9	1000	550	120	140	80	80	135	70	160	160	140	130	270	90	160	150	100	140	15	35	50

Die Ventile sind nach „Haeder Pumpen“ zu konstruieren.

(Fortsetzung von Seite 385.)

**Einfach wirkende** Pumpen mit ExcenterantriebTab. 177. Hub  $\sim 1,25 d$ 

$d =$	30	40	50	60	70	80	90	100 mm
Hub =	38	50	63	75	88	100	112	125 „
Hubvolumen $\sim$	0,027	0,063	0,123	0,21	0,34	0,5	0,7	0,98 Liter

Dampfpeisepumpen giebt man etwa  $25\%$  mehr Pumpenvolumen als sich nach der Rechnung ergibt, Excenterspeisepumpen ca.  $25\%$  weniger.

**Beispiel.** Zur Maschine 700 Hub soll eine **Speisepumpe** für Excenterantrieb berechnet werden.

Normalleistung der Maschine  $N_1 \sim 90$  PS,

Förderquantum (nach Tab. 175)  $60 \cdot 90 = 5400$  Liter pr. Std.,  
einfaches Hubvolumen

$$q = 0,75 \cdot \frac{5400}{60 \cdot n} = 0,75 \cdot \frac{5400}{60 \cdot 80} \sim 0,84 \text{ Liter,}$$

entspr. einer Pumpe von etwa 95 Durchm., 115 Hub nach Tab. 177.  
Annäherungswerte für die Ausführung giebt Pumpe No. 6 u. 7, S. 387.

Ausführung der **Ventile** und die sonstige Berechnung kann nach „Haeder, Pumpen“ erfolgen.

Maschinenspeisepumpen müssen mit Vorrichtung zum Stillstellen der Pumpe, während des Ganges der Maschine, versehen sein (vergl. Oesenkeil in *Fig. 1452*) oder mit Einrichtung zum **Umschalten** der Pumpe (Hahn in *Fig. 1452* links punktiert); sobald der Kessel genügend mit Wasser versorgt ist dreht man den Umschaltehahn in die punktierte Kükenstellung und es wird kein Wasser mehr in die Druckleitung gelangen.

Die Ausführung des **Excenters** kann nach Seite 358 u. f. erfolgen.

## Abschnitt XI.

## Kondensation.

In der Vervollkommnung der **Dampfanlagen** sind seit hundert Jahren viele Fortschritte zu verzeichnen. Der Kohlenverbrauch beträgt etwa ein Viertel des damaligen Kohlenverbrauches. Desto auffallender ist die Thatsache, dass viele Kondensatoren einen sehr schlechten Effekt geben.

Die mangelhafte Wirkung der Kondensatoren ist zum grossen Teil zurückzuführen auf:

Falsche Steuerung der **Auslassorgane** der Dampfmaschine (Mangel an Vorausströmung), falsche Abmessungen der **Rohrleitung** vom Cylinder zum Kondensator, falsche Konstruktion des **Wechselventils**, kleine **Undichtheiten** an den Verbindungsflanschen, im Wechselventil und den Kolbenstangenstopfbüchsen, wodurch dem grössten Feind der Luftpumpe, der **Luft**, Zutritt gewährt wird.

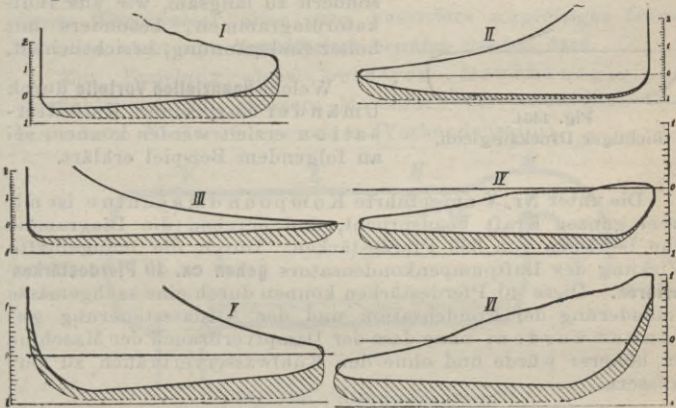


Fig. 1458—1463.

Diagramme von Maschinen mit Luftpumpenkondensatoren.

Die **Mängel** vieler Luftpumpenkondensatoren sind unter anderm folgende:

1. Das **Vakuum im Dampfzylinder ist niedriger** als dasjenige im Kondensator. Es ist eine starke Täuschung, wenn man annimmt, dass die Luftleere, welche der in Verbindung mit dem Kondensationsraum stehende Vakuummeter anzeigt, der Luftleere im Dampfzylinder entspreche.

Indikatorversuche zeigen, dass **Unterschiede bis 40 cm Quecksilbersäule** und noch mehr vorkommen! Man merke sich also folgendes:

*Das Vakuum im Kondensationsraum giebt uns nicht den geringsten Anhalt zur Beurteilung der Luftleere hinter dem Dampfkolben beziehungsweise der Güte der Kondensation.*

Hunderte von Indikatorversuchen, welche der Verfasser anstellte, bestätigen dieses und sind in vorstehenden Figuren einige Diagramme mangelhaft wirkender Kondensationen wiedergegeben.

Linie ..... entspricht dem Vakuum, welches das Vakuummeter am Kondensator anzeigt. Die schraffierte Fläche ist Verlust.

Diagramm	Maschine	Steuerung	Cylinderdurchm.	Hut	Touren	Vakuummeter zeigt
I	Eincyl. Masch.	Schieber	465	760	70	60 cm
II	" "	Ventil	450	700	67	70 "
III	" "	Schieber	600	1100	70	54 "
IV	Kompound,,	Ventil	800	800	77	70 "
V	" "	"	900	1050	60	67 "
VI	Schiffs- "	Schieber	480	506	140	72 "

2. Die Druckausgleichung zwischen Dampfzylinder und Kondensator erfolgt nicht, wie in Fig. 1464 gezeichnet, sondern zu langsam, wie aus Indikatordiagrammen, besonders mit hoher Endspannung, ersichtlich ist.

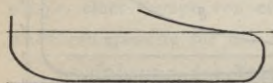


Fig. 1464.

Richtiger Druckausgleich.

Welche **finanziellen Vorteile** durch Umänderung einer Kondensation erzielt werden können, sei an folgendem Beispiel erklärt.

Die unter Nr. V aufgeführte Compoundmaschine ist mit ihrer ganzen Kraft beansprucht, und ergeben die Diagramme eine Leistung von 390 Pferdestärken. Durch die mangelhafte Wirkung des Luftpumpenkondensators **gehen ca. 40 Pferdestärken verloren**. Diese 40 Pferdestärken können durch eine sachgemäße Umänderung der Kondensation und der Auslasssteuerung gewonnen werden, ohne dass der Dampfverbrauch der Maschine ein höherer würde und ohne den Kühlwasserverbrauch zu vergrößern.

Diese Rekonstruktion kostet 4000 Mark. Es ergibt sich also mit diesem Anlagekapital eine kostenfreie Kraft von 40 Pferdestärken; berücksichtigen wir noch, dass im vorliegenden Falle der Fabrikbetrieb eine Vergrößerung der Dampfkraft um ca. 40 Pferdestärken notwendig machte, so ergibt sich folgende Kalkulation:

Neue 40 PS. Dampfmaschine.		Vorhandene Kondensation ändern.	
Anlagekapital 18000 Mk.		Anlagekapital 4000 Mk.	
Zinsen pro Jahr 5% . . . . .	900 Mk.	. . . . .	200 Mk.
Amortisation 8% . . . . .	1440 "	. . . . .	320 "
Instandhaltung 2% . . . . .	360 "	. . . . .	80 "
Arbeits- und Brennmaterial, Dampfkosten von 40 Pferde- stärken pro Jahr . . . . .	3800 "	. . . . .	30 "
	<u>6500 Mk.</u>		<u>630 Mk.</u>

Die Erstellungskosten der 40 Pferdestärken sind daher im zweiten Falle um 6500—630, also ca. 5870 Mk. pro Jahr billiger.

Die **wesentlichen Teile einer Kondensation** sind:

1. Der Niederschlagsraum,
2. die Luft- und Warmwasserpumpe,
3. Rohrleitungen.

### 1. Der Niederschlagsraum.

**Mischkondensation.** Durch Einspritzen von kaltem Wasser in den Niederschlagsraum wird der Abdampf aus dem Dampfcylinder mit dem Dampf in möglichst innige Berührung gebracht, wodurch sich der Abdampf niederschlägt (kondensiert).

In dem Kondensationsgemisch ist natürlich auch das vom Dampf aus der Maschine mitgerissene **Öel** enthalten, weshalb dieses Warmwasser ohne ganz besonders sorgfältiges Durchfiltrieren nicht zum **Kesselspeisen** benutzt werden darf.

Zur Erzielung eines besseren Druckausgleiches empfiehlt sich für grössere Maschinen die Anordnung eines besonderen Niederschlagsraumes (Vorkondensator).

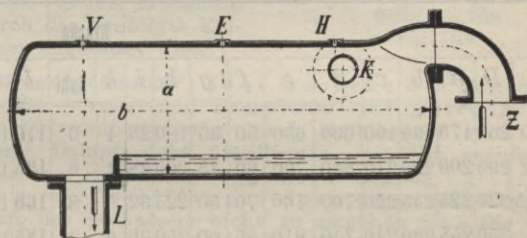


Fig. 1465. Niederschlagsraum.\*);

**Z** Abdampfeintritt, **K** Einspritzrohr, **L** Rohrleitung zur Luftpumpe, **V** Nocken für den Vakuummeter, **E** für die Lüftungsschraube, **H** für die Hülfeinspritzung.

Durch denselben ist ausserdem noch Wasservorrat vorhanden. Häufig verwendet man bei grösseren Anlagen schmiedeeiserne Bassins, alte Kessel oder dergl. (S. auch S. 446.)

Die **Grösse des Niederschlagsraumes** findet man meist etwa  $2 \times$  Luftpumpenvolumen. Je grösser dasselbe, desto weniger Schwankung zeigt der Vakuummeter am Kondensator.

Da der Kraftbedarf der Luftpumpe mit der Menge des eingespritzten Wassers wächst, so ist möglichst **feine Wasserver-**

\*) Anordnung von Rippen s. Seite 392 ist stets zu empfehlen.



teilung anzustreben, die dem Dampf die grösste schnell wechselnde Oberfläche und dadurch innige Mischung gewährleistet.

Der Niederschlagsraum ist im Innern mit **Rippen** zu versehen, gegen welche die Wassertropfen spritzen, wodurch ein feiner Sprühregen entsteht, der die **Berührungszeit** zwischen Dampf und Wasser thunlichst lang erhält.

Tabelle 179 giebt **gebräuchliche Abmessungen** für **horizontal** angeordnete Kondensatoren (Niederschlagsräume). Als Einheitsmaass dient der Durchmesser des Abdampfrohres  $d_1$ , dessen Berechnung nach Seite 197 erfolgt.

Tabelle 179. Horizontale Kondensatoren. (Niederschlagsräume.)

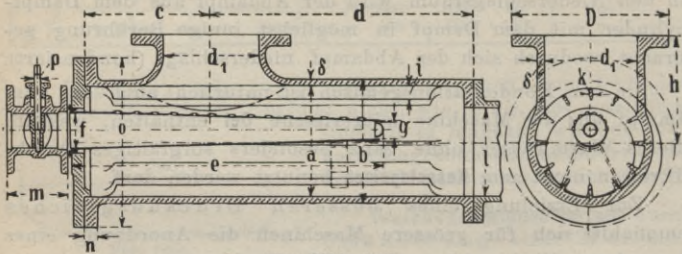


Fig. 1466—1467.

Abdampf- rohr	Rippen																	
	$d_1$	$\delta$	$D$	$a$	$b$	$c$	$d$	$e$	$f$	$g$	$h$	$i$	$k$	Zahl	$l$	$m$	$n$	$o$
125	10	260	170	190	190	600	650	50	35	180	25	4	6	110	110	22	240	16
150	12	290	200	220	210	640	700	60	45	200	28	4	6	135	120	23	265	16
175	12,5	320	225	245	220	700	760	70	50	225	32	5	8	160	130	23	300	18
200	"	350	255	280	240	740	810	85	60	250	36	6	8	185	140	24	325	18
225	15	370	280	305	260	820	890	95	65	280	40	6	8	210	150	24	350	18
250	"	400	310	338	280	890	970	105	75	320	44	6	10	235	160	25	380	20
275	"	425	340	368	300	980	1080	115	80	350	48	7	10	260	170	25	410	22
300	"	450	360	390	310	1060	1140	125	85	380	52	7	10	285	180	26	440	23
325	16	490	400	430	325	1160	1230	135	90	410	56	8	12	310	190	28	465	25
350	"	520	425	455	340	1250	1300	145	100	440	60	8	12	330	200	30	500	26

Die - - - - - angedeutete Stütze aus Flacheisen ordne man bei längeren Einspritzrohren an.

Betr. Form des Einspritzrohres und Durchlassöffnungen in demselben beachte Seite 393 u. f.

Bei **stehend** ausgeführten Vorkondensatoren sind die Rippen so anzuordnen, dass die Tropfen nach kurzer Fallhöhe häufiger zur Ruhe kommen, weil dadurch die gesamte eingespritzte Wassermenge möglichst lange im Vorkondensator verweilt.

Die Rippen werden nach unten zu breiter (*Fig. 1468*), wobei aber für den nötigen Durchgangsquerschnitt Sorge zu tragen ist.

Die verhältnismässig schlechteste Wärmeübertragung findet statt bei berieselten Flächen, die beste bei fein zerteilten Tropfen.

Hieraus folgt, dass für das Anlassen ein selbst sehr grosser Wasservorrat (s. *Fig. 1465*) nicht sehr wirksam ist (es sei denn, dass komplizierte Rührvorrichtungen thätig wären), und daher eine Hülfeinspritzung aus hoch gelegenen Wasserbehälter (oder städtische Wasserleitung) erforderlich ist, bis im Vorkondensator ein Vakuum entstanden ist, wodurch das benötigte Einspritzwasser angesaugt wird.

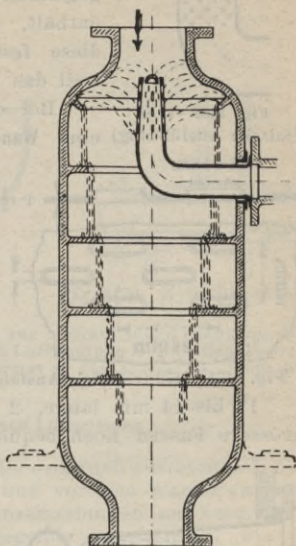


Fig. 1468.

**Oberflächenkondensation\***) oder trockene Kondensation (s. Seite 433), Wasser- und Dampfraum sind getrennt und findet die Wärmeübertragung durch Metallwände statt. Der kondensierte Dampf giebt destilliertes, mit Oel vermisches Wasser; es darf zur **Kesselspeisung** ohne Reinigung nicht benutzt werden, wie es bei Schiffsmaschinen wegen der schlechten Eigenschaft des Seewassers nicht zu umgehen ist. Die Oberflächenkondensatoren sind in der Herstellung viel teurer als die bei Mischkondensation gebräuchlichen **Einspritzkondensatoren**.

### Das Einspritzrohr

für Mischkondensation verdient besondere Aufmerksamkeit.

Durch die Brause oder das Einspritzrohr soll das Wasser in Tropfen von nicht über 2 bis 3 mm Durchm. dem Dampf entgegengespritzt werden, wozu eine Austrittsgeschwindigkeit von 4 bis 5 Mtr. pro Sek. erforderlich ist, bei grosser Saughöhe muss man weniger nehmen, da 5 Mtr. Geschw. 1 Mtr. Verlust an zulässiger Saughöhe bedeutet.

Der am häufigsten vorkommende Fehler besteht darin, in dem ganz unnötig 2 bis 3 mm dicken geschmiedeten Kupferkrümmer Löcher von aussen einzubohren und den Grat innen stehen zu lassen, dem allerdings auch schwer beizukommen ist (*Fig. 1469*).

\*) Vergl. Seite 435.



Fig. 1469-1470.  
(falsche Ausführung)

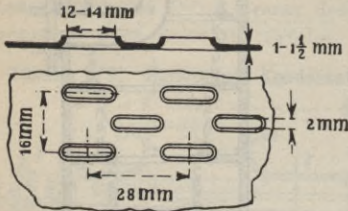


Fig. 1471-1472 (richtige Ausführung).

12 bis 14 mm lange, 2 mm schmale Löcher lassen selbst grössere Fasern noch bequem durch und geben dabei infolge Zerstäubens an den Wandungen feine zerteilte Wassertropfen.

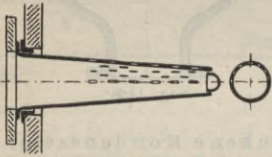


Fig. 1473-1474.  
(horizontale Anordnung).

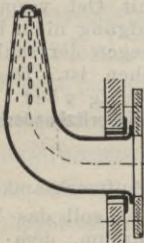


Fig. 1475 (vertikale Anordnung). man Seite 393 u. 424.

Meistens ist das Einspritzwasser Fluss- oder Bachwasser, welches gerade in Fabrik- gegenden viel Schlamm und Fasern aller Art enthält. An dem scharfen Grat setzen sich diese fest und die Kondensation versagt, weil das Einspritzrohr verstopft ist.

Bei der Ausführung (Fig. 1471), für die **Wandstärke** von 1 bis  $2\frac{1}{2}$  mm genügt, werden die Löcher vor dem Zusammenrollen des Rohres mit Durchschlag geschlagen. Der Grat bleibt nach dem Zusammenbiegen **aussen stehen** und giebt eine gute Wasserführung durch Vermeidung der Kontraktion.

Das **horizontale Einspritzrohr** erhält die Löcher nur auf der oberen Hälfte (Fig. 1473), während bei dem **vertikalen Einspritzrohr** (Fig. 1475), die Löcher auf dem Kreisumfang, also ringsherum, verteilt werden.

Das Einspritzrohr soll nicht cylindrisch, sondern **konisch** sein, damit überall gleiche Wassergeschwindigkeit, also auch gleichmässiges Spritzen zu erwarten ist.

Betr. Berechnung der Abmessungen des Einspritzrohres beachte

## 2. Die Luftpumpe.

Man unterscheidet **trockene** Luftpumpen und **nasse** Luftpumpen, erstere saugen bloss Luft und Dampf, letztere noch das warme Wasser ab.

Bei beiden ist die von aussen durch Stopfbüchsen und Dichtungsstellen eindringende Luft der grösste Feind der Luftleere, und man trachtet

durch geeignete Hüllmittel diese möglichst einzuschränken. Besonders einfach gestaltet sich die Vorkehrung bei den Stopfbüchsen, die verhältnismässig die grösste Luftmenge durchlassen.

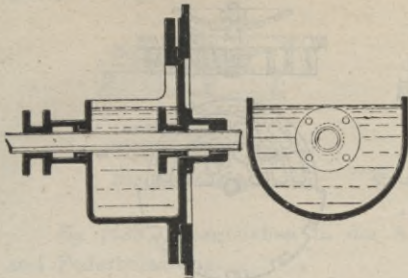


Fig. 1476—1477. Hydr. Dichtung.

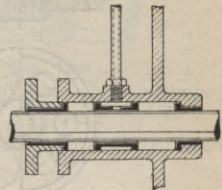


Fig. 1478. Hydr. Dichtung.

Fig. 1476—1478 stellen zwei Formen zur hydraulischen Dichtung dar, die meist in Verbindung mit den nassen Luftpumpen angetroffen werden, a Rohr nach dem Wasser des Druckraumes s. Fig. 1539—1543, Seite 406.

### Die Ventile der nassen Luftpumpen

sollen so angeordnet werden, dass die eventuell zutretende Luft auf dem möglichst kürzesten Weg und vor dem Wasser entfernt wird, um in der Luftpumpe Luftansammlungen zu vermeiden. Aus diesem Grunde sind hochliegende Saugventile, wie in Fig. 1479 dargestellt, den andern vorzuziehen.

**Ventilkonstruktion.** Bei nassen Luftpumpen werden Ventilklappen und bei trocknen Luftpumpen auch Schieber verwendet. Um den Lufteintritt zu vermeiden, müssen die Druckventile bei nassen Luftpumpen immer unter Wasser stehen.

In Fig. 1479 ist eine fehlerhafte Ventilanordnung dargestellt, mit a ist der Luftsack, mit b der zu tief gelegte Wasserabfluss, mit c die nötige Wasseroberfläche bezeichnet.

Meist verbreitet sind die **Gummiklappen** rechteckiger oder runder Form, bei welchen die Elasticität des Materials den Schluss unterstützt. Oberhalb der Ventile

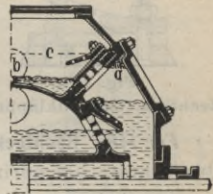


Fig. 1479.

befinden sich Fangteller, die gelocht sein müssen, um das Anhaften der Ventile zu vermeiden. Ein grosser **Nachteil** der Gummiventile ist es, dass sie bei hoher Temperatur und dem Fett nicht standhalten. Um den Einfluss der hohen Temperatur teilweise zu berichtigen, wendet man oft kreisförmige Löcher in den Ventilsitzen an, wodurch die Ausbauchung eine kugelige wird, die das Material weniger beausprucht, wie bei trapezförmigen Oeffnungen (vergl. Haeder, Dampfessel, IV. Aufl., S. 107), überdies werden die Auflageflächen beträchtlich vergrössert und der Flächen- druck verkleinert (Fig. 1480).

Eine andere Methode, die Lebensdauer der Gummiventile zu verlängern, ist in *Fig. 1482* dargestellt. Hier erhebt sich die

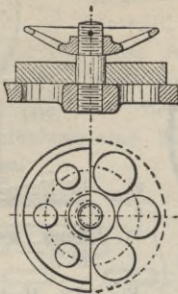


Fig. 1480-1481.

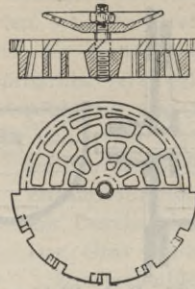


Fig. 1483.

Gummiklappe vor dem Aufbiegen ein wenig; am Rande des Ventiles sind schraubenförmige Kerbe, infolgedessen verdreht sich das Ventil durch die Wasserströmung bei jedem Hube, die excentrische Stege verteilen die Eindrücke auf die ganze Fläche und werden somit weniger merklich.

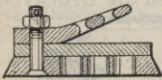


Fig. 1484.

Rechteck. Gummiklappe.

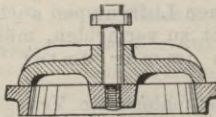


Fig. 1485.

Metallventil.

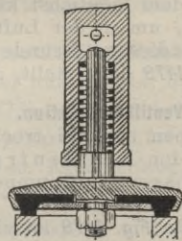


Fig. 1486.

Hartgummiventil.

*Fig. 1484.* Rechteckige Gummiklappe vielfach angewandt, Grosser Querschnitt bei geringem Raumbedarf.

*Fig. 1485.* Metallventile, wie sie bei der englischen Marine häufig angewendet werden; von Hitze und Oel werden sie nicht angegriffen, empfehlen sich daher bei Oberflächenkondensatoren und dort, wo hohe Wassertemperatur zu erwarten ist, bestens.

*Fig. 1486.* Hartgummiventile mit Federbelastung (ca.  $\frac{1}{20}$  kg per Quadratcentimeter) bewährt sich bei schnellgehenden Luftpumpen sehr gut.

Vulkanfieber wird erfolgreich als Ersatz des Gummis angewendet, es wird weder von der Hitze, noch vom Oele verdorben hält aber nur im nassen Zustande gut dicht.

**Fig. 1487—1488. Flache Metallplattenventile** der **Metallic Valve Co.**, die an Stelle der Gummiventile der nassen Luftpumpen eingesetzt werden.

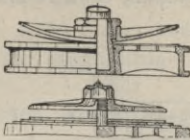
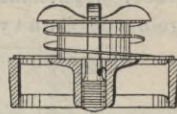


Fig. 1487—1488.

Fig. 1489.  
Metallventil mit Federbelastung.

**Fig. 1489.** Desgleichen in der Ausführung von **Creuzot** mit Federbelastung.

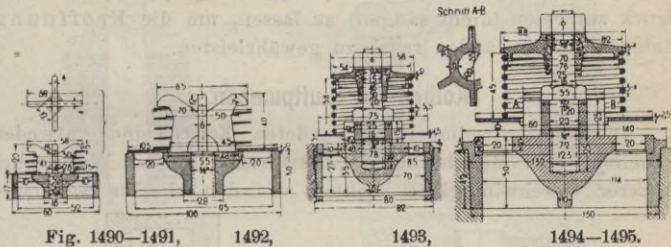


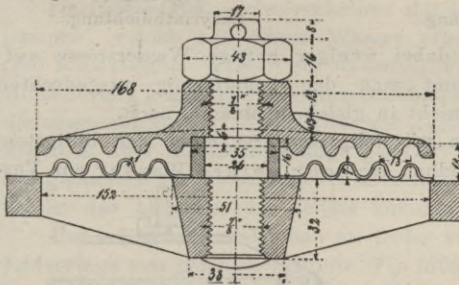
Fig. 1490—1491,

1492,

1493,

1494—1495.

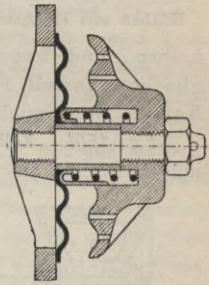
In **Fig. 1490—1495** sind Metallplattenventile (sog. **Corlissventile**) dargestellt und zwar **Fig. 1490—1492** mit Blattfeder **Fig. 1493—1495** mit Rundfeder. Näheres hierüber s. „Haeder, Pumpen“.



Horizontale Anordnung.

Fig. 1498.

Ventil mit gewellten Metallplatten.



Vertikale Anordnung

Fig. 1499.

**Fig. 1498.** **Gewelltes Metallplattenventil** der **Corrugated Valve Co.** für horizontale Anordnung; man lobt diese Ventile wegen ihrer grösseren Sicherheit und den sich ergebenden Durchgangsquerschnitten, da die kreisförmigen Stege fortfallen können.

**Fig. 1499** stellt die vertikale Anordnung dar, hierbei müssen die Hubfänger gelocht sein, der Schluss erfolgt durch den Wasserdruck und die Federbelastung.

**Fig. 1500.** Kugelventile mit rundgewalzten, etwa 10 mm dicken Stahlkugeln von Genty angewendet.

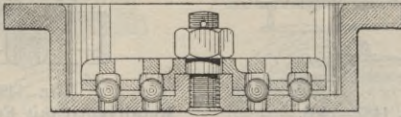


Fig. 1500. Kugelventil von Genty.

Bei den kleinen Ueberdrücken, die in Luftpumpen herrschen, empfiehlt es sich, das den Ventilen zugeführte Wasser mit Ueberdruck zufließen (nicht saugen) zu lassen, um die Eröffnung unter allen Umständen rasch zu gewährleisten.

### Kolben der Luftpumpen.

Die bei Luftpumpen verwendeten **Kolben** sind entweder Scheiben- oder Mönchskolben. Letzteren folgt das Wasser bei höherer Geschwindigkeit leichter, wie den ebenen Scheiben-

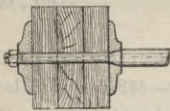


Fig. 1501.

Kolben mit Holzpackung.

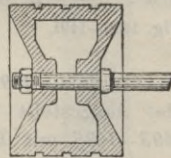


Fig. 1502.

Labyrinthdichtung.

kolben, und treten dabei weniger heftige Wasserstöße auf; gleichen Vorteil rühmt man den kegelförmig ausgedrehten Kolben, wenn auch nicht in gleichem Maasse, nach.

**Fig. 1501.** Kolben mit Holzpackung ist einer der billigsten, jedoch nur da anwendbar, wo sehr reines Wasser zur Ver-

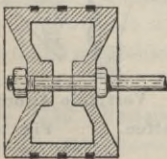


Fig. 1503. Springring.

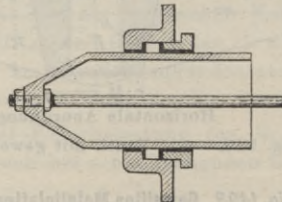


Fig. 1504. Mönchskolben.

fügung steht; bei sandhaltigem Wasser setzen sich Sandkörner in das weichere Holz und schleifen die Cylinder rau aus. Gleiches gilt von den **Hanfkolben** (Fig. 1502).

Bei reinem Wasser genügen lange Kolben mit eingedrehten Rillen (Labyrinthdichtung), wie solche in *Fig. 1502* und *1528* dargestellt sind.

*Fig. 1503* stellt einen Kolben mit **Springringen** dar, wie solche häufig in Luftpumpen anzutreffen sind. Sie bewähren sich besonders gut, wenn Ringe aus nicht rostendem Metall verwendet werden.

*Fig. 1504.* **Mönchskolben** mit aussenliegender Stopfbüchse sind bei sehr schmutzigem Wasser jeder anderen Konstruktion vorzuziehen.

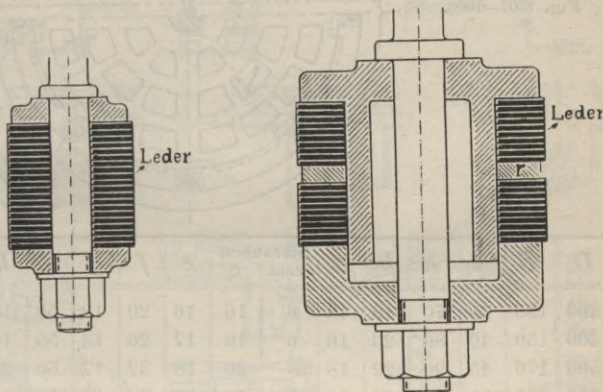


Fig. 1505.

Fig. 1506.

*Fig. 1505—1506.* Scheibenkolben mit **Lederdichtung** für Luftpumpen, welche mit **reinem** Wasser arbeiten, zu empfehlen. (Bei schmutzigem Wasser gilt dasselbe, wie auf Seite 398 über Holzliderung gesagt.) Für kleine Durchmesser (*Fig. 1505*) werden die ausgeschnittenen, in der Mitte mit einer Oeffnung versehenen Scheiben über die Kolbenstange gestreift und mit der Kolbenstangenmutter fest zwischen zwei Kolbendeckel gespannt. Hierauf erfolgt das Abdrehen des Leders auf den Pumpendurchmesser.

Um bei grösseren Kolben an Leder zu sparen, nimmt man Lederringe von geringerer Breite (*Fig. 1506*), welche einen Gusskern umschliessen. Zwischen die Lederringe werden in gewissen Abständen schmiedeeiserne Ringe *r* gelegt.

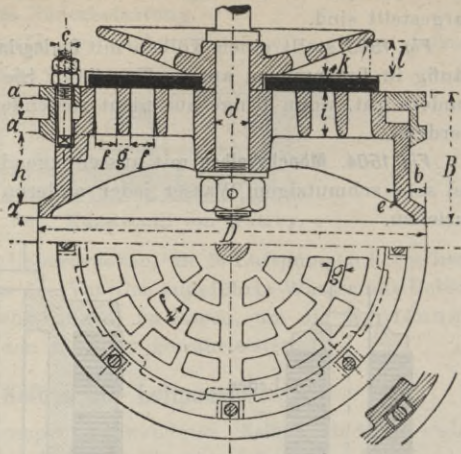
Derartige Lederliderungen kann man auch aus Lederabfällen herstellen, indem einzelne zu Segmenten zurecht geschnittene Stückchen mit Holz- oder Eisenstiften auf- und nebeneinander befestigt werden.

Kolben mit **Filzliderung** soll sich auch gut bewähren (siehe Haeder's Zeitschrift 1900, Seite 46).



Fig. 1507. Durchbrochener als Druckventil durchgebildeter Klappenkolben für stehende Luftpumpen.

Tabelle 180.  
Klappenkolben.  
Fig. 1507—1509.



D	B	d	h	b	a	Schrauben		e	f	g	i	k	l
						Zahl	c						
300	135	35	70	18	15	6	16	16	20	10	50	16	20
400	150	40	80	20	16	6	16	17	26	13	55	18	30
500	170	45	90	22	18	8	20	18	32	17	60	22	45
600	190	50	100	24	20	8	20	19	38	17	70	22	60

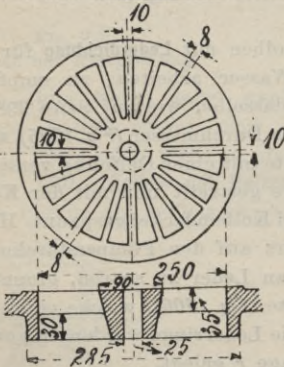


Fig. 1510—1511.

Ventilsitz mit radialen Rippen.

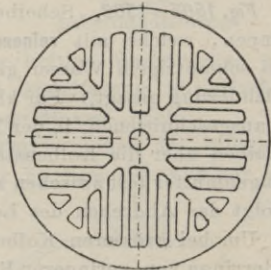


Fig. 1512.

Ventilsitz mit parallelen Rippen

Je grösser die Druckhöhe, desto kleiner müssen die Felder im Klappensitz sein, um ein Durchdrücken des Gummi's zu vermeiden.

Die Rippen radial nach Fig. 1510 oder parallel nach Fig. 1512 sind dem Wasserdurchfluss weniger hinderlich.

## Anordnungen der Luftpumpen.

Bei horizontalen Maschinen findet man häufig die Kolbenstangen der Pumpe und des Dampfzylinders direkt miteinander gekuppelt, doch ist dieses nur bis 3 Mtr. Kolbengeschwindigkeit zu empfehlen.

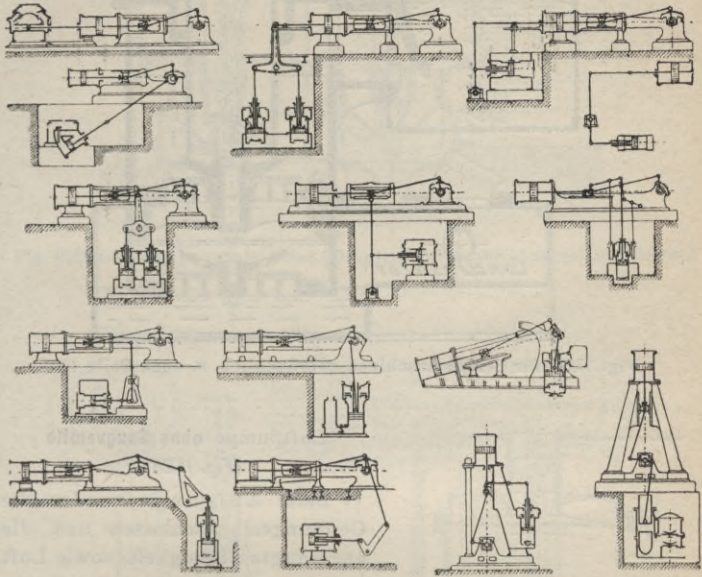


Fig. 1513—1526.

## Ausführung der Luftpumpe.

Horizontale Luftpumpen werden meist doppelt wirkend, vertikale Luftpumpen einfach wirkend ausgeführt, in letzterem Falle ordnet man jedoch zwei einfachwirkende Luftpumpen an, dadurch wird der Gang ruhiger, und es werden verschiedene Saughöhen vermieden (s. Fig. 1532).

Der **Luftpumpenkondensator** (Fig. 1527) wird für Schiffsmaschinen sehr häufig angewandt, es ist die alte **Wattsche** Anordnung, einfach und verlässlich, leidet nur an der schwierigen Zugänglichkeit zu den Saugventilen.

Fig. 1528 stellt die zuerst von Brown ausgeführte Konstruktion dar, bei welcher der **Kolben als Saugventil** dient. Beim Niedergange des Kolbens öffnet er die im Pumpenstiefel be-

findlichen Oeffnungen, wobei das Wasser, die Luft und der Dampf in den inneren Raum gelangen.

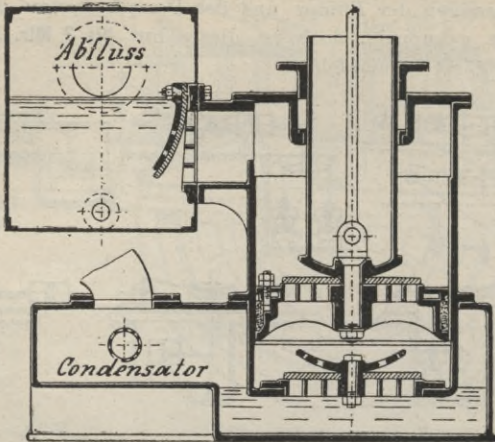


Fig. 1527, für Schiffsmaschinen gebräuchlich, s. auch Seite 400.

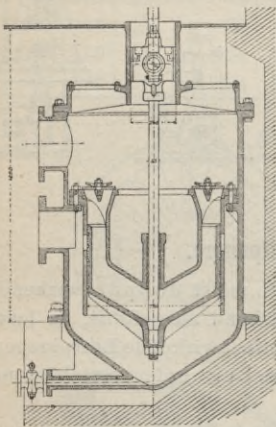


Fig. 1528.

Luftpumpe von G Kuhn.  
Z. d. Ver. d. Ing., 1891, Taf. 38.

#### Luftpumpe ohne Saugventile (Fig. 1528).

Beim Aufgange werden die Oeffnungen geschlossen und die angesaugte Flüssigkeit, sowie Luft und Dampf durch die Druckventile gepresst. Da ein Teil des vom Kolben angesaugten Wassers beim Aufgange wieder zurückgepresst wird, so muss dieser Verlust bei der Ausmittlung des Luftpumpenvolumen\*) berücksichtigt werden.

Fig. 1529 und 1532, dieselbe Anordnung, durch ein Kunstkreuz getrieben. — Die Ersetzung der Saugventile durch vom Kolben geschlossene und wieder geöffnete Durchgänge im Pumpenstiefel wird auch bei

liegenden doppelt wirkenden Luftpumpen ausgeführt.

\*) Berechnung s. Seite 427 u. f.

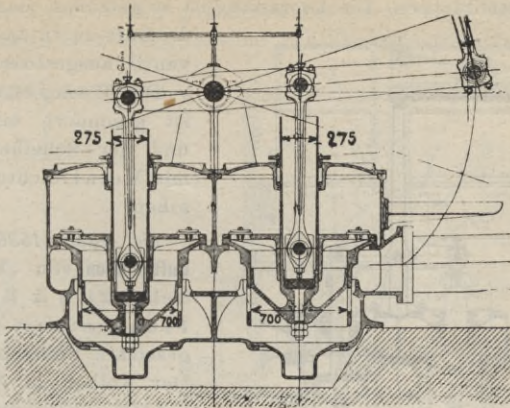


Fig. 1529. Luftpumpe von F. Tosi. [Dinglers Polytechn. Journal 1901, S. 120.]

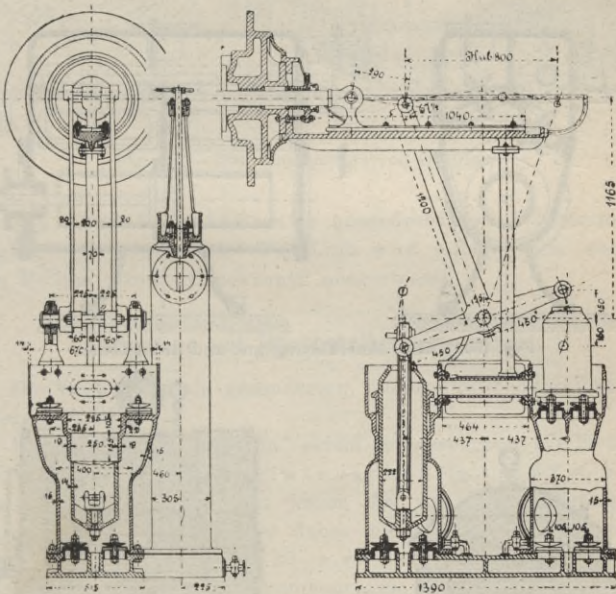


Fig. 1530-1531. Luftpumpe unter Flur angeordnet.

Fig. 1533. Horizontale Luftpumpe u. A. von der Eisenhütte „Prinz Rudolf“, Dülmen, ausgeführt, mit Scheibenkolben

und Gummiklappen. Die Anordnung ist so getroffen, dass zuerst die Luft durch das Druckventil ausgestossen wird.

Der Pumpenstiefel ist gesondert eingesetzt und der Scheibenkolben mit Metallldichtung versehen.

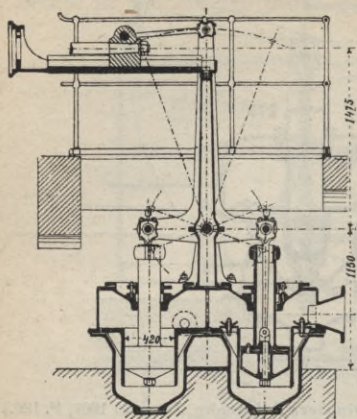


Fig. 1532. [Z. d. Ver. d. Ing., 1892, Taf. 9.]

Fig. 1535—1536. Zwei Luftpumpen von „Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal“ mit eingesetzten Pumpenstiefeln. Der Kolben in Fig. 1535 hat Metallldichtung, der in Fig. 1536 Labyrinthdichtung.

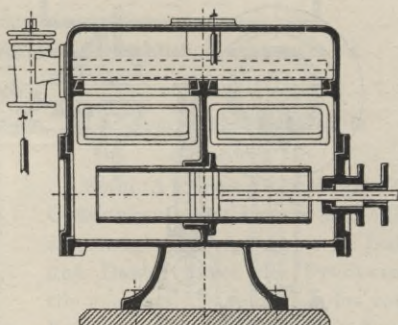
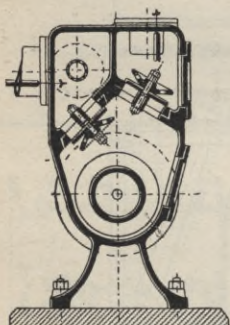


Fig. 1533—1534. Ausführung gut und nicht teuer.

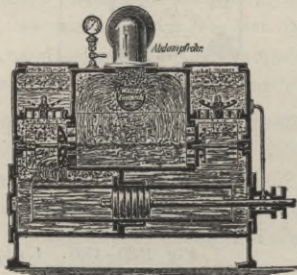
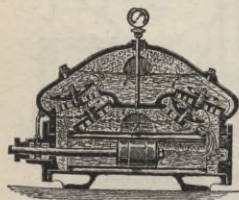


Fig. 1535—1536. Luftpumpen von Klein, Schanzlin & Becker.

Fig. 1537. Luftpumpe von der Fabrik Oerlicon (Zeitschr. d. Ver. d. Ing., 1890, Seite 811) zeichnet sich durch eine

gedrängte Konstruktion und durch die eigene, auch bei vertikalen Luftpumpen anzutreffende Ventilkonstruktion aus. Die

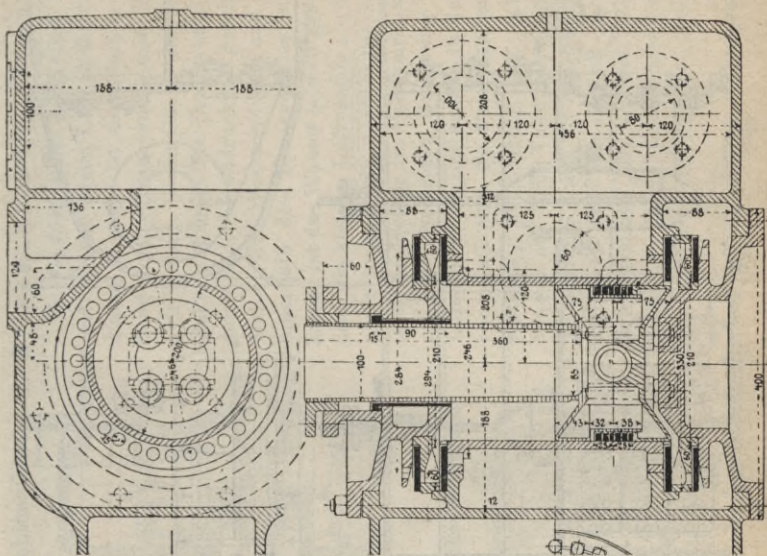


Fig. 1537–1538. Luftpumpe von Oerlicon.

Kolben sind kegelförmig ausgedreht, um Wasserstöße möglichst zu vermeiden. Die Luft wird auch wieder zuerst vom Kolben durchs Druckventil ausgestossen.

### Luftpumpe mit Mönchskolben (Fig. 1539).

Die Ventile sind in gesonderten, aufzuschraubenden Platten untergebracht.

Der Kolben läuft in einem eingeschraubten Metallführungsringe mit Labyrinthdichtung und ist so konstruiert, dass sein Gewicht jenem des von ihm verdrängten Wassers entspricht, er lastet daher nicht auf dem Führungsrings; einseitige Abnutzung ist so vermieden. Bei schmutzigem Wasser kann eine im Luftpumpenraume liegende Stopfbüchse angewendet werden. Hohe Tourenzahl wegen der nach unten sich öffnenden Saugklappen nicht zulässig, man sollte bei möglichst geringem Klappenhub nur etwa bis 100 Touren zulassen.

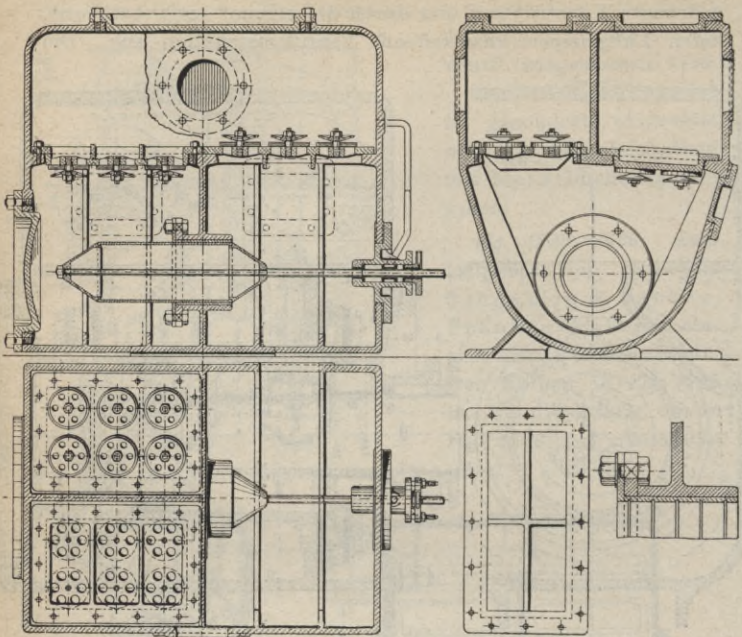


Fig. 1539–1543. Luftpumpe mit Mönchskolben.

Fig. 1544, ältere Ausführung der Dampf- und Spinnerei-Maschinenfabrik Chemnitz und Ed. König. Dieser **Kondensator**

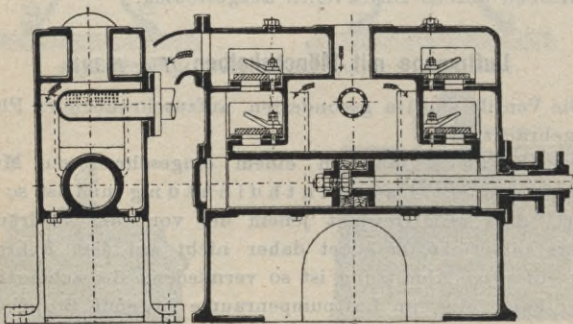
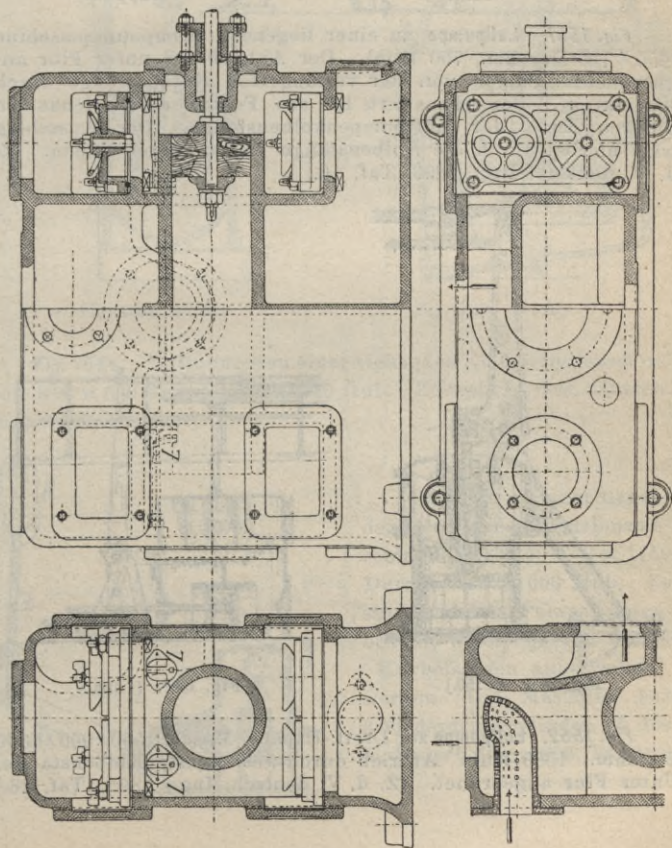


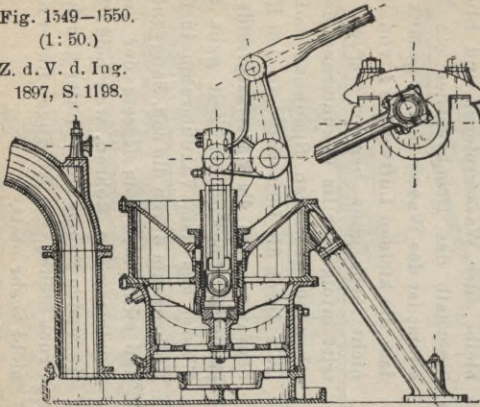
Fig. 1544–1545.

ist dem Horn'schen ähnlich (siehe Seite 407), hier muss jedoch auch die Luft die Wasserventile passieren.

In *Fig. 1546* steht der Kolben rechts und beginnt seinen Lauf nach links. In diesem Moment ist der Raum zwischen Saugventil, Druckventil und Kolben voll Wasser. Beim Gange des Kolbens sinkt, während das Druckventil unter dem Atmosphärendruck fest geschlossen bleibt, der Wasserspiegel und bildet innerhalb des Druckventiles ein Vakuum; ist das Wasser so weit gesunken, dass die kleinen Luftventile *L* von ihm nicht mehr ganz berührt werden, so tritt infolge der im Vakuumraum herrschenden grösseren Spannung sofort Luft durch die Luftventile in den Kolbenraum, ohne die **Wassersaugventile zu passieren**, zu gleicher Zeit geht das Wasser aus dem Vakuumraum in den Kolbenraum durch die sog. Saugventile und zwar nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren, weil beide betreffenden Räume sofort unter gleichem Druck stehen, ein Ansaugen findet also nicht mehr statt.





**Fig. 1549.** Luftpumpe der Betriebsmaschinen (550 × 975 × 700)Fig. 1549—1550.  
(1:50.)Z. d. V. d. Ing.  
1897, S. 1198.

der elektrischen Untergrundbahn in Budapest, erbaut von L. Láng.

Die Luftpumpe ist unter Flur angeordnet u. wird vermittelst Kurbelzapfen, Zugstange und Winkelhebel angetrieben.

Der Kondensationsraum befindet sich direkt unter den Saugklappen.

**Fig. 1551.** Luftpumpe zu einer liegenden Compoundmaschine (450 × 750 Durchm., 700 Hub). Der Antrieb der unter Flur angeordneten Pumpe von der verlängerten Kolbenstange durch Kunstkreuz. Bemerkenswert ist das Fehlen des Gelenks am unteren Ende der Luftpumpenkolbenstange. Der Ausschlag wird hierbei durch die Kolbenstange selbst aufgenommen. (Z. d. V. deutsch. Ing., 1896, Taf. 16.)

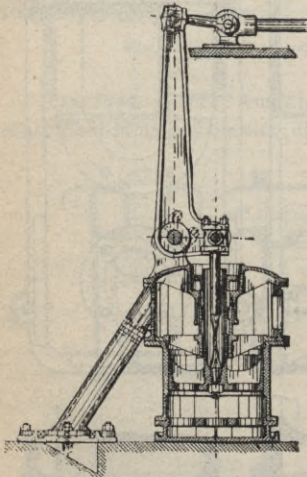


Fig. 1551. [1:50.]

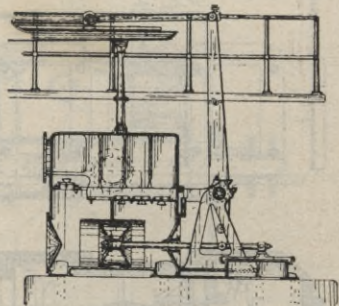


Fig. 1552. [1:100.]

**Fig. 1552.** Luftpumpe zur Dreif.-Expans.-Masch. (550 × 900 × 1300 Durchm., 1380 Hub). Antrieb durch verlängerte Kolbenstange. Unter Flur angeordnet. (Z. d. V. deutsch. Ing., 1895, Taf. 26.)

**Fig. 1553.** Luftpumpe zur Compoundmaschine 380/570 Durchmesser, 500 Hub. Hochdruckcylinder liegend, Niederdruckcylinder stehend angeordnet.

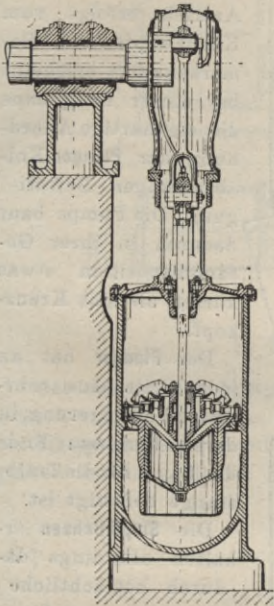


Fig. 1553. (1 : 40.)

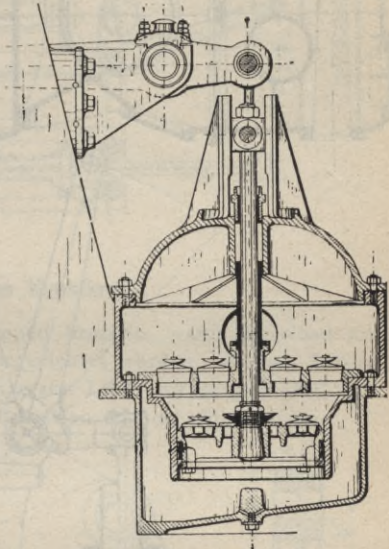


Fig. 1554. (1 : 25.)

**Fig. 1554.** Luftpumpe zu einer stehenden Compoundmaschine von  $380 \times 580$  Durchmesser, 520 Hub. (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1897, Tafel 1.)

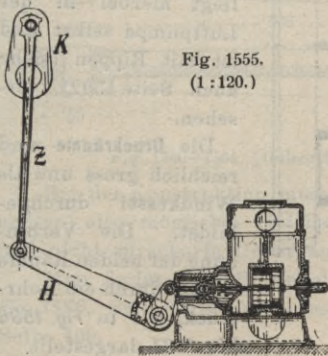
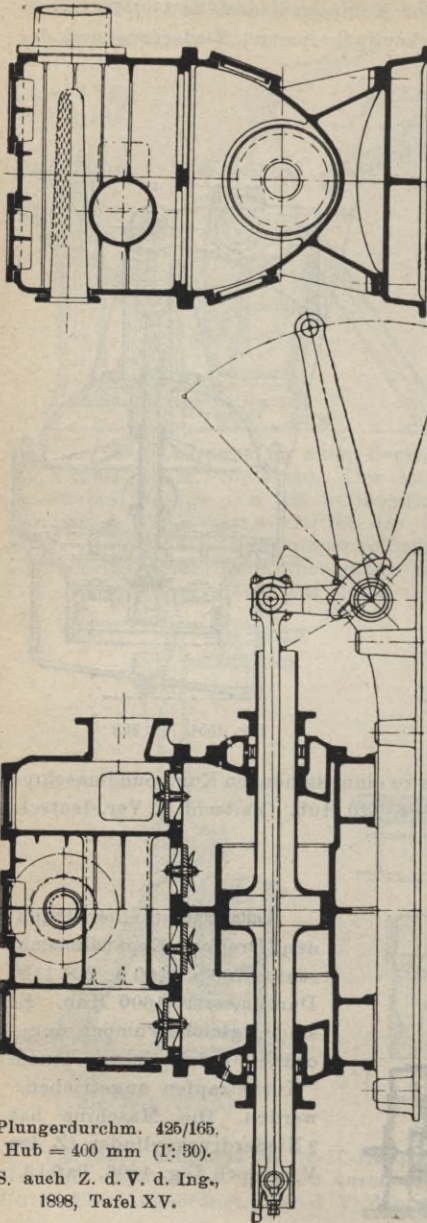


Fig. 1555.  
(1 : 120.)

**Luftpumpe** zu einer liegenden Dreifach-Expansionsmaschine  $700 \times 1100$  u.  $2 \times 1150$  Durchmesser, 1600 Hub. Es sind 2 gleiche Pumpen angeordnet, welche je von einem Kurbelzapfen angetrieben werden. Die Maschine hat 2 Niederdruckcylinder. (Z, des V. deutsch. Ing., 1896, Tafel 3.)



Plungerdurchm. 425/165.  
 Hub = 400 mm (1: 30).  
 S. auch Z. d. V. d. Ing.,  
 1898, Tafel XV.

*Fig. 1556.* Liegende, unter Flur angeordnete Luftpumpe zur Maschine 950Durchm., 1100 Hub. Antrieb erfolgt vom Kurbelzapfen aus. Bemerkenswert erscheint bei dieser Luftpumpe die eigenartige Anordnung der Plunger-Kolbenstangen-Befestigung. Die Pumpe baut dadurch in ihrer Gesamtdisposition etwas kürzer als mit Kreuzkopf.

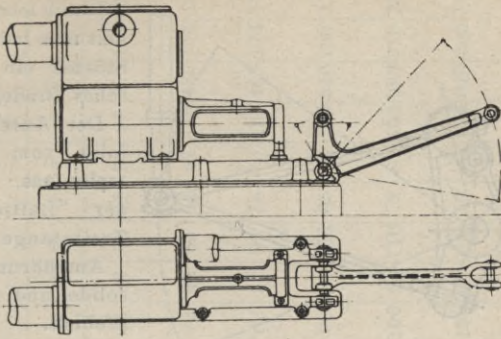
Der **Plunger** hat an jeder Seite eine rohrartige Verlängerung, in deren hinterem Ende das Lager für die Treibstange befestigt ist.

Die **Stopfblichsen** erhalten allerdings [dadurch beträchtliche Abmessungen, deren Abdichtung jedoch Schwierigkeiten nicht bietet.

Der **Vorkondensator** liegt hierbei in der Luftpumpe selbst und ist mit Rippen (siehe auch Seite 392) versehen.

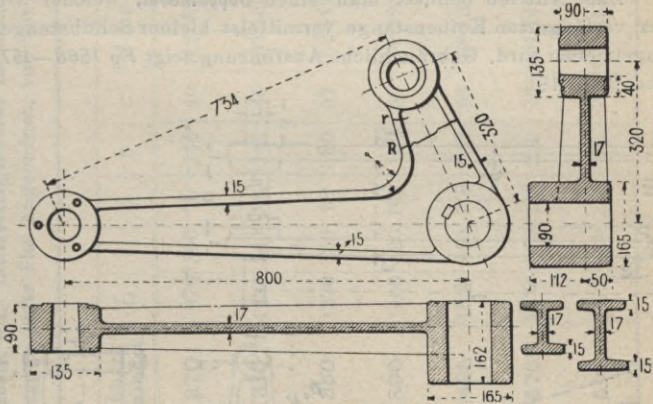
Die **Druckräume** sind reichlich gross und als Windkessel durchgebildet. Die Verbindung der beiden Räume erfolgt durch ein Rohrstück, wie in *Fig. 1536* bis *1537* dargestellt.

*Fig. 1558—1559.* Unter Flur liegende horizontale **Luftpumpe**: Antrieb vom Kurbelzapfen aus, Doppelhebel aus Stahlguss.



### 3. Das Kunstkreuz.

**Antriebshebel** für Luftpumpen brechen, wenn dieselben aus Gusseisen oder Stahlguss hergerichtet werden, häufig. Brüche bei **Stahlgusshebeln** dürften in erster Linie auf mangelhaftes Ausglühen und mangelhafte Fabrikation zurückzuführen sein.

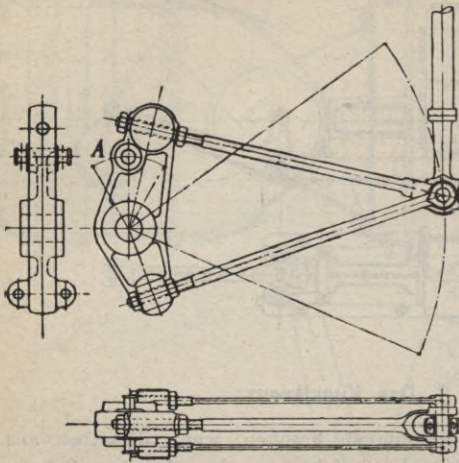


*Fig. 1560—1564.* Gebrochener Hebel aus Stahlguss.

Bei der Konstruktion muss man auf gute Materialverteilung achten, also möglichst gleiche Wandstärken im ganzen Stück und nicht zu scharfe Uebergänge.

Man findet deshalb Hebel aus **Schmiedeeisen**, wie z. B. in *Fig. 1556*, Seite 410, oder zusammengesetzte, wie in *Fig. 1555*, Seite 409.

In *Fig. 1565–1567* ist ein gusseiserner Hebel, mit schmiedeeisernen Stangen (Augsburg) kombiniert, dargestellt.



Durch letztere erhält man bei eventl. Stößen ein elastisches Bindeglied.

Der Antrieb erfolgt vom Kurbelzapfen aus, Angriff der Luftpumpen-Treibstange bei *A*.

Ausführung sehr solide und zu empfehlen.

**Stehende**, unter Flur angeordnete Luftpumpen werden gewöhnlich in Zwillingsanordnung

(2 einfach wirkende Pumpen) ausgeführt, wie in *Fig. 1532*, S. 404, dargestellt.

Zum Antrieb benutzt man einen **Doppelhebel**, welcher von der verlängerten Kolbenstange vermittelt kleiner Schubstangen angetrieben wird. Gebräuchliche Ausführung zeigt *Fig 1568–1570* und Tab. 181.

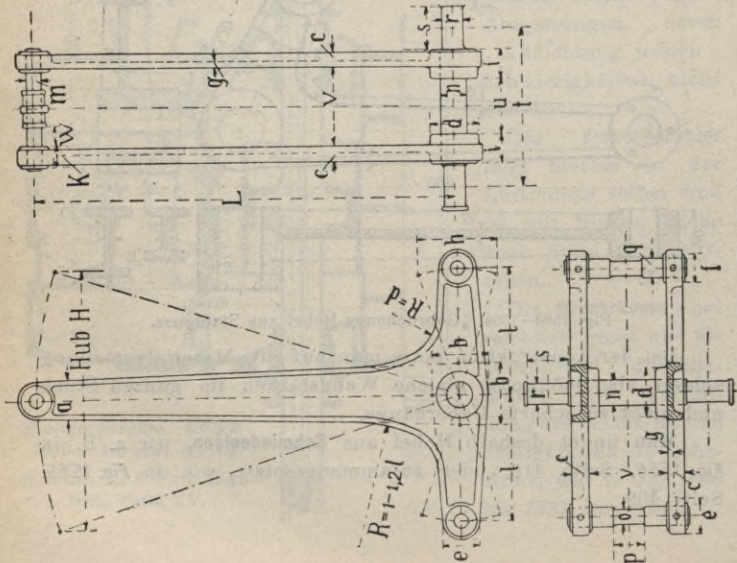
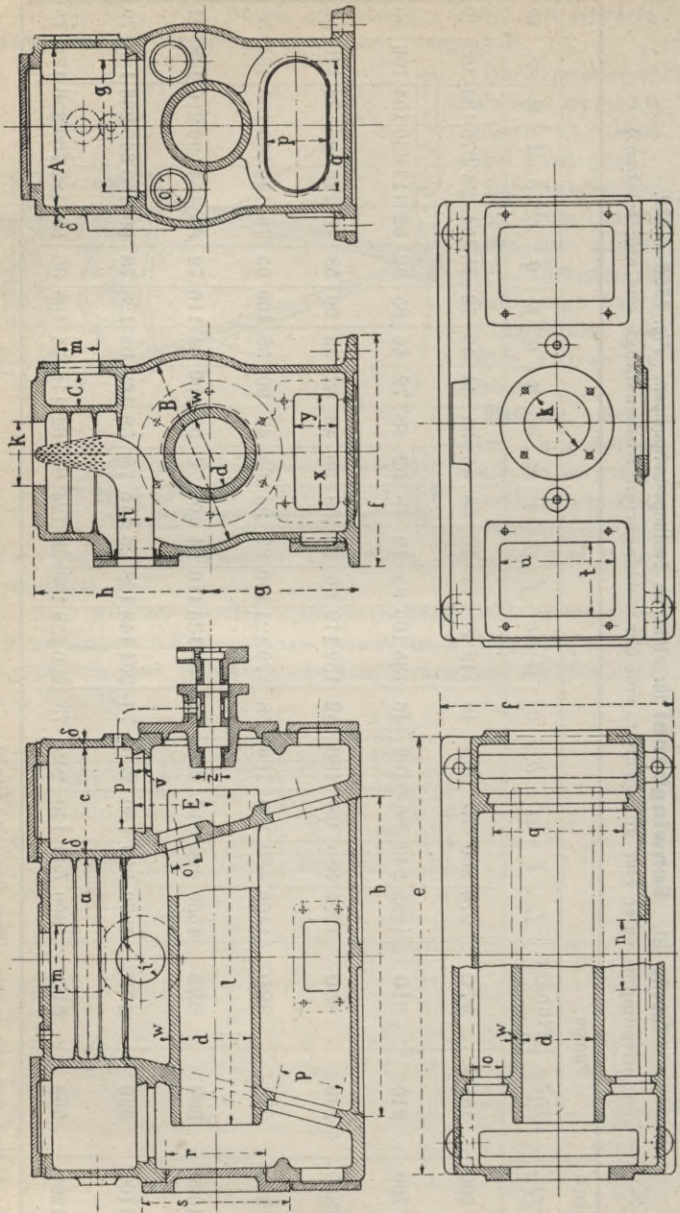


Fig. 1568–1570 zu Tabelle 181.

**Tabelle 181. Schwinghebel für stehende Zwillinge-Luftpumpen. Fig. 1568—1570.**  
(Luftpumpen unter Flur angeordnet, von der verlängerten Kolbenstange aus angetrieben.)

Hub <i>H</i>	Pumpe		<i>L</i>	<i>l</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>
	Hub <i>h</i>	Plunger- Durchm.																						
600	185	270	970	300	75	146	40	118	88	74	16	68	45	35	64	40	78	45	54	98	375	134	92	40
700	210	310	1135	340	86	162	46	135	100	85	18	78	52	38	72	46	85	52	62	112	430	154	106	46
800	240	350	1270	380	98	180	52	152	112	96	20	88	58	42	82	52	96	58	70	126	485	174	120	52
900	270	390	1400	420	108	196	58	170	124	106	22	96	65	48	90	58	106	65	76	140	540	198	134	58
1000	300	425	1530	460	118	212	63	188	136	116	24	106	72	52	100	64	116	72	84	154	590	216	148	64
1100	330	470	1670	500	130	230	70	204	148	128	26	115	78	58	108	68	128	78	90	168	640	236	160	70
1200	360	510	1800	540	140	245	75	220	158	138	28	124	85	62	116	74	138	85	98	182	700	256	174	75

Hebel aus Gusseisen, Traverse aus Stahl.



Tab. 181a. **Horizontale Luftpumpe** (der Horn'schen Ausführung, Seite 407, nachgebildet).

Hub	d	a	b	c	δ	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y	z	A	B	C	E
500	125	348	530	200	13	800	460	260	350	55	140	590	120	70	60	140	270	170	260	145	190	32	18	210	90	34	310	360	60	160
600	135	424	640	230	14	940	510	300	400	65	170	690	140	80	70	160	310	200	300	160	220	36	20	240	100	38	360	410	70	175
700	155	480	730	260	15	1060	570	350	460	75	205	790	160	90	80	180	350	230	340	175	250	40	22	270	110	42	410	470	80	190
800	170	556	830	290	16	1200	630	400	520	85	240	900	180	100	90	200	390	260	370	190	280	44	25	300	120	46	460	530	90	205
900	200	622	920	330	17	1350	690	450	590	95	270	1000	200	110	100	220	430	290	410	205	310	48	27	325	135	50	510	590	100	220
1000	220	688	1000	350	18	1460	740	500	670	100	300	1110	220	120	110	240	470	320	450	220	340	52	29	350	150	54	560	650	110	235

Die für die Öffnung *o* bestimmten kleinen Ventile bezwecken Luft und Warmwasser **getrennt** anzusaugen. Diese Ventilen bedürfen eine ganz besonders sorgfältige Ausführung. Halten dieselben nicht ganz dicht, so bringen sie mehr Schaden als Nutzen. Mir sind eine Anzahl Ausführungen bekannt, bei welchen man die Luftventilen infolge schlechter Wirkung fest verschlossen hat.

Der in *Fig. 1533*, Seite 404, dargestellte Luftpumpenkondensator (aber mit Rippen im Einspritzraum) dürfte in der Herstellung billiger und vielleicht ebenso zweckentsprechend sein.



#### 4. Konstruktive Grundsätze

für den Entwurf raschlaufender Kondensator-Luftpumpen unter Vermeidung der Stösse.

Bei liegenden, doppeltwirkenden Luftpumpen hat man meistens mit **Kolbengeschwindigkeiten** von 2 bis 3 Mtr. pro Sek. zu thun, jedoch hat man auch Ausführungen, bei denen die Pumpen mit 4 bis 4,5 Mtr.\*) anstandslos und ruhig arbeiten.

Mit der Durchflussgeschwindigkeit in den Ventilen gehe man nicht über 1 Mtr. pro Sek., obgleich der Grenzwert bei grösseren Kolbengeschwindigkeiten von über 3 Mtr. bei etwa 1,5 Mtr. pro Sek. liegt.

**Stehende Luftpumpen** mit 1,3 Mtr. grösster Kolbengeschwindigkeit haben Durchflussgeschwindigkeiten in den Druckventilen (im Kolben s. Seite 400) von 3 bis 4 Mtr. aufzuweisen.

Der Vorteil der stehenden Luftpumpen liegt hier in der direkten Wasserführung.

Bei liegenden Luftpumpen ist der **Arbeitsraum** der Pumpe so gross zu wählen, dass der Wasserspiegel beim Saugen nicht mehr wie 80 bis 100 mm fällt und jedenfalls die Cylinderbohrung stets mit Wasser angefüllt bleibt.

**Bei der Konstruktion ist** (nach v. Jhering) **vor allem anzustreben:**

- a) Möglichst ausgiebiger **Querschnitt** in den Ventilen. Durchflussgeschwindigkeit nicht über 1,2 Mtr. pro Sek. im Ventilsitze der Saug- und Druckventilklappen.
- b) **Zweckmässige Anordnung** der Wasserwege und der Ventile. Scharfe Richtungsänderungen der Wassermassen, insbesondere Krümmungen der Wasserwege möglichst vermeiden.
- c) **Getrenntes Absaugen** von Luft und Dampf einerseits und dem Wasser andererseits (Bedingung für gute Wirkung der Kondensation ist dieses aber nicht).
- d) Anbringen von einstellbaren **Schnüffelventilen**, um bei Stössen die Möglichkeit zu geben, geringe Luftmengen einzuführen. Das Vakuum wird hierdurch zwar etwas verringert, doch ist das den Stössen gegenüber weniger von Wichtigkeit.
- e) Anbringen eines **Windkessels** im Ausgussraum und freier Ausguss des Warmwassers.

\*) Auf einem Eisenwerk in Völklingen a. d. Saar befindet sich eine Einzylindermaschine mit 8 Atm. Betriebsdruck,  $D = 1350$ ,  $H = 1500$  mm,  $n = 130$  Touren pro Min., Kolbengeschwindigkeit  $6\frac{1}{2}$  Mtr. pro Sek., deren direkt an die Kolbenstange gekuppelte Luftpumpe stossfrei und mit einem Vakuum von  $90\%$  arbeitet

f) **Hochförderung** (nach dem Gradierwerk) besser durch **besondere Pumpe**, am besten Centrifugalpumpe<sup>†</sup> bewerkstelligen.

Wenige Mtr. Druckhöhe beeinflussen den ruhigen Gang bereits ausserordentlich, da die Stösse hauptsächlich beim Oeffnen der Druckventile durch das aufschlagende Wasser eintreten.

### 5. Kondensationsmaschine als Auspuffmaschine.

Jede Kondensationsmaschine soll so eingerichtet sein, dass dieselbe auch als Auspuffmaschine arbeiten kann.

Zu diesem Zwecke wird in die Uebergangsleitung ein **Wechselventil** nach *Fig 1571* oder *1572* eingeschaltet.

Der Dampf tritt bei der Mittelflansche des in *Fig. 1571* gezeichneten Eckventiles ein und kann durch Schliessen der einen oder der andern Austrittsöffnungen ins Freie auspuffen oder zum Kondensator geleitet werden.

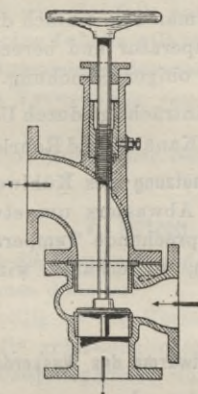


Fig. 1571. Wechselventile.

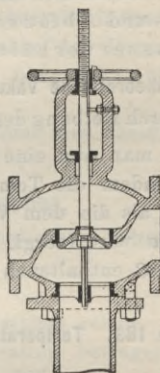


Fig. 1572.

### Das Anlassen der Kondensationsmaschine.

Bei grösseren **Saughöhen** findet man auch wohl Vorkehrungen getroffen, um bei Inbetriebsetzung der Dampfmaschine das schnelle Ansaugen des Wassers durch die Luftpumpe zu gewährleisten, was entweder durch eine Hülfeinspritzung oder durch Austreiben der Luft durch eine Hülfsdampfleitung (*Fig. 1573*) vor dem Anlaufen erfolgen kann, weil sonst der aus dem Dampfzylinder entweichende Dampf in den Kondensator unter Erhöhung des Gegendruckes gepresst wird, denn das Volumen der Luftpumpe ist kleiner als das der Dampfzylinder.

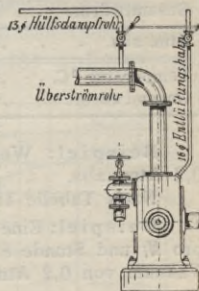


Fig. 1573.  
Hülfsdampfleitung.

## 6. Kühlwassermenge.

Die Menge des Kühlwassers richtet sich nach der niederzuschlagenden Dampfmenge und der Eintrittstemperatur des Kühlwassers.

Das **Kühlwasserverhältnis**  $m$ , also das Verhältnis des gebrauchten Kühlwassergewichtes zum Dampfgewicht ist bestimmt durch folgende Gleichung:

$$m = \frac{630 - t_1}{t_1 - t_0} \dots \dots \dots (325)$$

worin bedeutet:  $t_0$  Eintrittstemperatur in Grad Cels.,

$t_1$  Temperatur des Abflusswassers in Grad Cels.

Bei vorhandenen Anlagen misst man also einfach die Kühlwasser- und Abflusswassertemperatur und berechnet das Kühlwasserverhältnis  $m$  nach obiger Gleichung.

Das **theoretische Vakuum** wird beeinträchtigt durch Undichtigkeiten, durch Reibung des Dampfes in Kanälen und Rohrleitungen.

Legt man nun eine **richtige Ausnutzung** des Kühlwassers zu Grunde, indem die Temperatur des Abwassers um etwa  $8^\circ \text{C}$ . geringer, als die dem Vakuum entsprechende Temperatur angenommen wird (vergl. Tabelle 183), so erhalten wir die in Tabelle 183 enthaltenen Werte.

**Tabelle 183. Temperatur und Gesamtwärme des Wasserdampfes von 1 bis 0,02 Atm. abs.**

Atm. abs. . . . . $p$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,35	0,3
Temperatur $^\circ\text{C}$ . . . . . $t$	100	97	94	90	86	82	76	73	69
Gesamtwärme . . . . . $\lambda$	637	636	635	631	633	631	630	629	628
Atm. abs. . . . . $p$	0,25	0,2	0,15	0,12		0,08	0,06	0,04	0,02
Temperatur $^\circ\text{C}$ . . . . . $t$	65	60	54	50	46	42	36	29	18
Gesamtwärme . . . . . $\lambda$	627	625	623	622	621	619	618	615	612

Beispiel: Welche Temperatur entspricht einer Luftleere von 0,2 Atm. abs.

Nach Tabelle 183 ist die entsprechende Temperatur  $60^\circ \text{C}$ .

Beispiel: Eine Dampfmaschine von 500 indizierten PS. gebraucht pro  $N_i$  und Stunde 8 kg Dampf; wieviel Kühlwasser ist nötig, um ein Vakuum von 0,2 Atm. bei  $10^\circ$  Einspritztemperatur zu erzielen?

Niederzuschlagende Dampfmenge  $500 \cdot 8 = 4000 \text{ kg}$ .

Nach Tabelle 184 ist das vierzehnfache Wasserquantum nötig, also  $14 \cdot 4000 = 56000 \text{ kg} = 56 \text{ cbm}$  pro Stunde.

Tabelle 184.

$$\text{Kühlwasserverhältnis } m = \frac{\text{Kühlwassergewicht.}}{\text{Dampfgewicht.}}$$

Gegendruck im Cylinder	$p_0 =$	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	
Temperatur des Warmwassers	$t_1 =$	67°	65°	61°	57°	52°	46°	38°	
Temperatur des Kühlwassers $t_0$	10°	$m =$	10	10	11	12	14	16	21
	15°	$m =$	11	11	12	14	16	19	26
	20°	$m =$	12	13	14	16	18	23	33
	30°	$m =$	15	16	18	20	26	37	—
	40°	$m =$	21	22	27	34	48	—	—
	50°	$m =$	33	28	52	—	—	—	—
	60°	$m =$	80	—	—	—	—	—	—

Wird weniger Wasser verwendet, so wird das Vakuum schlechter, wie ebenfalls aus Tabelle 184 ersichtlich ist.

Die obige Tabelle gilt nur für **richtig ausgeführte Kondensation**; viele Luftpumpenkondensatoren gebrauchen das Doppelte und lassen die Verwendung von Kühlwasser über 30° C. überhaupt kaum zu.

Bei Berechnung der Neuanlagen nimmt man meistens:

$$m = 24 \dots \dots \dots (325a)$$

### 7. Nutzen der Kondensation.

Wenn die Kondensation den grösstmöglichen **Nutzen** bringen soll, so muss dieselbe:

1. billig in der Herstellung sein,
2. die grösstmöglichen **Dampfersparnisse** geben.

Die **Dampfersparnisse** durch Kondensation betragen durchschnittlich:

- bei schlechten Luftpumpenkondensatoren . . 10—20% (325)
- bei richtiger Ausführung je nach Dampfdruck 20—38% (326)

Unter **richtiger Ausführung** soll eine Kondensation verstanden werden, welche die auf Seite 389 u. 390 erwähnten Uebelstände nicht hat und mit welcher die in Tabelle 184 aufgeführten Werte erreicht werden.

Es seien in Folgendem **richtige Ausführungen** zu Grunde gelegt.

Wieschon aus Tab. 184 ersichtlich, hat der **Kühlwasserverbrauch** viel Einfluss auf die Ersparnisse der Kondensation.

Aber auch die **Menge des Kühlwassers** hat ihre

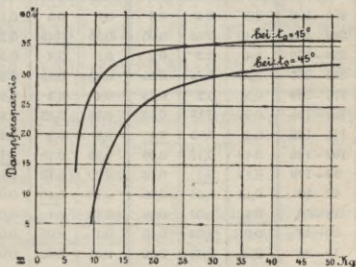


Fig. 1574 (nach J. Weiss.)

Grenzen. Gebrauch man zu viel Wasser, so wird zwar das Vakuum besser, aber der Gewinn steht in keinem Verhältnis zur verbrauchten Wassermenge. F. J. Weiss zeigt in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1891, durch die in Fig. 1574 wiedergegebene graphische Darstellung, wie die Ersparnisse mit der verbrauchten Kühlwassermenge steigen. Man wird also im allgemeinen auf ein **Vakuum** nicht höher als 80—85% (0,2—0,15 Atm. abs.) rechnen, dabei aber vorteilhafte Austrittsverhältnisse für den abziehenden Dampf in der Maschine wählen, dass das Vakuum auch **hinter dem** Dampfkolben herrscht und nicht nur vom **Vakuummeter** am Kondensator angezeigt wird.

Nachstehende Tabelle zeigt den Einfluss der **Endspannung** des **Voraustritts** und der **Dampfgeschwindigkeit** unter Berücksichtigung der Tourenzahl auf den Druckunterschied  $p_n$  zwischen Kondensator- und Dampfzylindervakuum.

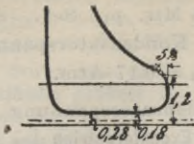
Tabelle 185.

**Druckunterschied  $p_n$ . Auslassorgan mit Excenterantrieb.\*)**  
*u* Dampfgeschwindigkeit im Auslassorgan in Mtr. pro Sekunde,  
*n* Umdrehungen pro Minute.

Druckausgleich: falsch												
	schwach			normal			gesteigert			überlastet		
richtig												
	Endspannung 0,5 - 0,7 Atm. abs.			Endspannung 0,75 - 1 Atm. abs.			Endspannung 1 - 1,5 Atm. abs.			Endspannung 1,5 - 2 Atm. abs.		
$\frac{n \cdot u^2}{1000}$	Voraustritt in Prozenten			Voraustritt in Prozenten			Voraustritt in Prozenten			Voraustritt in Prozenten		
	0-3	4-7	8-10	0-3	4-7	8-10	0-3	4-7	8-10	0-3	4-7	8-10
400-500	0,5	0,4	0,3	0,6	0,5	0,4	0,65	0,55	0,45	0,7	0,6	0,5
300-400	0,45	0,35	0,25	0,55	0,45	0,35	0,6	0,5	0,4	0,65	0,55	0,45
250-300	0,4	0,3	0,2	0,5	0,4	0,3	0,55	0,45	0,35	0,6	0,5	0,4
200-250	0,35	0,25	0,15	0,45	0,35	0,25	0,5	0,4	0,3	0,55	0,45	0,35
175-200	0,3	0,2	0,15	0,4	0,3	0,2	0,45	0,35	0,25	0,5	0,4	0,3
150-175	0,25	0,18	0,13	0,35	0,25	0,18	0,4	0,3	0,2	0,45	0,35	0,25
125-150	0,2	0,15	0,1	0,3	0,2	0,15	0,35	0,25	0,18	0,4	0,3	0,2
100-125	0,18	0,13	0,08	0,25	0,18	0,13	0,3	0,2	0,15	0,35	0,25	0,18
80-100	0,15	0,1	0,06	0,20	0,15	0,1	0,25	0,18	0,13	0,3	0,2	0,15
60-80	0,13	0,08	0,05	0,16	0,13	0,08	0,2	0,15	0,1	0,25	0,16	0,13
40-60	0,1	0,07	0,04	0,13	0,1	0,07	0,16	0,13	0,08	0,2	0,13	0,1
30-40	0,07	0,04	0,03	0,1	0,08	0,06	0,13	0,1	0,06	0,16	0,1	0,07
10-20	0,05	0,03	0,02	0,07	0,06	0,05	0,1	0,07	0,04	0,13	0,08	0,05

\*) Antrieb mit unrunder Scheibe (Daumen) gestaltet sich günstiger (s. Seite 422).

Beispiele zu Tabelle 99.



1. Beispiel:

Eine Maschine macht  $n = 100$  Touren und arbeitet mit  $1,2$  Atm. Endspannung bei  $5\%$  Voraustritt. Das Vakuummeter zeigt  $90\%$  =  $0,1$  Atm. abs. Die Dampfgeschwindigkeit im Auslass sei  $u = 30$  m

Welchen Gegendruck wird das Diagramm zeigen?

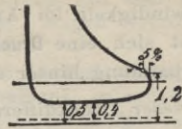
Hier ist also  $n = 100$ ,  $u = 30$  also:

$$\frac{n \cdot u^2}{1000} = \frac{100 \cdot 30^2}{1000} = 90$$

nach Tabelle 9. Zeile von oben  $p_n = 0,18$

hierzu Kondensatorspannung  $p_c = 0,1$

also Gegendruck  $p_o = 0,28$  Atm.



2. Beispiel:

Für eine Maschine von derselben Grösse sei die Tourenzahl  $n = 250$  und die Dampfgeschwindigkeit  $u = 30$  m, dann ergibt sich

$$\frac{n \cdot u^2}{1000} = \frac{250 \cdot 30^2}{1000} = 225$$

nach Tabelle 4. Zeile von oben  $p_n = 0,4$

hierzu Kondensatorspannung  $p_c = 0,1$

also Gegendruck  $p_o = 0,5$  Atm.

Tabelle 185 zeigt auch, dass man den **Voraustritt** je grösser nehmen sollte, je höher die Tourenzahl ist.

Ein zu grosser **Voraustritt** kann bei langsam gehenden Maschinen natürlich auch einen hässlichen Endverlauf der Expansionskurve hervorrufen, wie in *Fig. 1585* angedeutet.

Wählt man den **Voraustritt** nach Tabelle 186, so lässt sich eine gute Form des Diagrammes nach *Fig. 1586* erwarten.

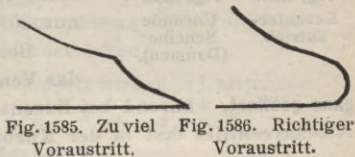


Tabelle 186. **Druckdifferenz  $p_n$**  bei  $0,75-1$  Atm. abs. Endspannung (Excenterantrieb).

Umdrehungen $n =$		50	75	100	150	200	250	300
Voraustritt $v_e =$		3%	5%	7%	9%	10%	11%	12%
Druckdifferenz	bei $u = 20$ m; $p_n =$	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14
	" $u = 30$ m; $p_n =$	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,25	0,28
	" $u = 40$ m; $p_n =$	0,16	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45

Kleines  $p_n$  bedingt aber grossen schädlichen Raum.  $u = 28$  Mtr. kann als günstigster Mittelwert betrachtet werden.\*) Wie sich  $p_n$  mit  $u$  ändert, zeigt ebenfalls Tab. 186.

**Beispiel:** Welche Dampfgeschwindigkeit und welchen Voraustritt nimmt man für eine Kondensationsmaschine mit 150 Umdrehungen

\*) Ausführlich behandelt in Band II „Steuerungen“.

Nach Tab. 186 ist zu wählen: Voraustritt  $v_e = 9\%$ , Dampfgeschwindigkeit im Auslasskanal  $u = 30$  Mtr. pro Sek., dann ergibt sich eine **Druckdifferenz** zwischen Kondensatorspannung und Spannung hinter dem Kolben von  $p_n = 0,17$  Atm.

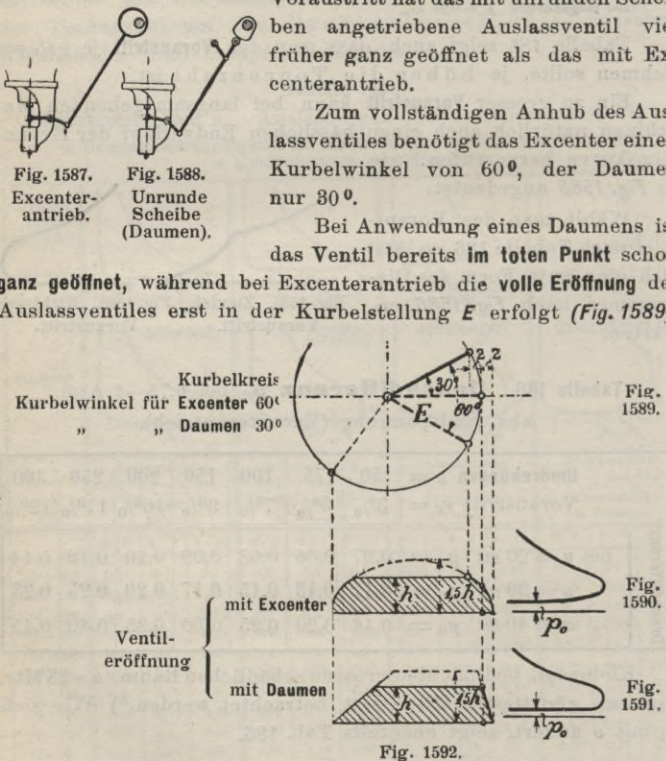
Dieser Druckdifferenz zwischen Kondensatorspannung und Spannung hinter dem Kolben haben wir **Excenterantrieb** des Auslasses zu Grunde gelegt.

Vorteilhafter und konstruktiv richtiger ist es, wenn man bei Ventilmaschinen den Auslass nicht mit Excenter nach *Fig. 1587*, sondern mit **unrunden Scheiben** nach *Fig. 1588* antreibt.

Das Erheben des Auslassventils geschieht unter Anwendung derselben viel schneller als bei Excenterantrieb. Bei demselben Voraustritt hat das mit unrunden Scheiben angetriebene Auslassventil viel früher ganz geöffnet als das mit Excenterantrieb.

Zum vollständigen Anhub des Auslassventiles benötigt das Excenter einen Kurbelwinkel von  $60^\circ$ , der Daumen nur  $30^\circ$ .

Bei Anwendung eines Daumens ist das Ventil bereits im **toten Punkt** schon ganz geöffnet, während bei Excenterantrieb die **volle Eröffnung** des Auslassventiles erst in der Kurbelstellung *E* erfolgt (*Fig. 1589*).



(Bei Schiebermaschinen wird der Auslass noch schleicher geöffnet als bei Ventilen mit Excenterantrieb.)

Welchen Einfluss eine rasche Eröffnung auf den Druckausgleich bzw. die Gegendrucklinie hat, zeigen vorstehende Diagramme (Fig. 1590—1592).

Sorgt man dafür, dass im toten Punkt der **Auslasskanal bereits vollständig geöffnet** ist (also unrunde Scheiben), so ergibt sich selbst bei 30 Mtr. Dampfgeschwindigkeit (statt 28 Mtr. bei Excenterantrieb) noch ein geringer Druckunterschied; der schädliche Raum wird kleiner und dadurch der Dampfverbrauch geringer. Die andern Vorteile, bequeme Einstellung der Steuerung etc., sprechen ebenfalls für unrunde Scheiben.

## 8. Kraftbedarf der Luftpumpen.

Die Luftpumpe hat folgende Widerstände zu überwinden:

Mittlere Spannungsdifferenz  $p'$  vor und hinter dem Luftpumpenkolben, Wassersäule von Saugklappe bis Warmwasserabfluss, Reibungswiderstand der Luftpumpe.

Bezeichnet:

$d$  den Durchmesser der Luftpumpe in Centimeter,

$c$  die Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe in Mtr. pro Sekunde,

$p' = 0,2-0,6$  (im Mittel 0,4) die oben erwähnte Spannungsdifferenz in kg pro qcm,

$h$  die Förderhöhe des Warmwassers in Meter,

so ist der Arbeitsaufwand in Pferdestärken

einfach wirkende Luftpumpe      doppelt wirkende Luftpumpe

$$N = 1,3 \cdot \frac{\pi d^2 \cdot c \cdot \left( p' + \frac{h}{10} \right)}{2 \cdot 75}, \quad N = 1,3 \cdot \frac{\pi d^2 \cdot c \cdot \left( p' + \frac{h}{10} \right)}{75} \quad . \quad (327)$$

Durchschnittlich kann man für den Kraftbedarf der Luftpumpe 0,5--1,5% der Gesamtleistung der Maschine ansetzen (s. Seite 437).

## 9. Dimensionen der Luftpumpen.

$m \cdot S^*$ ) die **Kühlwassermenge** in Liter pro Stunde,  $m$  nach Tab. 184, Seite 419, oder nach Seite 418, Gleich. 325,

$2 \cdot m \cdot S$  das mit zu fördernde **Luft- und Dampfgemisch** (herrührend vom Luftgehalt des Wassers, Undichtigkeiten der Luftpumpe und den sich bildenden Dämpfen) in Liter pro Stunde,

$\varphi = 0,6$  der volumetrische **Wirkungsgrad** der Pumpe,\*\*)

so ergibt sich das für die Berechnung der Hauptdimensionen in Rechnung zu ziehende **Förderquantum**:

$$\frac{1}{\varphi} (m + 2 \cdot m) \cdot S = 5 \cdot m \cdot S \text{ Liter pro Stunde} \quad . \quad (328)$$

\*)  $m$  das Kühlwasserverhältnis (s. Seite 418 u. 419)  $S = S_i \cdot N_i$  die zu Grunde liegende Dampfmenge in kg pro Stunde ( $S_i$  nach Seite 40 und 41)

\*\*) Die Kolbenläufe und Klappen der Nassluftpumpen leiden oft durch schlechtes Kühlwasser, infolgedessen fällt der Wirkungsgrad klein aus.



**Beispiel:** Eine Kondensation soll niederschlagen pro Stunde  $S = 2050$  kg Dampf, die Temperatur des Kühlwassers ist  $t_0 = 10^0$ , die des Abwassers soll  $t_1 = 35^0$  betragen, also nach Gleich. 324, Seite 418:

$$m = \frac{630 - 35}{35 - 10} \sim 24,$$

die Leistung der Luftpumpe müsste sein nach Gleich. 328, Seite 423:

$$5 \cdot 24 \cdot 2050 \sim 246\,000 \text{ Liter} = 246 \text{ cbm pro Stunde.}$$

Für normale Verhältnisse nimmt man

$$\text{Förderquantum} = 125 S \dots \dots \dots (329)$$

und man erhält für eine doppeltwirkende oder zwei einfachwirkende Pumpen:

$$F \cdot c = \frac{125 \cdot S}{3600} \dots \dots \dots (330)$$

und bezogen auf das Pumpenvolumen:

$$F \cdot \text{Hub} = \frac{125 \cdot S}{3600} \cdot \frac{60}{2 \cdot n} = 1,04 \cdot \frac{S}{n} \dots \dots \dots (331)$$

worin  $F$  = Pumpenquerschnitt in qdm, Hub in dcm,  $n$  Umdrehungen pro Min.

Gebräuchliche Ausführungen giebt nachstehende Tabelle 187.

**Tabelle 187. Luftpumpenabmessungen.**

Maschine . . . . .	Eincyl.	Zweif.-Exp.	Dreif.-Exp.
Durchm. d. Luftpumpe =	$0,3 \cdot D \sqrt{\frac{H}{h}}$	$0,25 \cdot D \sqrt{\frac{H}{h}}$	$0,25 \cdot D \sqrt{\frac{H}{h}}$

( $H$  Hub,  $D$  Durchm. des Niederdruckcyl.;  $h$  Hub der Luftpumpe.)

Bei künstlicher Wasserkühlung wählt man vorteilhaft  $d$  etwa  $10^0/0$  grösser.

Bei **Oberflächenkondensation** kann das vom Luftpumpenkolben beschriebene Volumen auf die Hälfte desjenigen bei Mischkondensation gesetzt werden.

Man soll auch hier wie bei den Schiebern u. s. w. nicht für jeden einzelnen Fall eine Luftpumpe konstruieren, sondern auf **Verwendbarkeit** der **Modelle** für gleichartige Maschinen Rücksicht nehmen.

#### Gebräuchliche Luftpumpendimensionen

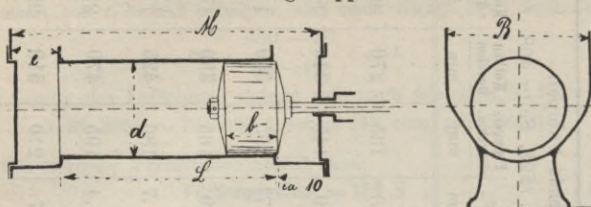
stehender und liegender Bauart für Compoundmaschinen giebt Tabelle 188, die Tabelle zeigt auch den Gang der Berechnung.

Man richtet die Modelle meist so ein, dass der Kolbenhub der Luftpumpe und der Kolbendurchmesser geändert werden können.

Tabelle 188. Dimensionen für liegende und stehende Luftpumpen.

Komponentenmaschine		Umdrehungen Min. $n$	Kolben- geschw.		Leis- tung bei $p = 8$	Dampf $N_i$ u. Stde. $S_i$	Dampf pro Stde. $S$	Pumpen- volumen pro Sek. $F \cdot c$	Liegende direkt mit der Kolben- stange gekup- pelte Luftpumpe		Stehende Pumpen nach Fig. 1529, Seite 408.				
			Mtr.	$c$					$N_i$	$F$	Durchm.	Hub	$c'$	$F$	Plunger- durchm.
Hub $H$	Cylinder- Hochdr. I Niederdr. II					kg	kg	cdm	qdm	mm	Mtr.	qdm	mm	mm	kg
600	350	80	1,6	82	7,5	620	21,5	1,34	135	185	0,5	4,3	135	270	650
700	400	75	1,7	122	7,4	900	31	1,82	155	210	0,53	5,9	145	310	890
800	450	70	1,9	173	7,3	1250	43	2,25	170	240	0,56	7,7	155	350	1160
900	500	67	2	235	7,2	1700	59	2,95	200	270	0,6	9,9	165	390	1480
1000	550	65	2,1	310	7,1	2200	76	3,6	220	300	0,65	11,7	180	425	1760
1100	600	60	2,2	390	7	2730	95	4,3	240	330	0,66	14,4	195	470	2160
1200	680	57	2,3	480	6,9	3320	115	5	260	360	0,68	17	210	510	2550

Tabelle 189. Vorläufige Hauptdimensionen für liegende Luftpumpen, direkt gekuppelt.



Hub =	500	600	700	800	900	1000	1200 mm
$d^*) =$	100	120	135	150	170	185	235 "
$b =$	120	145	165	180	205	225	285 "
$e =$	120	150	180	210	240	270	300 "
$L =$	600	720	840	960	1080	1200	1460 "
$B =$	420	470	530	580	640	700	750 "
$M =$	840	1020	1200	1370	1560	1740	2060 "

### 10. Ventil- und Rohrquerschnitte.

Die Berechnung der freien Durchflussquerschnitte erfolgt unter Zugrundelegung einer Geschwindigkeit von 1,5 Mtr. pro Sekunde. (Trockene Luftpumpen gestatten 20 Mtr. Durchfluss-Geschwindigkeit.)

Tabelle 190. Zulässiger Klappenhub\*)

für nach unten öffnende Saugklappen. Seite 406.

Touren . . . . .	50	75	100	150	200	250
Zulässiger Klappenhub .	12	10	9	8	7	6 mm.

(Bei den schrägen Klappen, S. 396, der mittlere Hub).

### Berechnung der Rohrquerschnitte.

Alle Rohre, in welchen sich Wasser bewegt, sollen solche Querschnitte erhalten, dass die Durchflussgeschwindigkeit 2 Mtr. pro Sekunde nicht übersteigt; vielfach wird der Querschnitt des Ueberlaufrohres gleich der lichten Durchflussfläche der Ventile genommen.

Die Wassergeschwindigkeit in den gewöhnlich angewendeten Eckhähnen für die Einspritzleitung steigt infolge der durch die Konstruktion bedingten Querschnittsverengung bedeutend, ohne auf die Wirkung grossen Einfluss zu haben, wenn die Anschlüsse gleich dem Rohrdurchmesser sind.

Man kann annehmen für den Querschnitt d. Einspritzrohres unter gewöhnlichen Verhältnissen  $q = 0,25 \cdot c \cdot \frac{\pi}{4} d^2$  qcm (332)

bei langer Leitung u. grosser Saughöhe  $q = 0,4 \cdot c \cdot \frac{\pi}{4} d^2$  qcm (333)

( $c$  Kolbengeschw. in Mtr.,  $d$  Durchm. der Luftpumpe in cm).

Das Ueberlaufrohr macht man im Durchmesser etwa 1,3 mal so gross als das Einspritzrohr.

\*) Nach oben öffnende Klappen können den 1,3 fachen Hub erhalten und schliessen dann noch rechtzeitig.

## 11. Stehende Luftpumpen ohne Saugventile.\*)

### Wirkungsweise und Berechnung.

(s. Fig. 1508 Seite 402.)

Nach Prof. H. Berg \*) ist die Wirkungsweise dieser Pumpen, welche in Fig. 1594–1603 dargestellt, folgende:

Fig. 1594, hoch.

Fig. 1595.

Fig. 1596.

Fig. 1597.

Fig. 1598.

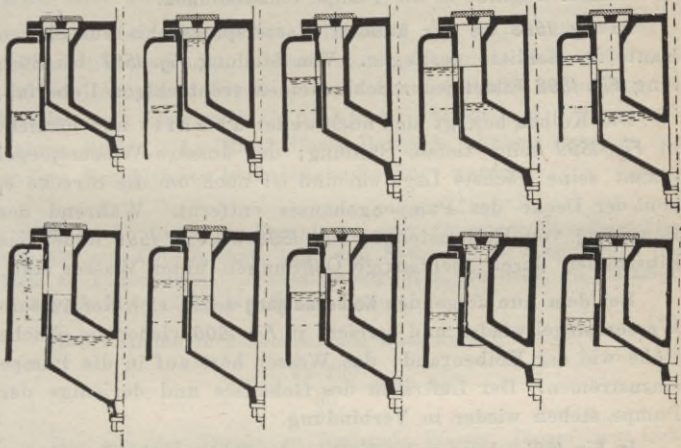


Fig. 1599, tief.

Fig. 1600.

Fig. 1601.

Fig. 1602.

Fig. 1603.

In Fig. 1594 befindet sich der Kolben in seiner **höchsten Stellung**. Bei seinem Aufgang hat er die im Pumpenraum vorhandene gewesene Luft und eine gewisse Wassermenge durch die Ventile hinausgedrückt. Das Wasser reicht im Pumpenraum bis an die Ventilkappen. Der Wasserspiegel im Gehäuse habe die in Fig. 1594 gezeichnete Höhenlage.

Bewegt sich der Kolben **abwärts**, so sinkt der innere Wasserspiegel, und zwar rascher als der Kolben, weil der Verdränger aus dem Wasser austaucht. Gleichzeitig steigt der äussere Wasserspiegel, indem der Kolben das unter ihm befindliche Wasser in den ringförmigen Raum des Gehäuses hinausdrückt.

Fig. 1595 zeigt die Kolbenstellung, bei welcher der innere Wasserspiegel sich soweit abgesenkt hat, dass er auf gleicher

\*) Ausführlich behandelt von Reinhardt, Z. d. V. d. Ing. 1898, S. 257, und von Prof. Berg, Z. d. V. d. Ing. 1899, Seite 92 und 280.

Höhe mit dem oberen Kolbenrande steht; der äussere Wasserspiegel ist um einen gewissen Betrag gestiegen.

In *Fig. 1596* hat der Kolbenrand die obere Kante der Schlitze erreicht. Im nächsten Augenblick werden diese geöffnet, und es tritt ein Ausgleich zwischen Luft- und Dampfspannung im Gehäuse und im Pumpenraum ein.

Der fortwährend steigende äussere Wasserspiegel erreicht sodann in *Fig. 1597* die Höhe des niedergehenden Kolbenrandes; das Wasser beginnt in die Pumpe einzuströmen.

In *Fig. 1598* ist der äussere Wasserspiegel bis zur oberen Kante der Schlitze gestiegen. Von Stellung *Fig. 1597* bis Stellung *Fig. 1598* bildet jeder Schlitz einen rechteckigen Ueberfall.

Der Kolben bewegt sich noch weiter abwärts und erreicht in *Fig. 1599* seine tiefste Stellung; der äussere Wasserspiegel nimmt seine höchste Lage ein und ist noch um die Strecke  $e_1$  von der Decke des Pumpengehäuses entfernt. Während der Bewegung von Kolbenstellung *Fig. 1598* bis *Fig. 1599* findet das Einströmen durch rechteckige Oeffnungen unter Wasser statt.

Bei dem nun folgenden **Kolbenaufgang** senkt sich der äussere Wasserspiegel wieder und erreicht in *Fig. 1600* wieder die gleiche Höhe wie der Kolbenrand; das Wasser hört auf in die Pumpe einzuströmen. Der Luftraum des Gehäuses und derjenige der Pumpe stehen wieder in Verbindung.

In *Fig. 1601* schliesst der Kolben die Schlitze ab. Der innere Wasserspiegel steht jetzt höher als bei der gleichen Stellung des Niederganges in *Fig. 1596*, und zwar um den Betrag  $y_2$ , welcher der Menge des eingeströmten Wassers entspricht. Der innere Wasserspiegel hat den Kolbenrand noch nicht erreicht, es ist also ersichtlich, dass kein Wasser aus dem Pumpenraum nach dem Gehäuse vor Abschluss der Schlitze zurückgeströmt ist.

Geht der Kolben nun weiter, so wird zunächst die im Pumpenraume befindliche Luft zusammengedrückt, da sie nicht mehr nach dem Gehäuse entweichen kann. Ist die Pressung genügend weit gesteigert, so öffnen sich die Ventile, und die Luft strömt aus dem Pumpenraum.

In *Fig. 1602* hat der innere Wasserspiegel die untere Kante der Ventilsitze erreicht, in *Fig. 1603* gelangt er an die Ventilklappen. Die ganze in *Fig. 1601* zwischen dem inneren Wasserspiegel und den Ventilen vorhanden gewesene Luftmenge ist aus dem Cylinder hinausgedrängt, und das Wasser beginnt auszuströmen.

Ist der Kolben wieder in seine **höchste Stellung** (Fig. 1594), gelangt, so hat er die von Stellung Fig. 1597 bis Fig. 1600 eingeströmte Wassermenge aus dem Pumpenraum verdrängt.

Eine obere Grenze für die Höhenlage des äusseren Wasserspiegels, und hiermit gleichzeitig für die Wassermenge, welche die Pumpe aufnehmen kann, ergibt sich aus der Bedingung, dass für die tiefste Kolbenstellung (Fig. 1599), der äussere Wasserspiegel noch einen gewissen Abstand von der Gehäusedecke hat. Wird diese Bedingung nicht erfüllt, so entsteht Wasserschlag.

Betr. der **theoretischen Entwicklung** des Berechnungsganges sei auf die erwähnten Abhandlungen (Fussnote Seite 425) verwiesen. An dieser Stelle soll nur ein der Praxis entnommenes **Beispiel** (vom Eisenwerk Carlshütte, Alfeld a. d. Leine) Aufnahme finden. An Hand dieses Beispiels können Pumpen für andere Verhältnisse leicht nachgerechnet werden.

**Beispiel.** Es ist der Dampf von einer Eincylinder-Ventilmaschine von 550 mm Cyl.-Durchm., 1100 mm Kolbenhub,  $n = 68$  Touren pro Min. zu kondensieren. Normalleistung  $N_i = 200$  indiz. PS., Dampfverbrauch  $S_i = 12$  kg pro  $N_i$  und Stunde.

In der Minute zu kondensierende Dampfmenge

$$C = \frac{12 \cdot 200}{60} = 40 \text{ kg.}$$

Das von der Pumpe zu fördernde Wasser, Dampf- und Luftgemisch ist für einfach wirkende, nasse Luftpumpe für Mischkondensation mit Parallelstrom bei einer Kühlwasser-Eintritttemperatur von  $15^{\circ}$  Cels. und einer Temperatur des kondensierten Dampfes von  $40^{\circ}$  Cels.

$$V = 0,001 \left( m + 1 + \frac{0,16 \cdot m}{p_c - p_d} \right) \cdot C \text{ in cbm pro Minute.} \quad (334)$$

worin  $m =$  Kühlwasserverhältnis  $= \frac{630 - 40}{40 - 15} = 24$  nach Gleich. 325.

$p_c =$  Kondensatorsspannung, angenommen zu 0,15 Atm. abs.,

$p_d =$  Spannung des kondensierten Dampfes, für das Beispiel bei  $40^{\circ}$  Cels.  $p_d = 0,072$  Atm. abs. und wir erhalten:

$$V = 0,001 \left( 24 + 1 + \frac{0,16 \cdot 24}{0,15 - 0,072} \right) \cdot 40 = 2,97 \text{ cbm,}$$

davon ist Wasser:  $W = 0,001 (24 + 1) \cdot 40 = 1,0$  cbm,

Luft und Dampf:  $L = 0,001 \cdot \frac{0,16 \cdot 24}{0,15 - 0,072} \cdot 40 = 1,97$  cbm.

Die Luftpumpe wird von einem Vorgelege aus angetrieben und macht  $n = 90$  Umdrehungen pro Min.

Man erhält hiermit und für  $\varphi = 0,75$  (s. Seite 423) als Förderquantum für eine einfach wirkende Pumpe:

$$V_1 = \frac{297}{0,75 \cdot 90} = 0,044 \text{ cbm pro Umdrehung}^*)$$

$$\text{davon Wasser } W_1 = \frac{1}{0,75 \cdot 90} = 0,015 \text{ „ „ „ }^*)$$

$$\text{Luft und Dampf } L_1 = \frac{1,97}{0,75 \cdot 90} = 0,029 \text{ „ „ „ }^*)$$

Die zur Aufstellung gelangende von der Transmission durch Riemen angetriebene Luftpumpe erhielt folgende Dimensionen:

Plunger-Durchm. . . . .	$d = 440$ mm
„ -Hub . . . . .	$S = 390$ „
Schlitzbreite . . . . .	$= 100$ „
Förderhub $s = 390 - 100 =$	$290$ „
Umdrehungen . . . . .	$n = 90$ pro Min.

und wir erhalten:

$$\text{Leistung: } V = \varphi \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s \cdot n = 0,75 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,44^2 \cdot 0,29 \cdot 90 \sim 2,97 \text{ cbm pr. Min.}$$

also ist die Pumpe gross genug.

Für eine Umdrehung ist die Leistung:

$$V_1 = \frac{2,97}{0,75 \cdot 90} \sim 0,044 \text{ cbm,}$$

davon Wasser  $W_1 = 0,015$  cbm pro Umdrehung.

$D_3 = 415$  mm angenommen, also  $F_3 = 0,1352$  qm,  $z = 0,05$  Mtr.,  $m' = 0,0105$  cbm = Raum zwischen den Ventilstege + Raum über der höchsten Stellung des Kolbens bis zur Unterkante Ventilstege,  $W_1 = 0,015$  cbm,  $s = 0,29$  Mtr., dann wird

$$F_2 = \frac{F_3 \cdot z + m' + W_1}{s + z} = \frac{0,1352 \cdot 0,05 + 0,0105 + 0,015}{0,29 + 0,05} = 0,094 \text{ qm}$$

= 345 mm Durchm. des Verdrängers.

$$D_4 = d + 0,044 = 0,484 \text{ Mtr., } F_4 = 0,184 \text{ qm.}$$

Schlitzhöhe  $s' = 0,1$  Mtr., dann ist Gesamthub

$$S = 0,1 + 0,29 = 0,39 \text{ Mtr.}$$

$$\text{Mittl. Kolbengeschwindigkeit } c = \frac{0,39 \cdot 90}{30} = 1,17 \text{ Mtr.}$$

Der freie Durchgangsquerschnitt eines Ventilsitzes ergibt sich unter der Annahme, dass die Wassermenge  $W_1$  in der Zeit von  $1/8$  Umdrehung hindurchfließt, aus der Beziehung:

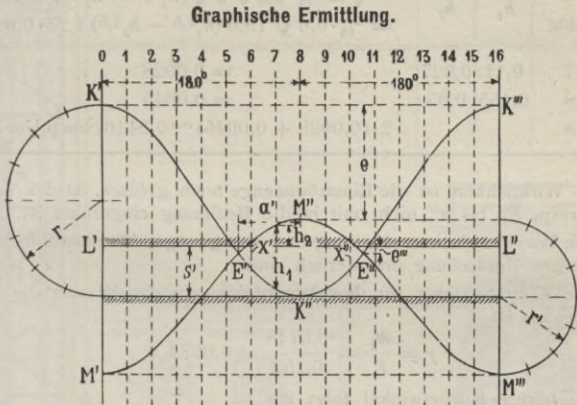
$$i \cdot f \cdot v \cdot \frac{T}{8} = W_1; \quad f = \frac{8 \cdot W_1}{i \cdot v \cdot T} \quad \dots \quad (335)$$

\*) Für doppeltwirkende Pumpe die Hälfte.

worin  $i$  = Anzahl der Ventile,  $f$  = freier Durchgangsquerschnitt eines Ventiles,  $v$  die mittlere Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers,  $T = \frac{60}{n}$  die Zeit einer Umdrehung in Sek., also für das Beispiel:

$$f = \frac{8 \cdot 0,015}{10 \cdot 2 \cdot 0,666} = 0,0089 \text{ qm.}$$

Gesamtventilquerschnitt = 890 qcm.



Mit  $r = 0,195$  Mtr. halber Gesamthub ist die Kurve  $K', K'', K'''$  gezeichnet und stellt diese Kurve die Bewegung des Plungers dar.

Die Kurve  $M', M'', M'''$  ist mit dem Radius  $r' = 0,155$  Mtr. (halber Förderhub) gezeichnet und stellt die Bewegung des Wassers im Pumpengehäuse dar.

Der Drehwinkel  $\psi$  zum Kurvenstück  $E', M''$  wird mit

$$\alpha' = 8,6 \text{ u. } \alpha = 26,6^*) \quad \psi = \frac{8,6}{26,6} \cdot 180 = 58^\circ 30', \quad \cos \psi = 0,522,$$

dann ist

$$r' = \frac{e''' + s - e}{1 - \cos \psi} = \frac{0,014 + 0,29 - 0,23}{1 - 0,522} = 0,155 \text{ Mtr.}$$

Es folgt dann der Durchmesser des Pumpengehäuses aus der Beziehung:

$$F_5 = F \cdot \frac{r}{r'} + F_4 = 0,152 \cdot \frac{0,195}{0,155} + 0,184 = 0,375 \text{ qm,}$$

woraus  $D_5 = 690$  mm Durchm.

\*)  $\alpha'$  und  $\alpha$  aus Fig. 1604 gemessen [ $\alpha$  = halbe Diagrammlänge].



Die Länge des Diagramms ist in 16 gleiche Teile geteilt, es entspricht also der Abstand zweier Ordinaten der Zeit  $t = \frac{T}{16} = \frac{0,666}{16} \sim 0,042$  Sek. Die einströmende Wassermenge ergibt sich alsdann mit den, aus dem Diagramm entnommenen mittleren Höhen  $h'$  und  $h''$  und bei 10 Schlitzen à 123 mm breit aus folgender Tab. 190:

Kurbel-Drehung	$h_1$	$h_2$	$q = \frac{2}{3} \cdot 0,6 \sqrt{2 \cdot g} (h_1^{1,5} - h_2^{1,5}) \cdot b \cdot t$ $= \frac{2}{3} \cdot 0,6 \sqrt{19,6} (h_1^{1,5} - h_2^{1,5}) 1,23 \cdot 0,042$
6-7	0,11	0,027	= 0,0028
7-8	0,155	0,05	= 0,0045
6-8			$2 \cdot (0,0028 + 0,0045) \sim 0,0146$ cbm p.Umdr.

In Wirklichkeit ist die Einströmmenge noch grösser, da das Teil  $E'$  bis  $x'$  resp.  $E''$  bis  $x''$  nicht mit in die Rechnung eingeführt ist.

Die Wasseraufnahme der Pumpe ist also genügend, sofern 0,015 cbm Wasser pro Umdrehung erforderlich sind.

Die Kolbenstellung für den Augenblick, wo das Wasser die Ventile erreicht, ist

$$y = \frac{W_1}{F} = \frac{0,0148}{0,152} = 0,0974,$$

der zugehörige Kurbelwinkel folgt aus

$$0,0974 = 0,29 (1 - \cos \psi), \text{ woraus } \psi = 48^\circ 40'$$

und die entspr. Kolbengeschwindigkeit

$$c_x = \frac{3,14 \cdot 90}{30} \cdot 0,29 \cdot \sin 48^\circ 40' \sim 2,05 \text{ Mtr.}$$

Die Wassergeschwindigkeit in den Ventilsitzen zu Beginn des Ausströmens

$$v_x = \frac{0,152 \cdot 2,05}{10 \cdot 0,0089} \sim 3,5 \text{ Mtr. pro Sek.}$$

Diese Geschwindigkeit sinkt auf Null in der Zeit

$$t' = \frac{T \cdot 48}{360} = \frac{0,666 \cdot 48}{360} \sim 0,09 \text{ Sek.}$$

Diese Kondensationsanlage erfüllte die gestellten Anforderungen vollkommen.

# Einige andere Systeme von Kondensation.

## Gegenstromkondensator

der Sangerhäuser Maschinenfabrik und F. J. Weiss.

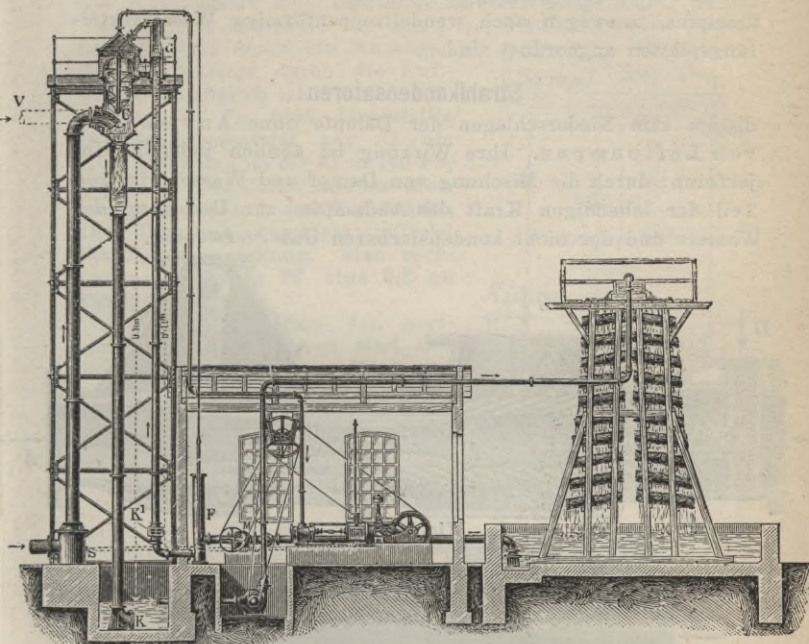


Fig. 1605. Weiss'sche Gegenstromkondensation.

Durch das Dampfrohr *D* tritt der Dampf dem durch die Kaltwasserpumpe resp. das Kaltwassersteigrohr *S* zugeführten Wasser entgegen und wird allmählich niedergeschlagen. Der **Gegenstrom** bedingt, dass mit dem heissesten Wasser der heisseste Dampf in Berührung tritt. Die mit dem Wasser eintretende Luft wird an der Eintrittsstelle frei und wird durch eine **trockene Luftpumpe** an der obersten Stelle abgesaugt (*E*), während das Wasser durch das Barometerrohr entweicht.

Um Schwankungen in dem Barometerrohr zu vermeiden, ist an der Ablaufstelle des letzteren eine Klappe *K*, ein Ventil *K*<sup>1</sup> und ein Steigrohr *S* eingebaut.

Die mechanisch mitgerissene Luft entweicht durch das Entlüftungsrohr *F*.

Durch die Ableitung der Luft an der kältesten Stelle ist eine kleinere trockene Luftpumpe nötig, um so an Betriebskraft und Unterhaltungskosten zu sparen.

### Schwagersche Gegenstromkondensation.

Durch Anwendung einer **Mischdüse** wird die abströmende Luft von der nassen Luftpumpe abgesaugt oder auch Fallrohre mit trockener Luftpumpe verwendet. Grossen Wert legt Schwager auf grosse Durchgangsquerschnitte des zu kondensierenden Dampfes, weswegen auch wendeltreppenförmige Wasserverteilungsplatten angeordnet sind.

### Strahlkondensatoren

dienen zum Niederschlagen der Dämpfe ohne Anwendung von Luftpumpen. Ihre Wirkung ist ähnlich jener der Injektoren; durch die Mischung von Dampf und Wasser wird ein Teil der lebendigen Kraft des Abdampfes zur Bewegung des Wassers und der nicht kondensierbaren Gase verwendet.

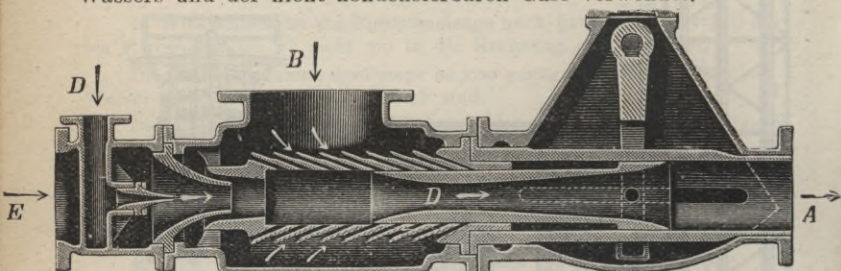


Fig. 1606.

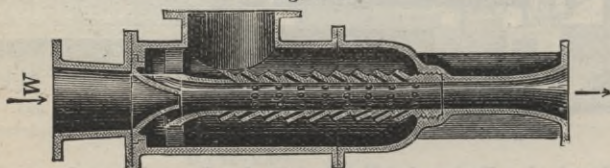


Fig. 1607.

Der **Wasserverbrauch** bei allen diesen Anlagen ist naturgemäss gross.

**Fig. 1606.** Universalkondensator von Körting zum Ansaugen des Wassers bei periodisch wechselnder Maschinenleistung.

**Fig. 1607.** Für durch Gefälle zugeführtes Wasser bei wechselnder Maschinenleistung oder für konstante Leistung ohne Gefällwasser, wobei der Kondensator höchstens 3 m über dem oder unter dem Wasserspiegel zu stehen kommt.

Bezüglich der weiteren Ausführungen kann auf die Preisliste von „Körting“ verwiesen werden.

Bei nicht ganz sorgfältiger Montage und Wartung liegt die Gefahr des **Wassereintretens** in den Cylinder (Wasserschlag) sehr nahe. Eine Rückschlagklappe zwischen Kondensator und Abdampfleitung unbedingt erforderlich.

## Oberflächenkondensation.

Bei der Oberflächenkondensation kommt der Dampf mit dem Kühlwasser nicht in Berührung und unterscheidet sich erstere im wesentlichen von einer Mischkondensation, dass zum Fördern des Kühlwassers eine besondere **Kaltwasserpumpe** dient, da das Vakuum nur innerhalb der den Dampf aufnehmenden Räume herrscht und somit ein Ansaugen des Kühlwassers durch die Luftpumpe unmöglich ist.

Der in Fig. 1608 dargestellte **Oberflächenkondensator** hat 32 qm Kühlfläche und ist für  $N_i = 160$  PS. bestimmt. Die Rohre sind aus Messing und haben 1 mm Wandstärke. Die Dichtung geschieht mittelst Stopfbüchsenpackung. Man rechnet pro indizierte PS. etwa 0,2 qm Kühlfläche.

Die Konstruktion der horizontalen Kondensatoren sind den Receivern mit Rohrsystem S. 481 ähnlich.

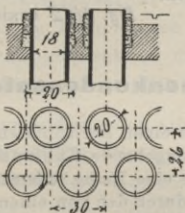


Fig. 1608—1610. Oberflächenkondensator.

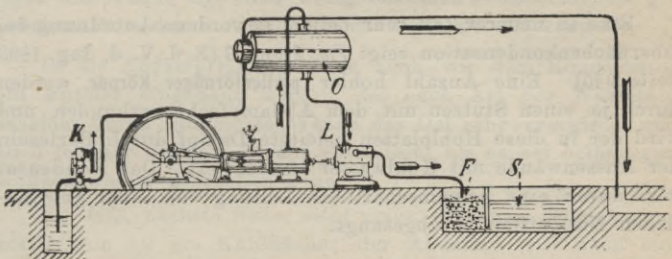
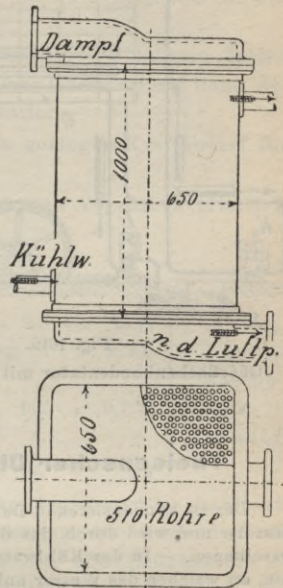


Fig. 1611.

Schematische Darstellung einer Oberflächenkondensation.

O Oberflächenkondensator. L Luftpumpe. K Kaltwasserpumpe. F Filtrierbassin S Speisebassin.

Der Kondensator O ist mit einer grösseren Anzahl Röhren zur Erzielung einer möglichst grossen Kühlfläche durchzogen. Die Kaltwasserpumpe K drückt das Kühlwasser durch die Röhren.

Auf diesem Wege nimmt das Wasser die dem Dampf entzogene Wärme in sich auf. Dadurch wird der Dampf verdichtet bzw. er kondensiert. Dieses Kondensat fließt nun zur Luftpumpe *L* und wird, da es sich infolge Fehlens von kesselsteinbildenden Substanzen und einer Temperatur von ca.  $40^{\circ}$  gut zur **Kesselspeisung** bewährt, behufs Reinigung von Oel zunächst zum Klärbassin *F*

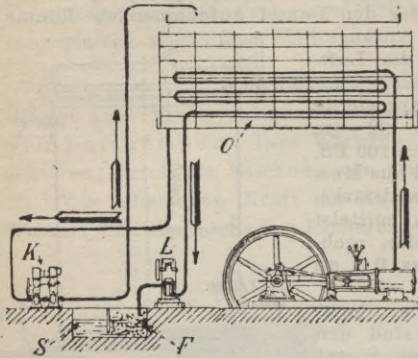


Fig. 1612.

Oberflächenkondensator mit Gradierwerk.

geleitet. Nach vollzogener Reinigung hat das Wasser immer noch  $35^{\circ}$  und kann nun ohne weiteres zum Speisen benutzt werden.

Bei der Ausführung nach Fig. 1612 wird der Kondensator *O* durch schlangenförmig gewundene Röhren dargestellt, und ist derselbe in einem Gradierwerk aufgestellt. Das Prinzip ist dasselbe wie vorstehend beschrieben und auch ohne weiteres aus der Fig. 1612 ersichtlich.

### Theisenscher Oberflächenkondensator.

Der zu kondensierende Dampf tritt in einen horizontalen Röhrenkondensator und wird durch das denselben umgebende Kühlwasser niedergeschlagen. — In das Kühlwasser tauchen eine Reihe rotierender Scheiben ein, an welchen das Wasser anhaftet und durch den von einem Ventilator hervorgebrachten Luftwechsel gekühlt wird.

Eine in neuerer Zeit sehr beliebt gewordene Anordnung bei Oberflächenkondensation zeigt Fig. 2 und 3 (Z. d. V. d. Ing. 1893 Seite 940). Eine Anzahl hohler plattenförmiger Körper werden durch je einen Stutzen mit dem Abdampfrohr verbunden und wird der in diese Hohlplatten geleitete Dampf durch Berieseln der Aussenwände mit Kühlwasser kondensiert. Das Kondensat wird durch eine gemeinschaftliche Leitung von einer gewöhnlichen Nassluftpumpe abgesaugt.

In zweckmässiger Weise ist der Oberflächenkondensator in Verbindung mit einem Gradierwerk gebracht, welches über demselben steht. Das von dem Gradierwerk auf ca.  $18-25^{\circ}$  C. gekühlte Wasser rieselt auf die Platten nieder, erwärmt sich hierbei auf  $35-40^{\circ}$  C. und wird durch eine besondere Cirkulationspumpe wieder auf das Gradierwerk befördert.

Die **Kühlwassermenge** dieses Oberflächenkondensators beträgt nur das 14 bis 16 fache der Speisewassermenge, weil beim Berieseln der Platten ein Teil ihrer Wärme unmittelbar an die Luft abgegeben wird. Das heisse Kondensat wird nach sorgfältigem Durchfiltrieren im **Oelfilter** zum Kesselspeisen verwendet und gelangt immer noch mit ca. 40–45° C. Temperatur in den Kessel.

In der Gewinnung dieses kesselsteinfreien heissen **Speisewassers** ohne weitere Anwendung von Chemikalien liegt der Hauptvorteil der Oberflächenkondensation.

Ein weiterer Vorteil liegt in dem geringen Kraftbedarf für Wasser- und Luftförderung.

Kiesselbach hat nach einer Reihe von Versuchen ermittelt (s. Z. d. V. d. Ing. 1896 Seite 1315):

**Tabelle 191. Kraftbedarf der Kondensation.**

Gewöhnliche Einspritzkondensatoren	0,6 bis	2%	} der Maschi- nen- Leistung.
" " mit Rückkühlung	1 "	3,5%	
Oberflächenkondensation mit immer frischen Kühlwasser . . . . .	0,2 "	0,7%	
Oberflächenkondensation mit Rück- kühlung . . . . .	0,6 "	2,2%	

Bei Anwendung von Oberflächenkondensatoren ist thunlichst **reines Mineralöl** für die Cylinderschmierung zu verwenden, da dieses Oel aus dem Kondensator abfließt, ohne Rückstände zu hinterlassen. Oele pflanzlicher oder tierischer Herkunft belegen die Wände mit einer wenig leitenden Fettschicht, die gegebenen Falls durch Auskochen mit Soda zu entfernen ist.

In die Abdampfleitung kann auch vor dem Kondensator ein Entöler eingebaut werden, der nach Art der Wasserabscheider durch eingelegte Wände das Oel sehr energisch und auch leichter aus dem Dampf absondert, als es bei oelhaltigen Kondenswasser geschehen kann.

*Fig. 1613*, nächste Seite, zeigt einen einzelnen Kondensatorkörper von 3,2 qm Kühlfläche; der Abdampf tritt oben ein, das Kondensat unten aus. Um die Geschwindigkeit des herabrieselnden Kühlwassers zu verzögern, sind kleine Wulste angebracht.

In *Fig. 1615*, nächste Seite, ist ein **Bündel von 14 Kühlelementen** von je 3,2 qm Kühlfläche, also insgesamt  $14 \times 3,2 \sim 45$  qm zusammengestellt.

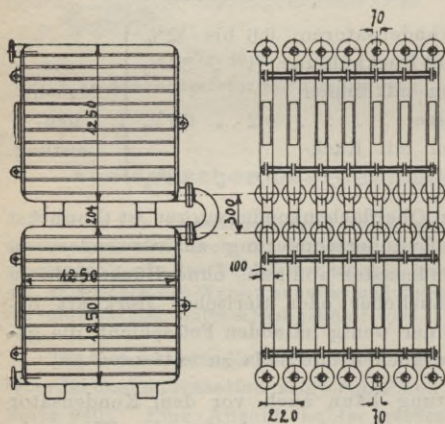
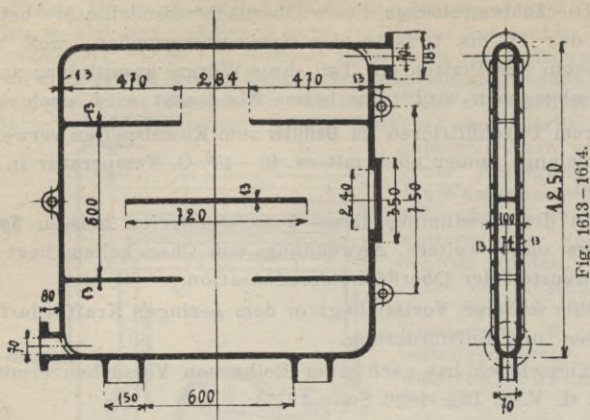


Fig. 1615-1616.

Das Gewicht eines Elementes beträgt ca. 450 kg. Die einzelnen Platten werden durch Ankermitzwischenliegenden Distanzrohren (Gasrohrstücken) zusammengehalten.

Pro  $N_i$  rechnet man als Kühlfläche 0,32 bis 0,38 qm.

### Reinigen des Wassers von Oel.

Das mit Oel durchsetzte Wasser wird in ein mit Kies von verschiedener Korngrösse gefülltes Bassin (Fig. 1617) geleitet, sickert durch und gelangt in ein Speisebassin.

In Fig. 1617 bedeutet:

- |     |                                   |                  |
|-----|-----------------------------------|------------------|
| I   | Feiner, aber nicht scharfer Kies, | 1 mm Korngrösse, |
| II  | Grober Kies,                      | 6 " " "          |
| III | " "                               | 10 " " "         |
| IV  | " "                               | 30 " " "         |

Sehr gut eignet sich auch Koks von verschiedener Korngrösse, da dieser das Oel gut aufsaugt, wobei die fettige Masse, unter dem Kessel

verfeuert, noch nutzbar gemacht wird. Der Filter ist jedenfalls häufiger zu reinigen und nachzusehen, weil das Wasser sich gern Kanäle schafft und so die Filtermasse überflüssig wird.

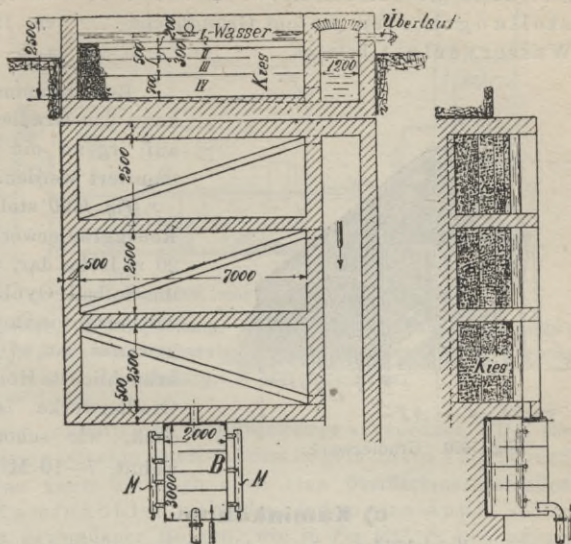


Fig. 1617—1619.

Für 400 PS. und 5000 kg Oelwasser pro Stunde.

## Künstliche Wasserkühlung.

Um an jenen Orten, wo Wassermangel herrscht, Kondensation anwenden zu können, bedient man sich schon seit längerer Zeit der

### a) Kühltische,

in welchen das von der Luftpumpe ausgeworfene heisse Wasser durch Verdunsten eines Teiles desselben wieder gekühlt wird.

Trotz der Einfachheit dieser Anlagen sind sie gegenwärtig verlassen worden; da die Kühlwirkung der fast ruhenden Oberfläche eine geringe ist; man rechnet pro Quadratmeter Oberfläche 0,3 Pferdestärken.

### b) Reisiggradierwerke

sind in Fig. 1605, 1620 und 1629 angedeutet. Durch das von dem Reisig herabtropfende Wasser wird die Oberfläche des Wassers bedeutend vergrößert, ferner die mit Wasser gesättigte Luft leichter entfernt als bei Kühltischen.



## Dimensionen der Gradierwerke:

Höhe . . . . .	7—10 Mtr.,
Grundfläche pro Pferdekraft . . . . .	ca. 0,5 qm,
Herstellungskosten pro qm Grundfläche . . . . .	ca. 12 Mk.,
Der Wasserverlust beträgt . . . . .	ca. 5—15 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> .

Bei Raummangel kann das Gradierwerk auf irgend ein Dach montiert werden.

Fig. 1620 stellt ein Reisiggradierwerk von 20 m Höhe dar, wie es im Solbad Oynhausen zur Salzgewinnung angewandt ist. Die gebräuchlichste Höhe der Gradierwerke ist jedoch, wie schon erwähnt, 7—10 Mtr.

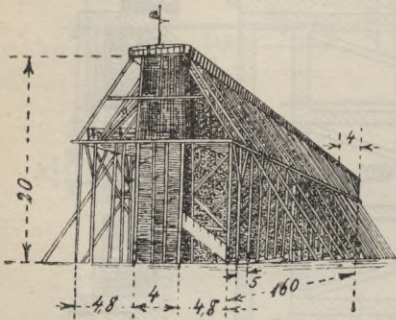


Fig. 1620. Gradierwerk.

## c) Kaminkühler.

Zu einer Kaminkühleranlage benötigt man etwa:

für . . . . .	50	100	150	200	250	500 PS.,
Grundfläche . . . . .	25	35	40	50	60	100 qm,
Preis des Kühlers . . . . .	1500	1900	2250	2650	3000	4900 Mk.
„ eines gemauerten Bassins	800	1100	1450	1750	2000	3000 „

Freistehende Gradierwerke mit Reisig oder Brettern belastigen die Umgebung durch den dem warmen Wasser entströmenden Schwaden (Dämpfe) und darf man solche nur an abgelegenen Orten aufstellen. Anlagen in bewohnten Gegenden werden deshalb mit Kaminkühler ausgerüstet, diese sind 15 bis 20 Mtr. hoch.

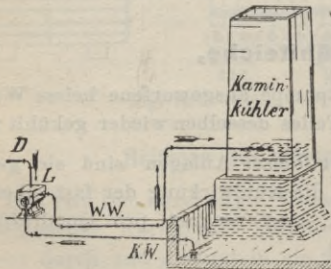


Fig. 1621, ohne Warmwasserpumpe.

Fig. 1621. Schematische Darstellung einer Kondensationsanlage mit Kühlturm, bei welcher das Warmwasser von der Luftpumpe in den Turm gedrückt wird.

Liegt die Kondensation **unter Flur**, und hegt man Bedenken, die Luftpumpe das Warmwasser selbst in den Kühlturm drücken

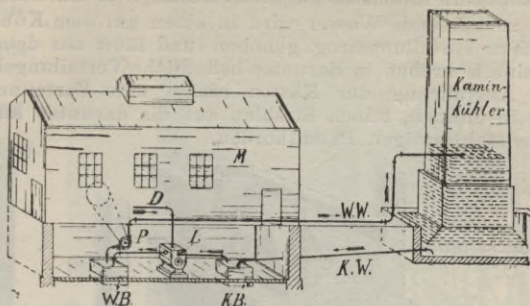


Fig. 1622, mit Warmwasserpumpe.

*L* Luftpumpe, *D* Dampfleitung, *KW* Kaltwasserleitung, *KB* Kaltwasserbassin, *WB* Warmwasserbassin, *P* Centrifugalpumpe, *WW* Warmwasserleitung, *M* Maschinenhaus.

zu lassen, so wird eine **Centrifugalpumpe** angeordnet. (Der Eintritt des Warmwassers in den Kühlturm liegt meistens 4 Mtr. über Flur.)

Man kann natürlich auch eine **Oberflächenkondensation** mit dem Kaminkühler verbinden, indem eine Anzahl schlangenförmig gewundener Röhren, wie in *Fig. 1612*, S. 436, angegeben im unteren Teil des Kaminkühlers angeordnet werden.

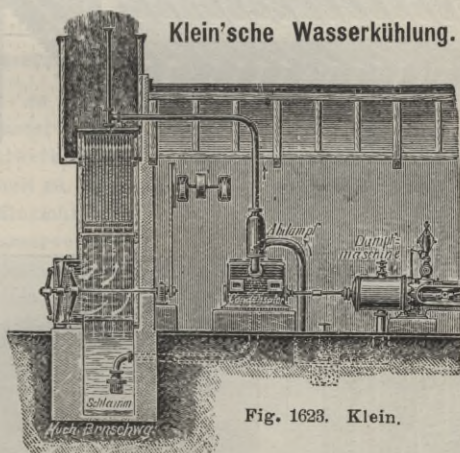


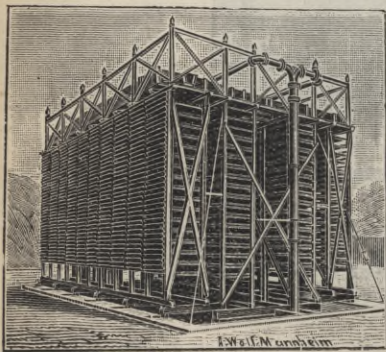
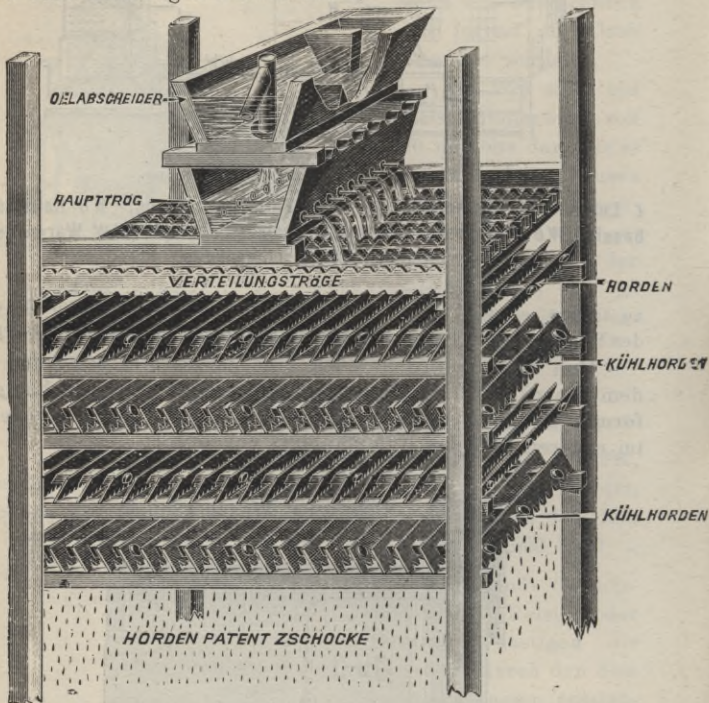
Fig. 1623. Klein.

Das zu kühlende Wasser rieselt über **senkrechte Latten**, dem ein Luftstrom zugeführt wird. Auf 1 qm Grundfläche kann man bis 30 PS. rechnen,

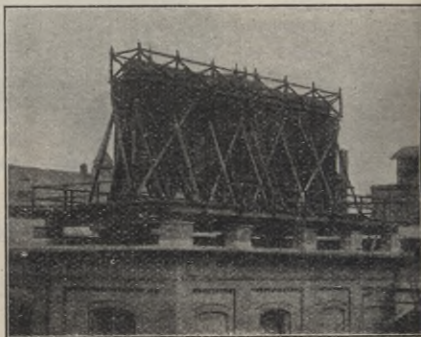
**Kühlwerke (Patent Zschocke)**, Seite 440—441,  
der Holzindustrie Kaiserslautern, Albert Munzinger in Kaiserslautern.

Das zu kühlende Wasser wird in einen auf dem Kühlwerke befindlichen Verteilungstrog gehoben und läuft aus demselben durch feine Röhren in darunter befindliche Verteilungskästen.

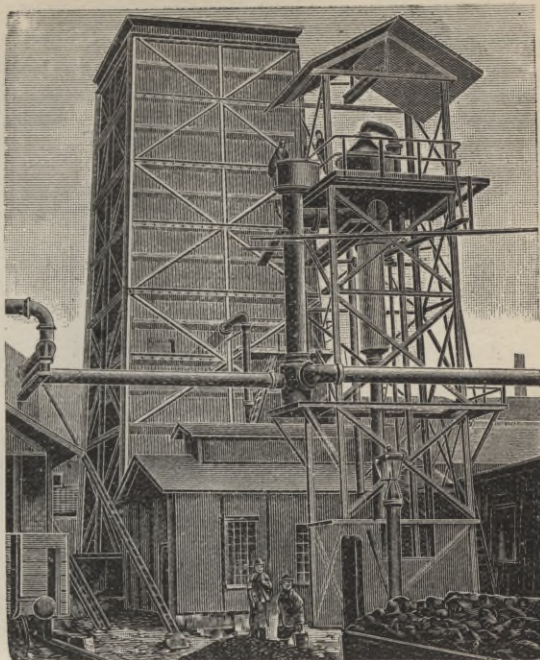
Die Ausführung der Kästen erzielt eine Verteilung des Wassers in dünnen, feinen Strahlen auf die darunter angeordneten roststabförmigen Patenthorden,



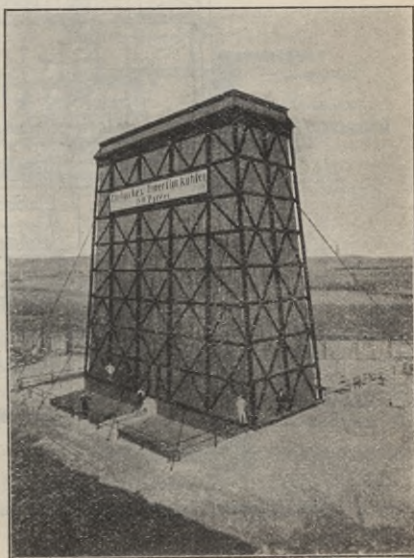
Offenes Kühlwerk.



Kühlwerk auf dem Dach aufgestellt.

**Kamin-  
kühler**(System  
Zschocke).**Unterflurkühler.**

Das zu kühlende Wasser läuft dem Kühlwerk ohne Pumparbeit zu. Die innere Einrichtung und Wasserverteilung in diesen Kühlwerken ist gleich der der oberirdischen. Auch hier wird durch einen Kamin der erforderliche Luftzug erzeugt und das gekühlte Wasser durch das Vakuum im Kondensator (ca. 7 Mtr.) hoch gehoben.



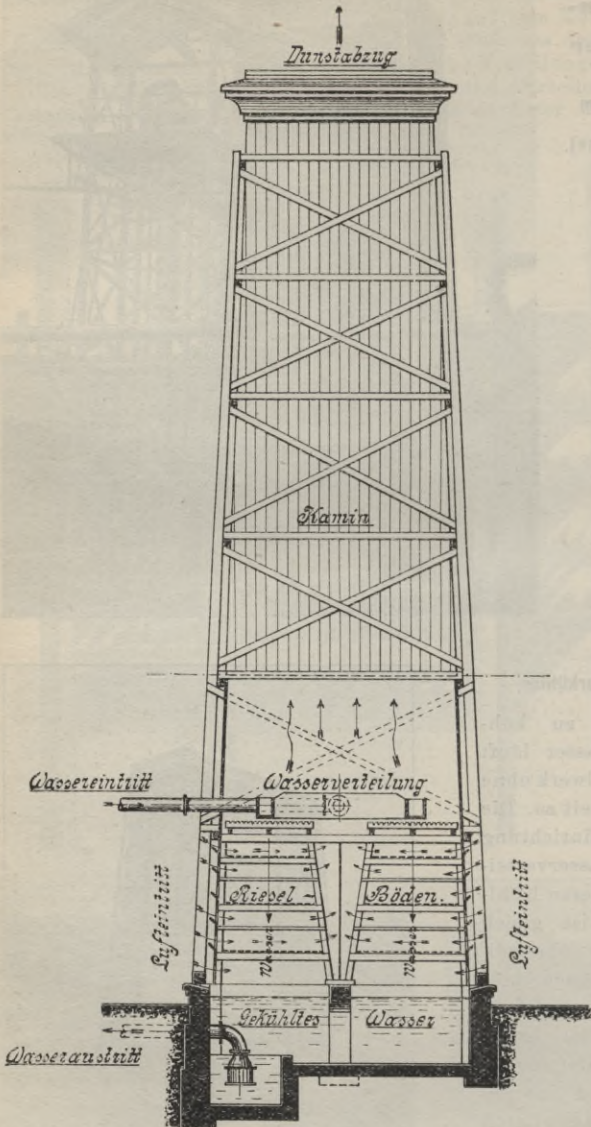


Fig. 1628a. Oberirdischer Kaminkühler von Balcke & Co., Bochum,

Die Kaminkühler arbeiten unabhängig vom Winde, bei der Wahl ihres Aufstellungsortes braucht nicht auf den natürlichen Luftzug Rücksicht genommen werden.

Eine Abart des oberirdischen Kaminkühlers ist der Unterflurkühler. Dieselben unterscheiden sich lediglich in der eigen-

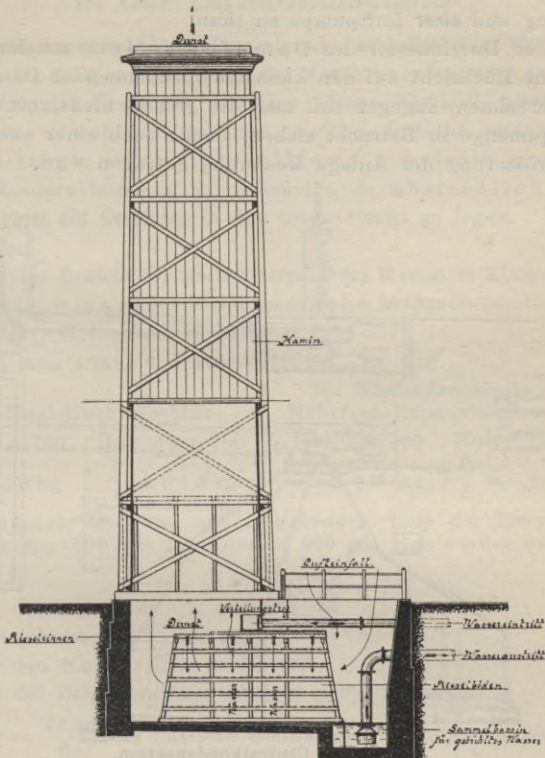


Fig. 1628 b. Unterflurkühler von Balcke & Co., Bochum.

artigen Anordnung der Rieselböden und der Art der Luftzuführung von den oberirdischen Kaminkühlern. Die Rieselböden liegen in einem gemauerten Bassin, und wird die Luft meist nur von einer Seite zugeführt; ihr Weg in den Rieselböden ist relativ lang. Der Unterflurkühler, welcher naturgemäss in der Konstruktion sowohl, wie in der Fundamentierung wesentlich teurer ist als ein gewöhnlicher oberirdischer Kaminkühler, sollte nur bei Nassluftpumpen-Kondensation Verwendung finden.

## Centralkondensation.

Unter **Centralkondensation** versteht man eine Anlage, bei welcher der Dampf von mehreren Maschinen in ein und demselben Kondensator niedergeschlagen wird. Selbstverständlich hat man es hier auch nur mit **einer** Einspritz- und Abwasserleitung und **einer** Luftpumpe zu thun.

Der Durchmesser des Dampfzylinders zur Luftpumpe ist mit Rücksicht auf den kleinsten vorkommenden Dampfdruck zu berechnen, dagegen soll man die grösste niederzuschlagende Dampfmenge in Betracht ziehen, damit auch einer eventuellen Vergrösserung der Anlage Rechnung getragen wird.

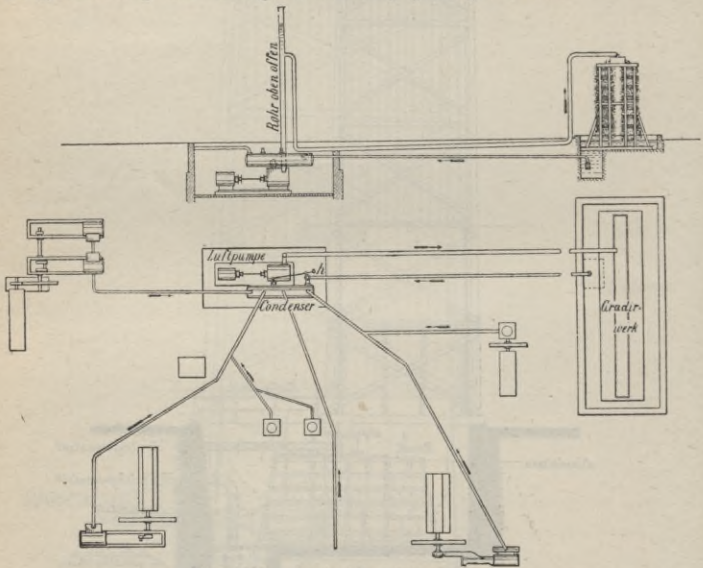


Fig. 1629. Centralkondensation.

Die Abdampfleitungen mehrerer Walzenzugmaschinen gehen nach dem gemeinschaftlichen Kondensator, meist einem Behälter aus Eisenblech (alter Dampfkessel etc.) mit eingeneteten Rippen, wie in Fig. 1466, versehen. In diesen Behälter mündet das Kühlwasser, wie Fig. 1465 auf Seite 391 gezeigt. Bei ungleichmässigem Betrieb, wie in Walzwerken, ordnet man zwei Behälter an; der eine dient als Niederschlagsraum, der andere als Vorratsraum für Luftleere.

Fig. 1629 zeigt auch die Anordnung eines Gradierwerkes für künstliche Wasserkühlung.

## Abschnitt XII.

### Die Massenwirkung\*) in der Dampfmaschine.

Die **Massenwirkung** kann besonders bei **schnellgehenden Maschinen** grossen Einfluss auf den Gang der Maschine haben und gebührt *Radinger*\*\*) das Verdienst, hierüber einige Klarheit geschaffen zu haben, obwohl die Schlüsse, welche derselbe aus seinen Untersuchungen zieht, nicht allgemein geteilt werden. Viele Konstrukteure z. B. vermeiden es absichtlich, den **Druckwechsel des Gestänges** in den toten Punkt zu legen.

Es sei:

$P$  das **Gewicht der hin- und hergehenden Massen** in Kilogramm,  
 $f$  die **wirksame Kolbenfläche** in Quadratcentimeter,  
 $H$  der **Kolbenhub** in Meter,

so kann man annehmen **Tabelle 192:**

für Hochdruckmaschine		für Niederdruckseite der Mehrfach-Expansionsmaschine	
Hub bis 700	Hub über 700	Hub bis 900	Hub über 900
$\frac{P}{f} = 0,28 \text{ kg}$	$\frac{P}{f} = 0,4 H \text{ kg}$	$\frac{P}{f} = 0,2 \text{ kg}$	$\frac{P}{f} = 0,22 H \text{ kg}$

Beispiel: Die hin- und hergehenden Teile der Eincylindermaschine von 500 mm Durchmesser, 900 mm Hub würden wiegen:

$$P = 50^2 \frac{\pi}{4} \cdot 0,4 \cdot 0,9 = 707 \text{ kg.}$$

Bezeichnen wir ferner mit:

$r$  den **Kurbelradius** in Meter,

$n$  die **Zahl der Umdrehungen pro Minute**,

$v = \frac{2 r \pi n}{60}$  die **mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis** in Meter pro Sekunde. . . . . (336)

#### a) Treibstange **unendlich lang**.

Der **Beschleunigungsdruck** ist der **Horizontal-Komponente** der **Centripetalkraft** für die zugehörige **Neigung** des **Kurbelarmes** gleich. Am **toten Punkte** ist diese **Komponente** gleich der **vollen Centripetalkraft** gleich der **Fliehkraft**, d. h. jener **Teil vom Gesamtdampfdruck** auf den **Kolben**, welcher zu

\*) Vergl. auch „Schnellläufer“. (Ausführlicher in Haeder, Indikator.)

\*\*) Radinger, Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit.



Beginn der Bewegung zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, ist gleich der **Fliehkraft**

$$F = \frac{Pv^2}{gr} \dots \dots \dots (337)$$

Dieser Druck muss auf der **ganzen Kolbenfläche** geübt werden, daher entfällt auf die **Flächeneinheit** der Druck

$$q_I = \frac{F}{f} \dots \dots \dots (338)$$

Am höchsten Punkt der Kurbel ist die Komponente gleich Null, d. h. es wird gar kein Druck mehr zur Beschleunigung der Massen verzehrt, da der Kolben dieselbe Geschwindigkeit mit dem Kurbelzapfen erlangt hat, es ist also hier  $q=0$ .

An einem mittleren Punkte ist der von der Kolbenflächeneinheit beanspruchte Druck zur Beschleunigung:

$$q = \frac{F}{f} \cos w \dots \dots \dots (339)$$

worin  $w$  den Neigungswinkel des Kurbelradius gegen seine tote Lage bedeutet.

Im weiteren Verfolg findet Radinger, dass man die Beschleunigungsdrücke als Ordinaten einer geraden Linie darstellen kann, welche im Punkte  $k$  (Fig. 1630) die Abscissenachse schneidet, hier ist  $q=0$ .

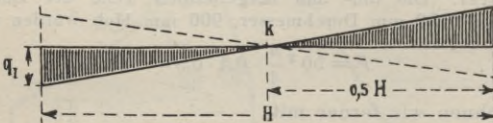


Fig. 1630.

Beispiel: Die **Einwirkung der Massen** der Maschine  $D=0,4$  Mtr.,  $H=0,7$  Mtr.,  $n=100$  ist zu bestimmen für **unendlich** lange Treibstange. Es ist:

nach Tab. 192:  $P = 0,28 \cdot 40^2 \frac{\pi}{4} = \sim 350$  kg,

nach Gleich 336:  $v = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 3,14 \cdot 100}{60} = 3,66$  Mtr.

Die Fliehkraft nach Gleich. 337:

$$F = \frac{Pv^2}{gr} = \frac{350 \cdot 3,66^2}{9,81 \cdot 0,35} = 1365 \text{ kg.}$$

Der von der Kolbenflächeneinheit beanspruchte Druck zur **Beschleunigung im toten Punkt** ist nach Gleich. 338:

$$q_I = \frac{F}{f} = \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 1,08 \text{ kg pro Quadratcentimeter.}$$

b) Die Treibstange von **endlicher** Länge.

$L$  sei die Länge der Treibstange,

$\frac{r}{L}$  das Verhältnis des Kurbelarmes zur Treibstangenlänge,

so ist der Teil des Dampfdruckes, welcher zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, wenn die Kurbel unter dem Winkel  $w$  gegen ihre tote Lage geht, pro Flächeneinheit:

$$q = \frac{F}{f} \left( \cos w \pm \frac{r}{L} \cos 2w \right) \dots \dots \dots (340)$$

also am toten Punkte:

$$q_I = \frac{F}{f} \left( 1 + \frac{r}{L} \right) \dots \dots \dots (341)$$

für den **Hingang** des Kolbens gegen das Kurbellager,

$$q_{II} = \frac{F}{f} \left( 1 - \frac{r}{L} \right) \dots \dots \dots (342)$$

für den **Rückgang** des Kolbens.

Der Weg, welchen der Kolben beim Neigungswinkel  $w$  der Kurbel zurückgelegt hat, ist:

$$s = r \left( \sin \text{vers } w + \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin 2w \right) \dots \dots \dots (343)$$

Der Weg  $s$  lässt sich am besten durch direkte Konstruktion erhalten.

Nehmen wir nun **durchschnittlich**  $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ , so ist *Fig. 1631*

für **Hingang** des Kolbens gegen

das Kurbellager

**Rückgang** des Kolbens

$$w = 0 \quad q_I = \frac{6}{5} \frac{F}{f} \dots (344) \quad q_I = \frac{4}{5} \frac{F}{f} \dots (345)$$

$$w = 180^\circ \quad q_{II} = \frac{4}{5} \frac{F}{f} \dots (346) \quad q_{II} = -\frac{6}{5} \frac{F}{f} \dots (347)$$

$$w = 79^\circ \quad q = 0, s = 0,46 H \quad (348) \quad q = 0, s = 0,54 H \quad (349)$$

Den positiven Wert links    Den positiven Wert rechts  
abwärts auftragen,        abwärts auftragen.

Beispiel: Für das auf voriger Seite angegebene Beispiel würden wir also mit Berücksichtigung der endlichen Länge der Treibstange, bei  $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ , erhalten für den Hingang des Kolbens:

nach Gleich. 344:  $q_I = \frac{6}{5} \cdot \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 1,32 \text{ kg pro Quadratcentimeter,}$

„ „ 348:  $q = 0$  bei  $s = 0,46 H,$

„ „ 346:  $q_{II} = \frac{4}{5} \cdot \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 0,88 \text{ kg pro Quadratcentimeter.}$

Diese Werte sind in *Fig. 1631* maßstäblich (5 mm = 1 Atm.) aufgetragen und in *Fig. 1632* mit dem Dampfdruckdiagramm einer Volldruckmaschine für 5 Atm. abs. Admissionsdruck **vereinigt**. Man sieht aus diesem Druckdiagramm, dass bei Beginn des Kolbenhubes, wenn der Kolben gegen das

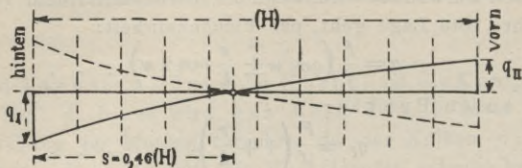


Fig. 1631.

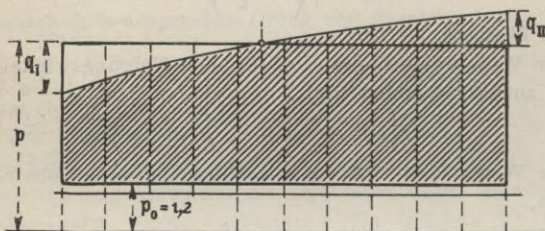


Fig. 1632.

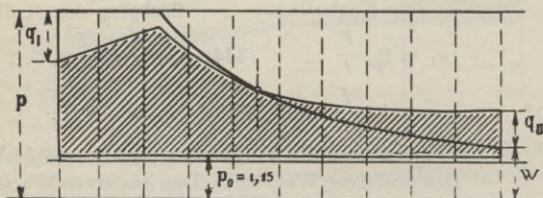


Fig. 1633.

Kurbellager zu geht, **nicht der ganze** Admissionsdruck auf den Kurbelzapfen wirkt, sondern nur **der Druck**  $p - q_I - p_0$ , also in unserm Falle  $5 - 1,32 - 1,2 = 2,48$  Atm. Der Druck  $q_I = 1,32$  Atm. wird eben zum Ingangsetzen der hin- und hergehenden Massen verwendet.

Am Ende dieses Kolbenhubes dagegen ist der auf den Kurbelzapfen übergehende Kolbendruck:

$$= p + q_{II} - p_0 = 5 + 0,88 - 1,2 = 4,68 \text{ Atm.}$$

Fig. 1633 zeigt den Einfluss der Massen für dieselbe Maschine, jedoch mit Expansion von 0,25 Cylinderfüllung und  $p = 5$  Atm. abs. Admissionsspannung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass **unter Umständen** bei **schnelllaufenden** Maschinen, welche mit **grossen** Füllungen arbeiten, Massen und Dampfdruck am Ende des Kolbenhubes den Admissionsdruck **weit überragen** und fast seine doppelte Grösse annehmen können. (S. auch Fig. 1635.)

Da kommt uns nun die **Kompression** sehr gut zu statten, und es erscheint für den ersten Augenblick am vorteilhaftesten, dieselbe so zu wählen, dass in dem toten Punkte der Enddruck der Kompression gleich dem Enddruck des Dampfes plus dem Massendruck ist (Fig. 1634), dass also das Gestänge im toten Punkte **vollständig entlastet** ist und **dort** der Druckwechsel stattfindet, dass also (s. Fig. 1634)

$$C = w + q_{II} \dots (350)$$

Bei der Steuerung (Seite 328) findet dieses statt bei einer Admissionsspannung von 7 Atm. abs.

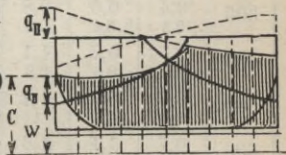


Fig 1634.

Nach neueren Untersuchungen soll man

**den Druckwechsel nicht im toten Punkt**

erfolgen lassen. Man muss den günstigsten Stosswinkel ermitteln. Dieses ist ausführlich behandelt in „Haeder, Indikator, III, Aufl.“

Kann man, wie bei den meisten Kondensationsmaschinen, mit Hilfe genügend hoher Kompression den Druckwechsel nicht vor dem toten Punkt eintreten lassen, so wähle man **grosses Vorellen**.

Bei Maschinen mit Doppelschiebersteuerung und grossen schädlichen Räumen ist es schwierig, genügende Kompression zu erzielen, die meisten Konstrukteure scheuen die sich durch die grosse äussere Deckung ergebenden **grossen Schieber** und **Excenter**.

Immerhin sollte man darauf achten, dass der Enddruck der Kompression bei Auspuffmaschinen mindestens die Hälfte des Admissionsdruckes beträgt und bei Kondensationsmaschinen soviel eben erreicht werden kann. Für schnelllaufende Maschinen muss Kapitel „Schnellläufer“ beachtet werden.

Man wende deshalb auch für Auspuffmaschinen die in den Normalien Seite 347 angegebene Steuerung an.

### Werte des Massendruckes $q_I$

für den Hingang (also grösster Wert); für den Rückgang wird

$$\text{der Massendruck } q_{II} = \frac{5}{6} \cdot \frac{4}{5} \cdot q_I = \frac{2}{3} q_I$$

Die oberen Zahlen der Tabelle gelten für Hochdruckmaschinen,  
 " unteren " " " " " " " " " " " " " " " "  
 also Niederdruckseiten der Compoundmaschinen. "

Tabelle 193.

Kolben- hub $H$	Umdrehungen $n$ pro Minute								
	80	100	120	150	175	200	300	400	500
100	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,6	2,9	4,8
	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,6	1,2	2	3,4
200	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,7	3,4	5,9	8,8
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,9	1,2	2,4	4,2	
300	0,4	0,6	0,8	1,3	1,8	2,2	5	9	14
	0,3	0,4	0,6	1	1,3	1,7	3,8		
400	0,5	0,7	1,1	1,7	2,2	2,9	6,7	12	
	0,4	0,5	0,8	1,2	1,6	2	4,8		
500	0,6	0,9	1,4	2,1	2,9	3,7	8,5	15	
	0,4	0,7	1	1,5	2	2,6			
600	0,7	1,1	1,6	2,5	3,4	4,5	10		
	0,5	0,8	1,1	1,8	2,5	3,2			
700	0,8	1,3	1,9	3	4	5,2	12		
	0,6	1	1,4	2,2	3	3,9			
800	1,1	1,8	2,4	3,8	5,3	6,7	15		
	0,7	1,1	1,5	2,4	3,3	4,2			
900	1,4	2,2	3,1	4,8	6,7	8,7			
	0,8	1,2	1,7	2,6	3,6	4,7			
1000	1,7	2,6	3,8	6	8,2	11			
	0,9	1,4	2,1	3,3	4,4				
1100	2	3,2	4,7	7,2	9,8	13			
	1,1	1,8	2,5	3,9					
1200	2,4	3,8	5,5	8,6	12				
	1,3	2,1	3	4,7					
1400	3,5	5,7	8,2	12	15				
	1,8	2,7	4						
1800	5,5	8,6	12						
	3	4,7							

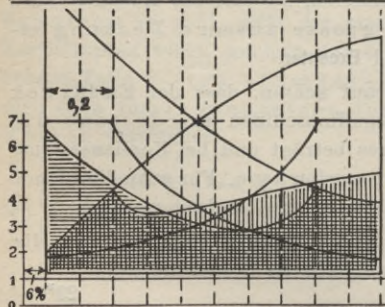


Fig. 1635.

Beispiel. Es sei:

$H = 900$ ,  $n = 150$ ,  
 so ist nach Tabelle 193  
 $q_I = 4,8$  kg pro  $q_{cm}$  für den  
 Hingang und  
 $q_{II} = 4,8 \cdot \frac{2}{3} = 3,2$  kg für den  
 Rückgang;

wenn  $p = 7$  Atm. abs.,  
 $h = 0,02$  Füllung,  
 $s = 6\%$  schädli. Raum,  
 so ergibt sich das Druck-  
 diagramm Fig. 1635 und zwar  
 horizontal schraffiert für den  
 Rückgang und vertikal schraffiert  
 für den Hingang.

Wenn irgend möglich, lege man auch bei den **Niederdruckseiten** der Mehrfach-Expansionsmaschinen den **Druckwechsel** vor den toten Punkt. Es muss dann die Eintrittsspannung mindestens den in Tab. 194 angegebenen Wert haben, welcher erforderlich ist, die Massen in Bewegung zu setzen (angenommen  $p_0 = 1,2$  für Auspuff,  $p_0 = 0,3$  für Kondensation). Die fettgedruckten Werte entsprechen üblichen Dampfdrücken. — Es gelten in Tab. 194 die oberen Werte für **Hockdruckmaschinen**,  
 „ unteren „ „ **Niederdruckseiten** von Mehrfach-Expansionsmaschinen mit Kondensation.

Tabelle 194. Kleinste zulässige Dampfspannung  $p$ .

Kolbenhub $H$	Umdrehungen $n$ pro Minute.								
	80	100	120	150	175	200	300	400	500
100	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2	2,8	4,1	6
200	1,4	1,6	1,8	2	2,4	2,9	4,6	7,1	10
300	1,6	1,8	2	2,5	3	3,4	6,2	10	15
	0,5	0,6	0,8	1,2	1,5	1,9	4		
400	1,7	1,9	2,3	2,9	3,4	4,1	7,9	13	
	0,6	0,7	1	1,4	1,8	2,2	5		
500	1,8	2,2	2,6	3,3	4,1	4,9	9,7		
	0,6	0,9	1,2	1,7	2,2	2,8			
600	1,9	2,3	2,8	3,7	4,6	5,7	11		
	0,7	1	1,3	2	2,7	3,4			
700	2	2,5	3,1	4,2	5,2	6,4	13		
	0,8	1,2	1,6	2,4	3,2	4,1			
800	2,3	3	3,6	5	6,5	7,9			
	0,9	1,3	1,7	2,6	3,5	4,4			
900	2,6	3,4	4,3	6	7,9	9,9			
	1	1,4	1,9	2,8	3,8	4,9			
1000	2,9	3,8	5	7,2	9,4	12			
	1,1	1,6	2,3	3,5	4,6				
1200	3,6	5	6,7	9,8	13				
	1,5	2,3	3,2	4,9					
1600	5,5	7,9	11						
	2,5	3,8							

Wir sehen also aus Tab. 194, dass bei sehr **schnellaufenden** Maschinen der **übliche Dampfdruck** ausser Stande ist, die Massen in Bewegung zu setzen.

**Beispiel:** Eine Maschine von 700 Hub (Druckwechsel vor dem toten Punkt) sollte nach Tabelle bei 5 Atm. etwa 150, bei 6 Atm. etwa 200 Umdrehungen nicht übersteigen.

Auf den **Druckwechsel vor dem Totpunkt** hat aber nicht nur der verfügbare **Dampfdruck**, sondern auch die **Kompression** und das **Voreilen** Einfluss. Um den Druckwechsel vor den Totpunkt zu legen, soll man die in nachstehenden Tabellen angegebenen Tourenzahlen nicht zulassen.

Bei kleineren Tourenzahlen (als Tab. 195 zeigt) erfolgt der Druckwechsel vor dem toten Punkt, bei grösseren Tourenzahlen (als Tab. 195 zeigt) erfolgt d. Druckwechsel nach dem toten Punkt, auch letzteres ist nach Ansicht mancher Konstrukteure zulässig.

Tabelle 195.\*) Niederdruck.

Die fettgedruckten Werte zeigen die Gegend gebräuchlicher Receiverspannungen.

Kolbenhub <i>H</i>	Eintritts- bzw. Receiverspannung. Atm. abs.								
	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
500	70	90	105	<b>125</b>	140	155	170	205	240
600	65	80	100	<b>120</b>	130	140	160	195	230
700	60	75	90	<b>110</b>	120	130	155	185	215
800	55	70	85	<b>100</b>	110	125	140	170	200
900	50	65	80	<b>90</b>	100	115	125	155	180
1000	45	60	75	<b>85</b>	95	105	115	140	160
1100	42	55	70	<b>80</b>	90	95	105	120	140
1200	40	50	65	<b>75</b>	80	90	100	110	130

Bei den Zylinder-Auspuffmaschinen (und den Hochdruckseiten der Mehrfach-Expansionsmaschinen), bei welchen meist  $C = p$ , erfolgt der Druckwechsel stets **vor dem toten Punkt**, sofern man unter den in Tab. 196 angegebenen Tourenzahlen bleibt. Je kleiner  $C$ , desto weniger Touren zulässig, wenn der Druckwechsel vor dem toten Punkt erfolgen soll. Hier hat man nach den auf Seite 451 angegebenen Regeln zu verfahren.

**Tourenzahl für Hochdruckmaschinen,\*\*)**bei denen  $p = q + w$  ist.

Die oberen Werte gelten für Auspuff, die unteren für Kondensation.

Tabelle 196.\*\*\*) Hochdruck.

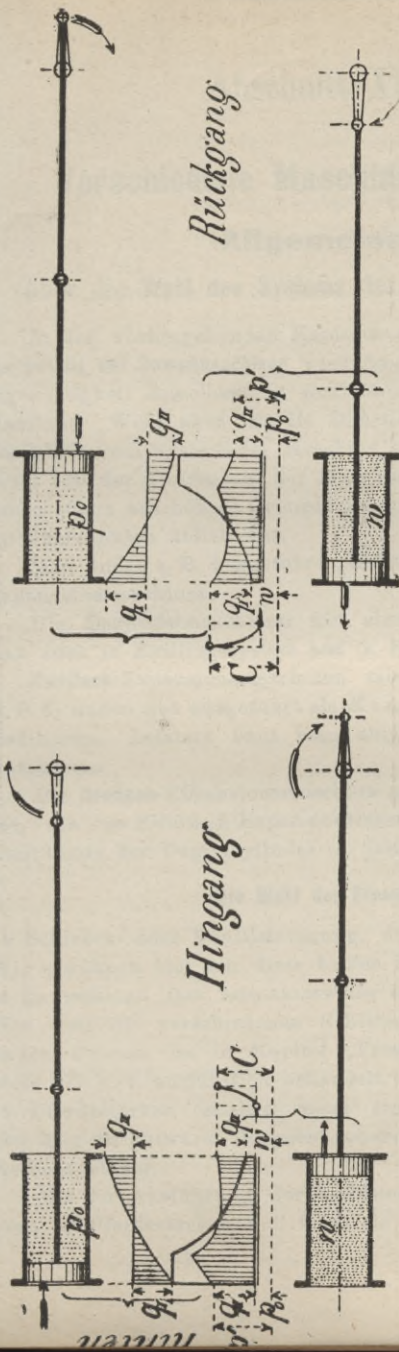
Kolbenhub <i>H</i>	Atm. abs.								
	3	4	5	6	7	8	10	12	14
100	300	400	450	500	—	—	—	—	—
	400	450	500	—	—	—	—	—	—
200	200	250	300	350	400	450	500	—	—
	270	310	350	400	440	470	—	—	—
300	175	230	260	300	340	370	400	440	480
	230	260	280	300	335	380	420	460	500
400	150	200	230	260	280	310	350	375	440
	200	230	260	280	300	335	370	400	460
500	140	175	200	235	255	270	310	350	375
	180	200	230	260	280	300	335	370	400
600	130	155	185	210	230	250	275	310	350
	165	180	210	230	260	280	300	335	370
700	120	140	170	190	205	225	250	280	310
	150	170	185	210	230	260	280	300	335
800	100	125	150	170	185	200	225	250	280
	135	150	170	185	200	230	260	280	300
900	90	110	130	150	170	180	200	225	250
	110	135	150	165	180	200	230	260	280
1000	80	100	120	135	150	165	180	200	225
	100	120	135	150	165	180	200	230	260
1100	70	90	110	120	135	150	165	180	200
	90	110	120	135	150	165	180	200	230
1200	60	80	100	110	125	145	150	165	180
	85	100	110	120	135	150	165	180	200

\*) Bei Anwendung dieser Tourenzahlen erfolgt d. Druckwechsel im toten Punkt, wenn d. Kompressionsenddruck gleich d. Eintrittsspannung ist.

\*\*) Unter Zugrundelegung gebräuchlicher Gestängegewichte nach S. 447.

\*\*\*) Bei diesen Tourenzahlen erfolgt der Druckwechsel im toten Punkt, wenn  $C = p$  ist.

Zur Erklärung des Begriffes Druckwechsel im toten Punkt diene folgendes:



Nötiger Dampfdruck zum Beschleunigen der hin- und hergehenden Massen und zur Ueberwindung des Gegendruckes  $p_0$  muss sein  $p' = q_{II} + p_0$  ( $q_{II}$  aus Gleichung 342 oder  $\frac{2}{3} q_I$ ;  $p_0 = 1,2$  für Auspuff und 0,3 für Kondensation). Als Enddruck der Kompression ist nötig  $C = q_I + w$  ( $q_I$  Massenwirkung am Ende des Hubes nach Gleichung 341:

$$\text{für } \frac{r}{L} = \frac{1}{5} \text{ ist } q_I = \frac{3}{2} q_{II}.$$

Nötiger Dampfdruck zum Beschleunigen der hin- und hergehenden Massen und zur Ueberwindung des Gegendruckes  $p_0$  muss sein  $p' = q_I + p_0$  ( $q_I =$  aus Gleichung 341 oder Tabelle 193;  $p_0 = 1,2$  für Auspuff und 0,2 für Kondensation). Als Enddruck der Kompression wäre nötig  $C = q_{II} + w$ , ( $q_{II}$  Massenwirkung am Ende des Hubes nach Gleichung 342:

$$\text{für } \frac{r}{L} = \frac{1}{5} \text{ ist } q_{II} = \frac{2}{3} q_I.$$





## Abschnitt XIII.

### Verschiedene Maschinengattungen.

#### Allgemeines

über die **Wahl des Systems** der Dampfmaschinen.

In den vorhergehenden Kapiteln sind in der Hauptsache die **Details der Dampfmaschinen** wiedergegeben. Die Form bzw. Eigenartigkeit derselben ist unabhängig von dem System der Maschine. Wohl aber ist die Dimensionierung in Bezug auf Festigkeit vom System der Maschine abhängig, ganz abgesehen dabei von der Tourenzahl der Maschine, welche bei allen Systemen schon auf höhere Grenzen hinaufgetrieben wird, als noch vor Jahrzehnten üblich war.

Man findet z. B. ausgeführt „**Einfach-, Zweifach- und Dreifach-Expansionsmaschinen**.

Die **Eincylindermaschinen** mit einstufiger Expansion führt man auch in Zwillingsystem aus (s. Seite 471).

**Zweifach-Expansionsmaschinen** mit zweifältiger Expansion (s. S. 6) finden sich ausgeführt als **Kompound- und Tandemmaschinen**. Letztere baut man auch als **Zwillings-Tandemmaschinen**.

Die **Dreifach-Expansionsmaschine** mit dreifältiger Expansion hat, wie die **Zweifach-Expansionsmaschine**, die verschiedenste Anordnung der **Dampfzylinder** (s. Seite 7. u. 61).

#### Die Wahl der Steuerung,

ob **Schieber- oder Ventilsteuerung**, dürfte nicht schwer fallen. Wir erwähnen hier nur diese beiden Steuerungen, da dieselben in Deutschland fast ausnahmsweise zur Ausführung gelangen. Wie weit die verschiedenen **Schiebersteuerungen** Anwendung finden können, ist in Kapitel „**Fressen der Schieber Spiegel**“ Seite 377 u. f. ausführlich behandelt. Maschinen bis zu etwa 15 **Pferdestärken** erhalten meist einfache **Schiebersteuerung**, von hier an aufwärts **Doppelschiebersteuerung** mit **Flach- oder Kolbenschieber**.

Mit der Ausführung der **Ventilsteuerung** beginnt man bei etwa 50 **Pferdestärken** und führt sie bis zu den grössten Leis-

tungen aus. Die Ventilsteuerung kennt keine Grenzen in Bezug auf Dampfdruck bis 15 Atm., wohl aber in gewissem Sinne in Bezug auf die Tourenzahl.\*)

Jedes der Maschinensysteme hat rationell seine Grenzen mehr oder weniger nach oben oder nach unten.

In erster Linie spielt hierbei

#### die Leistung der Maschine

eine Rolle. Bei der Anlage einer Maschine wird also immer zu entscheiden sein, ob es rationeller ist, eine **Ein-, Zwei- oder Dreifach-Expansionsmaschine** anzulegen. Dabei kommt es dann auch auf die Rentabilität der Anlage, also auf die Sicherheit des anzulegenden Kapitals an. Es kostet z. B. eine **Kompoundmaschine** von 150 Pferdestärken mehr als eine **Eincylindermaschine** gleicher Leistung. Zieht man nun die Oekonomie dieser Maschinen in Betracht, so benötigt diese **Kompoundmaschine** weniger Dampf und insgesamt weniger Unterhaltungskosten als die **Eincylindermaschine**, sodass die **Kompoundmaschine** auf die Dauer der Zeit ein Kapital ersetzt, vergleiche **Tabelle 197** mit Beispiel.

**Eincylindermaschinen** werden nur ausnahmsweise bis zu 500 Pferdestärken ausgeführt, **Kompoundmaschinen** von 80 bis 1500, **Dreifach-Expansionsmaschinen** von 120 bis 4000 PS. und weiter.

Diese Umstände kann man berücksichtigen durch Beachtung der **Tabelle 197**.

Ferner ist auch der

#### Zweck und die Art der Anlage

von Einfluss auf die Wahl des Maschinensystems. In solchen Anlagen, welche z. B. nur während eines Teiles des Jahres arbeiten wie Ziegeleien, Zuckerfabriken u. dergl. muss in erster Linie berücksichtigt werden, dass Betriebsstillstände nicht vorkommen. Man findet hier vielfach **Zwillingsmaschinen**, sodass beim Versagen einer Maschinenseite die andere als **Eincylindermaschine** allein weiter arbeitet.

**Kompoundmaschinen** eignen sich weniger hierzu, da nur ausnahmsweise die Steuerung des Niederdruckeylinders vom Regulator beeinflusst werden kann, und der Maschinist am Dampfeinlassventil stehend, die Tourenzahl bezw. die Leistung der Maschine regulieren müsste. Auch wäre bei diesem System die Rohrleitung von vornherein darauf einzurichten, dass **Frischdampf** (durch Druckreducierventil) direkt in den **Niederdruckeylinder** geleitet werden kann.

\*) Neuerdings baut man auch schnelllaufende Ventilmaschinen.

Tabelle 197. Kosten des Dampfbetriebes.

Aufgestellt vom „Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb.“ Für die Kosten des Dampfes sind als Mittelwert 25 Pfg. pro 100 kg zu Grunde gelegt, die letzte Spalte geben die Gesamtkosten der Krafterzeugung pro PS. und Stunde.

Maschine		Für 1 Pferdekraft und Stunde				
		Zinsen, Ab- schreib. Reparat	Dampf		War- tung, Schme- rung	Gesamt- kosten des Betriebe-
Art	Preis Mark*)	Pf.	kg	Pf.	Pf.	Pf.
<b>Eincylindrige</b>						
<b>Auspuffmaschine</b>						
bis 5 PS.	1500	0,5	28	7,0	0,7	8,2
5 „ 10 „	2700	0,5	26	6,5	0,7	7,6
10 „ 20 „	4200	0,4	24	6,0	0,6	6,9
20 „ 40 „	6000	0,3	22	5,5	0,6	6,3
40 „ 70 „	8500	0,2	20	5,0	0,5	5,7
70 „ 110 „	12000	0,2	18	4,5	0,5	5,1
110 „ 150 „	15000	0,2	16	4,0	0,4	4,6
<b>Eincylindrige Kon-</b>						
<b>densationsmaschine</b>						
bis 30 PS.	5200	0,3	15	3,8	0,37	4,4
30 „ 60 „	10000	0,3	14	3,5	0,33	4,1
60 „ 100 „	14000	0,2	13	3,2	0,32	3,8
100 „ 150 „	18000	0,2	12	3,0	0,3	3,5
150 „ 200 „	23000	0,2	11	2,8	0,27	3,2
<b>Verbundmaschine</b>						
<b>mit Kondensation</b>						
bis 50 PS.	12000	0,4	10	2,5	0,25	3,2
50 „ 100 „	18000	0,3	9½	2,4	0,23	2,9
100 „ 200 „	27000	0,2	9	2,3	0,22	2,7
200 „ 300 „	36000	0,2	8½	2,1	0,21	2,5
300 „ 400 „	44000	0,2	8	2,0	0,20	2,4
400 „ 500 „	50000	0,2	7½	1,9	0,18	2,2

\*) Die Kosten der kompletten Anlage (einschl. Kessel) betragen das fache.

Aus Tabelle 197 ergibt sich z. B. folgender Vergleich für eine **100 pferd.** Dampfanlage:

	Preis	Kosten des Betriebes	
	der Maschine	pro PS. und Stunde	pro Tag
1. Eincylinder Auspuff	12000 M.	5,1 Pfg.	51 M.
2. „ Kondensat.	14000 „	3,8 „	38 „
3. Kompond „	18000 „	2,9 „	29 „

**Ersparnis** 3 gegen 1 demnach jährlich  $(51-29) \cdot 300 = 6600$  Mk. Bei **künstlicher** Wasserkühlung für die Kondensation werden die Unkosten etwas höher, also die Ersparnis um etwa 10% geringer.

Je nach dem zur Verfügung stehenden Raum giebt man der Maschine

#### liegende oder stehende Bauart.

Ferner wird man, wo eben zugänglich, also wo reichlich Wasser vorhanden ist,

#### Kondensation

anlegen. Jedoch giebt es Fälle, wie in Zuckerfabriken, Brauereien etc., wo die Maschinen meistens als Auspuffmaschinen arbeiten, weil man den Auspuffdampf zu Heiz- und Kochzwecken benutzt. Man hat aber neuerdings Einrichtungen, wo der Abdampf zuerst durch ein Warmwasserreservoir geführt wird, dort einen Teil seiner Wärme zur Heizung abgiebt und dann der noch übrigbleibende Dampf im Kondensator niedergeschlagen wird. Man kann auf diese Weise Wasser auf etwa 35° vorwärmen.

#### Nutzen der Kondensation.

Ueber die Vorteile bei Anwendung von **Kondensation** findet man sehr häufig eine falsche Auffassung. Man sagt: „Eine Maschine mit Kondensation leistet mehr“, und diese Auffassung giebt zu Irrtümern Veranlassung. Die Vorteile der Kondensation soll man **nur im Dampfverbrauch** suchen. Nehmen wir z. B. zwei gleich grosse Eincylindermaschinen (6 Atm. Ueberdruck) an, von 680 mm Durchmesser, so ist nach Seite 465 die **Normalleistung** der Maschine mit Auspuff = 280, mit Kondensation = 240; die Kondensationsmaschine leistet also weniger. Um also den grösstmöglichen Nutzen durch Kondensation zu erzielen, muss die Maschine für die betreffende Leistung auch gross genug sein. Wenn aber an eine vorhandene Auspuffmaschine eine Kondensation angehängt wird, so sind die zu erhoffenden Dampferparnisse in Prozenten aus nachstehender Tabelle ersichtlich. Die **fettgedruckten** Werte gelten für normale Belastung (als Auspuffmaschine).

**Tabelle 198.** Dampfersparnisse in Prozenten durch Anlage einer Kondensation an einer vorhandenen Auspuffmaschine. (Bei Neuanlagen sind die Ersparnisse etwas grösser, weil man, wie schon erwähnt, die Kondensationsmaschine grösser macht.)

$\frac{p^*}{w}$	Füllung**) $h$ oder $h_i$	Dampfdruck in Atm. Überdruck									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
10	0,05	68	54	46	40	33	27	25	23	22	21
7	0,10	60	48	40	34	28	23	20	19	<b>18</b>	<b>17</b>
5	0,15	53	44	36	30	25	21	<b>18</b>	<b>16</b>	15	14
4	0,2	46	40	32	27	<b>23</b>	<b>19</b>	17	15	13	12
3	0,3	40	36	<b>29</b>	<b>24</b>	21	18	16	14	12	11
2,3	0,4	38	<b>32</b>	26	23	20	17	15	13	11	10
1,9	0,5	<b>36</b>	30	24	22	18	16	14	12	10	9
1,6	0,6	34	28	23	20	17	15	13	11	9	8

$$*) \frac{p}{w} = \text{Expansionsverhältnis} = \frac{\text{Eintrittsspannung}}{\text{Endspannung}}$$

\*\*) Bei Mehrfach-Expansionsmaschinen die reduzierte (ideelle) Füllung. Die fettgedruckten Werte entsprechen normalen Leistungen.

### Vergrößerung der Anlage.

Auch ist schon im Voraus zu erwägen, ob z. B. bei einer Eincylindermaschine eventl. später ein zweiter gleicher Cylinder (Zwillingsmaschine) oder ein grösserer Cylinder (Compoundmaschine) angebaut werden soll. In diesem Falle ist bei den Abmessungen der Kurbelwellen darauf Rücksicht zu nehmen und eine Verlängerung zum späteren Aufziehen der zweiten Kurbel vorzusehen. Vielfach wird auch diese zweite Kurbel schon von vornherein aufgezogen und die Fundamentankerverteilung des hinteren Lagers so vorgenommen, dass der zweite Rahmen ohne weiteres passt.

Bei Zweifach-Expansionsmaschinen kommt es vor, dass dieselbe zwecks etwaiger späterer Vergrößerung der Anlage für Dreifach-Expansionsmaschine vorgesehen und der dritte Cylinder dann angebaut wird.

Ist nun eine spätere Vergrößerung ins Auge gefasst, so sind die Maschinenfundamente hierfür direkt zu mauern, und die vor der Hand nicht benötigten Fundamentklötze vorläufig als Trägersauflage für die Maschinenhaus-Bodenlage zu benutzen. Das Schwungrad oder die Seilscheibe sind also jetzt schon für die Vergrößerung zu berechnen. Die Anzahl der Seile richtet sich natürlich vorläufig nur für die entspr. Kraftleistung.

## A. Eincylindermaschine.

Die **Eincylindermaschine** wird mit und ohne Kondensation, horizontaler, vertikaler und (selten) schiefer Cylinderachse ausgeführt, und steht an Mannigfaltigkeit in Bezug auf Steuerungsanordnungen und Dampfverteilungselementen ihren andern Schwestern in keiner Beziehung nach.

Die **Hauptvorteile** der Eincylinder-Maschine sind ihre geringen Anlagekosten, geringer Raumbedarf, das Vorhandensein eines einzigen Kurbelmechanismus.

Ihre **Nachteile** sind der höhere Dampfverbrauch (bei grösseren Anlagen) und die Schwierigkeit, sie an allen Stellen anlaufen zu lassen. Sie ist daher nur dort zu empfehlen, wo:

1. auf grosse Ökonomie verzichtet wird, wie bei kleineren und mittleren Anlagen;
2. wenige Stillstände vorkommen und ein Wechsel in der Bewegungsrichtung nicht bedingt ist;
3. der Dampftrieb nur als Aushilfe verwendet wird (wie bei Wasserkraftanlagen) oder das Brennmaterial billig ist.

### I. Die horizontale Eincylindermaschine.

Die **horizontale Anordnung** hat den Vorteil der Billigkeit und leichten Zugänglichkeit, während die **vertikale Anordnung** weniger

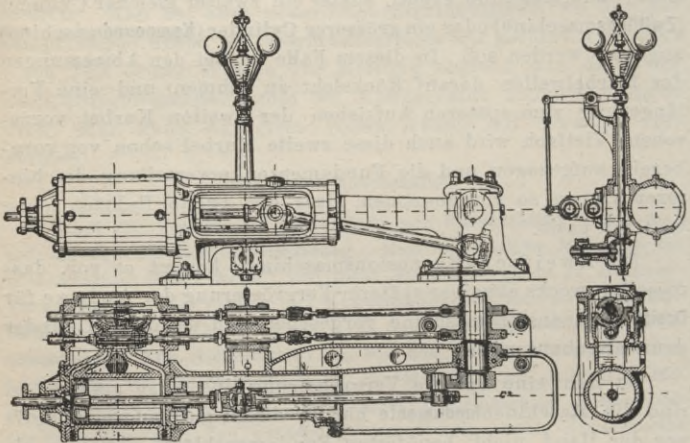


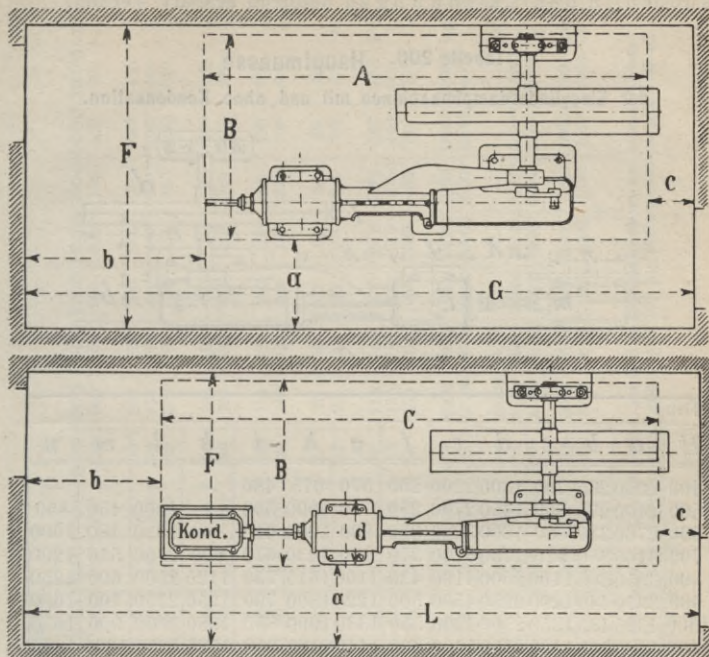
Fig. 1642—1645.

Horizontale Eincylindermaschine,  $D = 250$ ,  $H = 400$ .

Maassstab 1:40

Grundfläche beansprucht und der Cylinder nicht einseitig abschleisst.

Tabelle 199. Raumbedarf  
der Eincylindermaschinen mit und ohne Kondensation.



Hub <i>H</i>	Ohne Kondensation <i>Fig. 1646</i>								Mit Kondens. <i>Fig. 1647</i>	
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>C</i>	<i>L</i>
400	3445	2200	800	1600	500	930	3000	5545	—	—
500	4105	2450	900	1700	500	1020	3350	6305	6100	8300
600	4775	2700	1000	1800	600	1100	3700	7175	7000	9400
700	6495	2950	1100	1900	600	1180	4050	8995	7900	10400
800	7275	3340	1200	2000	700	1250	4540	9975	8950	11650
900	8080	3700	1300	2100	700	1350	5000	10880	10030	12830
1000	8890	4070	1400	2200	700	1430	5470	11790	10930	13830
1100	9765	4450	1500	2300	800	1530	5950	12865	12000	15100
1200	10680	4850	1600	2400	800	1610	6450	13880	13000	16200

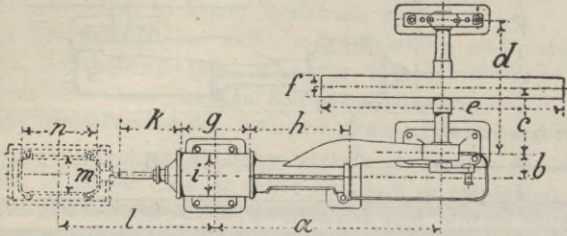
Wenn irgend zugänglich, mache man die Maasse *a*, *b*, *F*, *G* und *L* noch grösser. Ein grosser Maschinenraum bietet immer besondere Vorteile. Bei vorhandenen Räumen ist man oft gezwungen, *a* und *b* noch etwas kleiner zu nehmen als in obiger Tabelle angegeben. Wird Maass *b* sehr klein, so muss die gegenüberliegende Wand eine Oeffnung erhalten, damit der Kolben ein- und ausgebaut werden kann.



Die in Tabelle 200 angegebenen Annäherungsmaasse sollen das **Projektieren** der Dampfmaschinen erleichtern und das Nachsuchen in den Zeichnungen dadurch erspart werden.

Tabelle 200. Hauptmaasse

der Eincylinderdampfmaschinen mit und ohne Kondensation.



Hub													
H	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n
400	2060	235	700	1300	2200	200	570	975	480	—	—	—	—
500	2400	275	800	1450	2700	250	710	1090	550	—	1800	450	850
600	2760	310	880	1600	3200	300	830	1260	610	—	1950	480	1000
700	3165	350	970	1750	3700	370	980	1430	670	990	2100	510	1200
800	3550	395	1100	2000	4100	430	1100	1615	730	1125	2500	600	1250
900	3970	440	1200	2250	4500	500	1220	1800	790	1250	2750	700	1650
1000	4395	485	1350	2500	4900	550	1330	1990	850	1380	3000	900	1650
1100	4820	545	1490	2750	5400	600	1440	2180	910	1525	3250	1000	1800
1200	5280	615	1610	2950	5700	650	1560	2410	1020	1770	3550	1100	2000
1400	5860	725	1850	3300	6500	750	1850	2650	1140	2000	4200	1300	2300
1600	6600	800	2000	3700	7300	850	2100	2950	1250	2250	4750	1450	2600
1800	7350	900	2200	4100	8100	1000	2400	3250	1360	2500	5300	1650	2900

## Leistung, Gewichte, Preise.

Die Gewichte und Preise der Dampfmaschine schwanken je nach Güte und Ausführung bis zu 40%. Die nachstehenden Angaben gelten für solid ausgeführte Maschinen, welche sich billiger kaum verkaufen lassen. Die Leistung ist in indizierten PS. angegeben. Die in den Tabellen angegebene gesteigerte Leistung kann man ohne Aenderung der Steuerung bequem erreichen.

Tabelle 201. Kleine Dampfmotore (6 Atm. Ueberdruck)

mit einfacher Schiebersteuerung u. Drosselventil.

mit Expansion.

Hub	120	160	200	250	300, 350 mm
Durchmesser $d$	75	90	120	160	190 225 "
Touren $n$	230	200	180	165	150 135 pro Min.
Leistung	0,6	1,2	2	7	18 22 PS ind.
PS. indiz. $\left. \begin{array}{l} \text{normal} \\ \text{gesteigert} \end{array} \right\}$					
Gewicht d. Masch. m. Schwungr.	210	400	700	1100	1550 2000 kg "
Preis	300	500	800	1100	1600 2000 Mk.

Tabelle 202. Eincylindermaschinen, horizontal.

Kolbenhub	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1600
Durchmesser	250	300	350	400	450	500	550	600	680	750	810	900
Hauptlager ( $b = 0,46 d$ ) Welle in der Mitte	120	140	160	180	210	230	250	280	310	350	370	410
	150	210	240	280	310	350	380	420	480	550	580	660
Genügt für $p = 8$	140	160	210	240	285	310	350	390	445	490	520	570
	65	75	85	95	110	125	135	150	170	185	200	220
Kurbelzapfen	80	95	105	120	140	155	170	185	210	240	260	290
	55	65	75	85	100	110	120	130	150	165	180	200
Kreuzkopfbolzen	80	90	100	110	125	140	150	165	190	210	230	260
	120	106	95	85	77	70	65	60	57	55	53	50
Touren pro Min.	1,6	1,7	1,9	2	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,7
Kolbengeschwindigkeit	$n$	$c$	$\sim$									
für Leistung*)	22	34	50	68	90	115	140	170	240	290	340	465
	28	44	65	88	115	150	180	220	310	375	440	600
	33	50	75	100	135	170	210	255	360	435	510	700
Gewicht des Schwungrades**)	1000	1500	2300	3300	4700	6600	8900	11000	13200	15500	18200	23000
	3100	5000	7500	9750	13500	17000	20500	26000	30000	35000	40000	54000
Schwungrad ohne Kondensat.)	2600	3600	5000	6500	8000	10000	13000	—	—	—	—	—
	—	—	5500	7000	8700	10700	13000	16000	18500	21500	25000	31500
	—	—	6000	7500	9500	11500	14000	17500	20000	23000	26500	33500
Gewicht der Kondensation extra	700	1100	1500	1950	2500	3000	3500	4100	4700	5300	5900	7300
	700	1050	1450	1800	2200	2600	3000	3500	4000	4600	5200	6300

\*) Die Leistungen gelten für Kondensationsm., als Auspuffm. sind die Normleistungen etwas höher.  
 \*\*) Für schwere Schwungräder, als oben angegeben, kann man pro 100 kg Mehrgewicht etwa 30  $\mu$  ansetzen, ebensoviel für leichtere Schwungräder abziehen.

**Berechnung der Eincylinder-Dampfmaschine.****1. Leistung.****a) Ueberschlagsrechnung.**

Am häufigsten tritt an uns die Aufgabe heran, für eine gegebene Leistung und Dampfspannung eine **passende Maschine** zu wählen, oder für eine gegebene Maschine die Leistung zu bestimmen.

Ist die effektive Leistung gegeben, so rechnen wir zunächst nach Gleich. 11, Seite 28, die indizierte Leistung  $N_i = \frac{N_e}{\eta}$ . Den Wirkungsgrad  $\eta$  bestimmt man nach Tab. 11, Seite 28.

Ferner wäre zu wählen der mittlere Kolbenüberdruck  $p_m$  \*) für normale Leistung nach Tab. 12 oder 13, S. 28 bzw. 29.

Als vorläufige mittlere **Kolbengeschwindigkeit**  $c$  \*\*) nehme man die Werte der Tabelle 204 und ermittle nach Gleich. 12, Seite 29, den **Dampfcylinderquerschnitt**  $Q = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot p_m}$  qcm.

Aus dem gerechneten Querschnitt  $Q$  bestimmt man den Cylinderdurchm.  $D$ , wählt den Kolbenhub  $H = 1,7$  bis  $2 \cdot D$  und ermittelt die Tourenzahl nach Seite 23, Gleich. 3,  $n = \frac{30 \cdot c}{H}$ .

Die so gefundenen Werte werden entsprechend **abgerundet**, indem man dieselben den Werten der Tabelle 201 bzw. 202 anpasst. Dann bestimmt man nochmals den mittleren Kolbenüberdruck nach der Gleich.

$$p_m = \frac{75 \cdot N_i}{0,98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c}$$

Dieses neue  $p_m$  darf man von den Werten der Tabelle 203 bis etwa 80/0 nach oben oder unten abweichen.

\*)  $p_m$  kann man auch aus Tabelle 203 nehmen:

Tabelle 203. <sup>Werte</sup> des mittl. Kolbenüberdruckes  $p_m$  [Normalleistung].

Dampfdruck $p =$	4	5	6	7	8	9	10	Atm. abs.
Auspuff $p_m =$	1,9	2,2	2,5	2,8	3	3,2	3,4	„
Kondensat. $p_m =$	1,6	1,8	2	2,1	2,3	2,4	2,6	„

\*\*) Die Werte der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c$  in Tabelle 14 Seite 29, sind etwas niedrig gesetzt, man nehme zweckmässiger die Werte der nachstehenden Tabelle 204.

Tabelle 204. Vorläufige Kolbengeschwindigkeiten  $c$ .

für	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	PS
$c =$	1,5	1,6	1,9	2,1	2,2	2,3	2,4	2,6	2,7	3	3,3	Mtr. pr. Sek.

b) **Genauere Bestimmung der Leistung einer gegebenen oder einer als vorhanden gedachten Maschine.**

Wirksame Kolbenfläche  $Q$  in qcm nach Gleich. 10, S. 27.  
Mittl. Kolbengeschwindigkeit  $c$  in Mtr. pro Sek. nach Gleich 9, Seite 27.

Endspannung  $w^*)$  in Atm. abs. nach Tab. 12 u. 13, Seite 28 u. 29 oder nach Tabelle 205.

Der schädliche Raum  $s$  wird an Hand der etwa vorhandenen Zeichnung von Dampfzylinder und Steuerung ermittelt, oder nach Tab. 9, Seite 25, geschätzt. Der schädliche Raum wird bezogen auf Hub = 1 (giebt z. B. Tabelle 9 als schädlichen Raum 8<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, so ist zu setzen  $s = 0,08$ . Man erhält dann aus Eintrittsspannung  $p$  und Endspannung  $w$  in Atm. abs.

$$\text{nach Gleich. 7, Seite 27, Füllung } h = w \frac{1 + s}{p} - s$$

Aus  $h$  und  $s$  ergibt sich nun nach Seite 24 Tab. 8, der Spannungskoeffizient  $k$ , ferner nach Tabelle 10, Seite 26, der Arbeitsverlust und Gegendruck  $p_0 + \sigma$  und man erhält nach Gleich. 5, Seite 23, als mittl. **Kolbenüberdruck**  $p_m = k \cdot p - (p_0 + \sigma)$ . Die indizierte Leistung bestimmt sich nun nach S. 23,

$$\text{Gleich. 4, zu } N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75}$$

Richtiger ist es jedoch, wenn man mit Hülfe der Werte  $w$ ,  $p$  und  $s$  das **Dampfdiagramm** aufzeichnet, wobei man sich, je nach der Art der Steuerung, mit Kompression und Voraustritt möglichst den Werten der Gleich. 1, 1a und 1c, Seite 14, und Tabelle 186, Seite 421 anpasst.

## 2. Der Dampfverbrauch $S_i$

pro indiz. PS. und Stunde setzt sich zusammen aus:

Nutzbarer Dampfverbrauch  $S_n$  und Dampfverlust  $S_v$  also:  $S_i = S_n + S_v$ .  $S_n$  kann aus dem gezeichneten Dampfdiagramm ermittelt werden (s. Haeder, Indikator, III. Aufl., S. 143).  $S_v$  muss man schätzen nach Tabelle 30 u. 31, Seite 40.

\*) **Tabelle 205. Endspannung  $w$  für normale Leistung.**

Dampfdruck $p =$	4	5	6	7	8	9	10	Atm. abs.
Auspuff $w =$	1,7	1,75	1,8	2	2,1	2,2	2,3	„ „
Kondenat. $w =$	0,8	0,85	0,85	0,9	0,95	0,95	1	„ „

### 3. Die Details der Eincylindermaschinen.

Man hat zuerst festzulegen:

Durchmesser des Hauptlagers, des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfbolzens.

Nach Seite 51 sollte man immer **8 Atm.** abs. Eintrittsspannung zu Grunde legen, auch wenn die Maschine für niedrigeren Dampfdruck bestimmt ist.

Vorteilhaft wählen wir die Zapfen nach Tabelle 38, Seite 52, oder schon abgerundet nach Tabelle 80, Seite 162 oder Seite 465; bestimmen dann nach Gleich. 17, 18 und 20 (Seite 42, 43 u. 44), Gegendruck  $p_0$  nach Gl. 1 und 1a, Seite 14:

**Gestängedruck**  $P = Q(p - p_0)$  für Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen.

**Hauptlagerdruck**  $\sim 1,2 \cdot P$  für das Kurbelwellenlager und prüfen:

Tab.	auf:	Hauptlager	Kurbelzapfen	Kreuzkopfbolzen
206	Festigkeit	nach Seite 105	nach Seite 112	—
	Heisslauf.	" " 85	" " 112	nach Seite 157

Auch Seite 162 bis 163 kann man beachten, diese Tabelle giebt die Dimensionen bei gegebenem Gestängedruck.

Nach Feststellung dieser Hauptmaasse wählen wir die **Details** und zwar nach folgenden Seiten:

Gegenstand	$\frac{1}{2}$ bis 25 PS.		über 25 PS.	
	Ausführung	Berechnung	Ausführung	Berechnung
	Seite	Seite	Seite	Seite
Kurbel . . . . .	102	100	110	108
Kurbelwelle . . . . .	"	"	107	106
Hauptlager . . . . .	93	85	94 über 80 PS. nach Fig. 281 Seite 96.	85
Treibstange . . . . .	132	120 u. f.	134	120 u. f.
„ m. Gabel	—	—	138	126
Kreuzkopf . . . . .	151 u. 161	140 u. f.	152	140 u. f.
„ f. Gabel	—	—	154	"
Rahmen . . . . .	70	87	74	87
Stopfbüchsen . . . . .	217	—	217	—
Kolbenstange . . . . .	190	187	190	187
Dampfkolben . . . . .	174	169	178	175 u. 181
Dampfzylinder . . . . .	209	194	210 u. 213	194
Cylinder-Deckel . . . . .	222	218	222	218
Schwungrad . . . . .	281	249 u. f.	282 u. 284	249 u. f.
Drehvorrichtung . . . . .	289	—	290	—
Fundament . . . . .	294	—	294	—

Betr. der anzuwendenden **Steuerung** kann man annehmen:  
 $\frac{1}{2}$  bis 5 PS. einfache Muschelschieber; 5 bis 10 PS. fixe Expansion;

Regulator auf Drosselklappe wirkend,

12 bis 80 PS. Rider-Flachschieber vom Regulator beeinflusst  
 oder nach folgender Zusammenstellung:

Gegenstand	$\frac{1}{2}$ bis 10 PS. einf. Schiebersteuerung		12 bis 80 PS. Doppelschiebersteuerung	
	Ausführung	Berechnung	Ausführung	Berechnung
	Seite	Seite	Seite	Seite
Kanalquerschnitt . . . . .	—	326	—	326
Daten zur Steuerung. . . . .	329	St. 152*)	347	St. 152*)
Schieber . . . . .	330	328 u. St. 146*)	348 u. St. 186*)	346
Schieberkasten u. Deckel	231	229	233	229
Schieberstangen . . . . .	372	—	372	—
Excenter . . . . .	360	362	360	362
Excenterstangen . . . . .	372	374	372	374
Führungsbock . . . . .	364	—	356, 364	—
Regulator . . . . .	323	—	309 bis 319	299 bis 320
Regulatorbock . . . . .	325	—	356	—
Steuergestänge . . . . .	370, 372	—	370, 372	—
Regulatorgestänge. . . . .	—	—	375	—

Maschinen über 80 PS. erhalten **Kolbenschiebersteuerung** oder **Ventilsteuerung**. Letztere ist etwas teurer, vergl. Tab. 202, Seite 465.

**Rider-Kolbensteuerung:** Schieber nach Bd. Steuerungen Seite 202 u. f. Daten zum Schieberdiagramm Seite 347, Cylinderanschluss Bd. Steuerungen Seite 203 u. f. und Tafel 38, äussere Steuerungsteile (werden etwas anders als Seite 355) nach Tafel 35, Regulatorgrösse nach Seite 322 (Büchenschieber).

**Ventilsteuerung:** Dampfgeschwindigkeit nach **Band „Steuerungen“**, Seite 35, Auslass  $v_a = 28$  bis 30 Mtr., Einlass Seite 28\*  $v_e = 35$  Mtr. Austrittskanal nach Seite 17\*, Eintrittskanal nach Seite 25\*, Steuerräder nach Seite 4\*, Steuerwelle nach Seite 80\*, Steuergestänge Seite 31 u. f.\*, Lagerböcke nach Seite 79\*, Regulatorgrösse nach Seite 322.

\*) Band Steuerungen.

**Kondensation.**

Man bestimmt die niederzuschlagende Dampfmenge  $S = S_i \cdot N_i$  in kg pro Stunde,  $S_i$  nach Seite 40 bzw. 41, wählt Kühlwasser- verhältnis  $m = 24$  nach Seite 419 und erhält als

**Kühlwassermenge**  $m \cdot S$  in Liter nach Seite 423,

**Förderquantum** der Luftpumpe =  $125 S$  nach S. 424 Gleich. 329.

Man wählt nun den *Hub*, je nachdem die Luftpumpe direkt mit dem Dampfzylinder gekuppelt, oder unter Flur angeordnet wird. Diese ganze Rechnungsweise zeigt auch Tabelle 188, S. 425.

Durchm. der Kühlwasser- und Ueberlaufleitung werden nach Seite 426, Gleich. 332 und 333 bestimmt.

Ausführungsmaasse der Luftpumpe nach Tabelle 181a, S. 415 u. Tab. 188, S. 425, sowie Tafeln.

**Diagonale Anordnung** (s. S. 60) wird nur in besonderen Fällen fast ausschliesslich für Raddampfer entworfen; sie bedarf fast derselben Grundfläche wie die Horizontalmaschine, ist weniger zugänglich in allen ihren Teilen und schwerer zu montieren wie die horizontale und vertikale Anordnung.

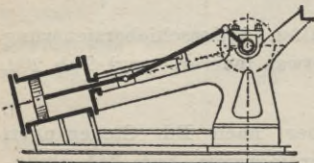


Fig. 1649. Schiffsmaschine.

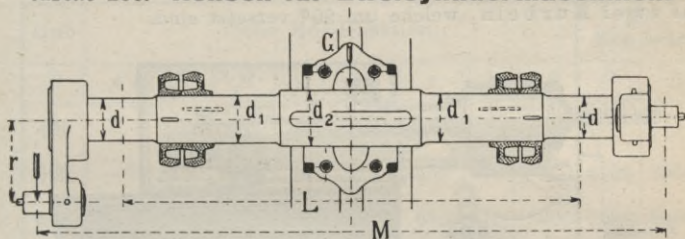
**Stehende Maschinen** bauen infolge kleineren Hubes kürzer und beanspruchen weniger Raum als horizontale Maschinen. Im allgemeinen laufen stehende Maschinen schneller als horizontale, wir haben deshalb die verschiedenen Systeme im Abschnitt Stehende Maschinen Seite 533 u. f. näher behandelt.

## B. Zwillingsmaschine.

Die **Berechnung der Leistung** der Zwillingsmaschine geschieht in derselben Weise, wie bei der Eincylindermaschine. Die indizierte Leistung der Zwillingsmaschine ist die doppelte der Eincylindermaschine mit demselben Cylinderdurchmesser und Hub. Eine Eincylindermaschine hat weniger Reibungswiderstände als eine Zwillingsmaschine von denselben Abmessungen. Dagegen hat eine Zwillingsmaschine weniger Reibungswiderstände als zwei Eincylindermaschinen; demnach ist die effektive Leistung einer Zwillingsmaschine ca. 2,1 mal so gross, als die einer Eincylindermaschine von denselben Verhältnissen.

Zwillings- und Drillingsmaschinen finden am meisten da Anwendung, wo ein entsprechendes Schwungrad nicht angewendet werden kann und die Maschinen ohne grossen Zeitverlust umgesteuert werden müssen, wie z. B. bei Fördermaschinen.

**Tabelle 209. Achsen für Zweicylindermaschinen.**



Hub <i>H</i>	400	500	600	700	800	900	1000
<i>M</i>	2200	2400	2700	3000	3200	3500	3800
<i>L</i>	1730	1850	2080	2300	2410	2620	2830

Die Kurbelachsen für **Zwillings- und Kompoundmaschinen** erhalten meist dieselben Zapfenstärken  $d$  wie die Eincylindermaschinen (s. Seite 52), Durchmesser der Achse in der Mitte  $d_2 = 1,3$  bis  $1,5 d$ .

Man findet Ausführungen mit zwei **Regulatoren**, je einen auf jeder Maschinenseite, und solche mit einem Regulator. Im ersteren Fall muss jedoch das Regulatorgestänge, im anderen Fall das Gestänge der Expansionsschieber durch Hebel bzw. Zugstangen verbunden sein.



## C. Mehrfach-Expansionsmaschinen.

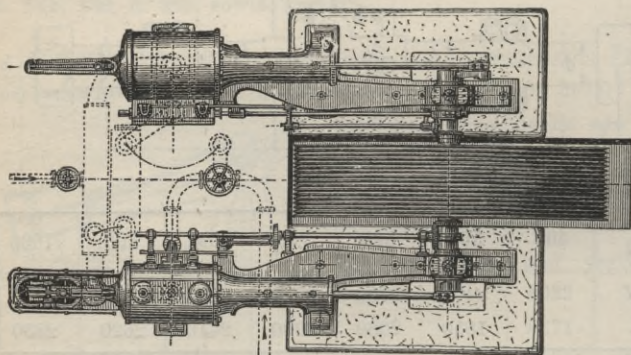
### I. Die Compoundmaschine (Verbundmaschine).

(2-kurbelige Zweifach-Expansionsmaschine.)

Mit der Anwendung der **mehrstufigen Expansion** sucht man den Dampfverbrauch herabzumindern durch Anwendung hoher Expansionsgrade. Die wirksame Druckdifferenz auf den Dampfkolben ist bei der Mehrfach-Expansionsdampfmaschine nicht so starken Schwankungen unterworfen, als bei der Einzylinderdampfmaschine.

Ein weiterer Vorteil ist der **geringere Druckunterschied** in den Cylindern, hierdurch kleineres Temperaturgefälle (weniger Dampfverluste durch Niederschlagen an den Cylinderwandungen).

Bei der **Kompoundmaschine** (sprich „Kompaundmaschine“) liegen Hoch- und Niederdruckcylinder **nebeneinander** und wirken auf zwei Kurbeln, welche um  $90^{\circ}$  versetzt sind.



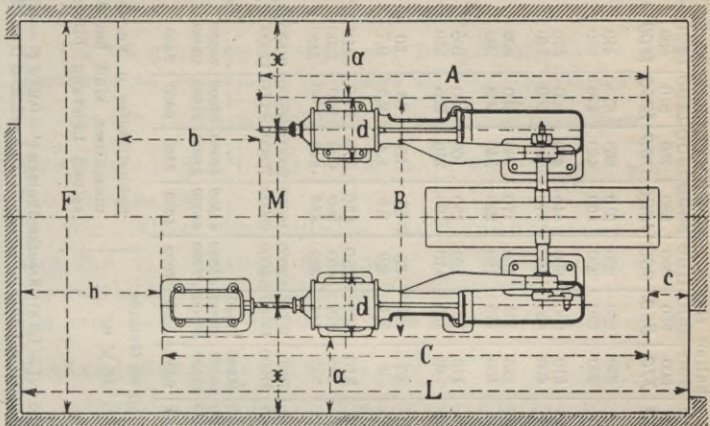
[Holzschnitt der Görlitzer Maschinenbauanstalt.]

Fig. 1651. Grundriss einer Compoundmaschine mit Kondensation.

#### Der Raumbedarf.

Die Maasse *a* und *b*, also auch *F* und *L*, nehme man, wenn irgend möglich, so gross als in Tabelle 210 angegeben, vergl. Seite 463 unten.

**Tabelle 210. Raumbedarf**  
der Zweicylindermaschine mit und ohne Kondensation.



Hub <i>H</i>	Ohne Kondensation.								Mit Kondens.	
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>M</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>F</i>	<i>C</i>	<i>L</i>
400	—	3130	2200	800	1600	500	930	4730	—	—
500	—	3420	2400	900	1700	500	1020	5220	6100	8300
600	—	3800	2700	1000	1800	600	1100	5800	7000	9400
700	6495	4180	3000	1100	1900	600	1180	6380	7900	10400
800	7275	4450	3200	1200	2000	700	1250	6850	8950	11650
900	8080	4850	3500	1300	2100	700	1350	7450	10030	12830
1000	8890	5230	3800	1400	2200	700	1430	8030	10930	13830
1100	9765	5530	4000	1500	2300	800	1530	8530	12000	15100
1200	10680	5910	4300	1600	2400	800	1610	9110	13000	16200

Das Maass *c* kann auch = Null oder negativ genommen werden, in letzterem Falle ist die Mauer für das Schwungrad ausgespart.

**Gewichte und Preise.**  
gibt Tabelle 211 nächste Seite.

1300

**Kompoundmaschinen**, horiz. Tandemmaschinen, [einkurbbl.], erhalten stärkere Zapfen und schwere Schwungräder.

Kolbenhub . . . . .	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1300	1400	1600	mm
Hochdruckyl.-Durchm. . . . .	220	280	340	400	450	500	550	600	680	750	810	900
Niederdruckyl.-Durchm. . . . .	340	430	520	620	700	770	850	930	1050	1160	1250	1400
Hauptlager (2 kurbbl.) . . . . .	120	140	160	180	210	230	250	280	310	350	370	410
" (1 " ) . . . . .	150	180	210	240	270	290	320	350	400	440	470	530
Welle i. d. Mitte (2 kurbbl.) b =	140	160	210	240	285	310	350	390	445	490	520	570
" " " (1 " ) b =	195	250	295	335	380	405	450	490	570	620	660	740
Karbelzapfen (2 kurbbl.) b =	65	75	85	95	110	125	135	150	170	185	200	220
" " " (1 " ) b =	80	95	110	130	145	160	175	190	220	240	255	290
Kreuzkopfbolzen (2 kurbbl.) b =	55	65	75	85	100	110	120	130	150	165	180	200
" (1 " ) b =	70	85	100	110	125	140	155	170	190	210	225	250
Touren pro Min. . . . .	100	90	80	75	70	67	65	60	57	55	53	50
Kolbengeschwindigkeit . . . . .	1,3	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,7
für Leistung { normal . . . . . $N_f =$	26	47	73	110	155	210	280	350	430	530	660	910
" " " { gesteigert . . . . .	35	60	95	145	200	270	370	460	560	680	850	1200
" " " { überlastet . . . . .	40	75	115	175	245	335	445	560	695	845	1050	1450
Gewicht des Schwungrades (2 kurbbl.) .	1100	2300	3300	4500	6000	7000	9000	12000	16000	20000	23500	31500
" mit Schwungrad u. Kondens. . . . .	7000	11000	16000	21500	27500	37000	45500	54000	65000	75000	89000	116000
Preis mit Flachschieber-St. . . . .	6500	8500	11500	14600	17800	23200	27500	—	—	—	—	—
Schwungrad Kolbenschieber-St. . . . .	—	—	12100	15500	18800	24000	29000	35000	41500	48000	56000	76500
ohne Kondens. Ventil-St. . . . .	—	—	13000	16500	20000	25500	30500	37000	44000	51000	58500	80000
ohne Kondensation weniger . . . . .	—	—	1600	2000	2400	2900	3300	4000	5000	5500	6000	7500

Zum Vergleich mit Maschinen anderer Hauptdimensionen legt man zu Grunde:  
 für die Leistung Cylindervolumen  $\times$  Umdrehungszahl (also  $D^2 \frac{\pi}{4} \times H \times n$ )  
 " " Preise die Cylindervolumen (also  $D^3 \frac{\pi}{4} \cdot H$ ).  
 Schnellläufer u. Vertikalmaschinen sind bei derselben Leistung billiger.

Allgemein für Dampfdruck bis 9 Atm.:  
 Compound (2 kurbbl.) Hauptlager  $b = 0,46 d$  ( $l = 1,6 b$ ); Kreuzkopfbolzen  $b = 0,22 d$  ( $l = 1,3 b$ );  
 Tandem (1 " ) " "  $b = 0,59 d$  ( $l = 1,6 b$ ); " "  $b = 0,32 d$  ( $l = 1,3 b$ );

# Berechnung der Kompond-Dampfmaschinen.

## 1. Leistung.

### a) Ueberschlagsrechnung.

Um bei gegebener Leistung und Dampfspannung die **Hauptdimensionen** zu bestimmen, verfahren wir folgendermassen:

Aus der effektiven Leistung rechnen wir nach Gleich. 11

Seite 28 die indiz. Leistung  $N_i = \frac{N_e}{\eta}$ ; Wirkungsgrad  $\eta$  nach Tab. 11 Seite 28.

Wir wählen den mittleren Kolbenüberdruck  $(p_m)_i$  nach Tab. 17 u. 18, Seite 31 u. 32.\*) Die vorläufige Kolbengeschwindigkeit nimmt man nach Tabelle 19, Seite 33, und ermittelt nach Gleich. 13, Seite 33, den Querschnitt des

Niederdruckcylinders  $Q = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot (p_m)_i}$

Wir wählen jetzt das Volumverhältnis  $V:v$ , für Auspuff nach Tab. 17, Seite 31, für Kondensation nach Tab. 18, Seite 32 und berechnen den Querschnitt des Hochdruckcylinders zu

$Q_1 = Q \cdot \frac{v}{V}$  Aus diesem Querschnitt  $Q_1$  bestimmen wir den Durchmesser des Hochdruckcylinders  $d$  und ermitteln den Kolbenhub, indem wir vorläufig setzen wie auf Seite 466  $H = 1,7$  bis  $2 \cdot d$ . Die Tourenzahl ergibt sich dann nach Gleich. 3, Seite 23, zu  $n = \frac{30 \cdot c}{H}$ .

Die so gefundenen Werte werden entsprechend abgerundet, indem man dieselben den Werten der Tab. 211 anpasst. Dann bestimmt man **nochmals** den mittleren Kolbenüberdruck aus der

$$\text{Gleichung } (p_m)_i = \frac{75 \cdot N_i}{0,99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c}$$

$Q = 0,99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$  ist nach Gleich. 10 a, Seite 27, der wirksame Querschnitt des Niederdruckcylinders,

Dieses neue  $(p_m)_i$  darf von den Werten der Tabelle 212 bis etwa 8% nach oben oder unten abweichen.

\*) Auch nachstehende Tabelle kann benutzt werden:

Tabelle 212. Mittlerer Kolbenüberdruck  $(p_m)_i$

Dampfdruck	$p =$	5	6	7	8	9	10	11	12	Atm. abs.
Auspuff $(p_m)_i$	$=$	—	—	1,9	2,3	2,6	2,8	2,9	3	„
Kondensat. $(p_m)_i$	$=$	1,3	1,45	1,6	1,8	2,1	2,3	2,4	—	„

**b) Genaue Bestimmung der Leistung einer gegebenen oder als vorhanden gedachten Compoundmaschine.**

Wirksame Kolbenfläche  $Q$  des Niederdruckcyinders in qcm nach Gleich. 10a, Seite 27, mittl. Kolbengeschwindigkeit  $c$  in Mtr. pro Sek. nach Gleich. 9, Seite 27, Endspannung  $w''^*$ ) in Atm. abs. nach Tab. 17 u. 18, Seite 31 und 32 oder nach Tab. 213.

Die schädlichen Räume  $s'$  und  $s''$  vom Hoch- und Niederdruckcyinder werden an Hand der etwa vorhandenen Zeichnungen von Dampfcyinder und Steuerung ermittelt, oder nach Tab. 9, Seite 25, geschätzt. Die schädlichen Räume  $s'$  bezw.  $s''$  werden bezogen auf Hub = 1, d. h. für  $s'$  bezw.  $s'' = 8\%$  ist zu setzen  $s'$  bezw.  $s'' = 0,08$ .

Der ideelle schädliche Raum nach Gleich. 12b, Seite 31

$$s_i = \frac{s''}{V:v}$$

Verhältnis der Cylindervolumen  $V:v$  nach Seite 31 und 32.\*\*)

Man erhält dann aus Endspannung  $w''$  und Eintrittsspannung  $p$  in Atm. abs. nach Gleich. 12a, Seite 31, die ideelle Füllung

$$h_i = \frac{w'' \cdot (1 + s_i)}{p} - s_i$$

Aus  $h_i$  und  $s_i$  ergibt sich dann nach Tab. 8, Seite 24, der Spannungskoeffizient  $k$ , ferner nach Tab. 10, Seite 26, der Arbeitsverlust und Gegendruck  $p_0 + \sigma$  und man erhält nach Gleich. 12c, Seite 31, als mittl. reduzierten Kolbenüberdruck  $(p_m)_i = k \cdot p - (p_0 + \sigma)$ . Die indizierte Leistung bestimmt sich nun nach Gleichung 12d Seite 31 zu

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot (p_m)_i}{75}$$

Richtiger jedoch ist es, wenn man mit Hülfe der Werte  $w''$ ,  $p$ ,  $V:v$ ,  $s'$  und  $s''$  das rankinisierte **Dampfdiagramm** aufzeichnet, wobei man sich je nach Art der Steuerung mit Kompression und Voraustritt den Werten der Gleich. 2, Seite 16, und Tabelle 186 Seite 421, anpasst. Wie man beim Aufzeichnen des Diagramms

**\*) Tabelle 213. Endspannung  $w''$  für normale Leistung.**

Dampfdruck $p =$	5	6	7	8	9	10	11	12	Atm. abs.
Auspuff $w'' =$	—	—	1,4	1,45	1,5	1,6	1,7	1,8	„ „
Kondensat. $w'' =$	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	—	„ „

**\*\*) Tabelle 214. Gebräuchliche Werte von  $V:v$ .**

Dampfdruck $p =$	5	6	7	8	9	10	11	12	Atm. abs.
Auspuff $V:v =$	—	—	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	„ „
Kondensat. $V:v =$	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	—	„ „

verfährt, ist auf Seite 16 u. f. angegeben. Ferner kann auch festgestellt werden, wie sich die Gesamtleistung der Maschine auf beide Cylinder verteilt. Für den gleichmässigen Gang der Maschine und Beanspruchung der Kurbelwelle ist möglichst gleiche Verteilung der normalen Leistung von Vorteil.

## 2. Der Dampfverbrauch $S_i$

pro indiz. PS. und Stunde setzt sich zusammen aus:

nutzbarer Dampfverbrauch  $S_n$

und Dampfverluste  $S_v$

also  $S_i = S_n + S_v$

$S_n$  kann man ermitteln aus dem gezeichneten Dampfdiagramm (nach Haeder, Indikator III. Aufl., Seite 158).

$S_v$  muss man schätzen nach Tabelle 32 und 33, Seite 41.

Für Auspuff nehme man  $S_v$  um 50 % grösser als in Tabelle 32 angegeben.

## Volumendiagramm.

### a) Hochdruckcylinder.

Die Diagrammlinien, welche uns die jeweiligen Spannungen während der Eintritts- und Expansionsperiode und die des abziehenden Dampfes im Hochdruckcylinder angeben, werden beeinflusst durch:

Eintrittsspannung des Dampfes, Füllungsgrad, Kompressionsweg und Grösse des schädlichen Raumes im Hochdruckcylinder, Receiverspannung und Grösse des Aufnehmers.

### b) Niederdruckcylinder.

Auf die Diagrammlinien der Eintritts- und Expansionsperiode haben Einfluss:

Endspannung im Hochdruckcylinder,

Grösse des Aufnehmers,

Füllungsgrad und schädlicher Raum im Niederdruckcylinder.

Will man mit der Wirklichkeit möglichst übereinstimmende Diagramme aufzeichnen, so wählt man das Volumendiagramm nach Seite 478 bis 479.

Je grösser der Aufnehmer, desto gleichmässiger erscheint die Gegendrucklinie im Hochdruck- und die Eintrittlinie im Niederdruckdiagramm. Mit der Grösse des Aufnehmers wächst aber die Mantelfläche desselben und demnach auch der Verlust durch Ausstrahlung. Man kann setzen, wenn  $R =$  Inhalt des Aufnehmers einschl. Rohrleitung vom Hochdruck nach Niederdruck,  $v =$  Hochdruckcylindervolumen

$$R = 0,5 \text{ bis } 1,5 \cdot v. \text{ im Mittel } R = v \dots (352)$$

## Volumendiagramm für Kompoundmaschinen.\*)

(Kurbeln unter  $90^\circ$  versetzt.)

- $v$  Volumen des Hochdruckcylinders,  
 $s'$  „ „ schädlichen Raumes des Hochdruckcylinders,  
 $R$  „ „ Receivers, s. Seite 477 unten.  
 $s''$  „ „ schädlichen Raumes des Niederdruckcylinders,  
 $V$  „ „ Niederdruckcylinders,  
 $T_1' T_2' T_3'$  Abwicklung des Kurbelkreises des Hochdruckcylinders,  
 $T_1'' T_2'' T_3''$  „ „ „ „ Niederdruck „  
 (Konstruktion aus der Figur ersichtlich.)  
 $T_1' T_2' T_3'$  Totpunkte des Hochdruckcylinders,  
 $T_1'' T_2'' T_3''$  „ „ Niederdruckcylinders,  
 $h' = a' Ex' =$  der aus dem angenäherten Diagramm ermittelten Füllung.  
 $Ex' Va'$  Expansionskurve (Konstruktion von  $A$  aus),  
 $Va' b'$  Ueberströmkurve nach dem Receiver.

### 1. Gegendrucklinie des Hochdruckcylinders.

Auf den wagerechten Verbindungslinien beider Kurbelabwickelungen sind die jeweiligen Dampfvolumina  $v_1 v_2$  etc. (siehe Fig. 1653) abzumessen und daraus die entsprechenden Dampfspannungen zu bestimmen, z. B.  $b' c'$  Kompressionskurve (Konstruktion von  $B$  aus)

$$p_1 = \frac{w' (v + s' + R)}{v_1}$$

$c'$  ist die entsprechende Kolbenstellung im Hochdruckcylinder von  $c''$  resp.  $Ve''$  Beginn des Eintritts im Niederdruckcylinder.

Von  $c' - d'$  gemeinsamer Vorgang in beiden Cylindern einschliesslich der schädlichen Räume und dem Receiver. Konstruktion nach dem Gesetz  $v_1 \cdot p_1 = v_2 \cdot p_2 = v_3 \cdot p_3$  etc., also

$$z. B.: p_2 = \frac{p_1 \cdot v_1}{v_2}.$$

### 2. Kompression im Hochdruckcylinder.

$f' d'$  Kompressionskurve dem jeweiligen Zweck entsprechend (Konstruktion von  $A$  aus).

Schnittpunkt  $d'$  der beiden letzten Kurven giebt den Kompressionsbeginn im Hochdruckcylinder an.

### 3. Eintritt des Niederdruckcylinders.

Kurve  $c' d'$  in das Niederdruckdiagramm übertragen =  $c'' d''$  (Konstruktion siehe Figur).

$d'' Ex''$  Expansion (Niederdruckcylinder und Receiver, Konstruktion von  $A$  aus).

### 4. Expansion im Niederdruckcylinder.

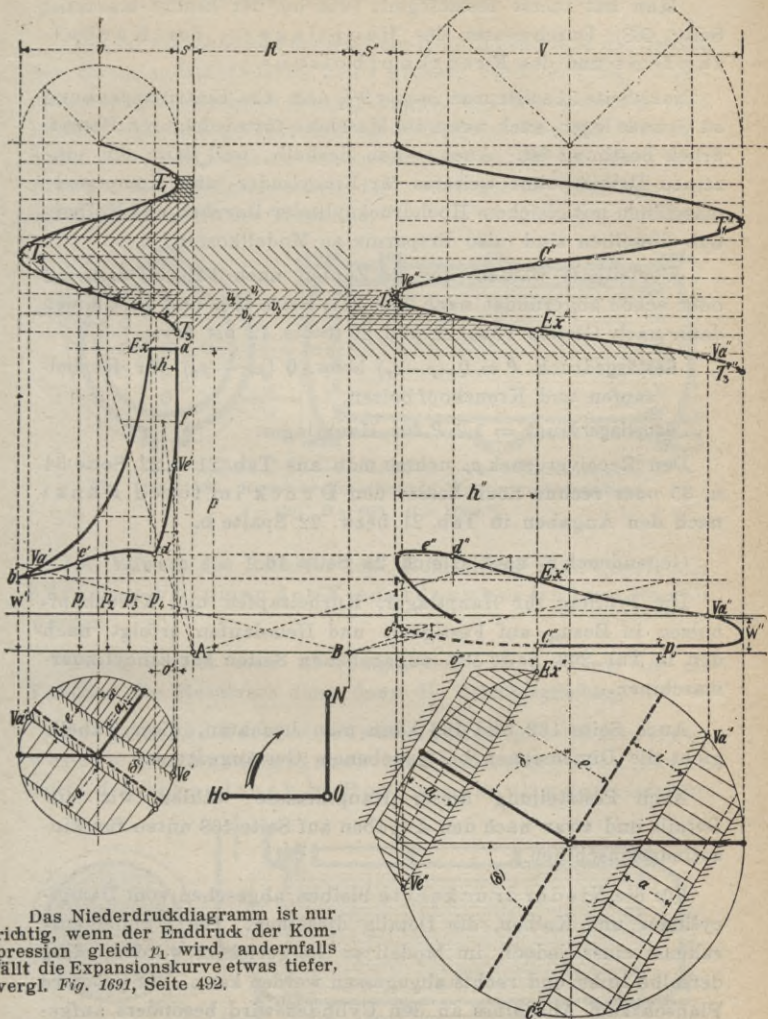
$Ex'' Va''$  Expansion i. Niederdruckcyl. (Konstruktion von  $B$  aus).

### 5. Gegendruck und Kompression im Niederdruckcylinder.

Bis  $C''$  Gegendruck  $p_0$ ,  
 von  $C''$  bis  $c''$  Kompression im Niederdruckcylinder.

\*) Vergl. auch „Hütte“ 1899.

Fig. 1653. Volumendiagramm einer Kompoundmaschine.  
Kurbeln unter  $90^\circ$  versetzt.



Das Niederdruckdiagramm ist nur richtig, wenn der Enddruck der Kompression gleich  $p_1$  wird, andernfalls fällt die Expansionskurve etwas tiefer, vergl. Fig. 1691, Seite 492.

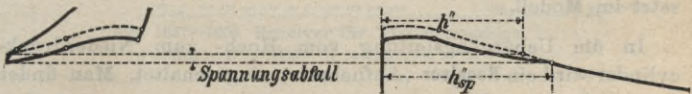


Fig. 1654. Ermittlung des Füllungsgrades im Niederdruckzylinder beim Spannungsabfall.  
Die punktierten Kurven decken sich mit den entsprechenden in Fig. 1665, Seite 484.



### 3. Die Details der Compound-Dampfmaschine.

Man hat zuerst festzulegen: (wie bei der Eincyl.-Maschine Seite 468) Durchmesser des Hauptlagers, des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfbolzens.

Nach Seite 51 sollte man immer  $9\frac{1}{2}$  Atm. abs. Eintrittsspannung zu Grunde legen, auch wenn die Maschine für niedrigeren Dampfdruck bestimmt ist. Auch schon deshalb, weil dann die einzelnen Details ohne weiteres für Eincylinder- und Compoundmaschinen mit gleichem Hochdruckcylinder-Durchm. und Kolbenhub dieselben sind (also Ersparnis an Modellkosten).

Vorteilhaft wählen wir die Zapfen nach Tab. 38 Seite 52 oder schon abgerundet nach Tab. 211, Seite 474, und bestimmen dann nach Gleich. 17 a, 18 und 20 (Seite 42 bis 44):

**Gestängedruck**  $P = Q_1 (p - p_r)$  bzw.  $Q (p_r - p_0)$  für Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen,

**Hauptlagerdruck** =  $1,2 P$  für Hauptlager.

Den Receiverdruck  $p_r$  nehme man aus Tab. 21 u. 22, Seite 34 u. 35 oder rechne noch besser den Druck im toten Punkt nach den Angaben in Tab. 21 bzw. 22 Spalte b.

Gegendruck  $p_0$  nach Gleich. 2a Seite 16.

Die Prüfung für Hauptlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen in Bezug auf Festigkeit und Heisslaufen erfolgt nach den in Tab. 206, Seite 468, angegebenen Seiten für Eincylindermaschinen.

Auch Seite 162 und 163 kann man beachten, diese Tabelle giebt die Dimensionen bei gegebenem Gestängedruck.

Nach Feststellung dieser Hauptmaasse wählen wir die Details und zwar nach den Angaben auf Seite 468 unten für Eincylindermaschinen.

Für die Niederdruckseite bleiben, abgesehen vom Dampfzylinder und Kolben, die Details dieselben. Der Fundamentrahmen muss jedoch im Modell so hergerichtet werden, dass derselbe links und rechts abgegossen werden kann. Der grössere Flansch zum Anschluss an den Cylinder wird besonders aufgesetzt im Modell.

In die Uebergangsleitung vom Hoch- zum Niederdruckzylinder wird ein **Receiver** (Aufnehmer) eingeschaltet. Man findet hierbei die verschiedenartigsten Ausführungen, von denen in Nachstehendem einige erwähnt werden sollen.

### Der Receiver (Zwischendampfleitung).

Obwohl die meisten Versuche ergeben haben, dass die **Heizung** der Zwischendampfleitung keine grossen Vorteile bringt, findet man doch die teuersten Ausführungen, von denen im *Fig. 1655* bis *1664* einige ausgeführt sind. Die Grösse der Heizfläche findet sich häufig gleich der zweifachen inneren Mantelfläche des Niederdruckeylinders oder gleich 0,025 qm pro indiz. Pferdekraft der Maschine.

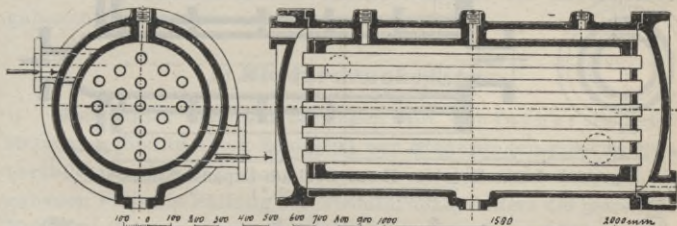


Fig. 1655—1656. Receiver für stehende Wasserwerksmaschine.  
 $d = 430$ ,  $D = 660$ ,  $H = 1000$ .\*)

Das **Volumen** des Receiver inkl. Rohrleitung kann gleich dem 0,6fachen Volumen des Niederdruckeylinders gewählt werden.

Häufig wendet man überhaupt keine Erweiterung an, als Volumen des Receivers dient dann die **Uebergangsleitung**.

Je grösser der Receiver, desto gleichmässiger werden der Anfangsdruck im Niederdruckeylinder sowie der Gegendruck im Hochdruckeylinder ausfallen.

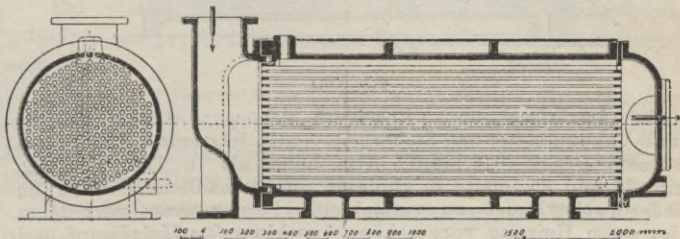


Fig. 1657—1658. Receiver für Tandemaschine.  
 $d = 625$ ;  $D = 1080$ ;  $H = 1250$ ;  $n = 56$  \*\*)

\*) Z. d. V. d. Ing., 1890, Taf. 22.

\*\*\*) Z. d. V. d. Ing. 1888, Taf. 15.

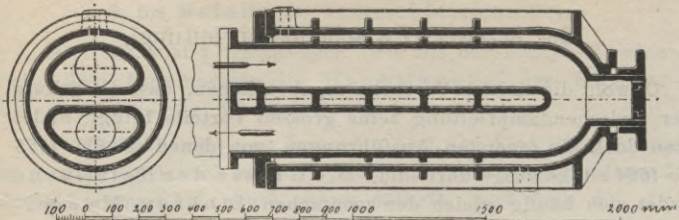


Fig. 1659–1660. Receiver I zur Dreifach-Expansionsmaschine.  
(200/330/520 × 70 Hub.\*)

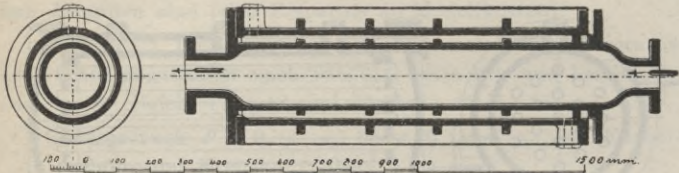


Fig. 1661–1662. Receiver II zur Dreifach-Expansionsmaschine.  
(200/330/520 × 700 Hub.\*)

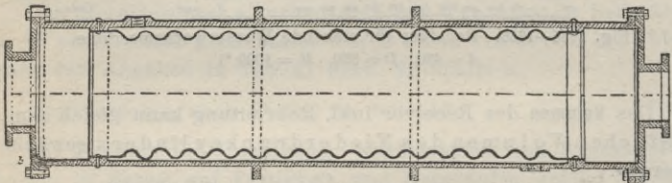


Fig. 1663. Receiver amerikanischer Konstruktion.\*\*)

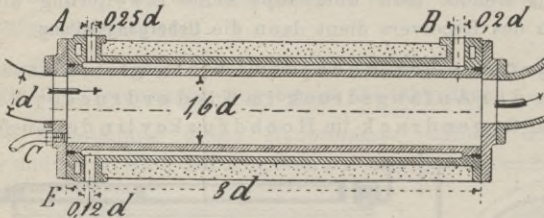


Fig. 1664.

Zur **Ausrüstung** eines Receivers gehören: Anschlüsse für Mano-Vakuummeter und Sicherheitsventil, letzteres soll bei einem gewissen Druck (0,3 bis 0,5 Atm. höher als in Tab. 21 u. 22, Seite 34 und 35, Spalte c) abblasen, um schädliche Drücke im Niederdruckcylinder zu vermeiden. Ferner muss vorhanden sein, wenn Heizung vorgesehen: Anschluss für Heizedampf und zum Ablassen des Kondensates, letztere für das Receiverinnere und den Mantel. Dann ist noch ein Frischdampfanschluss anzuordnen, um beim Anlassen eventuell etwas

\*) Z. d. V. d. Ing. 1888, Taf. 44.

\*\*) s. Engineering 1891, S. 750.

direkten Dampf in den Niederdruckcylinder treten lassen zu können. Betr. zweckmässiger Anordnung der Rohrleitungen beachte man Abschnitt „Rohrleitungen“.

### 3. Die Steuerung der Compound-Maschine.

#### a) Hochdruckcylinder.

Betr. der Hochdrucksteuerung gilt dasselbe wie auf Seite 469 für Eincylindermaschinen gesagt. Wegen Ausführung und Berechnung beachte man die auf Seite 469 in der Tabelle angegebenen Quellen.

#### b) Niederdruckcylinder.

Man findet hier Ausführungen mit einfacher Schiebersteuerung (häufig Trick-Schieber) und Steuerungen mit von Hand verstellbarer Expansion. Letztere sind vorzuziehen, um gegebenen Falls die Füllung des Niederdruckcylinders der jeweiligen Maschinenleistung anpassen zu können, und zu starken Spannungsabfall oder Schleifenbildung im Diagramm am Ende der Expansion im Hochdruckcylinder zu vermeiden. Besonders bei solchen Maschinen, welche einer vorgesehenen späteren Vergrößerung des Betriebes wegen anfänglich nur schwach belastet sind, hat man es bequem in der Hand, die zweckmässigste Füllung des Niederdruckcylinders bei veränderlicher Expansion einzustellen.

Des besseren Aussehens und der einheitlichen Bedienung wegen, ordnet man möglichst gleichartige Steuerungen an beiden Maschinenseiten an, also entweder beiderseitig Schieber- oder Ventilsteuerung.

Bei einigen Ausführungen findet man am Niederdruckcylinder auch Corliss-Steuerung (s. Band „Steuerungen“ Seite 223) angewandt.

Da bei mittleren Maschinen der Trick'sche Kanalschieber (s. auch Bd. „Steuerungen“ Seite 191) noch vielfach zur Anwendung gelangt, sei derselbe hier nochmals erwähnt in Verbindung mit Schieber- und Dampfdiagramm.

Das Aufzeichnen des Schieberdiagramms des Trickschen Schiebers geschieht genau wie für den einfachen Schieber (Fig. 1665). Ziehe im Abstand  $\frac{a}{2}$ , sowie im Abstand  $a$  eine Parallele zu  $VeEx$ , mache  $(n) = n$  etc., so giebt der schraffierte Teil die Dampfverteilung für den Eintritt an.

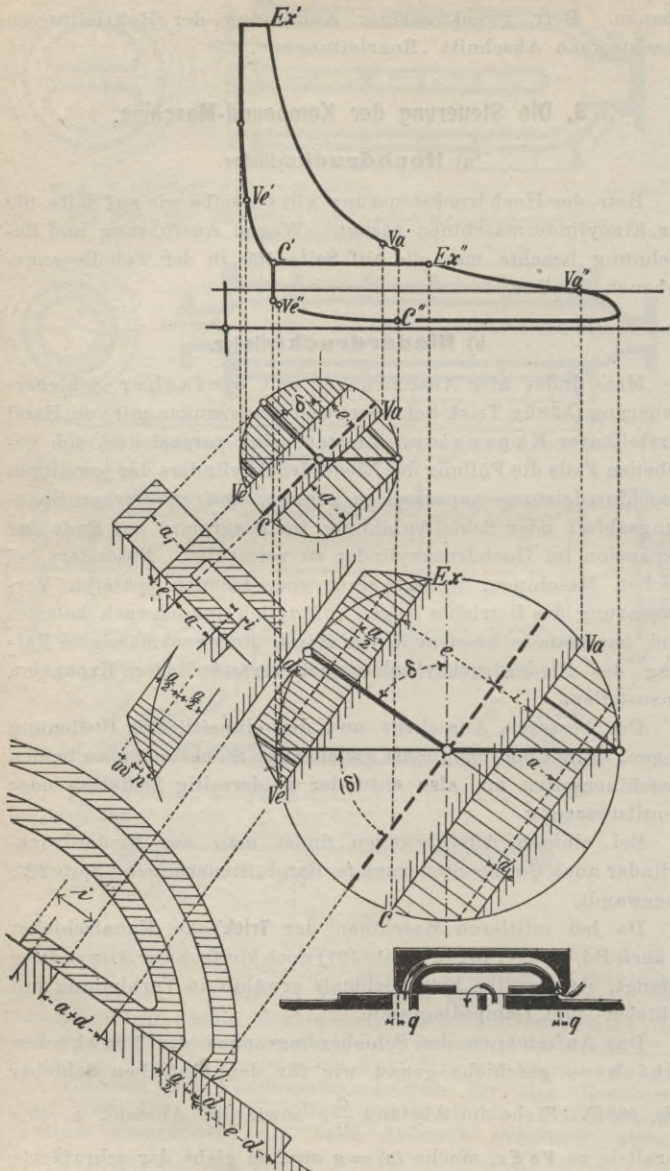


Fig. 1665. Schieberdiagramm der Compoundmaschine.

Statt des hier [gewählten Müllerschen Diagramms kann selbstverständlich auch das Zeunersche benutzt werden.

Die Reihenfolge der Kurbeln ist von Einfluss auf die Dampfverteilung in beiden Cylindern.

In Nachstehendem sei deshalb kurz angegeben, in welcher Weise die Füllung des Niederdruckcylinders Einfluss auf die Dampfverteilung im Hochdruckcylinder hat.

Kompound (zweikurbelig).

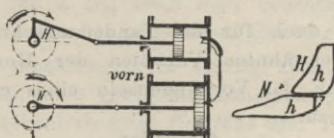


Fig. 1666—1667.

*N* eilt (wie meist üblich) vor. Hintere Seite *H* arbeitet auf hintere Seite *N*.

Eilt die Niederdruckkurbel (wie meist üblich) um  $90^\circ$  vor, so wird stets die Spitze und die Gegendrucklinie des Diagramms der vorderen (also Kurbelseite) des Hochdruckcylinders direkt beeinflusst durch entsprechende Veränderung der Füllung des Niederdruckcylinders auf der vorderen (also Kurbelseite).

Eilt die Hochdruckkurbel um  $90^\circ$  vor, so wird stets die Spitze und die Gegendrucklinie des Diagramms der vorderen (also Kurbel-

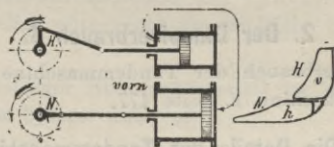


Fig. 1668—1669.

*H* eilt vor. Vordere Seite *H* arbeitet auf hintere Seite *N*.

seite) des Hochdruckcylinders beeinflusst durch entsprechende Veränderung der Füllung des Niederdruckcylinders auf der hinteren Seite.

Kompoundmaschinen werden auch in stehender Anordnung ausgeführt. Näheres hierüber s. unter „Stehende Maschinen“.

\*) Vergrössern der Füllung im Niederdruckcylinder ergibt weniger Gegendruck im Hochdruckcylinder, Verkleinern der Füllung bedingt höhern Gegendruck. Es wird natürlich der Anfangsdruck im grossen Cylinder auch beeinflusst, so dass man durch zweckmässige Einstellung eine gute Arbeitsverteilung für beide Cylinder erreichen kann [s. Haeder's Zeitschr. 1894, S 84].

## 2. Die Tandemaschine

(einkurbelige 2-fach Expansionsmaschine).

Die Tandemaschine (sprich Tändemaschine) ist ebenfalls eine Compoundmaschine (s. Seite 472 u. f.). Von letzterer unterscheidet sie sich jedoch dadurch, dass die Cylinder nicht nebeneinander, sondern hintereinander liegen (*Fig. 1680*, Seite 489). Dadurch erhält die Tandemaschine nur einen Kurbelmechanismus.

Ausser den, auch für die Tandemaschine zutreffenden, auf Seite 472 erwähnten Vorteilen der Compoundmaschine kommt hier noch das Vorhandensein eines einzigen Kurbelmechanismus hinzu.

### Die Preise

stellen sich kaum billiger als die der Compoundmaschine, denn:

- a) **Hauptlager, Kurbelzapfen, Kreuzkopfbolzen** erhalten grössere Dimensionen, s. Tabelle 38, Seite 52,
- b) **das Schwungrad** wird schwerer als bei der Compoundmaschine, s. Seite 246 und 250.

Betr. Gewichte und Preise beachte man Tab. 211, Seite 474.

## Berechnung der Tandemaschine.

### 1. Leistung.

Die Berechnung der Leistung erfolgt in derselben Weise wie auf Seite 475 u. f. für die Compoundmaschine angegeben.

### 2. Der Dampfverbrauch $S_i$ .

Der Dampfverbrauch der Tandemaschine ist gleich dem der Compoundmaschine, s. Seite 477.

### 3. Die Details der Tandemaschine.

Zuerst bestimmt man nach Tabelle 38 Seite 52:

Durchmesser des Hauptlagers, des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfbolzens.

Nach Seite 51 lege man für Normalkonstruktionen immer  $9\frac{1}{2}$  Atm. abs. Eintrittsspannung zu Grunde.

Die gerechneten Zapfendimensionen werden entspr. abgerundet und dann nach Gleich. 17 b, 18 und 20 (Seite 42 bis 44) bestimmt:

**Gestängedruck**  $P = Q_1 (\rho - \rho_r) + Q (\rho_r - \rho_o)$  für Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen.

**Hauptlagerdruck**  $= 1,2 \cdot P$  für Hauptlager.

Den Receiverdruck  $p_r$  nehme man aus Tabelle 21 und 22, Seite 34 und 35, oder rechne noch besser den **Druck im toten Punkt** nach den Angaben in Tabelle 21 u. 22, Spalte b.

Gegendruck  $p_o$  nach Gleich. 2 a, Seite 16.

Die Prüfung für Hauptlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen in Bezug auf Heisslaufen und Festigkeit erfolgt nach den auf Seite 468 in Tab. 206 angegebenen Seiten für Eincylindermaschinen.

Auch Seite 162 u. 163 kann man beachten, diese Tabelle giebt die Dimensionen bei gegebenem Gestängedruck.

Der **Rahmen** muss besonders kräftig konstruiert und solide verankert werden, eine geeignete Konstruktion für Maschinen über 800 mm Kolbenhub zeigt *Fig. 1684* und Tab. 215.

Für kleinere Maschinen ordne man den halbaufliegenden Rahmen *Fig. 199—203*, Seite 83, an.

Die **Reihenfolge der Dampfcylinder** ist verschiedenartig, man findet Ausführungen, bei denen der Hochdruckcylinder vorn und der Niederdruckcylinder hinten liegt und umgekehrt.

Ersterer Ausführung ist der Vorzug zu geben, da das **Verbindungsstück** so konstruiert wird (s. auch *Fig. 1679*, Seite 488), dass eine Demontage der Kolben erfolgen kann, ohne den hinteren Cylinder zu entfernen.

Liegt dagegen der Niederdruckcylinder vorn, so muss meistens die **Kolbenstange** aus zwei Stücken hergerichtet werden, um den Niederdruckkolben zwischen den Cylindern herausnehmen zu können, zuweilen eine recht umständliche und zeitraubende Arbeit.

Ein sehr wichtiger Konstruktionsteil ist demnach die **Verbindung der beiden Cylinder** unter sich.

Bei kleineren Maschinen (Lokomobilen) findet man wohl die Ausführung *Fig. 1670*. Man tröstet sich damit, dass die Undichtigkeit des Zwischendeckels insofern keine grossen Verluste bringt, weil der Dampf im Niederdruckcylinder noch Arbeit verrichtet.

Man findet auch Ausführungen nach *Fig. 1671—1678*.

Doch sind diese nicht zu empfehlen. Das Dichthalten der Flansche durch die steife Verbindung bringt häufig Schwierigkeiten, welche sich schwer beseitigen lassen.

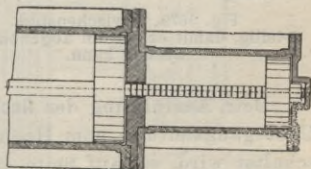


Fig. 1670.



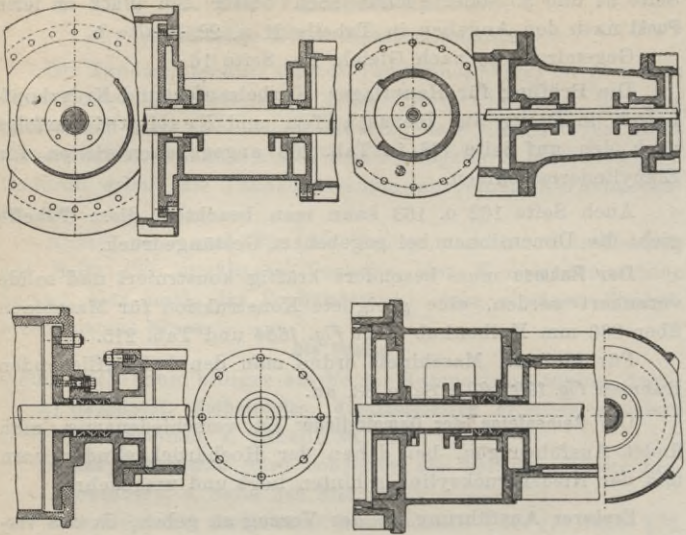


Fig. 1671—1674. Verbindungsstücke. Fig. 1675—1678.

Eine gute Ausführung ist in *Fig. 1679* gezeichnet, bei welcher die Cylinderdeckel extra aufgeschraubt sind. Die hier angewandte Lagerung der Kolbenstange soll Schutz bieten gegen einseitiges Ausschleissen der Stopfbüchse und des Cylinders. Lässt man jedoch nach Seite 176 den **Kolben tragen**, so dürfte die Lagerung der Kolbenstange zwecklos sein, vergl. auch Seite 192.

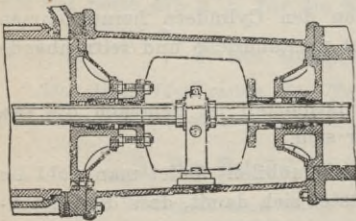


Fig. 1679. Zwischenstück 2-teilig, damit es seitlich abgenommen werden kann.

Betr. Ausführung des **Receivers** (Aufnehmer), welcher in die Uebergangsleitung vom Hoch- zum Niederdruckcylinder eingeschaltet wird, sei auf Seite 480—482 verwiesen.

Das **Schwungrad** erhält, wie schon erwähnt, ein grösseres Gewicht als dasjenige einer Compoundmaschine gleicher Leistung. Berechnung und Ausführung s. Seite 235—287.

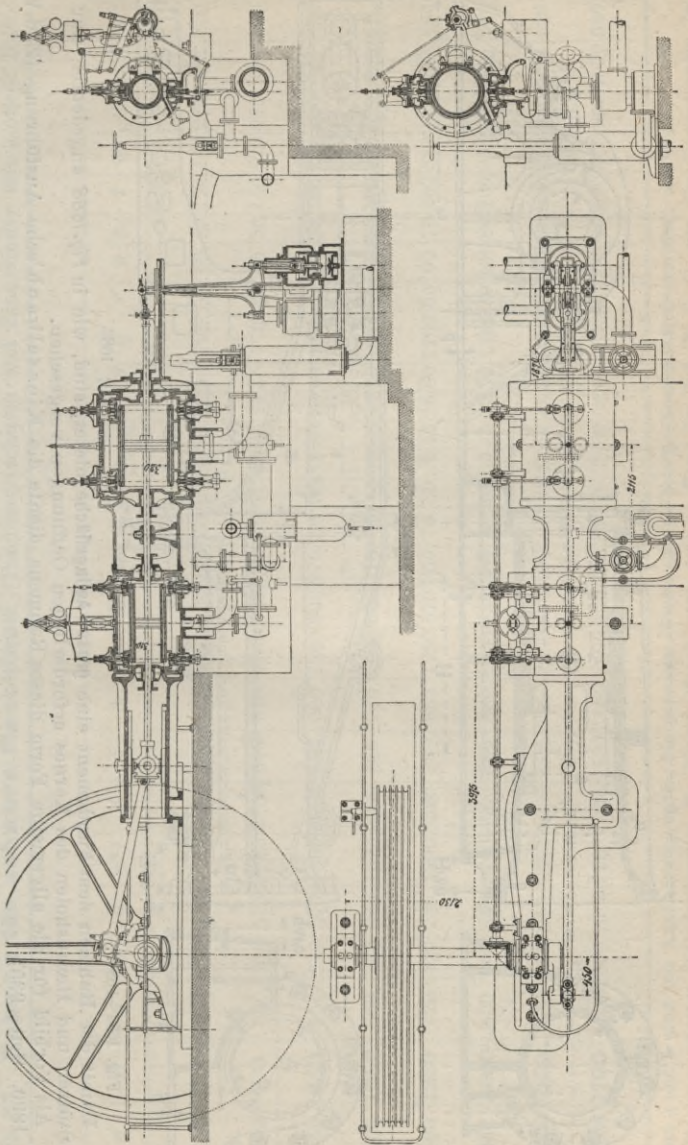


Fig. 1680—1683. Tandemaschine mit Kondensation. Z. d. V. d. Ing., 1885. Taf. 31.

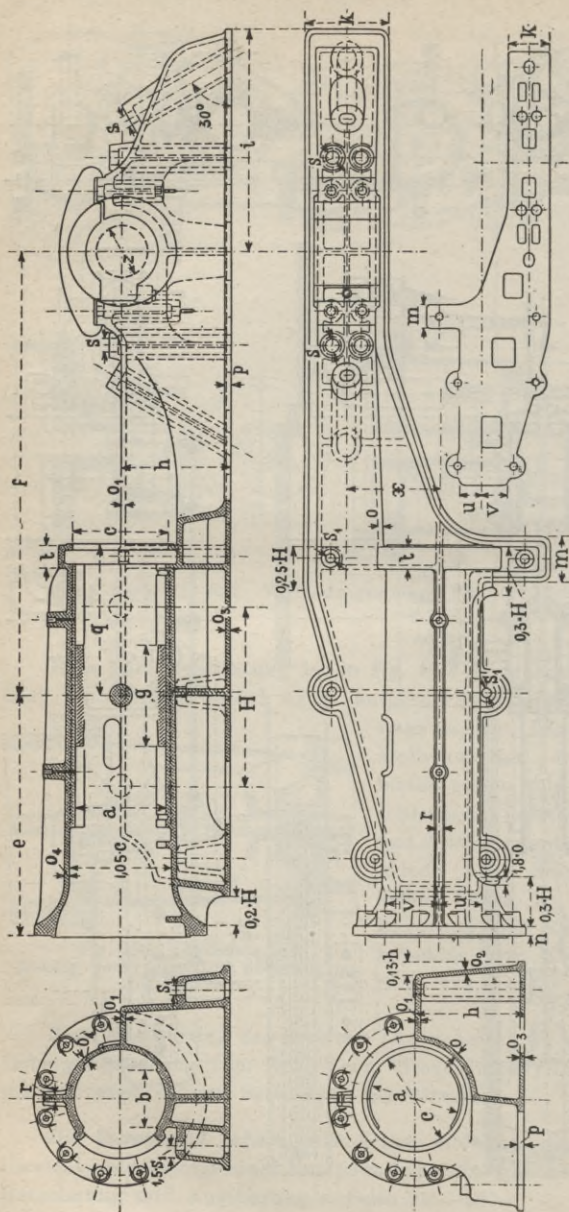


Fig. 1684—1687.

Fig. 1688.

Damit der Rahmen dem Fundament eine **grosse Auflagefläche** bietet, sind, wie in Fig. 1688 angedeutet, nur die zum Stützen und Herausholen des Kernes erforderlichen Oeffnungen vorgesehen.

Als Vorbild für die allgemeine Form dieses Rahmens diente die Kiesselbach'sche Ausführung (Z. d. V. d. Ing., 1890, Seite 935).

Tabelle 215. Rahmen für schwere Maschinen (Tandemaschinen und Eincylinder mit kurzem Hub).

Maschine		$H$	$d$	$D$	$a$	$b$	$c$	$e^*)$	$f$	$g$	$h$	$i$	$k$	$m$	$n$	$o$	$o_1$	$o_2$	$o_3$	$o_4$	$p$	$q$	$r$	$s$	$s_1$	$t$	$u$	$v$	$x^*)$	$z$
		800	450	700	450	250	465	1100	2000	500	600	1000	500	230	40	28	25	23	22	30	700	35	60	50	120	180	240	420	270	
		900	500	770	500	280	515	1220	2250	540	640	1130	530	250	45	32	28	25	24	35	770	40	65	54	140	210	280	480	300	
		1000	550	850	550	320	570	1360	2500	580	680	1260	560	270	50	36	32	30	28	40	860	45	70	58	160	230	300	520	330	
		1200	700	1050	660	380	680	1620	3000	680	770	1500	620	310	60	44	36	33	30	50	1000	50	80	66	180	280	370	620	420	
		1400	800	1250	720	450	740	1900	3500	780	850	1750	670	350	70	50	45	40	36	60	1160	60	90	75	200	320	420	730	480	
		1600	900	1400	820	500	840	2200	4000	880	930	2000	730	380	80	58	50	45	42	70	1320	70	100	80	220	370	490	830	540	
		1800	1000	1550	920	550	950	2400	4500	980	1000	2200	780	400	90	64	58	52	48	80	1480	80	110	85	240	410	540	930	600	
		2000	1100	1700	1020	600	1050	2700	5000	1100	1080	2400	850	420	100	70	65	60	54	90	1650	90	120	90	260	460	600	1030	660	

\*) Maass  $e$  und  $x$  sind nur Annäherungswerte, die genauen Werte müssen bei der Konstruktion ermittelt werden. Den zulässigen grössten Cylinderdurchm. für Eincyl.-Masch. kann man an Hand der Tab. 85, S. 51, aus dem Lagerdurchm. leicht bestimmen.

### 3. Die Steuerung der Tandemaschinen.

Für die Steuerung beider Cylinder gilt dasselbe wie auf Seite 483—484 für Compoundmaschinen Gesagte.

Die Dampfverteilung im Niederdruckcylinder hat Einfluss auf den Verlauf der Gegendrucklinie im Hochdruckdiagramm. Es sei deshalb hier angegeben, wie von der Füllung des Niederdruckcylinders die Dampfverteilung im Hochdruckcylinder abhängt.

**Tandem (einkurbelig).**

*H* Hochdruck, *N* Niederdruck, *v* vorn, *h* hinten.

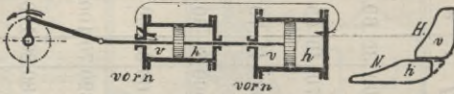


Fig. 1689—1690.

Hier arbeitet stets *H* vorn auf *N* hinten. Die Umdrehungsrichtung hat keinen Einfluss.

*An Tandemaschinen wird stets die Spitze und die Gegendrucklinie des Diagramms der vorderen (also Kurbelseite) des Hochdruckcylinders direkt beeinflusst durch entsprechende Veränderung der Füllung des Niederdruckcylinders auf der hinteren Cylinderseite.\*)*

### Volumendiagramm für Tandemaschinen.

Woolfsche Maschine mit Receiver (vergl. Volumendiagramm für Compoundmaschinen Seite 477 u. f.).

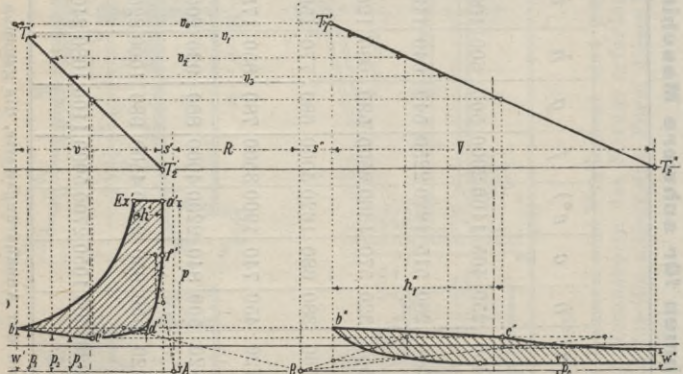


Fig. 1691. Volumendiagramm für Tandemaschinen.

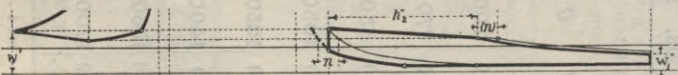


Fig. 1631a

\*) S. Fussrote Seite 485.

Wegen der immer gleichgerichteten Kolbenbewegung in beiden Cylindern kann hier die Kurbelkreisabwicklung als geneigte, gerade Linie dargestellt werden.

Anzunehmen ist der Enddruck der Kompression des Hochdruckcylinders, also  $f'$ ,

$f' d'$  Kompressionskurve (Konstruktion von **A** aus),

$d' c'$  Kompressionskurve (Konstruktion von **B** aus  $d'$  in Höhe),

$w' c' b'$  gleicher Vorgang in beiden Cylindern  $p_2 = \frac{v_0 \cdot w'}{v_2}$ ,

$b'' c''$  Eintrittslinie im Niederdruckcylinder (wie in Figur übertragen),

von  $c''$  Expansion im Niederdruckcylinder (Konstruktion von **B** aus).

Enddruck der Kompression kleiner als  $w'$  ergibt Füllung  $h_1''$  um das Stück ( $a$ ) kleiner  $= h_2''$ , Expansionslinie des Niederdruckcylinders liegt in diesem Falle etwas tiefer, weil ein Teil des Dampfes den schädlichen Raum ausfüllen muss.

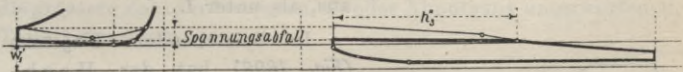


Fig. 1692.

Mit Spannungsabfall wird die Füllung im Niederdruckcylinder grösser  $= h_3''$ .

Zur Vervollständigung des Kapitels „Mehrfach-Expansionsmaschinen“ sei hier noch der ersten Maschinenart mit ungleichgrossen Dampfzylindern gedacht. Es ist dieses

### 3. die Woolfsche Maschine.

Die **Woolf'sche** Maschine hat **keinen Receiver**, also ununterbrochene Expansion.

I. Beide Cylinder wirken auf **eine Kurbel**. Gleichgerichtete Kolbenwege (Fig. 1693).

Der Kesseldampf tritt (Fig. 1694) bei **K** in den kleinen Cylinder, entweicht bei **A** aus dem grossen Cylinder ins Freie oder in den Kondensator.

Die Wege, welche der Dampf passiert, sind durch Pfeile gekennzeichnet. Der Dampf geht von der einen Seite des Hochdruckcylinders nach der entgegengesetzten Seite des Niederdruckcylinders.

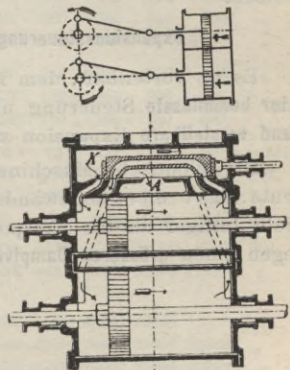


Fig. 1693—1694. Gleichgerichtete Kolbenbewegung.

Der schädliche Raum des Niederdruckcyinders ist sehr gross.

II. Jeder Kolben wirkt auf je eine Kurbel, welche letztere um  $180^\circ$  versetzt sind. **Ununterbrochene Expansion.** Entgegengesetzt gerichteter Kolbenweg (Fig. 1695.)

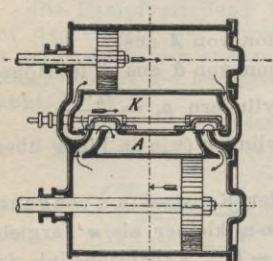


Fig. 1695.

Entgegengesetzte Kolbenbewegung.

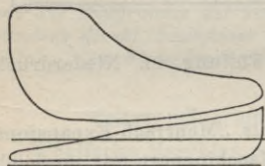


Fig. 1696. Diagramm.

Den Kesseldampf denke man sich hier bei *K* in den Hochdruckcylinder tretend, während der Austritt aus dem grossen Cylinder bei *A* stattfindet. Der Dampf geht von der einen Seite des Hochdruckcylinders nach derselben Seite des Niederdruckcylinders. Der **schädliche Raum** fällt hierbei **kleiner** aus, als unter I.

In beistehendem **Diagramm** (Fig. 1696) hat der Hochdruckcylinder 0,4 und der Niederdruckcylinder 0,8 Füllung; mit der Absperung des grossen Cylinders beginnt die Kompression im kleinen Cylinder. Der Druck hinter dem kleinen Kolben ist infolge Reibungs- und Kontraktionswiderständen stets etwas grösser, als vor dem grossen Kolben.

Es ist vorteilhaft, dem kleinen Cylinder variable vom **Regulator beeinflusste** Steuerung und dem grossen Cylinder eine **von Hand verstellbare** Expansion zu geben.

#### Expansionssteuerung an Woolfschen Maschinen.

Es ist vorteilhaft, dem kleinen Cylinder variable vom **Regulator beeinflusste** Steuerung und dem grossen Cylinder eine **von Hand verstellbare** Expansion zu geben.

Die Woolfsche Maschine wird als Betriebsmaschine heute fast nie angewandt, weil dieselbe in der Herstellung nicht billiger als die Compound- und Tandemaschine ist, dagegen einen **grösseren Dampfverbrauch** aufweist.

## 4. Die Dreifach-Expansionsmaschine.

Die ökonomischen Vorteile, welche man mit der Compoundmaschine gegenüber der Eincylindermaschine erzielte, trugen wesentlich zur Einführung der Dreifach-Expansionsmaschinen mit bei, schon deshalb, um hochgespannten Dampf von 10 bis 14 Atm. vorteilhaft auszunutzen.

Dreifach-Expansionsmaschinen werden ausgeführt bis zu den grössten Dimensionen in den verschiedenartigsten Zusammenstellungen.

Als **Nachteil** gegenüber der Compoundmaschine könnte man die grössere Zahl der bewegten, als oder Abnutzung unterworfenen, Teile betrachten.

Ein allgemeines Bild einer Dreifach-Expansionsmaschine zeigt *Fig. 1697*, Seite 496.

Liegende Dreifach-Expansionsmaschinen werden meistens mit **2** Kurbelmechanismen ausgeführt, wie in *Fig. 117* und *118*, Seite 61 dargestellt.

**Tab. 216.** Dreifach-Expansionsmaschine, **horizontal**, 2 kurbblig.

Hub	H = 700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1600	mm		
Hochdruck	$d = 265$	295	330	365	395	445	495	535	595	"		
Mitteldr.	$d_m = 400$	450	500	550	600	680	750	810	900	"		
Niederdr.	$D = 620$	700	770	850	980	1050	1160	1250	1400	"		
für $p = 15$	Hauptlager $b =$	180	210	230	250	280	310	350	410	"		
	Kurbelzapf. $b =$	95	110	125	135	150	170	185	200	"		
	Kreuzkopf- bolzen $b =$	85	100	110	120	130	150	165	180	"		
Touren	$n = 85$	82	80	78	76	73	69	65	62	p. Min.		
für $p = 10$	Leistung	normal	136	198	275	370	485	600	725	880	1200	PS.
		gesteigert	160	230	315	425	550	700	825	1000	1370	"
		überlastet	174	250	350	470	620	765	925	1120	1540	"
Gew. Schwungrad.	2900	3800	4700	5700	6800	8400	10700	13000	17.00	kg		
" m. Schw. u. Kond.	21500	29000	37000	45000	55000	66000	79000	93000	119000	"		
<b>Preis d. Maschine mit Kondensation.</b>												
" m. Flach-Sch.	21800	27500	33000	40000	48500	57000	66500	76000	—	M.		
" m. Kolb.-Sch.	23000	29000	35000	42000	51000	60000	70000	80000	95000	"		
" m. Ventil-St.	25000	31500	38000	45500	55500	65000	76000	87000	105000	"		



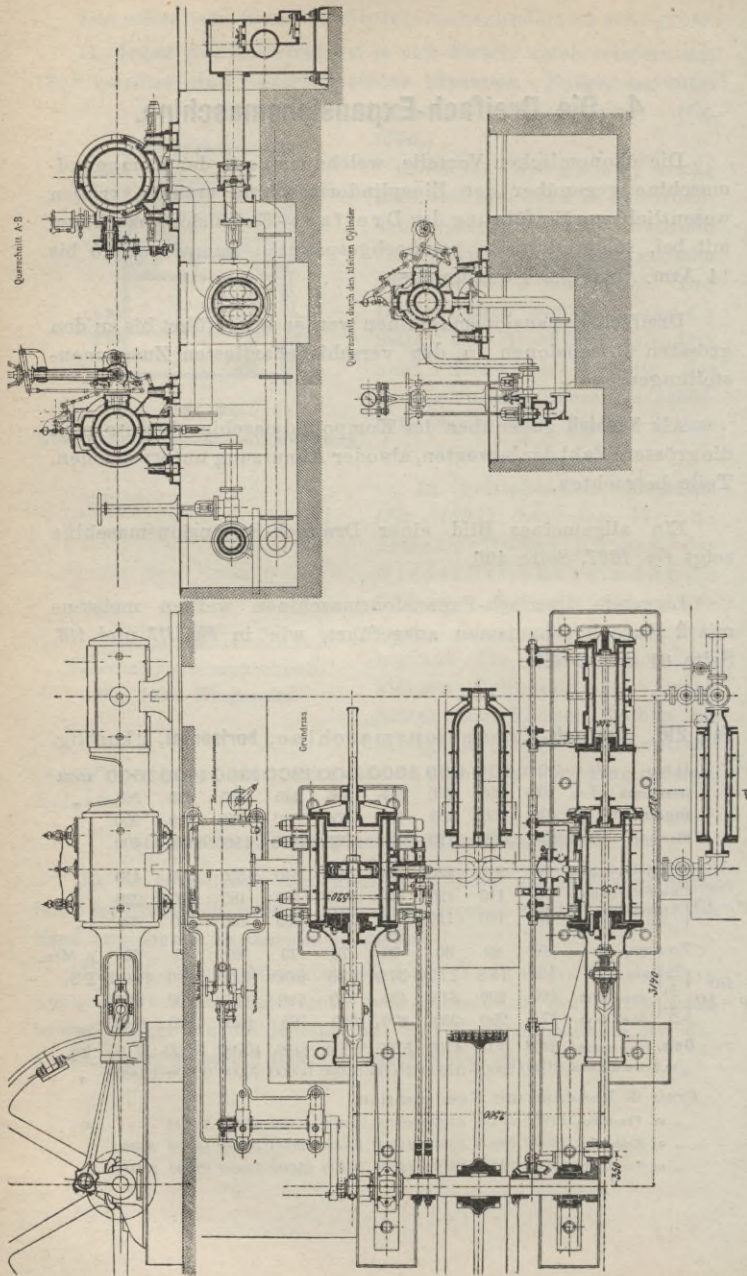


Fig. 1687-1700. Z. d. V. d. Ing., 1888. Taf. 44.

# Berechnung der Dreifach-Expansionsmaschine.

## 1. Leistung.

### a) Ueberschlagsrechnung.

Dreifach-Expansionsmaschinen ohne Kondensation werden seltener ausgeführt, es sei deshalb von einer Berechnung derselben abgesehen.

Um bei gegebener Leistung und Dampfspannung die **Hauptdimensionen** zu ermitteln, verfahren wir folgendermaassen:

Aus der effektiven Leistung rechnen wir nach Gleich. 11, Seite 28, die in diz. Leistung  $N_i = \frac{N_e}{\eta}$ , Wirkungsgrad  $\eta$  nach Tab. 11, Seite 28.

Wir wählen den mittleren Kolbenüberdruck  $(p_m)_i$  nach Tab. 25, Seite 38. \*) Die vorläufige Kolbengeschwindigkeit nimmt man an nach Tab. 26, Seite 38 und ermittelt nach Gleich. 16 a, Seite 38, den Querschnitt des Niederdruckeylinders zu  $Q = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot (p_m)_i}$ .

Wir wählen jetzt das Volumverhältnis III:II nach Tab. 218 \*\*) und berechnen den Querschnitt des Mitteldruckeylinders zu  $Q_1 = \frac{Q}{\text{III} : \text{II}}$ . Aus diesem Querschnitt  $Q_1$  bestimmen wir den Querschnitt des Mitteldruckeylinders  $d_m$  und ermitteln den Kolbenhub, indem wir vorläufig setzen (wie auf Seite 466) für horizontale Maschinen  $H = 1,7$  bis  $2 \cdot d_m$ . Die Tourenzahl ergibt sich dann nach Gleich. 3, Seite 23, zu  $n = \frac{30 \cdot c}{H}$ .

Der Querschnitt des Hochdruckeylinders wird, Volumverhältnis III:I aus Tab. 25, Seite 38, \*\*)  $q = \frac{Q}{\text{III} : \text{I}}$ , woraus der Durchm. leicht bestimmt werden kann.

Die so gefundenen Werte werden entspr. abgerundet, indem man dieselben den Werten der Tab. 216 anpasst. Dann bestimmt

\*) **Tabelle 217. Mittlerer Kolbenüberdruck  $(p_m)_i$ .**

Dampfdruck $p =$	10	11	12	13	14	15 Atm. abs.
Kondensat. $(p_m)_i =$	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,7 Atm.

\*\*) **Tabelle 218. Volumverhältnisse.**

Dampfdruck $p =$	10	11	12	13	14	15 Atm. abs.	
Volum- verhält- nisse	II:I =	2,25	2,3	2,35	2,4	2,45	2,5
	III:I =	5,35	5,5	5,65	5,8	5,9	6
	III:II ~	2,4	2,4	2,36	2,4	2,4	2,4

H a e d e r, Dampfmaschinen.

man nochmals den mittleren Kolbenüberdruck aus der Gleichung

$$(\rho_m)_i = \frac{75 \cdot N_i}{0,99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c}$$

$Q = 0,99 \frac{\pi}{4} \cdot D^2$  ist nach Gleich. 10 a, Seite 27, der wirksame Querschnitt des Niederdruckzylinders.

Dieses neue  $(\rho_m)_i$  kann von den Werten der Tab. 217 um 10% nach oben oder unten abweichen.

### b) Genauere Bestimmung der Leistung einer gegebenen oder als vorhanden gedachten Dreifach-Expansionsmaschine.

Wirksame Kolbenfläche  $Q$  des Niederdruckzyl. in qcm nach Gleich. 10 a, Seite 27,<sup>1</sup>

mittl. Kolbengeschwindigkeit  $c$  in Mtr. pro Sek. nach Gleich. 9, Seite 27,

Endspannung  $w'''$ \*) in Atm. abs. nach Tab. 25, Seite 38,

die schädlichen Räume  $s'$ ,  $s''$  und  $s'''$  vom Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder werden an Hand der etwa vorhandenen Zeichnungen von Dampfzylinder und Steuerung ermittelt, oder nach Tab. 9, Seite 25, geschätzt. Die schädlichen Räume  $s'$ ,  $s''$  bzw.  $s'''$  bezieht man auf Hub = 1, d. h. für  $s'$ ,  $s''$  bzw.  $s''' = 8\%$  ist zu setzen  $s'$ ,  $s''$  bzw.  $s''' = 0,08$ ,

der ideale schädliche Raum nach Gleich. 14, Seite 37,

$$s_i = \frac{s'''}{III:I}$$

Verhältnis der Zylindervolumen II:I, III:I u. III:II nach Tab. 25, Seite 38 und Tab. 218, Seite 497.

Man erhält dann aus Endspannung  $w'''$  und Eintrittsspannung  $p$  in Atm. abs. nach Gleich. 15, Seite 25, die ideale Füllung

$$h_i = w''' \frac{1 + s_i}{p} - s_i$$

Aus  $h_i$  und  $s_i$  ergibt sich dann nach Tab. 8, Seite 24, der Spannungskoeffizient  $k$ , ferner nach Tab. 24, Seite 37, der Gegendruck und Arbeitsverlust  $\rho_0 + \sigma$ , und man erhält nach Gleich. 16, Seite 37, als mittleren reduzierten Kolbenüberdruck  $(\rho_m)_i = k \cdot p - (\rho_0 + \sigma)$ .

Die indizierte Leistung bestimmt sich nun nach Gleich. 16a,

$$\text{Seite 38, zu } N_i = \frac{Q \cdot (\rho_m)_i \cdot c}{75}$$

\*) Tabelle 219. Endspannung  $w'''$  für normale Leistung.

Dampfdruck	$p = 10$	11	12	13	14	15	Atm. abs.
Kondensation	$w''' = 0,65$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	„ „

Richtiger jedoch ist es, wenn man mit Hilfe der Werte  $w'''$ ,  $p$ , III:I, II:I,  $s'$ ,  $s''$  und  $s'''$  das rankinisierte **Dampfdiagramm** aufzeichnet, wobei man sich je nach Art der Steuerung mit Kompression und Voraustritt den Werten der Gleich. 2d, Seite 19, und Tab. 186, Seite 421 anpasst. Wie man beim Aufzeichnen des Diagramms verfährt, ist auf Seite 19 u. f. angegeben. Ferner kann auch festgestellt werden, wie sich die Gesamtleistung der Maschine auf die drei Cylinder verteilt. Für gleichmässigen Gang der Maschine und Beanspruchung der Kurbelwelle ist möglichst gleiche Verteilung der normalen Leistung von Vorteil.

**Uberschlagswerte** für Füllungen, Aufnehmerdruck u. s. w. s. Seite 39.

## 2. Der Dampfverbrauch $S_i$

pro indiz. PS. und Stunde setzt sich auch hier zusammen aus: nutzbarer Dampfverbrauch  $S_n$  und Dampfverluste  $S_v$ , also  $S_i = S_n + S_v$ .  $S_n$  kann man ermitteln aus dem gezeichneten Dampfdiagramm (nach Haeder, Indikator, III. Aufl., Seite 175),  $S_v$  muss man schätzen nach Tab. 34, Seite 41.

## 3. Das Volumendiagramm.\*)

Allgemeine Erklärung und Zweck s. Seite 477.

In *Fig. 1701*, Seite 500, ist ein Volumendiagramm für eine Dreifach-Expansionsmaschine mit 3 Kurbeln dargestellt. Reihenfolge der Kurbeln wie in *Fig. 1701* angegeben. Verschiebung der Kurbelbewegungen entspr. den Kurbelstellungen zu einander.

In *Fig. 1701* bedeutet:

$E_x' b'$  Expansion im Hochdruckcyl.,  $b' c'$  Kompression im Hochdruckcyl. und ersten Aufnehmer. Mariott'sche Linie s. S. 13, bezogen auf Punkt  $A$ .  $c' d'$  bzw.  $c'' d''$  gemeinsamer Vorgang in beiden Cylindern (Hoch- und Mitteldruck).  $d' c'$  Kompression im Hochdruckcyl. und ersten Aufnehmer.  $c' f' a'$  Kompression und Voreintritt im Hochdruckcyl. Von  $d''$  ab Expansion im Mitteldruckcyl. allein.

In ähnlicher Weise verfolgt man das Zusammenarbeiten von Mittel- und Niederdruckcyl. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die Absperrung des Austrittsdampfes im Mitteldruckcyl. im Punkt  $c''$  erfolgt, die Absperrung der Admission im Nieder-

\*) Vergl. auch Hütte 1899, Seite 779.

druckeyl. aber erst in  $d'''$ . Von  $c'''$  bis  $d'''$  deshalb Expansion im Niederdruckeyl. und zweiten Aufnehmer. (Mariott'sche Linie s. Seite 13 von Punkt  $B$  aus.)

Fig. 1701.

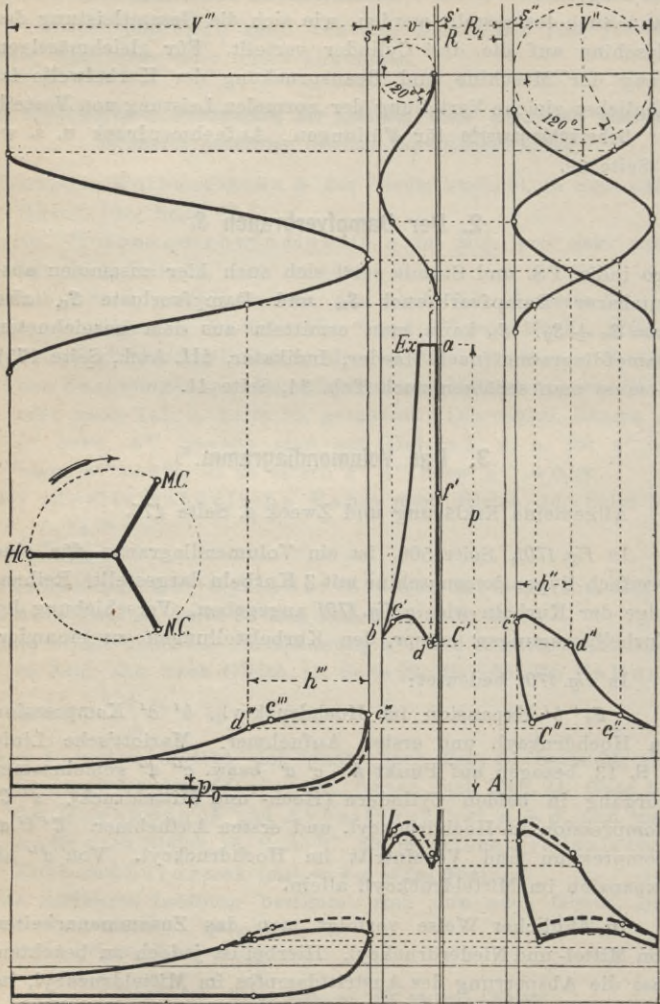


Fig. 1702. Ermittlung der Mittel- und Niederdruckeyl. = Füllung bei Spannungsabfall, vergl. Seite 479 unten.

#### 4. Die Details der Dreifach-Expansionsmaschine.\*)

Zunächst bestimme man auch hier:

Durchmesser des Hauptlagers, des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfbolzens.

Nach Seite 51 sollte man immer 15 Atm. abs. Eintrittsspannung zu Grunde legen, auch wenn die Maschine für niedrigeren Dampfdruck bestimmt ist. Auch schon deshalb, weil dann die einzelnen Details ohne weiteres für Eincylinder-, Compound- und Dreifach-Expansionsmaschinen mit gleichem Hochdruck- bzw. Mitteldruckcylinder und Kolbenhub dieselben sind (also Ersparnis an Modellkosten).

Vorteilhaft wählen wir die Zapfen nach Tab. 38, Seite 52, oder schon abgerundet nach Tab. 216, Seite 495, und bestimmen dann den Druck im toten Punkt (also Gestängedruck) nach Tab. 28, Seite 39, Reihe VI, Spalte b.

Die Prüfung für Hauptlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen in Bezug auf Festigkeit und Heisslaufen erfolgt nach den in Tab. 206, Seite 468 angegebenen Seiten für Eincylindermaschinen.

Auch Seite 162 u. 163 kann man beachten, diese Tabelle giebt die Dimensionen bei gegebenem Gestängedruck.

Die Anordnung der Cylinder bei liegenden Dreifach-Expansionsmaschinen kann man aus *Fig. 117—118*, Seite 61, ersehen. Eine besondere Konstruktion (Görlitz) ist in *Fig. 119*, Seite 61, dargestellt.

Betr. Ausführung der Receiver (Aufnehmer) beachte man Seite 481 u. 482.

Eine geeignete Verbindung der hintereinander liegenden Cylinder zeigt *Fig. 1679*, Seite 488.

#### 5. Die Steuerung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Für Hoch- und Niederdruckcylinder gilt dasselbe wie auf Seite 483 für Compoundmaschine Gesagte.

Der Mitteldruckcylinder erhält eine ähnliche Steuerung wie der Niederdruckcylinder.

Die Füllungen der einzelnen Cylinder beeinflussen in ähnlicher Weise, wie bei der Compoundmaschine Seite 485 angegeben, die Gegendrucklinie und die Spitze der Diagramme unter sich.

*Eilt die Niederdruckkurbel der Kurbel der beiden anderen Cylinder nach, wird stets die Gegendrucklinie und die Spitze des Mitteldruckdiagramms der hinteren Cylinderseite beeinflusst durch ent-*

\*) Für stehende Maschinen s. Seite 544.

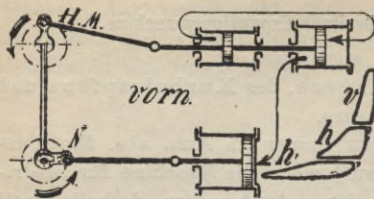


Fig. 1703—1704. Horizontale Anordnung.  
Niederdruckkurbel eilt nach.

sprechende Veränderung der Füllung auf der vorderen (also Kurbel-)seite des Niederdruckcyinders.

Betr. der Aenderung der Füllung im Mitteldruck-Cylinder und deren Einfluss auf die Diagramme des Hochdruckcyinders beachte man Tandemaschinen, Seite 492.

In nachstehender Tabelle sind eine Anzahl ausgeführter Maschinen wiedergegeben. Die Angaben über Dampfverbrauch u. s. w. sind von den betreffenden Maschinenfabrikanten gemacht.

### Ausgeführte Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kondensation.

Tabelle 220. (Horizontale Anordnung.)

$d$ $v$	$d_m$ $\frac{v_m}{v}$	$D$ $\frac{V}{v}$	$H$ $\frac{H}{D}$	$n$ $c$	$p$	$N_i$ $\left(\frac{N_i}{Q \cdot c}\right)$	Dampf pro $N_i$		Kes- sel qm	Erbauer	Empfänger
							gar.	erm.			
200 1	325 2,67	500 6,42	600 1,2	95 1,9	14	100 (275)	5,6	5,4	—	Pokorny & Wittekind	Elektr. Centr. Hamburg
280 1	450 2,7	700 6,5	1000 1,4	70 2,3	11	200 (230)	—	5,63 5,37	104	Maschinenf. Augsburg	Eigener Werkbetrieb
250 1	380 2,4	570 5,4	800 1,4	85 2,3	13	200 (348)	6,5	6,1	119	Masch.-A.-G. Nürnberg	C. Schlenk Roth a. S.
280 1	400 2,1	600 4,8	700 1,2	85 2	15	225 (407)	6,5	6,1	150	dito	N. Wiederer Fürth
375 1	550 2,3	800 4,9	1000 1,25	70 2,3	11	240 (212)	6,0	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	K. Munitionsf. Spandau
275 1	380 2	600 5	760 1,3	100 2,5	12	250 (361)	6,2	—	186	G. Kuhn	B. Baruch Hechingen
330 1	500 2,3	800 5,9	760 0,95	90 2,3	13	250 (222)	5,8	—	135	dito	L. Fink Kehl a. Rh.
300 1	450 2,25	750 6,2	900 1,2	75 2,3	12	250 (262)	6,1	—	—	Theod. Wiedes Maschinenf.	P. Hoffmann Lissitschanck
360 1	550 2,32	880 6	1000 1,14	72 2,4	11,5	300 (210)	5,8	—	—	dito	Baumwollweb. Mittweida
300 1	475 2,7	750 6,6	950 1,3	72 2,3	12,5	300 (300)	5,9	—	—	dito	Schneider & Zimmer Lissa i. P.
340 1	550 2,3	855 6,8	1000 1,2	70 2,3	11,5	330 (255)	5,9	5,6	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Hansamühle Bremen
350 1	540 2,3	865 6,1	920 1,06	80 2,5	11	350 (243)	6	5,7	500	G. Kuhn	Hildebrand Weinheim
350 1	550 2,47	850 5,9	900 1,06	70 2,1	12	350 (316)	5,5	—	—	Masch.-A.-G. Nürnberg	K. Gewehr. Amberg
360 1	575 2,7	900 6,8	1100 1,2	70 2,6	11	400 (447)	6,0	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	L. Löwe & Co. Berlin

<i>d</i>	<i>d<sub>m</sub></i>	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>N<sub>i</sub></i>	Dampf		Kes- sel	Erbauer	Empfänger
							pro <i>N<sub>i</sub></i>				
<i>v</i>	$\frac{v_m}{v}$	$\frac{V}{v}$	$\frac{H}{D}$	<i>n</i>		$\left(\frac{N_i}{Q \cdot e}\right)$	gar.	erm.	qm		
360 1	550 2,32	880 6	1000 1,14	82 2,7	12,5	400 (250)	5,8	—	—	Theod. Wiedes Maschinenf.	Cementwerk Lissitschanck
380 1	575 2,3	930 6	1000 1,08	82 2,7	14	425 (237)	5,58	—	180	G. Kuhn.	Cementwerk Allmendingen
475 1	750 2,6	1100 5,7	1050 0,96	70 2,5	11	450 (194)	6,0	5,45	—	Gebr. Sulzer	Gr. Kinkindaer Dampfmuhle
400 1	620 2,7	970 6,5	1200 1,24	70 2,8	12	500 (148)	5,6	—	160	Theod. Wiedes Maschinenf.	Gebr. Schüller Venusberg
380 1	610 2,6	950 6,2	1100 1,16	80 2,9	13	550 (206)	5,5	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Hoffmann Neugersdorf
470 1	710 2,2	1150 6	1300 1,13	74 3,2	12	700 (215)	5,7	5,5	368	G. Kuhn	Baumw.-Spinn. Eilermark
500 1	750 2,3	1200 6,1	1400 1,17	65 3	11	700 (210)	6,25	5,65	582	Maschinenf. Augsburg	Zwirnfabrik Göggingen
550 1	850 2,5	1250 5,5	1200 0,96	68 2,7	11	700 (215)	5,5	5,35	—	Gebr. Sulzer	Haggenmacher Budapest
600 1	900 2,3	1350 5,3	1600 1,19	65 3,5	11	1000 (206)	5,5	5,27	—	dto.	Braunsch. Flachsind.
500 1	740 2,2	1040 4,4	1100 1,06	105 3,9	13	1000 (300)	5,5	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Allg. El.-Ges. Berlin
700 1	1100 2,48	2 × 1150 5,4	1600 1,39	60 3,2	11	1500 (235)	—	—	—	Maschinenf. Augsburg	Kammgarn- Spinnerei Augsburg
700 1	1100 2,48	2 × 1150 5,4	1600 1,39	72 3,84	12	1600 (196)	—	—	—	Maschinenf. Augsburg	Ausstellung Paris 1900
620 1	940 2,35	2 × 1400 5,2	1500 1,87	65 3,25	12	2000 (255)	5,7	—	—	Crimmit- schauer Masch.- Fabrik	Spinnerei Gronau i. W.

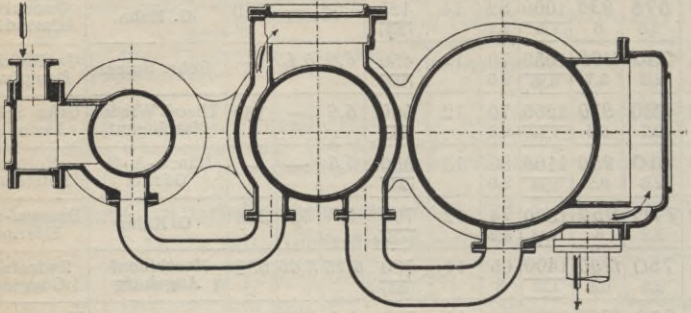
Stehende Dreifach-Expansionsmaschinen

werden bis zu den grössten Dimensionen ausgeführt. Näheres hierüber s. unter „Stehende Maschinen“.



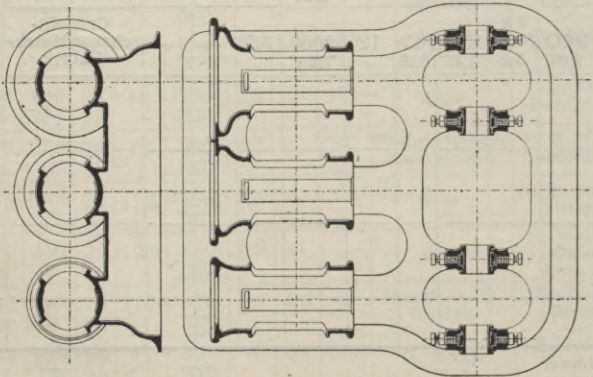
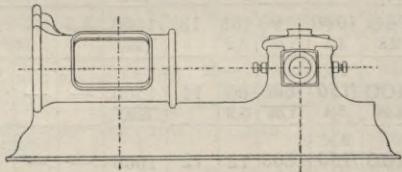
Eine besondere Ausführung von Dampfzylinder und Rahmen einer liegenden Dreifach-Expansionsmaschine von 120 PS. zeigen nachstehende Abbildungen.

Die Kurbelwelle ist gekröpft, der Rahmen sowohl als auch der Zylinder sind aus je einem Stück gegossen.



Zylinder für Dreifach-Expansionsmaschine.

Die hier gezeichnete direkte Schraubensstellung der Lager ist zwar billiger, aber nicht so gut als Keilstellung.



Rahmen für Dreifach-Expansionsmaschine, 500 Hub (Zylinder hierzu S. 125), siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1888, S. 226.

## D. Die Schiffsmaschinen.

### a) Kompoundmaschinen.

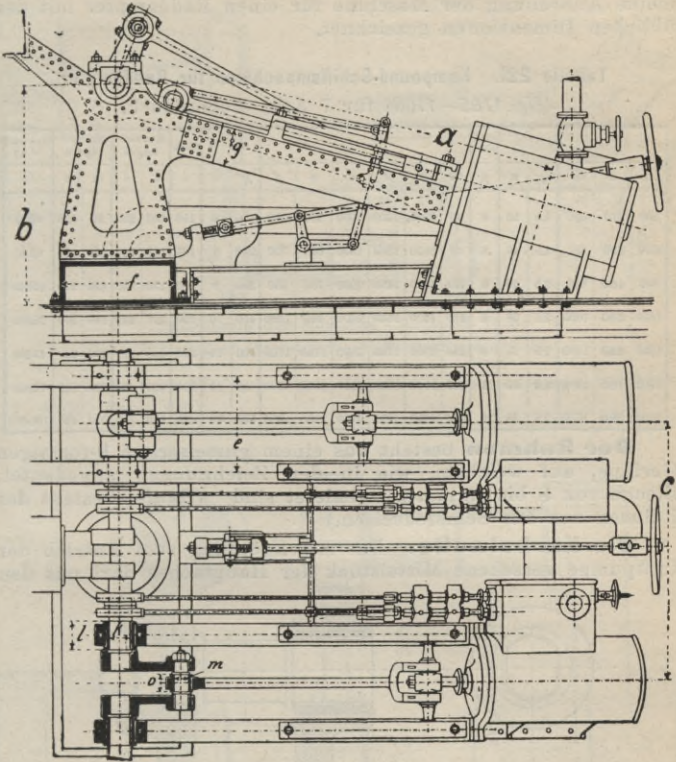


Fig. 1705—1706.

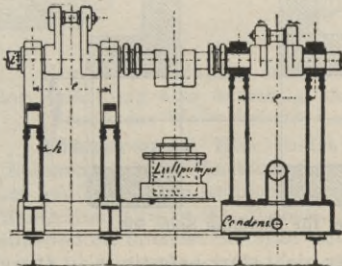


Fig. 1707.

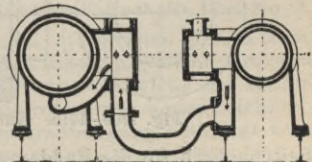


Fig. 1708.

### Horizontale und schrägliegende Maschinen

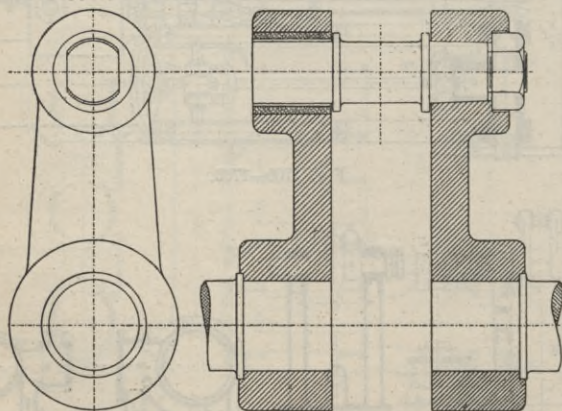
finden bei den Raddampfern der Flussschiffahrt Anwendung, während die Seeschiffe mit Schrauben und stehenden Mehrfach-Expansionsmaschinen ausgerüstet sind. In *Fig. 1705* ist die allgemeine Anordnung der Maschine für einen Raddampfer mit den üblichen Dimensionen gezeichnet.

**Tabelle 221. Kompound-Schiffsmaschinen für Raddampfer**  
(*Fig. 1705—1708*) für 7 Atm. Ueberdruck.

				Atm. abs.								Blech		Welle	Kurbel- Lager		Kurbel- zapfen.		Gewicht in kg
<i>H</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	$\frac{v}{v'}$	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>N<sub>i</sub></i>	<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>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>G</i>
500	310	500	2,5	50	8	40	2200	1200	1800	500	600	180	8	150	180	200	90	170	4000
600	370	600	2,5	46	8	60	2600	1300	1600	600	700	240	9	165	145	220	105	190	6500
800	480	800	2,5	40	8	125	3400	1450	2000	750	850	300	9	200	170	240	180	220	15000
1000	550	1000	2,5	38	8	210	4200	1600	2400	920	1000	400	10	240	210	290	165	260	28000
1200	650	1200	2,5	35	8	350	5000	1700	2800	1100	1100	500	11	300	250	340	200	320	47000
1400	750	1400	2,5	32	8	500	5900	1800	3200	1300	1200	650	12	350	300	400	240	380	70000
1600	880	1600	2,5	30	8	700	6800	1900	3600	1500	1300	800	13	400	350	460	290	480	100000

**Der Rahmen** besteht aus einem gusseisernen U-förmigen Gerippe, auf welchem, wie in den Zeichnungen angedeutet, Bleche von 8 bis 13 mm festgenietet sind. (Häufig besteht der Rahmen nur aus Schmiedeeisen.)

**Die Kurbelwelle.** Das mit Kröpfung zum Antrieb der Luftpumpe versehene Mittelstück der Hauptachse darf mit den

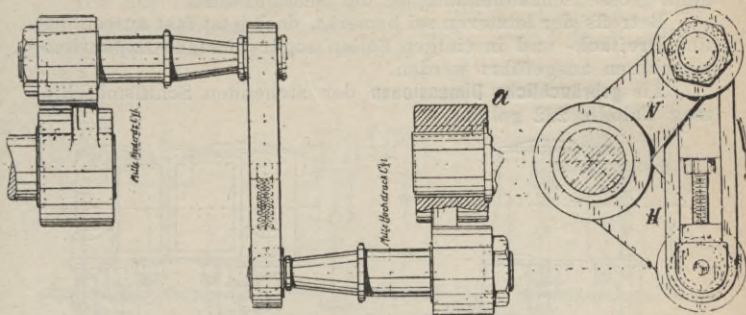


*Fig. 1709—1710.* Kurbel für Maschine Seite 505.

Seitenachsen für die Raddampfer nicht starr befestigt sein (vergl. *Fig. 1709*),

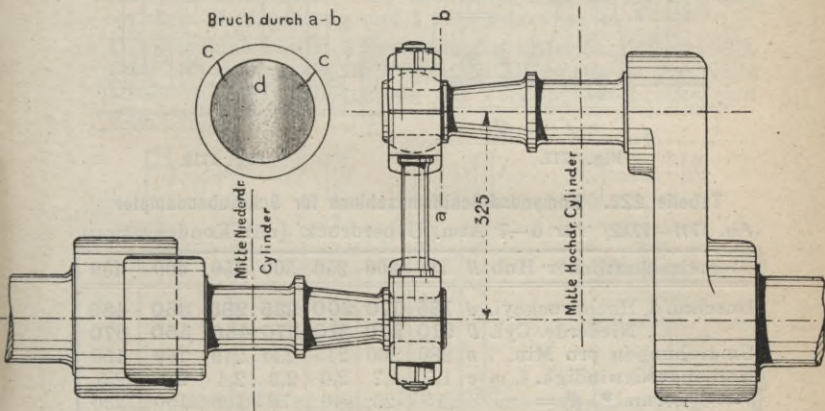
Bei sehr gedrängt bauenden Maschinen wendet man auch sog. **Schleppkurbeln** an.

In nachstehenden Figuren sind derartige Ausführungen dargestellt.



Anordnung der Kurbeln. Masstab 1:18.  
H bedeutet Hochdruck-, N Niederdruckkurbel.

(Bruch einer Welle bei a s. Haeder, Kranke Dampfmaschine, II. Aufl., Seite 46.)



Kurbel und Zapfen sind aus einem Stück geschmiedet, in der Zeichnung also unrichtig angegeben.

(Bruch der Welle bei ab s. Haeders Zeitschrift 1894 No. 3.)

**Steuerung.** Hier findet man die meisten der in Band „Steuerung“ unter Umsteuerungen behandelten Systeme vertreten, am häufigsten die Stephenson'sche Coulissee, welche bei kleinen Maschinen mittelst Handhebels, bei grossen wie in der Zeichnung angedeutet, mittelst Handrad und Schraubengang bethätigt wird.

**Als Kondensationsraum** wird häufig das gusseiserne Untergestell für das Hauptlager benutzt, Seite 505.

## b) Stehende Compound-Schiffsmaschine.

Stehende Schiffsmaschinen werden angeordnet für kleine und mittelgrosse Schraubendampfer für die Flusschiffahrt und für ganz grosse Schraubendampfer der Seeschiffahrt.

Betreffs der letzteren sei bemerkt, dass jetzt fast ausschliesslich Dreifach- und in einigen Fällen sogar Vierfach-Expansionsmaschinen ausgeführt werden.

Als **gebräuchliche Dimensionen** der stehenden Schiffsmaschine mag Tabelle 222 gelten.

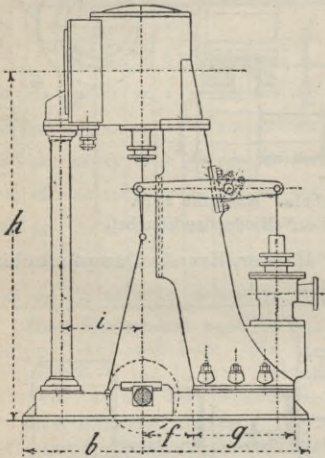


Fig. 1711.

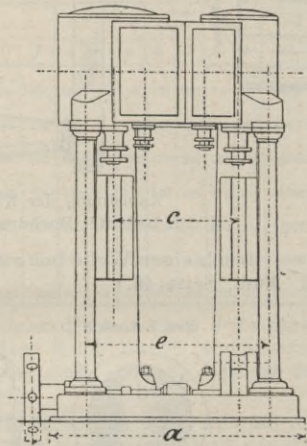


Fig. 1712.

**Tabelle 222. Compound-Schiffsmaschinen für Schraubendampfer**  
(Fig. 1711—1712) für 6—7 Atm. Ueberdruck (mit Kondensation).

Gemeinschaftlicher Hub $H$	180	200	250	300	350	400	450
Durchm. d. Hochdruckcyl. $d$	135	170	200	235	285	350	430
„ „ Niederdr.-Cyl. $D$	210	270	310	370	450	550	670
Umdrehungen pro Min. $n$	280	260	245	230	210	180	150
Kolbengeschwindigk. i. m $c$	1,7	1,7	2,0	2,3	2,4	2,4	2,5
$\rho = 8$ normal*) $N_i =$	15	25	40	70	100	150	230
Dimension . . . . . $a$	600	750	950	1150	1400	1850	2300
„ . . . . . $b$	600	750	950	1150	1400	1850	2300
„ . . . . . $c$	240	300	420	500	600	950	1200
„ . . . . . $e$	500	625	750	875	1050	1400	1800
„ . . . . . $f$	140	175	210	250	280	350	420
„ . . . . . $g$	260	320	390	450	520	650	780
„ . . . . . $h$	1050	1300	1500	1800	2000	2500	3000
„ . . . . . $i$	200	250	320	380	430	550	660
Gewicht in kg . . . . . $G$	800	1600	2800	4500	7000	13000	20000

\*) Maximalleistung s. Seite 35.

## c) Die Dreifach-Expansionsmaschine.

Im Schiffsmaschinenbau wächst die Anwendung des Systems der dreistufigen Expansion mit jedem Jahre.

Die zur Verwendung kommenden Anordnungen der Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen lassen nach Otto H. Müller jun. \*) vier Hauptarten erkennen.

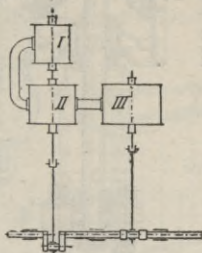


Fig. 1713.

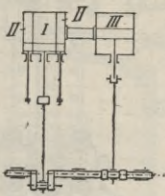


Fig. 1714.

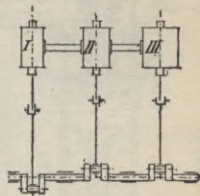


Fig. 1715.

1. Fig. 1713. Die Maschine hat 2 Krummzapfen, die beiden ersten Cylinder sitzen übereinander. Diese Anordnung braucht wenig Breite und ist bequem für die Umgestaltung von Compoundmaschinen. Ein besonderer Fall ist Fig. 1714, bei welchem II ringförmig und I angeordnet ist.
2. Die Maschine besitzt 3 Krummzapfen unter je  $120^{\circ}$  verstell. Diese Anordnung ist für Neubauten allgemein, da die Welle ausserordentlich gleichmässig auf Torsion beansprucht wird (Fig. 1715).

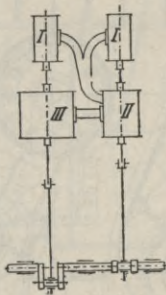


Fig. 1716.

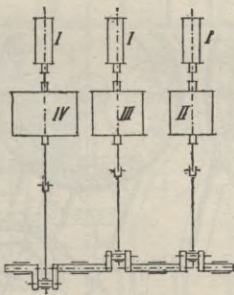


Fig. 1717.

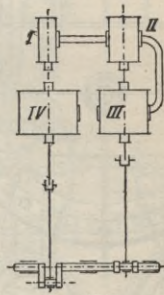


Fig. 1718.

3. Der Hochdruckcylinder wird halbiert und über II und III aufgestellt (Fig. 1716). Fig. 1717. Vierfach-Expansionsmaschine; drei Hochdruckcylinder stehen über II, III und IV und je ein Cylinderpaar wirkt auf einen Krummzapfen.
4. Eine nur für Vierfach-Expansionsmaschinen mögliche Anordnung ist in Fig. 1718 dargestellt und wird in neuerer Zeit mit Vorliebe beim Umbau der Compoundmaschinen benutzt.

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1887, S. 445.

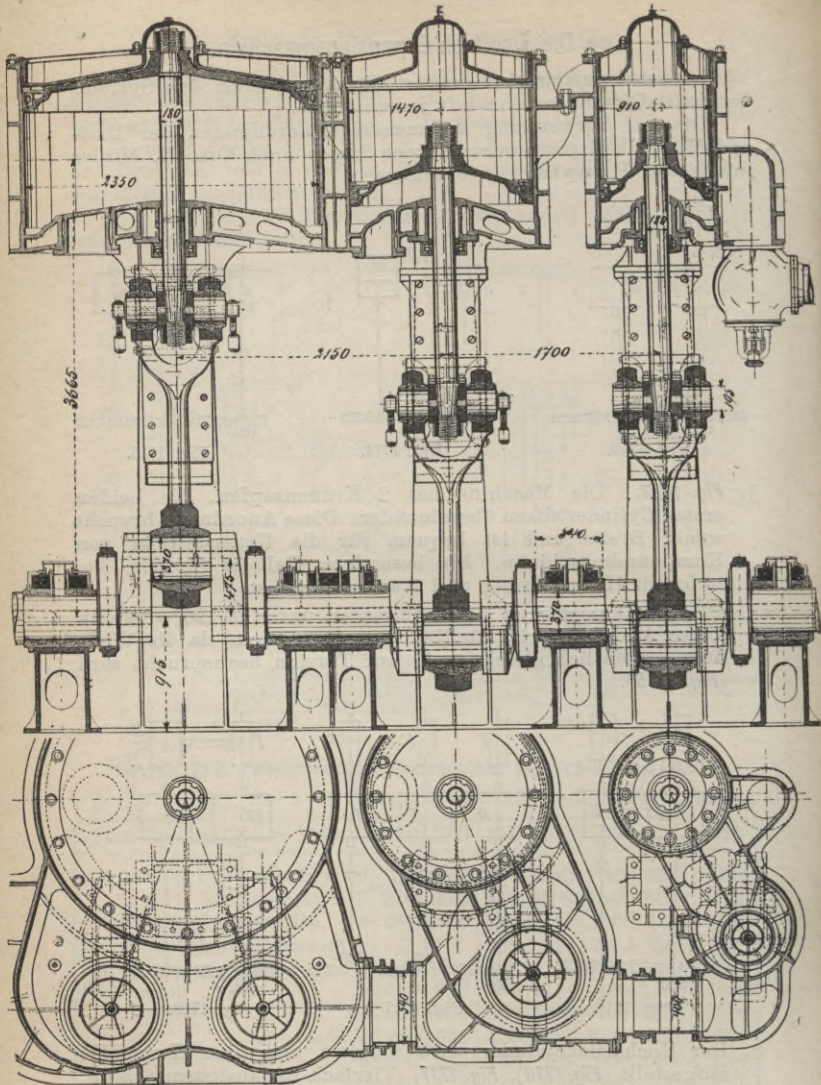


Fig. 1719–1720. Dreifach-Expansionsmaschine. \*)

Die Kaiseryacht „Hohenzollern“ hat zwei Stück dieser Maschinen: 910/1470/2350 mm Cylinderdurchmesser, 950 mm Hub,  $n = 110$ ,  $p = 12$ ,  $w''' = 0,9$ . Leistung einer Maschine  $N_i = 5000$  PS,  $c = 3,5$ ;  $\frac{N_i}{Q \cdot c} \sim 335$ ; Geschwindigkeit des Schiffes = 21 Knoten.  $s' = 22\%$ ;  $s'' = 16\%$ ;  $s''' = 14\%$ ;  $p'_r = 5$ ,  $p''_r = 2$  Atm. abs.

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1895, Nr. 18.

Die Maschine ist mit **Kolbensteuerung** ausgerüstet, bemerkenswert sind noch die Uebergangsleitungen, welche, wie aus dem Grundriss ersichtlich, mit Stopfbüchsen durchgebildet sind.

Was nun die **zulässige Tourenzahl** anbelangt, so ist dieselbe bei den Niederdruckcylindern von stehenden Schiffsmaschinen eine viel grössere, als in Tabelle 195 auf Seite 454 angegeben. Dieses wird erreicht durch Verringerung der Gewichte der hin-

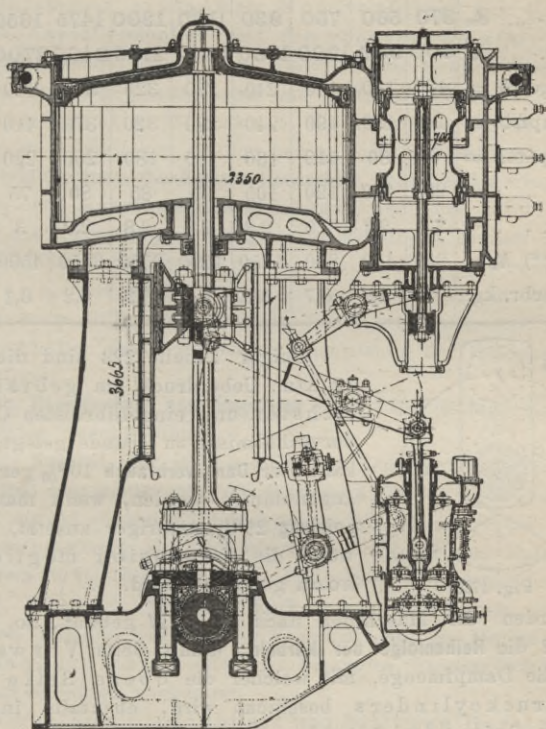


Fig. 1721. Dreifach-Expansionsmaschine.

und hergehenden Massen. Die Kolben (vergl. Fig. 1721) sind aus geschmiedetem Stahlguss, alle Kolben- und Schubstangen, sowie alle Zapfen sind der Länge nach weit ausgebohrt. Es ergeben sich als mittlere Werte (nach Radinger):

für	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck
$\frac{P}{f} =$	0,18	0,10	0,06 kg
$\frac{P}{f \cdot l} =$	0,45	0,20	0,12 kg



Tabelle 223. Für den Entwurf von stehenden 3 kurbel.  
Dreifach-Expansionsmasch. mit Kond. für ca. 11 Atm. Ueberdruck.

Gemeinschaftl. Hub . . . $H$	400	550	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Hochdr.-Cyl. $d$	230	350	470	570	700	830	950	1075	1200
Mitteldr.- „ $d_m$	370	560	750	930	1100	1300	1475	1650	1850
Niederdr.- „ $D$	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
Hauptlager $\delta =$	100	150	190	240	270	320	370	410	460
Kurbelzapf. $\delta =$	100	150	190	240	270	320	370	410	460
Kreuzkopf b. $\delta =$	60	80	110	130	160	180	200	220	240
$n^*)$ . . . . .	200	150	120	105	95	85	80	75	70
Kolbeng. . . . $c$	2,7	2,7	2,8	2,8	2,8	2,8	2,9	3	3
$p = 12; **)$ $N_i =$	210	450	850	1250	1900	2550	3450	4500	5600
Dampfverbr. kg	7	6,9	6,7	6,6	6,4	6,3	6,2	6,1	6,0

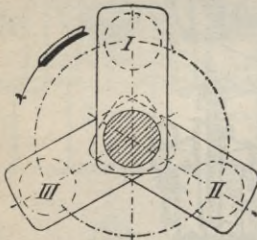


Fig. 1722.

Obiger Tabelle 223 sind die für 12 Atm. Ueberdruck am gebräuchlichsten und eingeführtesten Cylinderverhältnisse zu Grunde gelegt, und kann der **Dampfverbrauch** 10% geringer angenommen werden, wenn man die **Leistung** 25% niedriger ansetzt, d. h. wenn die Expansion möglichst hoch getrieben wird.

Werden die Maschinen nach Fig. 1721 gebaut, so zeigt Fig. 1722 die Reihenfolge der Kurbeln; damit beim Vorwärtsgang die Dampfmenge, mit welcher die obere Seite des Hochdruckcylinders beschickt wird, ebenfalls in der oberen Seite des folgenden Cylinders wirken muss; der Dampf also in der kürzesten Zeit (ohne Aufstauung) seine Arbeit in der Maschine verrichtet.\*\*\*)

## E. Die Corliss-Maschine.

Der moderne Dampfmaschinenbau datiert eigentlich seit dem Bekanntwerden der **Corliss-Maschine**, die sich durch zweck-

\*) Beachte Abschnitt Massenwirkung.

\*\*) Wenn beliebt, diese Normalleistung 20% höher ansetzen.

\*\*\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1886, Nr. 24.

mässige Konstruktion, gute Ausführung, grosse Gleichmässigkeit des Ganges und geringen Kohlenverbrauch vor den bisdahingebrauchten Maschinen auszeichnete und deren Einfüsse sich in den meisten jetzt gebauten Maschinen leicht nachweisen lassen.

Die **Vorzüge** der Corliss-Maschinen liegen in den kleinen schädlichen Räumen bei reichlichen Kanalquerschnitten, der verhältnismässig einfachen Konstruktion mit einer geringen Anzahl Gelenken und den grossen Wegen, die die Gelenke machen, daher von Abnützungen weniger beeinflusst werden wie jene Steuerungen mit kleinen Hübten. Ferner die leichte Regulierfähigkeit, die durch die kleine Dampfmenge im schädlichen Raume bedingt ist. Ausserdem wird bei Corliss-Maschinen die **Kompressionsarbeit** bedeutend geringer wie bei anderen Maschinen mit grösseren schädlichen Räumen, wodurch die Abmessungen bei gleichen Füllungen kleiner werden. Die Gleichsetzung des Expansions- und Kompressionsanfanges auf beiden Cylinderseiten lässt sich für die meist gebrauchten Füllungen ziemlich leicht erreichen, und etwaige Ungleichheiten durch einseitige Ausnützung der Gelenke leicht berichtigen.

Die **Beeinflussung vom Regulator** ist bei Corliss-Maschinen am leichtesten durchzuführen.

Als **Nachteil** (der jedoch auch von den Ventilmaschinen geteilt wird) betrachtet man die Beschränkung der Tourenzahl, die bei etwa 100 Umdrehungen ihre Grenze findet. Ferner die Beschränkung der Füllung trotz Drosseln des Luftpuffers bei etwa 60  $\frac{0}{10}$ , die aber bei den neuen Konstruktionen von Dörfel, Wheelock, Frickart, Farkort etc. auf Kosten der Einfachheit behoben wurde. Der Vorwurf, dass die Hähne nicht gut nachzudichten seien, ist belanglos, da eine solche Notwendigkeit selten vorkommt.

Wegen ihrer Einfachheit und billigen Herstellung sind die Corliss-Maschinen in **Amerika** sowie in **England** herrschend und trotz Konkurrenz und Mode behaupten sie am Festlande bei grösseren Anlagen gegen die Ventilmaschinen das Feld, und werden gewiss noch mehr in Gebrauch kommen, wenn sich die Werkstätentechnik besser ausbildet, wozu die Anwendung von Bohrbänken, auf welchen sich die Hahnachsen und die Cylinder zugleich genau ausbohren lassen, den Weg ebnet. Naturgemäss kann die Corliss-Steuerung an Eincylinder-, Zwillings-, Compound- und Dreifach-Expansionsmaschinen angewendet werden.

Ausführung der Steuerungen s. Band Steuerungen.

## F. Kolonialmaschine.

Unter dem Namen **Kolonialmaschine** werden in England Maschinen in den Handel gebracht, die hauptsächlich für überseeische Länder bestimmt sind und wegen des bequemeren Transportes in einzelne Theile zerlegt werden können, deren **Gewicht** 300 kg nicht übersteigt.

Einesteils ist die Zerlegung für die Aufstauung in den Schiffen bequem, anderseits die Gefahr des Bruches vermindert und das Aus- und Einladen, sowie die Verfrachtung auf Wagen erleichtert.

Die **Rahmen** sind, um an Transportkosten zu sparen, aus **I** oder **II** Trägern hergestellt, worauf Cylinder, Geradführungen und Kurbellager geschraubt werden. Ist Kondensation vorgesehen, so wird ein Träger verlängert (gewöhnlich jener der Niederdruckseite bei Compoundmaschinen), um den horizontalen Kondensator aufzunehmen.

Die **Steuerung** ist meist eine vom Regulator beeinflusste Coulissen- oder Rider-Steuerung und die Kurbelachse wie bei Lokomobilen gekröpft. Die Cylindermodelle gleichen immer den Lokomobilylindermodellen derselben Fabriken, desgleichen die Kurbellager und Gradführungen.

Bezüglich des **Versandes** sei noch bemerkt, dass alle Teile in starken mit Eisenbändern beschlagenen **Kisten** sicher zu verpacken sind. Die Kisten haben ausserdem Seilösen zu erhalten, um die Krabnenhaken leicht durchziehen zu können und der Mannschaft als Handhabe zu dienen. Alle Teile sind mit grossen tiefgeschlagenen Nummern zu zeichnen, die vorteilhaft noch mit Farbe umringelt werden. Auf den Kisten soll der Inhalt klar und deutlich angemerkt, womöglich durch eine roh gemalte Skizze kenntlich gemacht sein um das rechtzeitige Zustreifen der bei der Montierung nötigen Kisten sicher zu stellen.

Die zuvor angegebenen Bemerkungen gelten ganz allgemein und sind gerade dort von sehr grossem Nutzen, wo die **Aufstellung** von fremden Arbeitern erfolgt. Bei allen Exportgeschäften ist zu bedenken, dass nicht nur auf genaue Arbeit, sondern auch auf gute Verpackung zu sehen ist. Mit Recht bemerkt eine ausländische Importfirma: „Die Maschinen werden weniger nach der Ausführung als nach dem Zustande ihres Eintreffens beurteilt.“

Es ist selbstverständlich, dass keine einzige Schraube zur Maschine fehlen darf, das Dichtungs- und Packungsmaterial muss beigepackt werden, und wenn möglich, ist noch

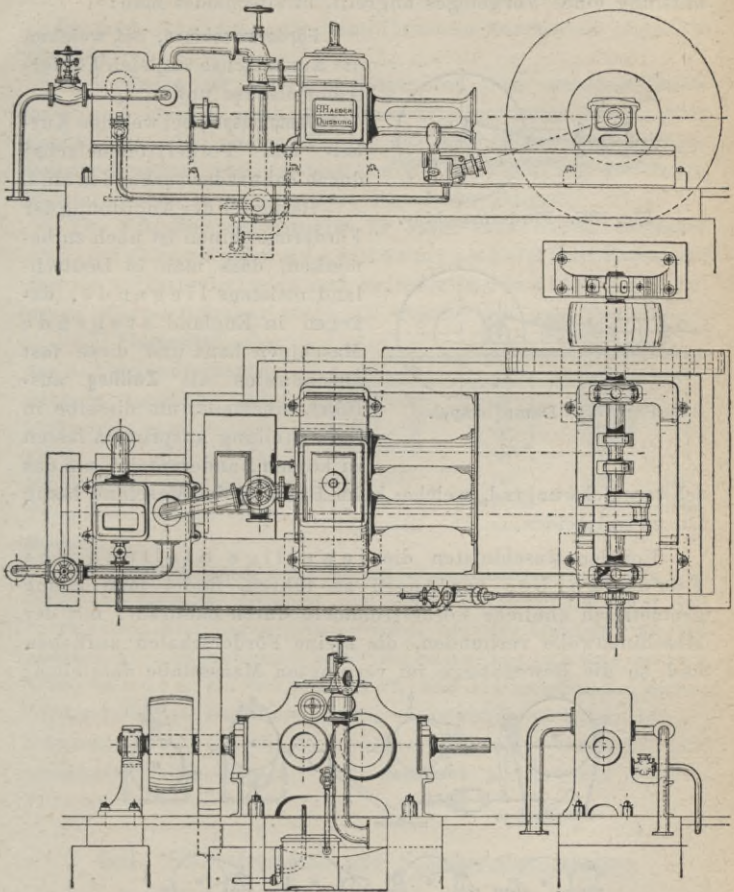


Fig. 1723–1726. Kolonialmaschine, 230/355 × 405,  $n = 135$ , 1:60.

etwas mehr als Reserve vom letzteren zuzugeben, um Betriebsstörungen durch Verderben eines Asbesttringes oder einer Luftpumpenklappe etc. zu verhüten.

## G. Förderdampfmaschinen.

Je nachdem die Dampfmaschine direkt oder durch Vermittlung eines Vorgeleges angreift, unterscheidet man:

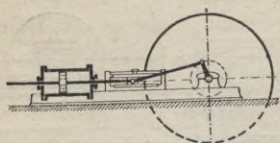


Fig. 1727. Fördermaschine.

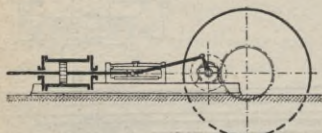


Fig. 1728. Dampfhaspel.

**Fördermaschinen**, bei welchen die Kurbelachse zugleich Fördertrommelachse und

**Dampfhaspel**, bei welchen Kurbel- und Fördertrommelachse durch Zahnräder verbunden sind.

Bezüglich der Anordnung der Fördermaschinen ist noch zu bemerken, dass man in Deutschland meistens liegende, dagegen in England stehende Maschinen baut und diese fast ausnahmslos als **Zwilling** ausführt, einesteils, um dieselbe in jeder Stellung anspringen lassen zu können, anderenteils, um das

schwere Schwungrad, welches beim Bremsen der Maschine lästig ist, zu vermeiden.

Um den Maschinisten die jeweilige Stellung des Förderkorbes vor Augen zu führen, findet man kleine geometrisch ähnliche Fördertrommeln durch Zahnräder mit der Maschinenwelle verbunden, die kleine Förderschalen aufheben und so die Bewegungen im verjüngten Maasstabe darstellen;

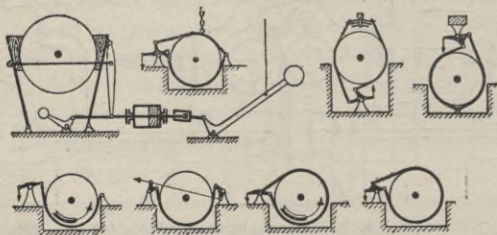


Fig. 1729—1736. Bremsenanordnungen.

ausserdem ist eine Signalvorrichtung, die aus einer von der Maschinenachse bewegten Schraube und einer in einem Schlitz verschiebbaren Mutter besteht, angeordnet, welche bei gewissen Korbstellungen eine Glocke zum Ertönen bringt, um die Aufmerksamkeit des Maschinisten auf die Einfahrt zu lenken.

Zur Feststellung des Förderkorbes sind kräftige Bremsen angeordnet, welche direkt durch den Maschinisten oder indirekt vermittelt Dampf oder Gewichten bethätigt werden.

Zum Festhalten der Förderschalen für eine längere Zeit haben sich Gewichtsbremsen besser bewährt als Dampfbremsen, man findet auch Gewicht- und Dampfbremsen kombiniert (Fig. 1729 bis 1736).

Die **Seile** für die Förderanlage sind nun meistens Stahlseile und heissen nach den Querschnittsformen: runde oder flache Seile. Bei grossen Teufen hat man früher oft verjüngte Seile gebraucht; doch ist man durch die Einführung der festen Stahldrahtseile in neuerer Zeit davon abgegangen.

Die **Fördertrommeln** für runde Seile haben entweder cylindrische oder kegelförmige Form (mit Erzeugenden bis  $30^\circ$  Neigung) oder auch (seltener) Spiraltrommeln, deren Mantel Spiralen trägt, in welche sich das Seil einlegt.

Bei **Flachseilen** muss das Seil sich aufeinander wickeln (seitliche Ablenkungen sind unstatthaft), und die zu den Flachseilen gehörenden Trommeln nennt man **Bobinen**.

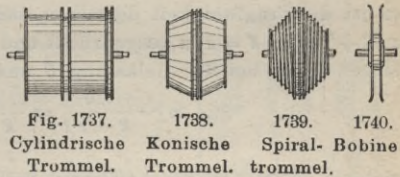


Fig. 1737. Cylindrische Trommel. 1738. Konische Trommel. 1739. Spiral-trommel. 1740. Bobine.

Bei **grossen Teufen** kann es bei cylindrischen Trommeln vorkommen, dass das Gewicht der leeren Förderschale nebst Seil in gewissen Stellungen grösser wird, als das Gewicht der beladenen Förderschale und Seil. Dieses ist unter allen Umständen zu vermeiden und ein möglichst gleicher Widerstand ist trotz der häufig angewendeten Expansion erwünscht, auch durch Ausgleichvorrichtungen erreicht (angehängte Seile, Ketten oder geeignet konstruierte Fördertrommeln).

### Seil-, Fördertrommel- und Scheibenabmessungen.

Die **Seile** werden auf Biegung und Zug beansprucht. Die rechnerische Bestimmung der Biegungsbeanspruchung ist wegen der schraubenförmigen Form der Drähte ungenau, doch ist aus der Rechnung zu ersehen und von der Praxis bestätigt, dass die Seilscheiben in einem gewissen Verhältnisse zum Seildurchmesser stehen müssen. Gewöhnlich wird gefordert, dass die **Scheibendurchmesser** mindestens:

Tab. 223 a.

80	mal	den	Durchmesser	bei	Drahttauen
100	"	"	"	"	Drahtseilen
60	"	"	"	"	Hanfseilen

haben sollen.

Werden die gegebenen Verhältnisse nicht überschritten, dann kann man die Seile mit höchstens fünffacher Sicherheit beanspruchen. Es sei

$K$  die Bruchbelastung des Seiles, bezogen auf

$k$  die Zerreißfestigkeit des Drahtes in kg/qcm,

so ist das Gewicht des laufenden Meter Seiles

$$m \sim \frac{K}{k} \dots \dots \dots (353a)$$

$k = 5500$  kg für Schmiedeeisen- und  $12000$ — $18000$  kg für Gussstahldraht; bedeutet ferner

$t$  die Teufentiefe in Meter,

$G$  die Belastung des Seiles in Kilogramm,

so ist die Tragfähigkeit desselben, bei  $z$ facher Sicherheit, durch  $z(G + tm) = K = k \cdot m$  ausgedrückt und das Gewicht des laufenden Meter Seiles bei der Belastung  $G$  und der Teufe  $t$

$$m \sim \frac{zG}{k - z \cdot t} = \frac{G}{\frac{k}{z} - t} \dots \dots \dots (353)$$

welcher Wert den beschaffbaren Seilen angepasst werden soll.

### Gewichte und Bruchbelastung der Drahtseile.

Tabelle 224. Ueberschlagswerte.\*) Tabelle 225.

Runde Seile				Flache Seile			
Seil- durchmesser	Gewicht des lfd. m Seiles	$K$ Bruchbelastung		Dicke mal Breite	Gewicht des lfd. m Seiles	$K$ Bruchbelastung	
		Eisen $k = 5500$ kg	Gussstahl $k = 12000$ kg			Eisen $k = 5500$ kg	Gussstahl $k = 12000$ kg
13	0,55	3000	6500	9 × 38	1,0	5200	11200
14	0,65	3500	7600	10 × 44	1,2	6200	13500
15	0,7	4000	8700	11 × 46	1,3	6700	14600
16	0,8	4500	9800	12 × 51	1,6	8300	18000
18	1,0	5500	12000	13 × 55	1,9	10000	22000
20	1,2	6500	14000	14 × 60	2,2	11500	25000
22	1,4	7700	16000	15 × 64	2,6	13500	29000
24	1,7	9300	20000	16 × 68	3,0	15600	34000
26	2,0	11000	24000	17 × 72	3,4	17500	38000
28	2,4	14000	27500	18 × 78	3,8	19800	43000
30	2,8	16500	36000	20 × 82	4,4	22000	48000

\*) Genaue Werte sind den Preislisten der Seilfabrikanten zu entnehmen.

**Beispiel:** Für eine Teufe von 500 Mtr. sei ein Stahldrahtband mit sechsfacher Sicherheit zu bestimmen, wobei eine Belastung von 1800 kg am Seiltrume und eine Zugfestigkeit = 12000 kg vorausgesetzt ist, das Seilgewicht pro laufendes Meter nach Gleich. 353:

$$m = \frac{1800}{\frac{12000}{6} - 500} \sim 1,2.$$

Aus Tabelle 225 ist das Gewicht eines passenden Flachseiles 1,2 kg mit einer Bruchbelastung 13500 kg, die Sicherheit ergibt sich zu

$$z = \frac{13500}{1800 + 500 \cdot 1,2} \sim 5,6.$$

Wäre ein rundes Seil gefordert, so würde sich nach Tabelle 224 20 Durchmesser mit 1,2 Gewicht pro laufendes Meter und eine Bruchbelastung von 14000 kg, also der Sicherheitsgrad

$$z = \frac{14000}{1800 + 500 \cdot 1,2} \sim 5,8 \text{ ergeben.}$$

### Seilgewichtsausgleichung.

Die **Bestimmung der Neigung einer konischen Trommel** wird in folgender Weise durchgeführt.

Es bedeute:

- $t$  die Teufentiefe in Meter,
- $R$  den grossen Trommelradius in Meter,
- $r$  " kleinen " " "
- $q$  " mittleren " " "
- $G$  das Gewicht der beladenen Förderschale in Kilogramm,
- $g$  " Gewicht der leeren Förderschale in Kilogramm,
- $S$  " Seilgewicht in Kilogramm.

Aus **Fig. 1741–1743** ergibt sich das Moment in der gleichen Höhe der Schalen

$$M_0 = G \cdot q - g q = (G - g) q \quad . \quad (354)$$

dann aus den anderen Figuren

$$M_1 = (G + S) r - g \cdot R \quad . \quad (355)$$

$$M_2 = G \cdot R - (g + S) r \quad . \quad (356)$$

Da die Momente gleich sein sollen, so muss noch sein

$$(G + S) r - g \cdot R = G \cdot R - (g + S) r$$

woraus

$$\frac{R}{r} = \left( 1 + \frac{2 S}{G + g} \right) \quad . \quad . \quad . \quad (357)$$

Ausserdem ist noch aus  $M_0 = M_1 = M_2$ ,  $2 M_0 = M_1 + M_2$  folglich

$$2 (G - g) q = (G - g) \cdot (R + r)$$

$$2 q = R + r \quad . \quad . \quad . \quad (358)$$

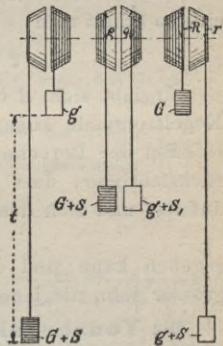


Fig. 1741–1743.



Man bestimmt zuerst die Seilstärke nach Gleich. 353, Tab. 224 (Gussstahl), wählt  $r$  nach Tab. 223 a und berechnet nach Gl. 357 das  $R$ , wie im Beispiel Seite 521 erklärt, ferner  $q$  nach Gl. 358.

Die Anzahl  $u$  Windungen auf der Trommel bestimmt sich aus

$$u = \frac{t}{2\pi \cdot q} \dots (361)$$

Die Neigung der Erzeugenden bei **kegelförmigen Trommeln** soll  $30^\circ$  nicht überschreiten, im anderen Falle sind **Spiraltrommeln** zu verwenden, welche Neigungen bis zu ca.  $60^\circ$  zulassen.

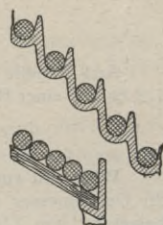


Fig. 1744—1745.

Andernfalls muss man auf die **Ausgleichung** verzichten und sich mit dem Entfallen der negativen Arbeit begnügen.

Für Bobinen bei der Seildicke  $A$  ist

$$R - r = u \cdot A = \frac{t}{2\pi \cdot q} A \dots (362)$$

Setzt man noch die Werte für  $R$  und  $r$  in die Gleich. (362) ein, so erhält man

$$q = 0,282 \sqrt{\frac{G + g + S}{S}} \cdot t \cdot A \dots (363)$$

Ergibt sich  $R$  oder  $r$  unannehmbar, dann muss, wie bei Kegeltrommeln angegeben, verfahren werden.

Bei der Berechnung der Dampfmaschine ist noch zu berücksichtigen, dass unter Umständen die leere Schale unten aufsitzt und sich das Maximalmoment dann zu

$$M_3 = G \cdot R - S \cdot r \dots (364)$$

ergeben kann und das statische Moment der Maschine muss grösser sein, als jenes des Widerstandes.

Die **Tourenzahl** der Dampfmaschine ergibt sich aus der noch zulässigen Fördergeschwindigkeit, die bei

freihängender Tonne 1—1,5 Mtr. pro Sekunde,

bei geführtem Gestelle bis 13 Mtr.,

im Mittel 5—10 Mtr.,

Personenförderung nicht über 4 Mtr. beträgt.

Zur Berechnung der **Widerstände bei Förderanlagen** sind Formeln empfohlen worden, die jedoch ebenso rohe Annäherungswerte, wie die Koeffizienten ergeben.

Nach von Reiche ist das mittlere Moment der bei saigernen Schächten auftretenden Widerstände:

$$M_4 = 0,4 (G + g + S) q + 0,122 A \cdot v^2 \cdot q \dots (365)$$

und für tonnlägige Schächte

$$M_4 = \rho [0,05 (G + g + S) \sin \alpha + 0,05 S \cos \alpha + 0,012 g \cos \alpha + 0,122 A v^2] \dots \dots \dots (366)$$

nach Hrabak ist bei grösseren Fördergeschwindigkeiten

$$M_4 = 0,05 (G + g + S) \rho + 0,6 A \cdot v^2 \cdot \rho \dots \dots (367)$$

worin  $A$  die der Bewegungsrichtung entgegenstehende Fläche in Quadratmeter bedeutet.

Es ist dann aus dem Momente für Förderwiderstände ( $M_0 + M_4$ ) die effektive Leistung der Dampfmaschine zu berechnen, was mit Hülfe der Tab. 11–13, Seite 28, geschehen kann.

Bei tonnlägigen Schächten ist an Stelle von

$$\begin{aligned} G & \text{ zu setzen } G_1 = G \sin \alpha \\ g & \text{ " " } g_1 = g \sin \alpha \\ S & \text{ " " } S_1 = S \sin \alpha \end{aligned}$$

wodurch sich die Momente  $M_0, M_1, M_2$  und  $M_3$  ergeben.

Aus dem statischen Momente  $M$  kann die Arbeit leicht berechnet werden, da

$$\frac{P \cdot 2 R \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 M \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ ist und } N = \frac{2 M \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \dots \dots (368)$$

Die Leistung einer Dampfmaschine ist aber

$$\eta \cdot \frac{Q \cdot n \cdot 2 H}{75 \cdot 60} \rho m = \eta \cdot \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{2 n \cdot H}{75 \cdot 60} \cdot \rho m \dots \dots (369)$$

Setzt man noch  $M = M_0 + M_4$ , so erhält man bei  $H = \frac{\alpha \cdot D}{100}$  (weil  $H$  in Mtr.)

$$\frac{2}{4} \eta \frac{\alpha D^3}{100} = (M_0 + M_4) \text{ für Zwilling- und } D = \sqrt[3]{\frac{(M_0 + M_4) \frac{2}{\eta \cdot \rho m}}{\alpha} \cdot 100} \text{ maschinen. } \} (370)$$

worin  $\alpha$  das Verhältnis  $\frac{H}{D}$  bedeutet.

Beispiel: Für die Teufe von 500 Mtr. ist für die Nutzlast 1000 kg und dem Schalen- und Wagengewicht = 800 kg eine Förderanlage zu berechnen. Die Zerreiissfestigkeit der Drähte sei mit 12000 kg pro Quadratcentimeter angenommen, eine 7–8fache Sicherheit gefordert. Der zur Verfügung stehende Dampfdruck sei 6 Atm. abs., Förderschale 2,5 qm.

**a) Rundseil mit cylindrischer Trommel.**

$g = 800, G = 1800, A = 2,5 \text{ qm}, v_{max.} = 8 \text{ Mtr.}, r = 1,3 \text{ Mtr.}$

$m = \frac{1800}{\frac{12000}{8} - 500} = 1,8.$  Aus der Tab. v. Felten & Guilleaume gewählt  $m = 1,85$   
 Durchmesser der Seiles 26 mm bei 2 mm Drahtdicke.  
 Die Sicherheit ergibt sich zu 7,8

$$\begin{aligned} S &= 500 \cdot 1,85 = 925 \text{ kg} \\ M_0 &= [1800 - 800] 1,30 = 1300 \\ M_1 &= [1800 + 925 - 800] 1,30 = 2500 & M_0 + M_4 &= 1509 \\ M_2 &= [1800 - 800 - 925] 1,30 = 98 \\ M_3 &= [1800 - 925] 1,30 = 1138 \\ M_4 &= [(1800 + 800 + 925) \cdot 0,04 + 0,122 \cdot 2,5 \cdot 8^2] 1,30 \sim 209. \end{aligned}$$

Für  $\frac{H}{D} \sim 2$  ist bei  $\eta = 0,75$  und  $p_m = 2,2$ .

$$D = \sqrt[3]{\frac{1509 \cdot 100}{2,2 \cdot 0,75}} \sim 45,1, \text{ wofür } 45 \text{ cm gesetzt werden mag.}$$

Das grösste Moment ist  $M_1$ , es muss noch untersucht werden, welche Cylinderabmessungen die Zwillingsmaschine haben müsste bei  $M_1 + M_4$ , wenn ein Kolben im Totpunkte steht.

Setzt man noch  $p - p_0^*) \sim 4,4$  Atm. wegen des sich ergebenden Verlustes, so muss noch sein, wenn der Cylinderdurchmesser beibehalten wird:

$$1590 \cdot 4,4 \cdot \eta \frac{H}{2} = 2500 + 209$$

$$H = \frac{[2500 + 209] \cdot 2}{1590 [4,4 \cdot 0,75]} \sim 1,03 \text{ Mtr.}$$

Die Umdrehungszahl der Maschine ist:

$$n = \frac{60 \cdot 8}{2 \cdot \pi \cdot 1,3} \sim 58,5.$$

Die Anzahl der Windungen auf der Trommel  $u = \frac{500}{\pi \cdot 2 \cdot 1,3} \sim 61,2$

### b) Konische Trommel.

$r$  mit 1,3 angenommen ergibt nach Formel (357)

$$R = 1,3 \left( 1 + \frac{2 \cdot 925}{1800 + 800} \right) \sim 2,18$$

$$Q = \frac{1,900 + 2,18}{2} \sim 1,74$$

Anzahl der Windungen  $u = \frac{500}{2 \cdot \pi \cdot 1,74} \sim 45,8$

Seitenlänge der Trommel  $l = 45,8 \cdot 0,026 \sim 1,19$ .

Neigung der Erzeugenden des Kegels

vergl. Fig. 1746

$$\sin \alpha = \frac{R - r}{l} = \frac{2,18 - 1,3}{1,19} \sim 0,74 = \sin 48^\circ$$

also für eine konische Trommel unzulässig. Um die kostspielige Spiraltrommel zu sparen, soll auf vollkommene Ausgleichung des Seilgewichtes verzichtet werden, und  $\alpha = 30^\circ$  ohne Rücksicht auf die Momente  $M_0, M_1, M_2$  gewählt werden.

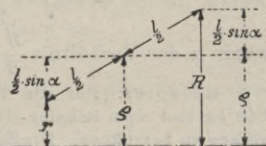


Fig. 1746.

$Q = 1,74$  beibehalten giebt

$$r = Q - \frac{l}{2} \sin \alpha = 1,74 - \frac{1,19}{2} \cdot 0,5 \sim 1,44$$

$$R = Q + \frac{l}{2} \sin \alpha = 1,74 + \frac{1,19}{2} \cdot 0,5 \sim 2,04.$$

$$M_0 = [1800 - 800] 1,74 = 1740$$

$$M_1 = [1800 + 925] 1,74 - 800 \cdot 2,04 = 2292$$

$$M_2 = 1800 \cdot 2,04 - [800 + 925] 1,44 = 1188$$

$$M_3 = 1800 \cdot 2,04 - 925 \cdot 1,44 = 2340$$

$$M_4 = [0,04 (1800 + 800 + 925) - 0,122 \cdot 2,5 \cdot 8^2] 1,74 \sim 214.$$

\*) Dem Dampfdrucke beim Anheben.

Die Dampfmaschine berechnet sich wie zuvor

$$D = \sqrt{\frac{1954 \cdot 100}{2,2 \cdot 0,75}} \sim 50 \text{ cm}$$

oder Dampfeylinder 500 Durchmesser, 1000 Hub.

Zur Nachrechnung des grössten Momentes diene wieder

$$M_1 + M_4 = 0,75 \left( 1925 \cdot 4,4 \frac{H}{2} \right)$$

$$H = \frac{2506 \cdot 2}{1925 \cdot 0,75 \cdot 4,4} \sim 0,8$$

also in allen Fällen mit 1 Mtr. genügend.

### c) Flachseil mit Bobine.

Die Bestimmung des Seilgewichtes für den laufenden Meter erfolgt wie zuvor, und ist das zunächst liegende  $m = 1,9$ , entsprechend einem Flachseile von  $13 \cdot 55$  mm mit 168 Drähten von 1,2 Durchmesser,

$$G = 1800, g = 800, S = 500 \cdot 1,9 = 950.$$

Nach Formel (363) ist

$$Q = 0,282 \sqrt{\frac{1800 + 800 + 950}{950} \cdot 500 \cdot 0,013} \sim 1,39$$

$$R = 1,39 \left( 1 + \frac{950}{1800 + 800 + 950} \right) \sim 1,77$$

$$r = 1,39 \left( 1 - \frac{950}{1800 + 800 + 950} \right) \sim 1,02$$

$$R - r = \frac{500 \cdot 0,013}{2\pi \cdot 1,39} = 0,735$$

da  $r > 50 \cdot 0,013 = 0,65$ , so ist die Berechnung anwendbar

$$M_0 = M_1 = M_2 = [1800 - 800] 1,39 \sim 1390$$

$$M_3 = 1800 \cdot 1,77 - 950 \cdot 1,02 \sim 2220$$

$$M_4 = [0,04 (1800 + 800 + 950) + 0,122 \cdot 2,5 \cdot 6^2] \cdot 1,39 \sim 225.$$

Es ist daher unter gleichen Voraussetzungen

$$D = \sqrt[3]{\frac{1615 \cdot 100}{2,2 \cdot 0,75}} \sim 46,2, \text{ wofür eine Maschine mit 475 Cylinderdurchmesser}$$

und 900 Hub angenommen werden soll.

Die Nachrechnung für das Moment  $M_3 + M_4$  ergibt bei  $D = 475$ .

$$H = \frac{2445 \cdot 2}{1740 \cdot 4,4 \cdot 0,75} \sim 0,85, 0,90 \text{ Hub daher vollständig genügend. Die Um-}$$

$$\text{drehungszahl } n = \frac{60 \cdot 8}{2\pi \cdot 1,39} \sim 55.$$

Man kann auch aus den Momenten  $M_1 - M_3$  ohne Zuhilfenahme von  $M_4$  die Dampfeylinder berechnen, wenn man an Stelle von  $M + M_4$  und den  $\frac{1}{\eta}$  fachen Wert von  $M$  einführt, dabei  $\eta \rho_m = \rho_m$  setzt. Der Wert  $\eta'$  drückt dann den ganzen Wirkungsgrad der Förderanlage aus und ist zwischen 0,4—0,6.

Die **Berechnung der Bremse** erfolgt in derselben Weise wie bei Hebewerken, der Achse auf Biegung und Verdrehung (zusammengesetzte Festigkeit)

Bei **Dampfpaspeln** ist noch die **Vorgelegereibung** mit etwa 15% zu berücksichtigen.

### Dampfverbrauch.

Durch die zwischen jeder Förderung bedingten Stillstände und durch die lange Rohrleitung entstehen bedeutende Kondensationsverluste, weshalb die Fördermaschinen mehr Dampf benötigen als andere.

Nach Hrabak ist:  $S' = 2,5 \left( 1,5 + \frac{Z_0}{Z} \right) + S$ , wenn . (371)

$S'$  den Dampfverbrauch der Fördermaschine,  
 $S$  " " " einer gleichwertigen Dampfmaschine,  
 $Z$  Dauer des Aufzuges,  
 $Z_0$  " " Stürzens bedeuten.

### Steuerung der Fördermaschinen.

Für die Fördermaschinen sind alle bereits behandelten Steuerungen anwendbar, am meisten verbreitet sind Coulissensteuerung und Ventilsteuerng mit unrunder Scheiben (s. Band Steuerungen).

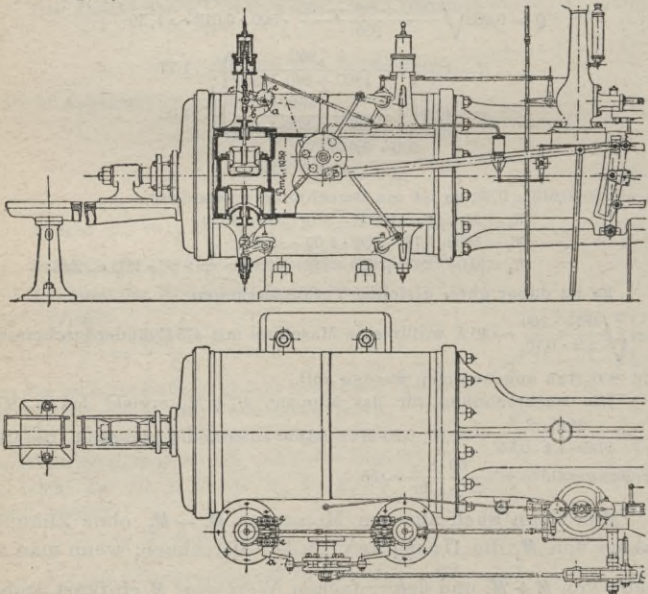


Fig. 1747—1748. Ventilsteuerng einer Fördermaschine von der Société anon. de Marcinelle et Couillet nach *Lelong*.\*)

Ein kleiner 6 PS. - Förderhaspel für 450 kg Last, 150 Mtr. Teufentiefe, 1 Mtr. Seilgeschwindigkeit, Kessel 10,3 qm Heizfläche, 7 Atm., Cylinderdurchmesser = 215, Hub = 300, Zahnräder  $z = 11$ ,  $Z = 101$ ,  $t = 45$ ,  $b = 105$ ; Gewicht 6000 kg, wie solche ähnlich von F. Siegel, Schönebeck, für den Export angefertigt werden, ist in Fig. 1749—1750 dargestellt.

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1890, S. 1018.

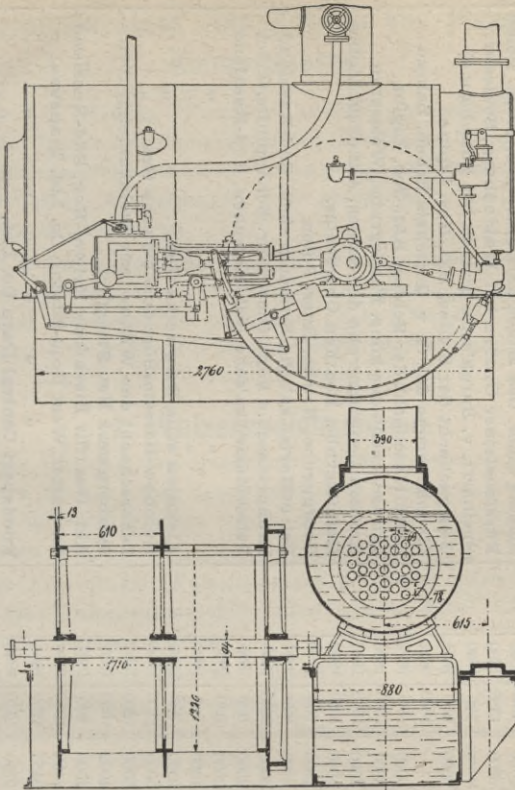


Fig. 1749—1750. Förderhaspel 6 PS. 1:45.

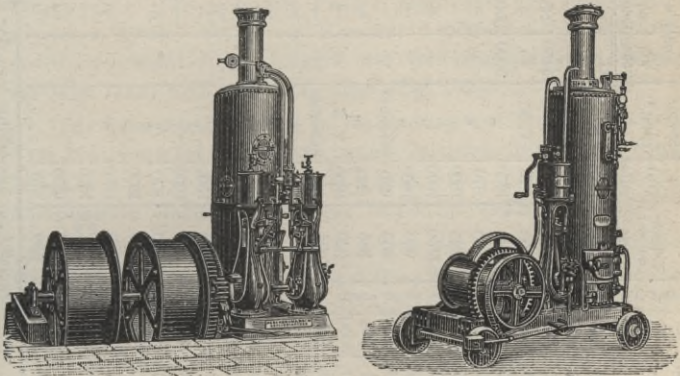


Fig. 1751—1752. Transportable Fördermaschinen und Dampfwinden.  
 Menk & Hambrock, Ottensen b. Hamburg.

Förderhöhe m	Förderlast kg	Zylinder-		Steuerung*)	Seiltrommeln		Erbaut	Empfänger
		Durchmesser mm	Hub mm		konisch kl. gr fehm. Dehm.	eyfindr. Dehm.		
200	1000 5	700	1250	V. C.	—	5000	1890	Société anon. des Mines de Dombrowa, Russ. Polen
500	1800 6	825	1570	V. K.	—	6000	1890	Fürstensteiner Gruben bei Waldenburg, Schlesien
600	2000 5	650	1250	V. C.	3450	Robine	1890	Freiherrl. v. Burgk'sche Gruben bei Potschappel
210	500 6	500	870	V. K.	—	8000	1891	Georgsacht der Schles. Akt.-Ges. Lipine
400	2500 6	825	1650	"	5000	6000	1891	Cleophasgrube der G. v. Giesche's Erben, Zabrze
100	1000 5	530	870	"	—	3000	1892	Clothildeschacht der Schles. Akt.-Ges. Lipine
520	1700 6	925	1800	"	—	6500	1892	Julusschacht der kons. Fuchsgrube, Weissstun
500	4400 7	1100	1900	"	—	7000	1893	Karsten Centrumgrube der Schles. Akt.-Ges. Lipine
500	2000 5	930	1800	"	—	6000	1893	Heinitzgrube, Beuthen Oberschles.
100	500 5	965	630	Schieber	—	1800	1893	Georggrube, Niwka, Russ. Polen
180	410 5	335	630	"	—	2300	1894	Petro-Mariefka'sche Kohlengruben, Süd-Russland
340	3000 6	930	1800	V. K.	—	6000	1895	Kronprinzsch. d. kons. Gieschegr., Schoppnitz, O.-Schl.
150	410 6	365	630	Schieber	—	2900	1895	Petro-Mariefka'sche Kohlengruben, Süd-Russland
208	410 5	365	800	"	—	2500	1895	"
—	— 5	210	340	"	—	1600	1896	"
150	1065 4	425	800	"	—	2300	1896	Alexejew'sche Bergwerks-Ges.,
280	1300 6	550	1000	V. K.	—	3000	1896	Gulobow-Beresto-Bogoduchow'sche Ges.
700	2800 10	710	1500	"	—	5000	1897	Oskarschacht der Witkowitz'er Steinkohlengruben
450	1000 5	550	1000	"	—	4000	1897	Salzbergwerk Neu-Stassfurt
160	1310 5	500	870	"	—	2500	1897	Akt. Ges. für Eisenerze, Kriwoi-Rog, Süd-Russland
1100(+)	3900 11	430	1250	"	—	2450	1898	Lancaster West Gold-Mining Co. Ltd. Transvaal
1100(+)	5200 11	480	1250	"	—	2450	1898	"
1700(+)	6000 11	$2 \times \sqrt[4]{\frac{470}{150}}$	1500	"	—	2750	1898	"
420	3000 7	900	1650	"	—	6000	1898	Roodepat Central Deep Co. Ltd.,
160	1310 5	500	870	"	—	2500	1898	Huldasch. d. kons. Gieschegr., Schoppnitz, O.-Schl.
—	— 5	—	—	"	—	—	1898	Alexejew'sche Bergwerks-Ges., Süd-Russland

Fördermaschinen ausgeführt von der Friedrich-Wilhelmshütte, A. G., s. IV. Aufl.

+) Unter 30° einfallend. \*) V. C. = Ventil-Coulissensteuerung; V. K. = Ventil-Knaggensteuerung, System Kraft. Betr. Anwendung des Kompostsystems für Fördermaschinen s. Haeders Zeit-schrift Nr. 3 von 1900.

## H. Dampfmaschinen zum Antrieb von Pumpen und Kompressoren.

Wie in „Haeder, Pumpen“ ausführlich behandelt, kann man für Horizontal-Pumpmaschinen dieselben Dampfzylinder und Rahmenmodelle benutzen, wie zu normalen Dampfmaschinen, auch dieselben Abmessungen von Hauptlagern und Kurbelzapfen zu Grunde legen.

Bei Luftkompressoren dagegen ist mit grösserem Gestänge-  
druck zu rechnen, also auch stärkere Abmessung an der Haupt-  
lager und Kurbelzapfen notwendig (siehe „Haeder, Pumpen“).  
Im allgemeinen gelten für Dampfmaschinen zum Pumpenantrieb  
dieselben Regeln wie für normale Dampfmaschinen.

## J. Walzenzugmaschinen.

Diese Gattung von Maschinen weicht meistens durch ihre  
schwere Bauart und neuerdings noch durch verhältnismässig  
hohe Umdrehungszahlen von den Transmissions-Dampf-  
maschinen ab.

Der Antrieb der Walzenstrassen geschieht entweder direkt  
durch die Walzenzugmaschine oder indirekt durch Räder- oder  
Seil- resp. Riemenvorgelege.

Die Walzenzugmaschinen sind solche mit gleichbleibender  
Umdrehungsrichtung (**Schwungradmaschinen**) oder solche mit Vor-  
und Rückwärtsbewegung, sog. **Reversiermaschinen** (Zwilling-,  
Drilling- oder Tandemsystem).

Die **Reversiermaschine** findet hauptsächlich Anwendung bei  
Walzwerken für schwere Profile resp. für die Bearbeitung  
schwerer Blöcke, bei deren Handhabung Menschenkräfte nicht  
mehr ausreichen. Der Angriff der Reversiermaschine erfolgt  
**mit (Fig. 1753)** und **ohne Vorgelege (Fig. 1754)**.

Die **Schwungradmaschine** in Verbindung mit einem Duo- oder  
Trio-Walzwerk ist am Platze, wenn leichtere Blöcke in Frage  
kommen, die noch durch Menschenkräfte ohne schwere und  
komplizierte Hebevorrichtungen bewältigt werden können.

Mit **Vorgelege** (s. **Fig. 1753**) sollen die Reversiermaschinen  
**stets** ausgerüstet werden, wenn kurze und sehr schwere Blöcke  
in Frage kommen, oder wenn Träger der grössten Profile (bis  
550 mm) fertig gewalzt werden sollen.

Zur Herstellung leichterer Profile ordne man dagegen  
stets Reversiermaschinen mit **direktem** Antrieb an (**Fig. 1754**).



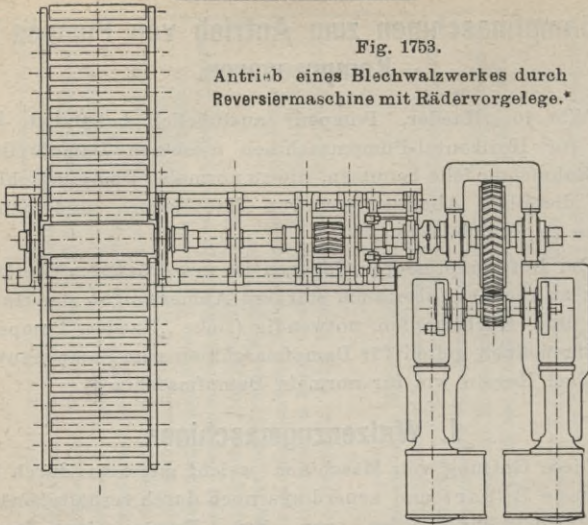


Fig. 1753.

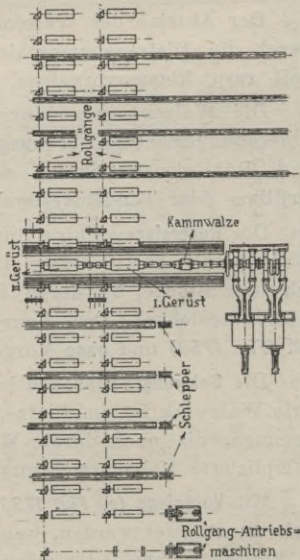
Antrieb eines Blechwalzwerkes durch Reversiermaschine mit Rädervorgelege.\*

Die **Tourenzahl** der Reversiermaschine für den Walzwerksbetrieb beträgt bis zu 150 in der Minute.

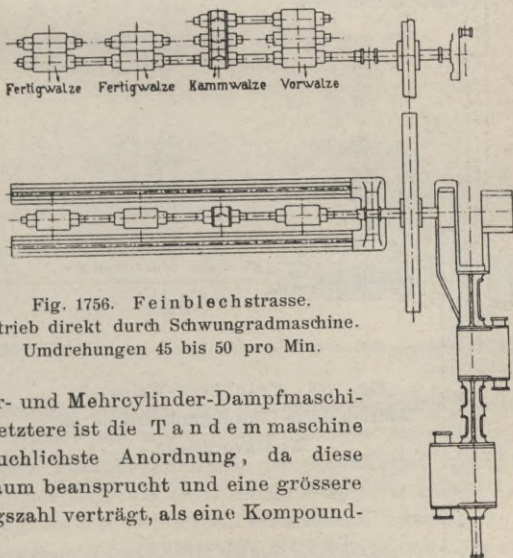
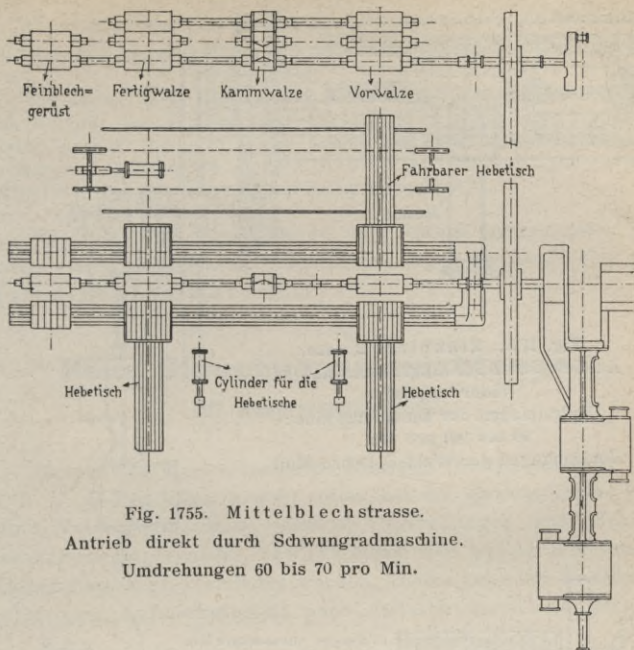
Die **Schwungradmaschinen** greifen in den meisten Fällen direkt an. Handelt es sich aber um Walzwerks-Einrichtungen zur Herstellung von Zinkblechen, Bleiblechen etc., dann lässt man die Schwungradmaschinen durch ein geeignetes Vorgelege die Walzenstrasse antreiben (Fig. 1757), da zur Herstellung der Bleche nur eine geringe Tourenzahl der Walzen nötig ist.

Der **Durchmesser** der **Schwungräder** für Walzenzugmaschinen beträgt bis zu  $8\frac{1}{2}$  Mtr. bei einem Kranzgewicht von 60 000 bis 70 000 kg.

Die Schwungradmaschinen, Fig. 1754 Reversierstrasse mit direktem Angriff der Reversiermaschine.



\*) Fig. 1753—1758 nach Zeichnungen der Duisb. Masch.-Act.-Ges.



Eincylinder- und Mehrcylinder-Dampfmaschinen. Für letztere ist die Tandemmaschine die gebräuchlichste Anordnung, da diese weniger Raum beansprucht und eine grössere Umdrehungszahl verträgt, als eine Compoundmaschine.

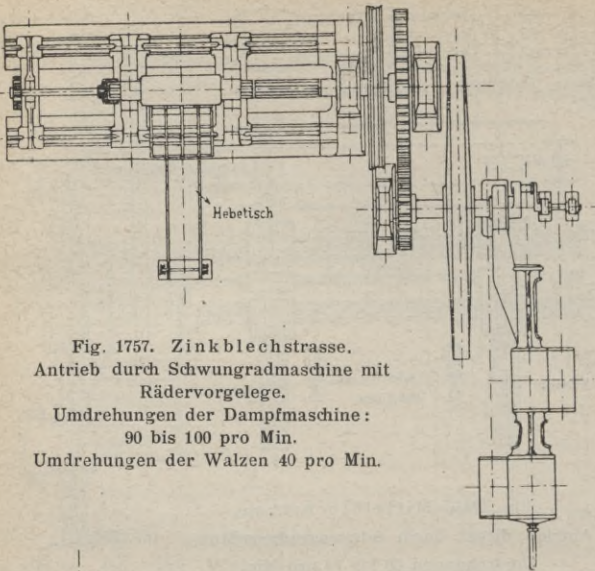


Fig. 1757. Zinkblechstrasse.  
Antrieb durch Schwungradmaschine mit  
Rädervorgelege.  
Umdrehungen der Dampfmaschine:  
90 bis 100 pro Min.  
Umdrehungen der Walzen 40 pro Min.

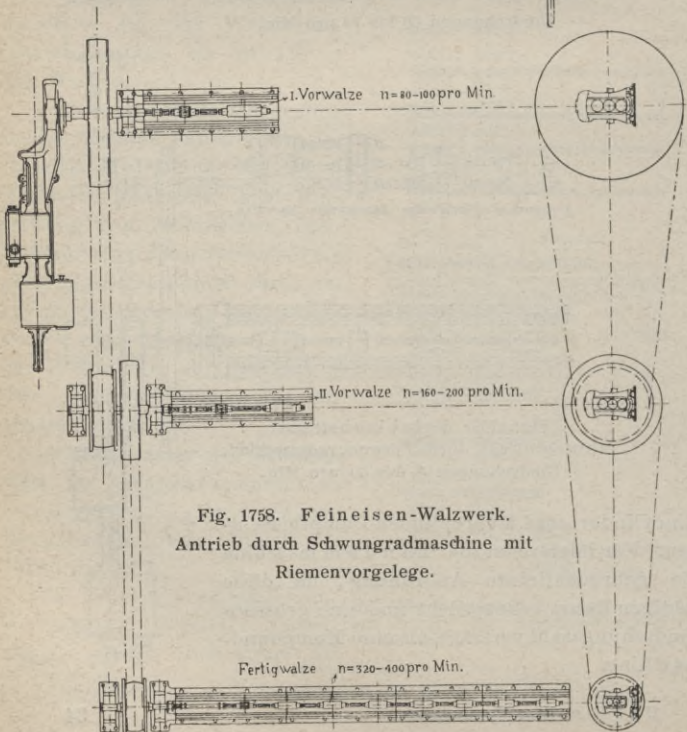


Fig. 1758. Feineisen-Walzwerk.  
Antrieb durch Schwungradmaschine mit  
Riemenvorgelege.

Dreifach-Expansionsmaschinen und stehende Dampfmaschinen sind im Walzwerksbetrieb wenig verbreitet.

(In neuerer Zeit benutzt man auch die **Hochfengichtgasmaschinen** zum Antrieb von Walzwerken. Dieselbe wird nach dem Zwillingssystem gebaut und macht 100 Touren pro Min. Die Umdrehungsrichtung ist gleichbleibend. Der Antrieb der Walzenstrassen erfolgt hierbei wie bei den Schwungrad-Dampfmaschinen.)

Fig. 1753—1758 zeigen einige, der Praxis entnommene, Antriebe von Walzenstrassen nach Zeichnungen der Duisburger Maschinenbau-Akt.-Ges.

## Neue Steuerungseinrichtungen für Reversiermaschinen.

Durch das Kiesselbach'sche **Stauventil** (beschrieben in der Z. d. V. d. Ing. 1902, S. 953) sollen bei der gewöhnlichen Verbund-Walzenzugmaschine nutzlose Umdrehungen nach Schluss des Frischdampfventiles, bewirkt durch den weiter arbeitenden Aufnehmerdampf, vermieden werden. Dieses kann der Maschinist bei grosser Aufmerksamkeit auch dadurch erreichen, dass er

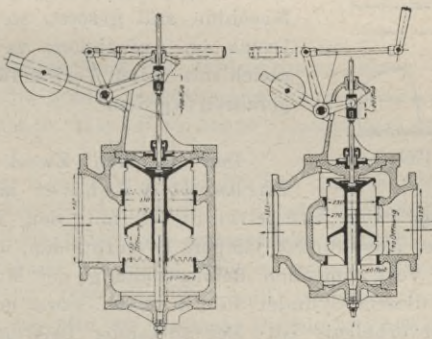


Fig. 1759. Verbindung des Stauventils mit dem Drosselventil.

das Absperrventil schliesst und die letzte Walzarbeit durch die lebendige Kraft der umlaufenden Massen verrichten lässt. Hierbei treten aber Abkühlungen der Wandungen von Cylinder und Aufnehmer auf, die beim neuen Anfahren einen starken Niederschlag des Frischdampfes verursachen. Ausserdem ist es notwendig, durch Neufüllen des Aufnehmers die Maschine

anzugfähig zu machen. Diese Uebelstände, die bei Walzenzugmaschinen mit häufigem Stichwechsel den Nutzen der Verbundwirkung selbst bei Anwendung der Kondensation sehr in Frage stellen, und die auch bei Fördermaschinen auftreten, vermeidet Kiesselbach durch das Stauventil, das in die Leitung zwischen Niederdruckcylinder und Aufnehmer eingeschaltet wird (*Fig. 1759* zeigt die Verbindung eines Stauventiles mit einem Drosselventil).

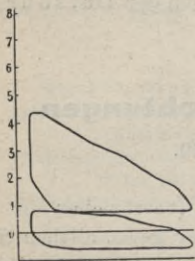


Fig. 1760.

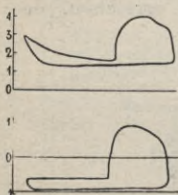


Fig. 1761.

Gegenüber früheren Ausführungen verbindet Kiesselbach sein Stauventil so mit dem Drosselventil, dass es schneller öffnet als dieses, sodass schon voller Querschnitt für den Aufnehmerdampf gegeben wird, wenn der Frischdampf noch stark gedrosselt wird. Diese Wirkungsweise geht deutlich aus den Diagrammen (*Fig. 1760*) hervor. Wie die Maschine beim Anziehen mit voller Kraft nach vorherigem Leerlauf arbeitet, zeigen die ebenfalls gleichzeitig gezogenen Diagramme (*Fig. 1761*). Wird nämlich die Maschine still gesetzt, so steigt der Druck im Aufnehmer, und es kann gleich mit voller Verbundwirkung angefahren werden.

Den gleichen Zweck verfolgen Ehrhardt & Sehmer mit der **Rottmann-Steuerung**. Das Drosselventil ist mit der Expansionssteuerung des Niederdruckcylinders so verbunden, dass bei der am meisten vorkommenden Beanspruchung der Maschine die Füllung in diesem Cylinder die normale, etwa entsprechend dem Cylinderverhältnis ist. Bei sinkender Leistung und zunehmender Drosselung wird die Füllung im Niederdruckcylinder verkleinert, sodass der Aufnehmerdruck steigt. Bei zunehmender Leistung vergrößert sich die Hochdruckfüllung mit zunehmendem Dampfdruck, der Aufnehmerdruck verringert sich, und die Fläche des Hochdruckdiagramms nimmt zu.

Die **Expansionssteuerung** für Reversiermaschinen der Duisb. Masch.-Akt.-Ges. zeigt *Fig. 1762*. Der Kolbenschieber *s* ist mit

einem Trick-Kanale versehen, dessen Einlassöffnungen *t* mit zwei Gruppen von Oeffnungen *a* verschiedener Länge in der Schieberbüchse *d* zusammen arbeiten können. Wenn beim Umlegen des Umsteuerhebels auf kleine Füllung (für den leeren Anlauf) die Maschine wegen ungünstiger Kurbelstellung nicht

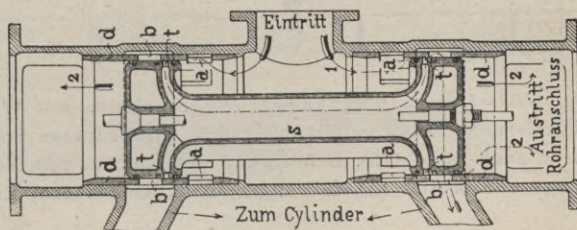


Fig. 1762. Duisb. M.-A.-G.

anspringt, braucht man nicht den regelmässigen Füllungsgrad zu vergrössern, sondern man dreht den Kolbenschieber, worauf die Oeffnungen *b* und *t* und die langen Oeffnungen *a* am anderen Schieberende Dampf erhalten.

Die **einzelnen Teile** der Walzenzugmaschinen müssen sehr sorgfältig und **kräftig** konstruiert werden. Einem Vortrag des Hr. Kiesselbach über diese Frage\*) entnehmen wir folgendes:

„Bei der Konstruktion der hin und her gehenden Teile muss man besonders Rücksicht auf die **hohen Tourenzahlen** und die damit zusammenhängenden **Massendrucke** nehmen. Wie wichtig dieses ist, kann folgendes Beispiel zeigen. Eine Walzenzugmaschine von 1300 mm Hub soll imstande sein, 160 Umdrehungen pro Min. zu machen. Die hin und her schwingenden Massen mögen ein Gewicht von 4000 kg haben. Dann ist der Massenwiderstand im toten Punkt hinten ca. 90000 kg, d. h. jedes kg, welches hin und her geworfen werden muss, setzt seiner Bewegung 23 kg Widerstand entgegen. Hiernach ergibt sich von selbst die Aufgabe, die schwingenden Massen einer solchen Maschine bei **grosser Festigkeit möglichst leicht** zu halten.

\*) Stahl und Eisen, Jhrg. 1900, No. 9 bis 11.

Geeignete Details\*) für Walzenzugmaschinen sind folgende:

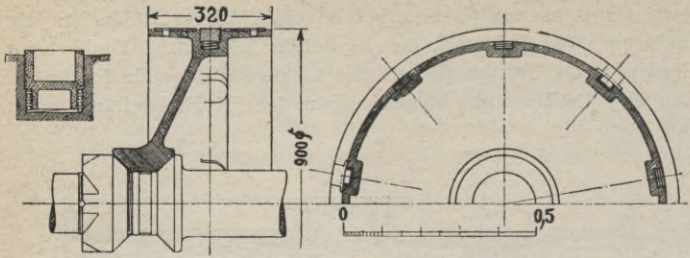


Fig. 1763—1765. Dampfkolben aus Stahlguss mit Weissmetallarmierung. Ring geteilt mit radial angeordneten Spiralfedern (s. auch Seite 175), Befestigung des Kolbens mit Konus an Stange und Mutter (Ausführung Sack u. Kiesselbach, Rath).

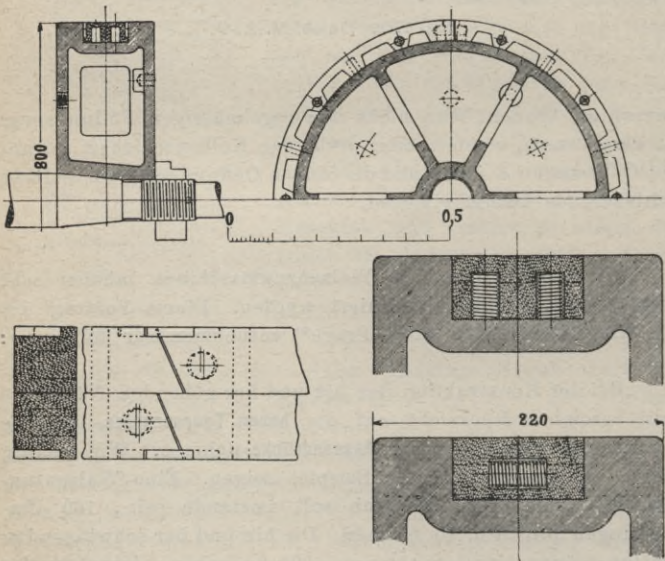
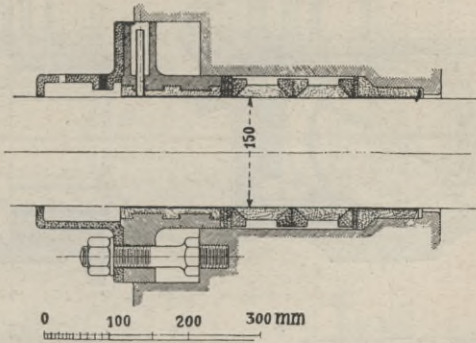


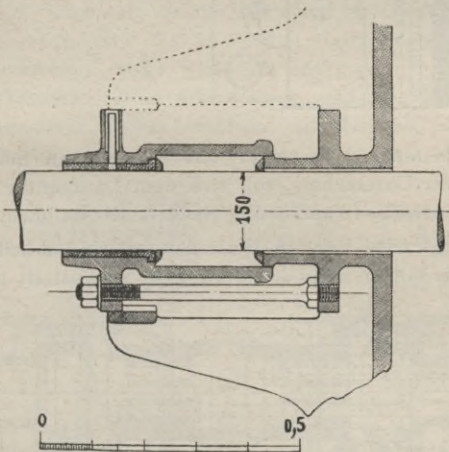
Fig. 1766—1770. Hohlzugkolben mit zwei Ringen und radial angeordneten Spiralfedern. Ausserdem sind noch Federn parallel der Lauffläche vorgesehen, dieselben müssen so stark gespannt sein, dass sie den Massen- und Reibungsdrücken der Ringe widerstehen können. (Ausführung Masch.-Bau-A.-G. vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch).

\*) Stahl und Eisen, Jhrg. 1900, No. 9 bis 11.

*Fig. 1771.* Stopfbüchse für gesättigten Dampf häufig anzutreffende Konstruktion (im Lokomotivbau seit langem bewährt). Die Packung wird mit Spiel eingebaut, um der event. sinkenden Kolbenstange nachfolgen zu können. Dichtungsringe aus Weissmetall.



Für überhitzten Dampf eignet sich Ausführung nach *Fig. 1772*. Dieselbe gestattet bei leicht konstruiertem Kolben ein späteres Auflaufen der Kolbenstange.



Der **Fundamentrahmen** mit U-förmigem Querschnitt (*Fig. 142*, Seite 72) wird auch im Walzenzugmaschinenbau immer mehr von dem **Bajonettrahmen** mit gebohrter Führung verdrängt. Man ist natürlich bestrebt, den Rahmen so durchzubilden, dass eine solide Verbindung mit dem Fundament gewährleistet wird. (Eine geeignete Konstruktion zeigt *Fig. 1684*, Seite 490.)

Das **Kurbelwellenlager** ist reichlich zu dimensionieren, Lauffläche aus Weissmetall mit hohem Zinngehalt (s. Seite 86 unten), um Warmlaufen zu vermeiden. Die **Schmierung** soll reichlich sein, zweckmässig mit der in *Fig. 237*, S. 90, dargestellten Einrichtung,



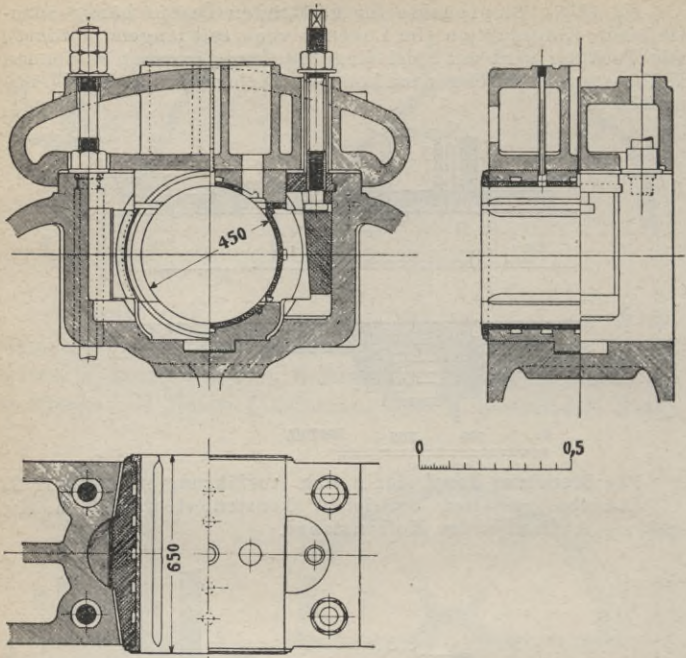


Fig. 1773—1775. Hauptlager mit beweglichen Seitenschalen und drehbarer Unterschale, soll sich dem Lauf unter allen Umständen anpassen. (Ausführung Sack & Kiesselbach, Rath.)

Bevorzugt wird bei den Walzenzugmaschinen **Kolbenschiebersteuerung**, wie sie in Band „Steuerungen“ dargestellt ist.

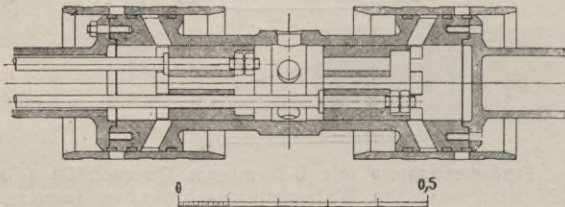


Fig. 1776. Besondere Form einer Doppelkolbensteuerung mit Einströmung von innen. Die Grundschieberstopfbüchsen werden dadurch dem Einfluss der hohen Dampfspannung und der eventl. Ueberhitzung entzogen. (Ausführung „Duisburger Maschinenbau-A.-G.“)

Kolbensteuerungen und Hahnsteuerungen für grosse Maschinen erfordern verhältnismässig grosse **Excenter**. Um nun die Excenterscheibe möglichst klein zu halten, führt man dieselben nach *Fig. 1777* aus.

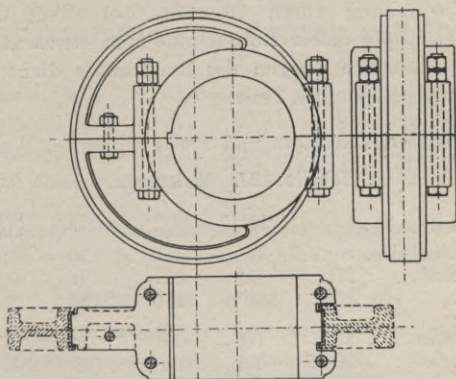


Fig. 1777—1779. Excenter für eine Walzenzugmaschine. (Maassstab 1:30.)

Es giebt Excenter, welche bis 5000 kg Gestängedruck zu übertragen haben und bis zu 5 Mtr. Umfangsgeschwindigkeit pro Sek. aufweisen. (Vgl Seite 359 unten.)

Die **Schwungräder** sind sehr schwer gehalten, sie dienen als Kraftaufspeicherer, indem während des Leerlaufes durch die erhöhte Umdrehungszahl Kraft gesammelt, welche beim Weiter-

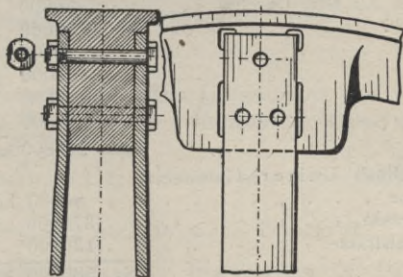


Fig. 1780—1781. Kranzquerschnitt.

walzen durch die langsamere Geschwindigkeit als lebendige Kraft wieder abgegeben wird.

Die Schwungräder werden ausgeführt mit gusseisernem Kranz und Nabe und schmiedeeisernen Armen (s. *Fig. 974*, S. 271).

Bei Entwurf von **Tandemaschinen** verdient die Ausführung der sog. Laterne besondere Beachtung, vgl. Band II, hinter den Tafeln.

Wie bei jedem anderen Betrieb sind auch hier alle vorspringenden Schrauben etc. zu vermeiden. Man verwendet deshalb den Kranzquerschnitt nach *Fig. 1780*. Hier sind gleichzeitig die in *Fig. 974* gezeichneten 75er Stahlbüchsen *c* weggelassen und die Verbindung durch 70er Stahlschrauben hergestellt. Muttern und Köpfe dieser Bolzen hält man etwas niedriger als normal. Der äussere Kragen des Radkranzes dient als Schutz gegen die vorspringenden Teile.

### Hauptdimensionen, Leistungen und Preise moderner Walzwerke.

Tabelle 227. Walzwerke.

Erzeugnis:	Draht- u. Feineisen	Grob-eisen	Schienen	Fein-blech	Kessel-blech
Leistung in 24 Std. . . tons	50	90	150	9	90
Walzendurchm. . . Mtr.	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8
Touren . . . . p Min.	500*)	110	100	50	70
Cylind.-Durchm. . . Mtr.	0,8	0,8	1	0,7	1
Hub . . . . . Mtr.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,5
Touren . . . . p Min.	100	100	100	50	70
Leistung . . . . PS.	1000	800	1500	600	1500
Schwungr.-Dchm. . Mtr.	6	7	8	8	8
„ -Gewicht, tons	20	40	30	40	60

Die Walzenstrassen zeigen in der Ausführung eine grosse Vielseitigkeit. Im Nachstehenden einige neuere Ausführungen.

**Drahtstrasse** b.  $4\frac{1}{2}$  mm Drahtstärke. Produktion 35—40 tons in 24Std.

Walzenzugmasch $D = 760 \times 1080$ , $H = 1150$	75000 kg	52000 M
Seilscheibenschwungrad 6,6 Mtr. Durchm. . .	30000 „	12000 „
3 Seilscheiben 3,3 Mtr. Durchm. . . . .	30000 „	13000 „
Vorgelege . . . . .	18000 „	8000 „
Vorwalzstrasse . . . . .	30000 „	15000 „
Fertigstrasse . . . . .	30000 „	15000 „
Maulschere . . . . .	2300 „	2000 „
Drahtspindel . . . . .	500 „	300 „
Sa. 215800 kg		117300 M

Kombinierte **Blech**-Universalstrasse.

Kompl. Maschine . . . . .	80000 kg	55000 M
„ Blechstrasse . . . . .	370000 „	165000 „
„ Universalstrasse . . . . .	130000 „	70000 „
Sa. 580000 kg		290000 M

750er **Träger**- und Schienenstrasse.

Kompl. Masch. $850 \times 1300$ Dchm. 1300 Hub	100000 kg	78000 M
Schwungrad . . . . .	40000 „	11000 „
Kompl. Walzwerk . . . . .	800000 „	320000 „
3 Krahne . . . . .	50000 „	30000 „
Sa. 990000 kg		439000 M

Für Fundamentierung u. Montierung kann man je 10% der Gesamtsumme ansetzen.

\*) Bei neuen Drahtstrassen wird die Vorwalze nicht direkt von der Maschine angetrieben, sondern durch einen Seil- bzw. Riementrieb.

## K. Dampfmaschinen zum Antrieb von Dynamosen.

Dampfmaschinen mit Dynamosen **direkt gekuppelt**, d. h. die Dynamo befindet sich auf der Kurbelwelle bzw. deren Verlängerung benötigen weniger Raum als elektrische Anlagen, bei denen die Kraftübertragung durch Riemen oder Seile erfolgt.

Die **Tourenzah**l direkt gekuppelter Dynamosen wählt man möglichst hoch, da sonst die Dynamomaschine grössere Abmessungen erhält bzw. teurer wird.

Die rotierenden Massen der Dynamo unterstützen die Wirkung der Schwungmassen des **Schwungrades**. Es sei jedoch bemerkt, dass die gesamte Schwungwirkung bei einer mit Dynamo direkt gekuppelten Maschine grösser sein soll, als bei Anlagen mit elastischen Uebertragungsmitteln wie Riemen und Seile, da letztere günstigen Einfluss auf die Tourenschwankung haben (s. auch Seite 251).

Die **Berechnung** der Schwungräder erfolgt nach Seite 235 u. f. Plötzliche Belastungsänderungen sind bei Bestimmung der Schwungmassen besonders zu berücksichtigen. Die auf Seite 280 erwähnte **Schwungenergie pro Pferdekraft** dürfte ein Maassstab sein für die Güte der Regulierung.\*)

In den Verträgen für Dampfmaschinen mit direkt gekuppeltem Dynamo findet man den **Gleichförmigkeitsgrad** bis  $\delta_0 = 0,5\%$  vorgeschrieben, doch giebt, wie schon erwähnt, bei plötzlichen Belastungsänderungen  $\delta_0$  nicht den richtigen Maassstab.

Auch findet man noch folgende Vorschrift:

Die Empfindlichkeit der Regulierung der Dampfmaschine muss so gross sein, dass bei **plötzlichen Belastungsänderungen** von  $25\%$  der vorherigen Leistung die Tourenzah um nicht mehr als  $1\frac{1}{2}\%$  schwankt; bei stark wechselnder Belastung (zwischen  $\frac{1}{8}$  und voller Belastung) darf die Tourenzah sich um nicht mehr als  $5\%$  ändern.

\*) Die vielfach benutzte Grösse  $G \cdot D^2$  kann als Maassstab für die Schwungwirkung nur für eine bestimmte Maschine gelten.

## L. Stehende Dampfmaschinen.\*)

In der Hauptsache unterscheidet man zwei Arten von stehenden Dampfmaschinen und zwar

1. solche mit normalen Touren,
2. " " grosser Tourenzahl (s. Kapitel „Schnellläufer“).

Zunächst wollen wir uns mit **stehenden Maschinen** für normale Tourenzahl befassen. Dieselben bauen im allgemeinen kürzer als liegende Dampfmaschinen, d. h. das Verhältnis vom Cylinderdurchmesser zum Kolbenhub ist kleiner als bei diesen.

Die stehenden Maschinen beanspruchen bei derselben Leistung **weniger Grundfläche** als eine liegende Maschine. Erstere sind jedoch für die Bedienung unzugänglicher als letztere.

### 1. Eincylinder-Dampfmaschinen.

Bei der Ermittlung der **Leistung** und Bestimmung der Hauptdimensionen verfährt man in derselben Weise wie auf Seite 465 u. f. für liegende Maschinen angegeben. Das Verhältnis  $H:D$  (Hub zu Cylinderdurchm.) wähle man jedoch 1 bis 1,25:1 (s. auch Tabelle 230). Die Kolbengeschwindigkeit ist etwa dieselbe, wie für liegende Maschinen gleicher Leistung (Tab. 204, Seite 466), dadurch wird die Zahl der **Umdrehungen** infolge des kleineren Hubes grösser.

Betr. **Dampfverbrauch**  $S_1$  beachte man Seite 467.

Die **einzelnen Teile** der stehenden Maschinen weichen hinsichtlich ihrer Ausführung wesentlich von denjenigen liegender Maschinen ab.

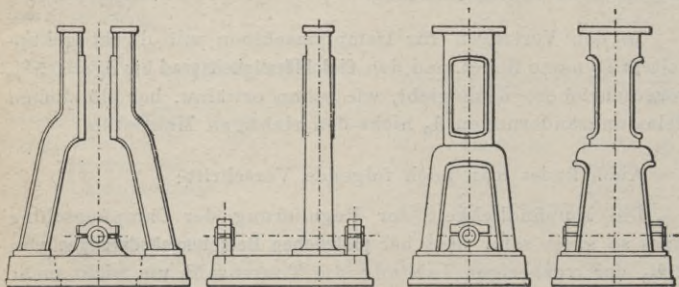


Fig. 1782—1783.

Fig. 1784—1785.

**Rahmen** für stehende Maschinen sind in *Fig. 1782—1791* dargestellt.

\* ) Cylinder- und Rahmenquerschnitte ausgeführter Maschinen s. auch

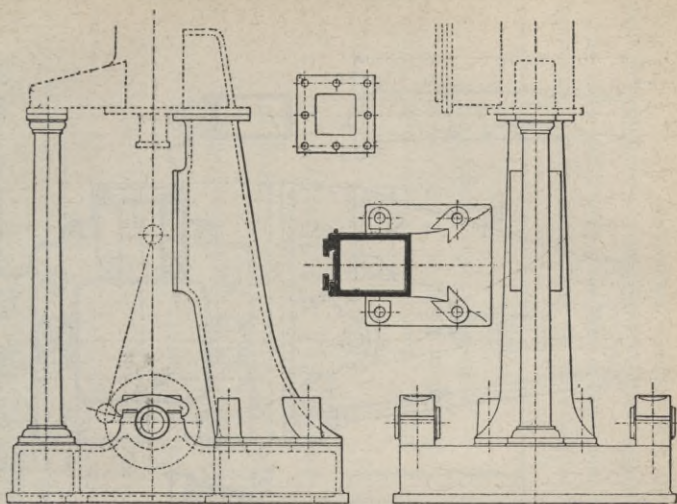


Fig. 1786—1789

Stehende Maschinen baut man im allgemeinen so niedrig wie möglich. Es suchten deshalb einige Konstrukteure die Grösse *g* (Tabelle 228) möglichst herabzuziehen und gelangten in Bezug auf das Lagermittel zu der Konstruktion in Fig. 1790.

Hier ist die Entfernung zwischen Lagermittel und Sohlplatte etwa 0,6 derjenigen in Fig. 1792—1800 gezeichneten.

Nebenstehende Zeichnung giebt die Ausführung des Rahmens einer stehenden Dreifach-Expansionsmaschine.

- Hochdruckcylinder . . 500 mm,
- Mitteldruckcylinder . . 750 „ ,
- 2 Niederdruckcylinder je 900 „ ,

immer zwei Cylinder übereinanderstehend.

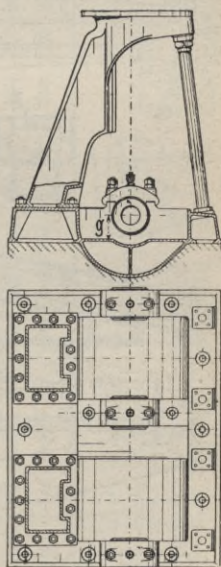


Fig. 1790—1791.  
Rahmen für eine Maschine von 550 Hub.

Rahmen für stehende Maschinen (Kreuzkopf hierzu Seite 545).

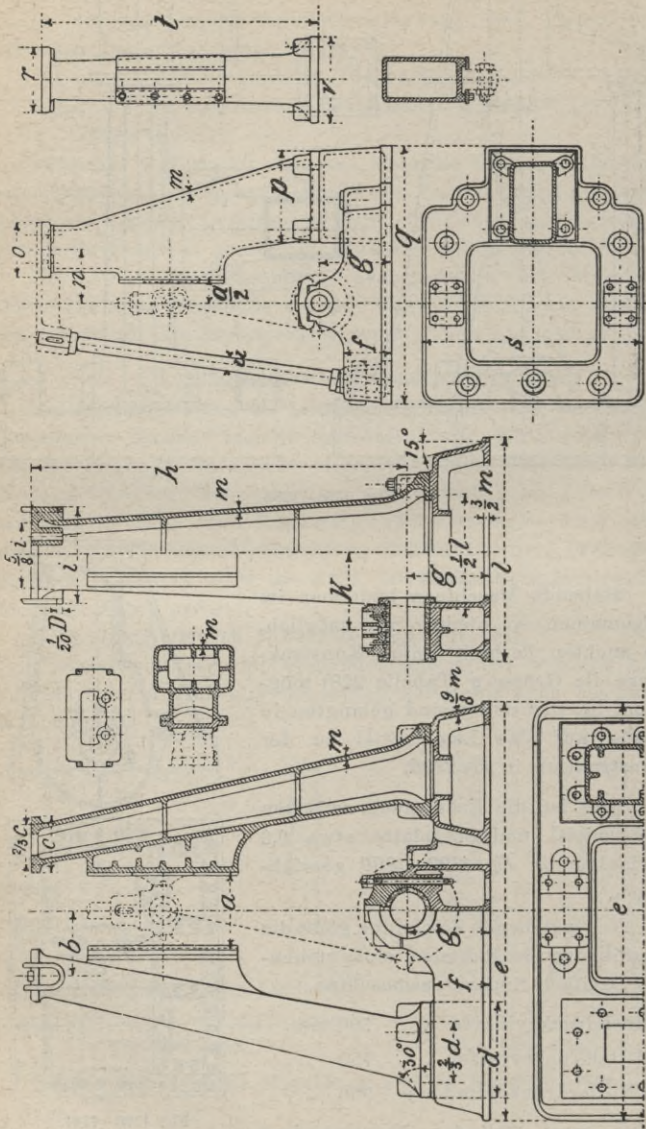


Fig. 1792—1796. Für Maschinen über 600 Hub.

Fig. 1797—1800. Für Maschinen unter 700 Hub.

Tabelle 228. Rahmen für stehende Maschinen. Fig. 1792—1800.

H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	v	w
200	150	280	—	—	—	—	280	460	—	—	—	—	16	280	280	460	1220	305	1220	1070	405	
300	250	330	—	—	—	—	305	480	—	—	—	—	18	330	330	530	1530	380	1450	1530	510	
400	350	380	—	—	—	—	330	510	—	—	—	—	19	380	380	635	1830	460	1670	1990	610	
500	450	430	—	—	—	—	360	530	—	—	—	—	20	430	430	740	2140	535	1805	2440	710	
600	550	480	—	—	—	—	380	560	—	—	—	—	22	480	480	815	2440	610	2140	2900	815	
700	650	530	430	380	670	3050	405	585	2750	675	560	1630	24									
800	750	580	470	410	740	3350	445	635	3050	740	610	1780	25									
900	900	630	510	445	800	3700	480	685	3350	800	680	1920	27									
1000	1000	680	550	485	865	3950	520	740	3680	865	710	2080	29									
1100	1100	740	590	520	930	4270	560	790	3970	930	760	2285	30									

Diese Maschinen werden nur für besondere Fälle, z. B. Walzenzugmaschinen, ausgeführt.

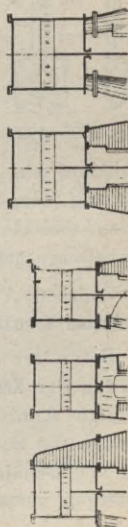


Fig. 1801 kleine Masch.

Fig. 1805 grosse Masch.

Zweckmässig ordnet man bei den stehenden Maschinen mit gekröpfter Achse noch ein besonderes Schwungradlager an.

In Fig. 1801—1805 sind verschiedene Verbindungen des Dampfzylinders mit dem Ständer dargestellt.



Stehende Maschinen erhalten den **Oelfang** direkt an die Sohlplatten angegossen nach *Fig. 1806*.

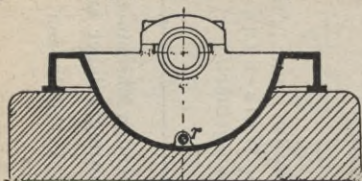


Fig. 1806.

Rahmen für Maschine, 500 Hub.  
Maassstab 1:7.

Zur Abführung des Schmieröles wird ein Rohr  $r$  von 20—40 mm Durchm. angebracht und gut verdichtet.

Stehende Maschinen haben meist **gekröpfte** Wellen (s. auch Seite 100 u. f.). Die Treibstange erhält deshalb einen ver-

hältnismässig grossen Kopf an der Kurbelseite, ähnlich denjenigen auf Seite 132.

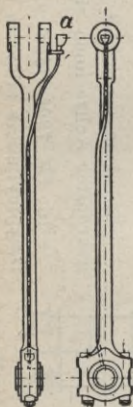


Fig. 1807—1808.

Eine für stehende Maschinen sehr oft angewandte und gut funktionierende **Schmiervorrichtung** ist in *Fig. 1807* dargestellt. An der ganzen Länge der Treibstange ist ein Kupferrohr befestigt, welches an seinem oberen Ende mit trichterförmigem Ansatz versehen ist zur Aufnahme des Schmiermaterials, während es unten durch den Treibstangenkopf nach dem zu schmierenden Kurbelzapfen geht.

Andere Ausführungen von Schmierungen der Kurbelzapfen gekröpfter Wellen siehe Seite 103.

Die **Kreuzköpfe** werden auch verschiedenartig ausgeführt. Die allgemeine Form hängt zunächst von der gewählten Rahmenkonstruktion ab, d. h. ob gebohrte, gehobelte oder einseitige Führung vorgesehen ist (s. Seite 540—542). In den meisten Fällen, bei einseitiger Führung fast ausschliesslich, wird die Treibstange **gegabelt** (s. Seite 138—139).

Grössere Ausführungen mit doppelseitiger Führung erhalten **gegabelten Kreuzkopf** (s. nächste Seite).

Besondere Sorgfalt muss man auch auf zweckmässige Ausführung der **Kreuzkopfbolzenschmierung** legen. Eine vielfach ausgeführte Anordnung ist in *Fig. 1810* dargestellt. In *Fig. 1809* ist auch die Schmierung der Gleitbahn gezeigt, in einen angegossenen Behälter tropft das Oel und wird durch kleine Schmieröffnungen verteilt.

**Tabelle 229. Kreuzkopf aus Stahlguss oder Schmiedeeisen für Vertikalmaschinen.**

Fig. 1809–1811. Passend zum Rahmen Seite 543.

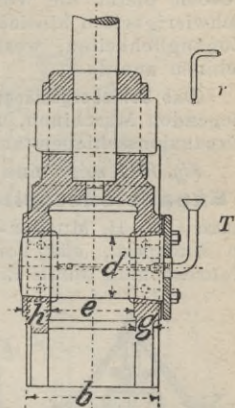
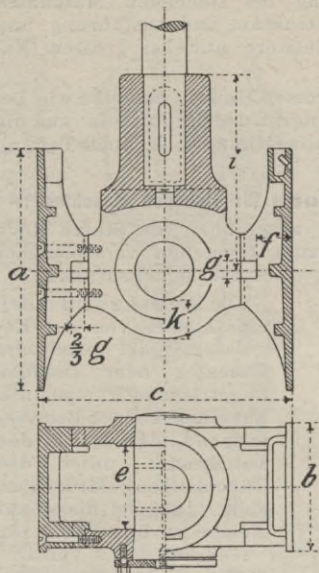


Fig. 1810.

Eine gute Kreuzkopf-bolzen - Schmierung für stehende Maschinen zeigt Fig. 1810. Durch das mit dem Schmiergefäß in Verbindung stehende Rohr *r*

tropft das Oel in den Trichter *T* und gelangt von hier aus in den Kreuzkopf.

Maschine											
<i>H</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>
700	650	450	280	530	115	165	65	35	50	380	65
750	700	500	290	540	130	180	70	38	60	405	70
800	750	550	305	580	140	190	75	41	65	430	76
850	800	590	315	605	145	205	82	45	70	460	83
900	850	620	330	630	152	215	90	48	75	485	90
950	900	630	340	660	160	230	95	51	83	510	98
1000	950	660	360	690	165	240	100	57	90	530	105
1050	1000	680	380	715	172	255	108	64	95	560	110
1100	1100	710	400	740	180	265	115	70	100	585	115

Man beachte die Bemerkung in Tab. 228, Seite 543.

### Die Steuerung der stehenden Maschine.

Man findet hier alle Arten von Steuerungen angewandt, welche bei liegenden Maschinen anzutreffen sind (s. Seite 469.) Jedoch bietet die Ventilsteuerung bei stehenden Maschinen Schwierigkeiten hinsichtlich Konstruktion und Ausführung und Zugänglichkeiten, weshalb man letztere nur bei grossen Maschinen anordnet.

Das **Schiebergestänge** ist im grossen Ganzen dasselbe wie bei liegenden Maschinen, nur der Angriff des Regulators auf die Expansionschieberstange zeigt Abweichungen (s. auch Tafeln).

Fig. 1812 zeigt eine

#### Expansionsstellvorrichtung für stehende Maschinen\*)

nach Otto H. Mueller-Kájlínger, ausgeführt von Stefan Röck in Budapest, mit Vorrichtung zum Einstellen verschiedener Tourenzahlen durch Einschaltung eines Flüssigkeitsdruckes.

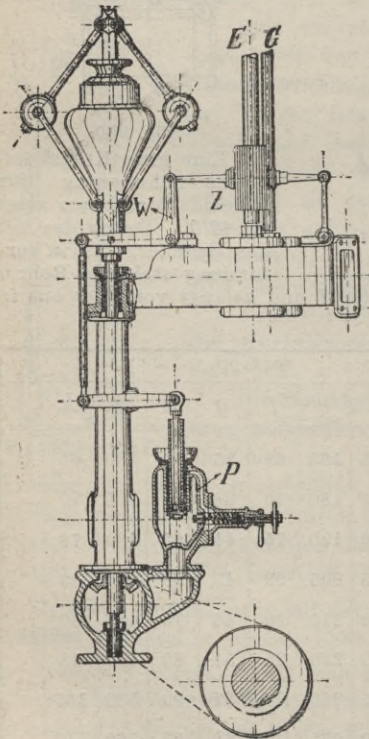


Fig. 1812. *G* Grundschieberstange, *E* Expansionschieberstange, *Z* Zahnrad, *W* Winkelhebel, *P* Oelbremse.

Die Pressung wird durch eine kleine, von der Regulatorspindel mittelst Excenter oder Daumen angetriebene Pumpe, die, aus einem kleinen Behälter saugend, stets Oel in den Druckraum unter den Tauchkolben befördert, erzielt. Das Oel fliesst zur Pumpe zurück durch ein federbelastetes Ventil, dessen Feder von Hand während des Ganges ein- und feststellbar ist. Hierdurch wird die Spannung im Druckraum geregelt u. sonach auch der Druck auf die Regulatorbirne. Mit Hilfe dieser Vorrichtung sollen die Umdrehungen von 80—160 pro Minute mit Leichtigkeit zu verstellen sein.

Das Prinzip der Stellvorrichtung ist aus der Zeichnung ersichtlich und dürfte ohne weiteres verständlich sein. Die Expansionschieberstange trägt ein Zahnrad, dessen Zähne parallel mit der Stange laufen und als Eingriff für eine vom Regulator bethätigte Zahnstange dienen.

\*) Z. d. V. d. Ing. 1897, Tafel 1.

Ausführung einer stehenden Maschine mit Rider-Flachschieber vom Regulator beeinflusst. Der Regulatorantrieb ist in der Zeichnung nicht angegeben.

Fig. 1813—1814.  
Stehende Maschine gewöhnlicher Konstruktion mit Kugelgelenken an den Excenterstangen.

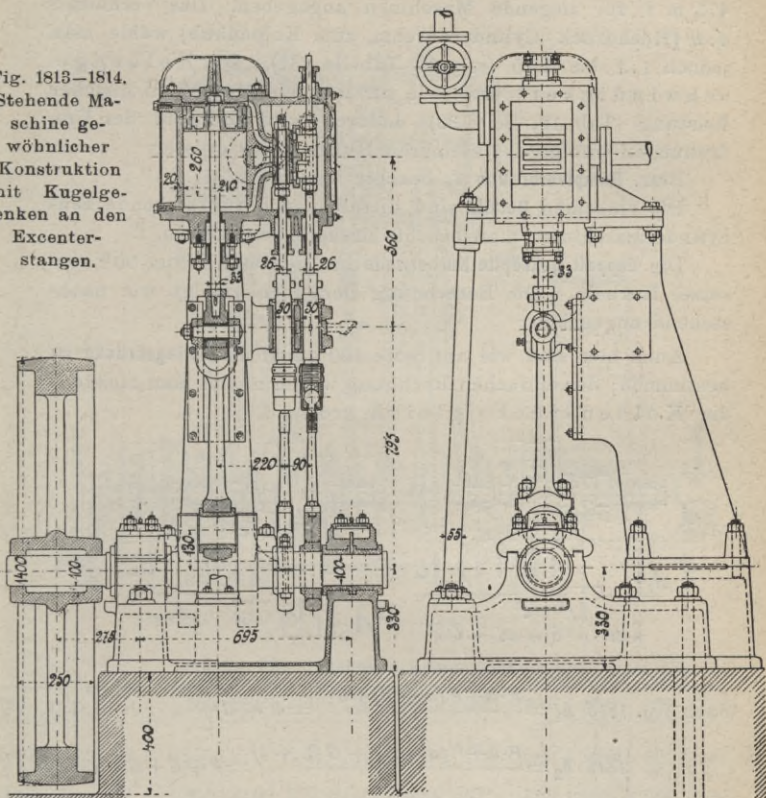


Tabelle 230. Stehende Eincylindermaschinen.

Hub . . H =	110	140	170	200	230	260	290	320	380	440	500	mm
Cyl.-Durchm. $d =$	90	120	160	190	225	250	275	300	350	400	450	mm
Touren $n =$	260	250	240	230	220	210	200	190	170	155	145	pro Min.
Leistung normal =	2,3	4,8	10	15	25	33	42	52	76	105	140	PS.
PS. indiz } gesteig. =	3	6	12,5	19	31	41	52	65	95	130	175	"
Gew. Schwungr. =	95	150	230	315	465	585	740	850	1060	1600	2300	kg.
„ Masch. u. „ =	400	750	1000	1230	1550	1900	2300	3000	4500	6000	7800	"
Pr.m. Flachs. =	450	800	1050	1300	1650	1900	2300	2900	4300	5700	7400	Mk.

2. Stehende **Kompound**maschine.

Bei Ermittlung der **Leistung** und Bestimmung der Hauptdimensionen verfährt man in derselben Weise wie auf Seite 475 u. f. für liegende Maschinen angegeben. Das Verhältnis  $d:H$  (Hochdruck - Cylinderdurchm. zum Kolbenhub) wähle man jedoch 1:1 bis 1,25 (s. auch Tabelle 231). Die Kolbengeschwindigkeit etwa wie für liegende Maschinen gleicher Leistung (Tab. 19, Seite 33), dadurch wird die Zahl der Umdrehungen infolge des kleineren Hubes etwas grösser.

Betr. **Dampfverbrauch**  $S$ ; beachte man Seite 477.

Die einzelnen **Details** sind dieselben wie für stehende Einzylindermaschinen, man beachte deshalb Seite 540 u. f.

Die **doppelt gekröpfte Kurbelwelle** hat gewöhnlich um  $90^\circ$  versetzte Kurbeln. Die Berechnung derselben erfolgt wie nachstehend angegeben:

Auch hier sind wie auf Seite 100 **zuerst die Auflagedrücke** zu bestimmen; der einfachen Rechnung wegen nimmt man meistens die Kolbendrücke gleich gross an.

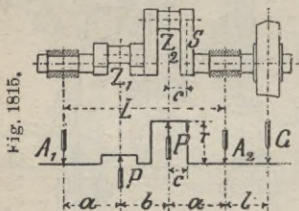


Fig. 1815.

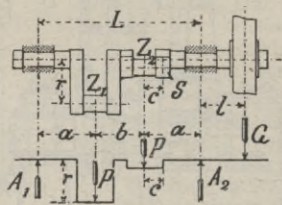


Fig. 1816.

Es ist

$$\text{nach Fig. 1815 } A_1 = \frac{P \cdot a + P(a+b) + G \cdot l}{L} = P + G \frac{l}{L} \quad (372)$$

$$\text{" " 1816 } A_2 = \frac{P \cdot a + P(a+b) + G(L+l)}{L} = P + G + G \frac{l}{L} \quad (373)$$

Die Bestimmung der drehenden und biegender Momente für **Schenkel**  $S$ , **Zapfen**  $Z_2$  und **Lager** bei  $A_2$  geschieht in ähnlicher Weise wie auf Seite 100 u. f. entwickelt.

Für die doppelt gekröpften Wellen ist bei der Berechnung stets der graphostatischen Methode der Vorzug zu geben, da man mit dieser die auftretenden Drücke und Beanspruchungen besser ermitteln kann (s. „Haeder, Konstruieren und Rechnen“, II. Aufl.).

Einen allgemeinen Typ einer stehenden Compoundmaschine zeigt **Fig. 1817**. Bemerkenswert erscheint bei dieser Maschine die Uebertragung der Achsenregulatorbewegung auf

die Expansionsschieberstange. Ferner sei auf die Lagerung der Kurbelwelle aufmerksam gemacht, die gewählte Anordnung der Niederdrucksteuerung bedingt 4 Kurbelwellenlager.

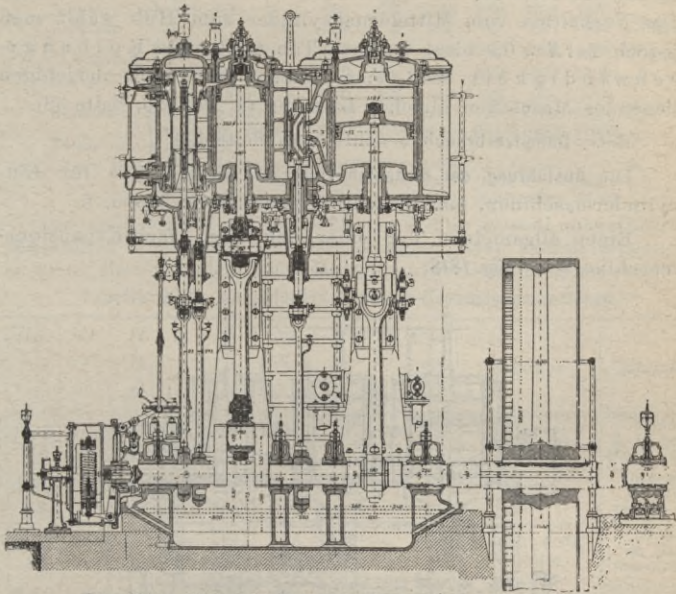


Fig. 1817. Stehende Kompoundmaschine von 100 PS.\*)

Tabelle 231. Stehende Kompoundmaschinen.

Hub . . . $H =$	260	290	320	380	440	500	550	600	650	700 mm
Hochdr. . . $d =$	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650 mm
Niederdr. . . $D =$	375	410	450	525	600	675	750	825	900	975 „
Touren . . . $n =$	210	200	190	170	155	145	136	128	120	115 p. Min.
Leistung $\left\{ \begin{array}{l} \text{normal} = \\ \text{indiz. PS.} \end{array} \right.$	43	55	70	100	138	185	240	295	360	430 PS.
	gesteig. =	56	72	90	130	180	240	310	380	470 560 „
Gew. d. Schwungr.	460	590	700	850	1280	1830	2530	3000	3900	4450 kg.
„ „ Masch. m. Schw.	7000	8600	10000	12800	15800	18500	22000	26000	36000	46000 „
Pr. m. Flach-Schbr.	7500	9000	10500	12800	15300	18000	21300	25000	—	— Mk.
„ „ Kolben- „	8000	9800	11500	13800	16500	19300	22600	26500	36000	46000 „

\*) gebaut von L. Bodenbender & Co., Bernburg. Z. d. V. d. Ing. 1898, Taf. VII.

### 3. Stehende Dreifach-Expansionsmaschine.

Die Ermittlung der **Leistung** und Hauptdimensionen erfolgt in der auf Seite 497 für liegende Maschinen angegebenen Weise. Das Verhältnis vom Mitteldruckcylinder zum Hub wählt man jedoch  $d_m : H = 0,9$  bis 1 (s. auch Tab. 232). Die Kolbengeschwindigkeit setzt man annähernd gleich derjenigen liegender Maschinen gleicher Leistung (s. Tab. 26, Seite 38).

Betr. **Dampfverbrauch** beachte man Seite 499.

Die **Ausführung der einzelnen Teile** ist dieselbe wie für Einzylindermaschinen, man beachte deshalb Seite 540 u. f.

Einen allgemeinen Typ einer stehenden 3fach-Expansionsmaschine zeigt *Fig. 1818*.

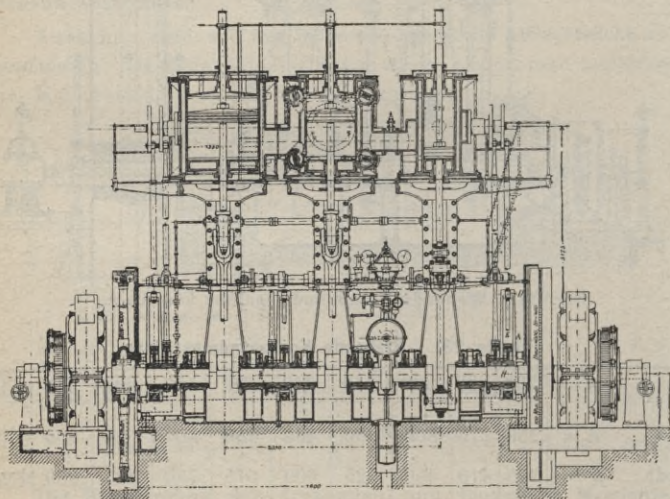


Fig. 1818. Stehende Dreifach-Expansionsmaschine von 1000 bis 1200 PS. \*)

Die Maschine hat an allen Cylindern Hahnsteuerung, und ist gekuppelt mit 2 Dynamomaschinen.

Man hat schon bei der Konstruktion darauf Rücksicht zu nehmen, dass die **Cylinder** sich unabhängig von einander ausdehnen können. Nichtbeachtung dieser Vorschrift rächt sich fast immer, vergl. „Haeder, Kranke Dampfmaschine“, II. Aufl., Seite 377 u. f.

\*) Ausgeführt von der Maschinenfabrik Augsburg. Z. d. V. d. Ing., 1898, Taf. VIII.

Tabelle 232. Mittelwerte.

Dreifach-Expansionsmaschine, vertikale Anordnung, 3 kurbelig.

Hub	$H =$	400	500	600	700	800	900	mm
Hochdruckcylinder	$d =$	275	370	440	520	590	670	„
Mitteldruckcylinder	$d_m =$	425	570	680	800	915	1030	„
Niederdruckcylinder	$D =$	650	870	1040	1220	1390	1570	„
Touren	$n =$	120	110	100	90	80	70	p. Min.
Leistung für $p = 10$	normal $N_i =$	125	255	400	585	770	960	PS.
	gesteigert „ =	140	290	450	670	880	1100	„
	überlastet „ =	160	325	510	745	985	1220	„
Gewicht d. Schwungrades		1600	3500	5200	7700	11000	13000	kg
„ „ Masch. m. Schw.		20000	27300	38000	48500	62500	77000	„
Preis der Maschine								
„ mit Flach-Schieber		20500	27500	37000	—	—	—	M.
„ „ Kolben-Schieber		21500	29000	39000	49000	62000	75000	„
„ „ Ventil-Steuerung		23500	31500	42500	53000	67000	81500	„

In nachstehender Tabelle 233 sind eine Anzahl ausgeführter Maschinen wiedergegeben. Die Angaben über Dampfverbrauch u. s. w. sind von den betr. Maschinenfabrikanten gemacht.

Tabelle 233. Ausgeführte Dreifach-Expansionsmaschinen.

$d$ $v$	$d_m$ $\frac{v_m}{v}$	$D$ $\frac{V}{v}$	$H$ $\frac{H}{D}$	$n$ $c$	$p$	$N_i$ $\left(\frac{N_i}{Q \cdot c}\right)$	Dampf pro $N_i$		Kes- sel qm	Erbauer	Empfänger
							gar.	erm.			
250 1	385 2,3	600 5,7	300 0,5	180 1,8	11	120 (245)	7,3	6,8	80	G. Kuhn	Siemens & Halske für Centr. Tannus
310 1	480 2,4	750 5,9	400 0,53	205 2,7	10,5	220 (189)	6,8	—	—	dito	Marggraf & Engel Wolfswinkel
350 1	575 2,6	850 5,9	700 0,82	120 2,8	11	375 (240)	5,9	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Siemens & Halske Charlottenburg
420 1	640 2,2	1000 5,9	500 0,5	120 2	11	400 (200)	6,5	6,3	—	G. Kuhn	Schuckert & Co. für Centrale Aachen
425 1	680 2,5	1060 6	550 0,52	110 2	11	475 (275)	6,2	—	—	dito	Eigener Werkbetrieb
430 1	650 2,29	960 5	600 0,62	130 2,6	13	475 (254)	5,7	—	—	Pokorny & Wittekind	Bonner Bergwerks- und Hüttenverein
600 1	960 2,7	1350 5,3	700 0,52	60 1,4	11,5	480 (245)	5,9	—	—	G. Luther	Wittener Walzenmühle
420 1	650 2,5	1050 6,4	500 0,48	150 2,5	12	500 (235)	6,1	—	—	Theod. Wiedes Maschinenf.	Gebr. Stollwerck, Köln
425 1	695 2,66	1060 6,2	550 0,52	120 2,2	11	520 (272)	6,0	—	—	Masch.-A.-G. Nürnberg	Schuckert & Co. Nürnberg
500 1	770 2,4	1200 5,9	600 0,5	115 2,3	13	700 (275)	5,7	—	250	G. Kuhn	Portland-cement Heidelberg
500 1	800 2,6	1250 6,2	600 0,48	120 2,4	13	800 (276)	5,7	—	375	dito	dito
550 1	890 2,3	1400 6,9	900 0,64	85 2,5	11	825 (202)	5,75	—	648	Sächsische Maschinenf.	A.-G. Wandsbeck
560 1	865 2,4	1350 5,8	700 0,52	125 2,9	13	1150 (282)	5,6	—	—	G. Kuhn	Siemens & Halske



Bei der Konstruktion stehender Maschinen beachte man noch folgendes:

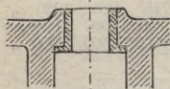


Fig. 1820.

Bei der **Cylinderstopfbüchse** ist der Boden und der Kolbenkörper nach der Mitte zu ansteigend zu konstruieren, also nicht nach *Fig. 1821*, sondern nach *Fig. 1822*.

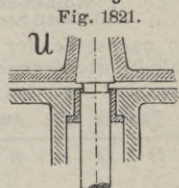


Fig. 1821.

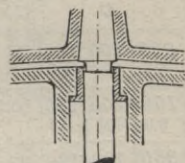


Fig. 1822.

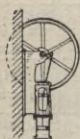


Fig. 1823.

## M. Waddampfmaschinen.

Die **Waddampfmaschinen** werden hauptsächlich dort angewendet, wo es an Platz mangelt und die Verbindung der Kurbelwelle mit der Transmission keine Schwierigkeiten bereitet.

Ausführung nur für kleinere Maschinen mit gekröpfter Welle als Eincylinder-, Zwilling- oder Compoundmaschine.

Betr. **Leistung, Hauptdimensionen** und **Dampfverbrauch** beachte man die Angaben unter horizontale Maschinen desselben Systems.

Die **Details** sind dieselben wie für liegende Maschinen, der Antrieb des Regulators erfolgt in ähnlicher Weise wie bei stehenden Maschinen.

Bei der **Fundamentierung** der Wandmaschinen gehe man sorgfältig zu Werke und verstärke entsprechend an der zur Aufnahme der Wandmaschinen bestimmten Stelle.

Betr. der Fundamentanker sei folgendes bemerkt:

Man nehme mindestens dieselbe Zahl und Grösse der Anker wie für eine liegende Dampfmaschine gleicher Grösse. Bei

liegenden Maschinen ist es doch nur die durch den Ankerzug und Eigengewicht der Maschine hervorgerufene Reibung (auf dem Fundament), die die Maschine verhindert, durch den Einfluss der hin- und hergeschleuderten Massen hin- und herzuzappeln. Auch die Schwerpunktsverschiebung wird bei einer an Ketten aufgehängten Maschine, wie das „von Reiche“ in seiner Transmissionsdampfmaschine schildert, ja auch ein Hin- und Herschwingen veranlassen. Die Reibung wird noch erhöht, dass der Lagerbalken vor dem Aufhängen ausgemauert und dann gut mit Cement (1:1) vergossen wird.

Bei dem vorliegenden Fall der stehenden Wanddampfmaschine wird man zweckmässig die Anker entlasten, indem am Balken stark in das Mauerwerk eingreifende Leisten angegossen werden.

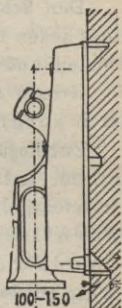


Fig. 1824.

Die Wanddampfmaschinen vom Pumpwerk Beuel (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1901, Seite 43, Fig. 37) 280-445 Cylinderdurchmesser 500 Hub,  $n = 60$ , sind auf diese Weise verankert. Die Mauerstärke ist hier mit 1,5 Mtr. angenommen. (8 Stück Anker.) (Hier war es ein 8-eckiger Turm von 7,5 Mtr. im Lichten. Die  $\frac{1}{2}$  Mtr. starke Mauer war durch Aufmauern eines 1 Mtr. starken Pfeilers auf das obige Maass verstärkt. Sparsamkeit wäre hierbei jedenfalls übel angebracht.)

## N. Schnellläufer.

Für gewisse Betriebe (elektrisches Licht, Ventilatoren etc.) ist es oft erwünscht, die Maschine mit dem Motor direkt zu verbinden, und haben aus diesem Bedürfnisse eine Reihe von Dampfmaschinenkonstruktionen sich entwickelt, deren Tourenzahlen nach Hunderten zählen und die unter dem Namen **Schnellläufer** bekannt sind.

Da die **Massendrucke**\*) mit dem Quadrate der Umdrehungszahlen und der ersten Potenz des Hubes wachsen, so ist es klar, dass die Schwierigkeiten bei gleicher Kolbengeschwindigkeit um so grösser sind, je höher die Umdrehungszahl wird, und dass das Ausbalancieren der hin- und hergehenden Teile um so sorgfältiger vorgenommen werden muss, je grösser die Tourenzahl ist. Ferner ist bei allen Schnellläufern darauf zu sehen, dass die Dampfspannung zur Beschleunigung der Massen ausreicht.\*\*)

\*) Abschnitt XII, Massenwirkung u. Seite 555.

\*\*) Tab. 194, Seite 453 u. Seite 557.

Die hin- und hergehenden Teile, Kolben, Kreuzkopf, Treibstange sind möglichst leicht und aus bestem Material anzufertigen, s. u. Walzenzugmaschinen.

Den **Schmiervorrichtungen** und der ausreichenden Schmierung eines jeden bewegten Teiles ist die grösste Aufmerksamkeit zuzuwenden und auf die **Sicherung der Schrauben** zu sehen.

Grosse **Auflageflächen**, **lange Lagerschalen** sowie Gelenke und deren sorgfältigste Bearbeitung ist ein Haupterfordernis.

Zur **Regulierung der Steuerung** benutzt man häufig Achsenregulatoren. Letztere haben jedoch wenig Energie und sind nur für leichtgehende Steuerorgane: Hähne, Kolbenschieber; gut entlastete Flachschieber, Ventile, brauchbar. Sehr oft wird der Achsenregulator wegen seiner mangelhaften Wirkung entfernt und durch einen Drosselregulierapparat ersetzt.

Die **Schmierung der Maschinenteile** der einfach wirkenden Maschinen erfolgt meist im Wasser- und Oelbade, besonders bei der Westinghouse-Maschine und deren Abarten. Diese Schmierung hat aber den grossen Nachteil, dass sie die Cylinder abkühlt und so zu Dampfverlusten Anlass giebt. Bei den doppeltwirkenden Maschinen werden die einzelnen Teile durch sichtbar schmierende Schmierapparate geölt.

Trotz aller Anstrengung konnten die Schnellläufer den Grossmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit das Feld im Fabrikbetriebe bisher nicht streitig machen; sie sind und bleiben ein Notbehelf, die jedoch unter bestimmten Umständen ihre Berechtigung haben. Auf den Dampfverbrauch hat hohe Kolbengeschwindigkeit wenig Einfluss.

Ist die Massenwirkung grösser als der Kompressionsenddruck,\*) so kann man auch **künstliche Kompression** anwenden, indem wir kurz nach Beginn der Kompression Frischdampf hinter den Kolben lassen und so die Kompressionskurve bis zum Anfangsdruck steigern. Man beachte Band „Steuerungen“. Auch mit dem Weiss'schen Schieber (Band „Steuerungen“) ist künstliche Erhöhung der Kompressionskurve zu erzielen.

Durch genügend **grosses Voreilen** erreichen wir dasselbe, aber in unvollkommener Weise, denn bei künstlicher Kompression wird der in Betracht kommende Stosswinkel kleiner, s. „Haeder, Indikator“, III. Aufl.

\*) Legen wir z. B. eine Kondensationsmaschine von 700 mm Durchmesser, 1200 mm Hub und 8 Atm. abs. zu Grunde, so ist nach Tab. 196, Seite 454, die zulässige Tourenzahl = 150. Bei Annahme von 25% Kompression, 10% schädlichen Raum,  $p_0 = 0,3$ , ergibt sich der Kompressionsenddruck zu  $\frac{0,25 + 0,1}{0,1} \cdot 0,3 = 1,05$ , während wir zum Beschleunigen der Massen 8 Atm. abs. Enddruck nötig haben.

## Massenwirkung und Druckwechsel im Gestänge bei schnelllaufenden Maschinen.

Nach den Angaben Seite 447 u. f. kann man die Grösse der Massendrücke ermitteln und das Massendruckdiagramm aufzeichnen. Dort ist die Berechnung aber schon bei der Entwicklung der betreffenden Gleichung (nach Radinger) auf den qcm Kolbenfläche bezogen. Der Anfänger verliert jedoch bei dieser Methode zu leicht die Grössenbegriffe für die in Betracht kommenden wirklichen Gewichte; wir wollen deshalb in Nachstehendem die Hauptgesichtspunkte nochmals zusammenfassen.

Es bedeute (abweichend von Seite 447):

- Q** den Querschnitt des Dampfzylinders in qcm, (bei Tandemaschinen, 1 kurblig nach Tab. 241, beziehen wir die Berechnung auf den Niederdruckzylinder),
- G** das Gewicht der hin- und hergehenden Massen (Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf, Treibstange) in kg,
- d, D** Durchmesser der Dampfzylinder,
- r** den Kurbelradius (halber Kolbenhub) in Mtr.,
- n** Tourenzahl pro Minute,
- w** die Endspannung in Atm. abs. \*) Für den Entwurf setzt man  $w_0 = w_u = w_v = w_h = w$  und wählt  $w$  nach „Dampfmaschinen“ Seite 14 u. 31. Für Hochdruckseite der Compoundmaschine kommt die Endspannung des Hochdruckdiagramms in Betracht. Wir setzen beim Entwurf der Einfachheit wegen Endspannung = Aufnehmerdruck.
- p** die Eintrittsspannung in Atm. abs. Für die Niederdruckseiten die Aufnehmerspannung,
- p<sub>r</sub>** die Aufnehmerspannung bei Zweifach-Expansionsmaschinen.
- K** die vorhandene Kraft zum Beschleunigen der Massen,
- P** den Druck, welcher nötig ist, um dem Kolben die (durch Tourenzahl und Kolbenhub genau bestimmte) Beschleunigung zu erteilen, in kg,

Ist die Bedingung  $K > P$  nicht erfüllt, so muss das Schwungrad die Massen über den toten Punkt wegziehen und der Druckwechsel im Gestänge findet erst nach der Totpunktlage der Kurbel statt.

Beim Aufzeichnen der Massendruckdiagramme (S. 447 u. f.) setzt man dann pro qcm Kolbenfläche  $\frac{P}{Q}$  und  $\frac{K}{Q}$  in Atm.

\*) Bei genügend grossem Vorastritt darf man für  $w$  den Gegen-  
druck  $p_0$  einsetzen.

**Gewichte** der hin- und hergehenden Teile.

Meine Werkstattzeichnungen ergeben:

**I. Stehende Maschinen.**

**Tab. 234. Hochdruckseite.** ( $d = 0,8$  bis  $1 \times$  Hub.)  
gültig auch für Eincylindermaschinen.

Gewicht  $G = 0,12 \cdot Q$ .

$d =$	160	190	225	250	275	300	350	400	450	mm
Hub $\sim$	170	200	230	260	290	320	380	440	500	"
$G \sim$	25	35	50	60	70	85	115	150	190	kg

**Tab. 235. Niederdruckseite.** ( $D = 1,3$  bis  $1,5 \times$  Kolbenhub.)

Gewicht  $G = 0,11 \cdot Q$ .

$D =$	375	410	450	525	600	675	750	825	900	975	mm
Hub $\sim$	260	290	320	380	440	500	550	600	650	700	"
$G \sim$	120	140	170	235	305	390	480	575	685	805	kg

**II. Liegende Maschinen.**

**Tab. 236. Hochdruckseite.** ( $d = 1,7$  bis  $2 \times$  Hub) gültig auch für Eincylindermaschinen.

$d =$	200	250	300	350	400	450	500	550	700	mm
Hub $\sim$	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	"
$G \sim$	60	100	160	230	320	420	560	700	1320	kg
$\frac{G}{Q} =$	0,20	0,21	0,23	0,24	0,26	0,27	0,29	0,30	0,35	

**Tab. 237. Niederdruckseite.** ( $D = 0,8$  bis  $1 \times$  Hub.)

$D =$	340	430	520	620	700	770	850	1050	mm
Hub $\sim$	400	500	600	700	800	900	1000	1200	"
$G \sim$	110	185	290	445	605	775	1000	1700	kg
$\frac{G}{Q} =$	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,20	

**Tab. 238. Tandem-Maschine.**

Für  $D = 0,8$  bis  $1 \times$  Hub ergeben ausgeführte Maschinen im Durchschnitt:

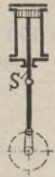
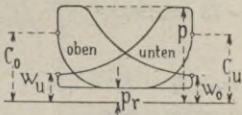
Gewicht  $G = 0,35 \cdot Q$  also:

$D =$	500	600	700	800	1000	1200	mm
Hub $\sim$	600	700	800	900	1000	1200	"
$G =$	670	970	1320	1720	2690	3890	kg

**Beschleunigungsdruck  $P$ , Kolbendruck  $K$ .**

Für übliche Treibstangenlängen ( $L \sim 5r$ ):

**Tab. 239. Stehende Maschinen.**



Notwend. Beschleunigung

$$\varphi = \frac{n^2 \cdot r}{75}$$

$$\varphi = \frac{n^2 \cdot r}{112} \text{ Mtr./Sek.}^2$$

Nötiger Beschleun.-Druck

$$P = \varphi \cdot \frac{G}{g}$$

$$P = \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ kg}$$

Zur Verfügung stehende Kraft . . . . .

$$K = (p - w_u)Q + G$$

$$K = (p - w_0)Q - G \text{ kg}$$

Druck im Kurbelzapfen . . . . .

$$K - P$$

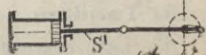
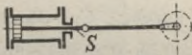
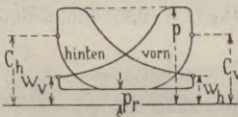
$$K - P$$

Soll also der Dampfdruck genügen, um die Massen in Bewegung zu setzen, so muss sein:

$$K \geq P$$

$$K \geq P$$

**Tab. 240. Liegende Maschinen.**



Notwend. Beschleunigung

$$\varphi = \frac{n^2 \cdot r}{75}$$

$$\varphi = \frac{n^2 \cdot r}{112} \text{ Mtr./Sek.}^2$$

Nötiger Beschleun.-Druck

$$P = \varphi \cdot \frac{G}{g}$$

$$P = \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ kg}$$

Zur Verfügung stehende Kraft . . . . .

$$K = (p - w_v)Q$$

$$K = (p - w_h)Q$$

Druck im Kurbelzapfen . . . . .

$$K - P$$

$$K - P$$

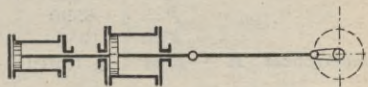
Soll also der Dampfdruck genügen, um die Massen in Bewegung zu setzen, so muss sein:

$$K \geq P$$

$$K \geq P$$

**Tab. 241. Tandem-Maschinen (liegend einkurbelig).**

Für  $\varphi$  und  $P$  gelten hier dieselben Regeln wie unter Tab. 240 für liegende Maschinen. Die zur Verfügung stehende Kraft ist:



$$K = \underbrace{(p_r - w) \cdot Q}_{\text{Niederdruck}} + \underbrace{(p - p_r) \cdot Q \cdot \frac{v}{V}}_{\text{Hochdruck}}$$

Um sich ein Bild zu machen, wie Massendrucke und Druckwechsel sich bei verschiedenen Maschinengattungen gestalten, wollen wir für **3 Maschinenarten** (liegend mit Kondensation) die Werte bestimmen.

Kolbenhub **1100 mm**;  $n = 100$  Umdrehungen;  $p = 8$  Atm. abs.

Nach Tab. 240 wird  $q = \frac{100^2 \cdot 0,55}{75} = 73 \frac{\text{Mtr.}^2}{\text{Sek.}^2}$

**1. Eincylinder.** Cyl.-Durchm. 600 mm;  $Q = 2770$  qcm.

Nach Tab. 236 wird  $G \sim 0,32 \cdot Q = 0,32 \cdot 2770 = 885$  kg.

„ „ 240 „  $P = 73 \cdot \frac{885}{9,81} \sim 6590$  kg.

„ Seite 14 „  $w = 0,95$  Atm. abs., demnach:

„ Tab. 240 „  $K = (8 - 0,95) \cdot 2770 = 19500$  kg.

**2. Kompound.** (2kurblig), Cyl.-Durchm. 600/930 mm.

Nach Seite 35 ist:  $w = 0,8$  Atm. abs.;  $p_r = 1,8$  Atm. abs.

Nach Tab. 236 u. 237	$G \sim$	Hochdruck $Q = 2770$ qcm	Niederdr. $Q = 6660$ qcm
		$0,32 \cdot 2770 = 885$ kg	$0,19 \cdot 6660 = 1260$ kg
		„ „ 240 wird $P = 73 \cdot \frac{885}{9,81} \sim 6590$ kg	$73 \cdot \frac{1260}{9,81} \sim 9400$ kg
„ „ 240 „	$K = (8 - 1,8) \cdot 2770 = 17200$ kg	$(1,8 - 0,8) \cdot 6660 = 6660$ kg	

**3. Tandem.** (1 kurblig), Cyl.-Durchm. 600/930 mm.

$Q = 6660$  qcm;  $G \sim 0,35 \cdot Q = 0,35 \cdot 6660 \sim 2330$  kg.

$q$ ,  $w$  und  $p_r$  wie im vorigen Beispiel.

Nach Tab. 240 wird:  $P = 73 \cdot \frac{2330}{9,81} = 17250$  kg.

Aus den Cylinderquerschnitten für 600 und 930 mm Durchm. ergibt sich  $V : v = 2,4$ .

Nach Tab. 241 ist  $K = (1,8 - 0,8) \cdot 6660 + (8 - 1,8) \cdot 6660 \cdot \frac{1}{2,4} = 23860$  kg.

Wir haben also für Hub = **1100 mm**,  $p = 8$  Atm abs.,  $n = 100$ :

	Eincylinder	Kompound (2 kurblig)		Tandem (1 kurblig)
		Hochdruck	Niederdr.	
$G =$	885	885	1260	2330 kg
$P =$	6590	6590	9400	17250 kg
$K =$	19500	17200	6660	23860 kg
Ueberschuss $K - P =$	+ 12910	+ 10610	- 2740 *)	+ 6610 kg

\*) Bei Kompound-Niederdruck tritt also der Druckwechsel erst nach dem toten Punkt ein, da  $P > K$ . Man findet deshalb die Fourenzahl der 2kurbligen Verbundmaschine meistens niedriger als die der Eincylinder- oder Tandemmaschinen.

In Nachstehendem folgen einige Systeme von Schnellläufern.

### Tosi-Maschine.

Eine äusserst einfache, in Italien hergestellte, stehende Tandemaschine hatte ich Gelegenheit in Berlin zu besichtigen.

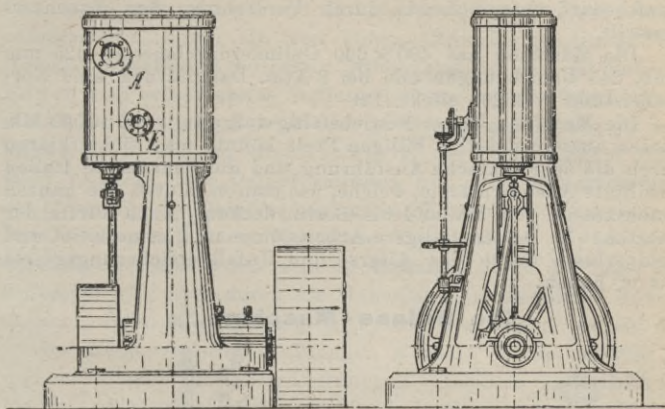


Fig. 1825—1826.

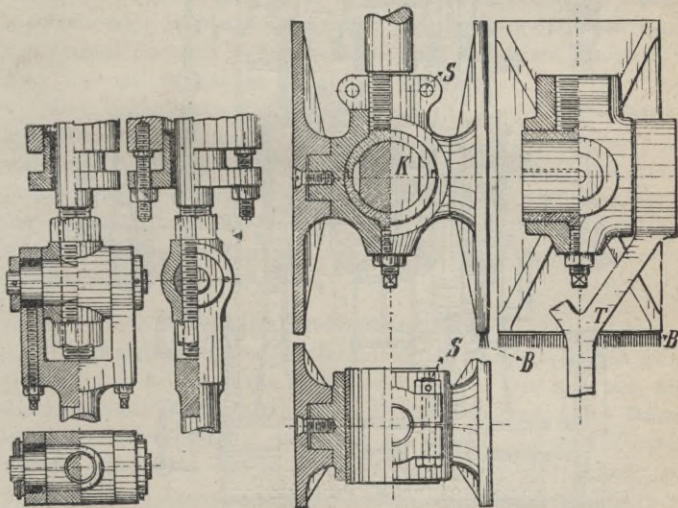


Fig. 1827—1829.  
Schieberstangengelenk.

Fig. 1830—1832.  
Kreuzkopf.

*S* Schraube zum Feststellen des angeschraubten Kreuzkopfes,  
*T* Treibstange, *B* Bürsten zur Oelung der Gleitflächen.

Fig. 1825 zeigt die Disposition, Fig. 1830 Kreuzkopf mit Treibstangenangriff und Fig. 1827 den Antrieb des für beide Cylinder gemeinschaftlichen Grundschiebers. Die Schieberstange hat keine



besondere äussere Führung wie *Fig. 1827* zeigt. (Ich habe die Skizzen nur aus dem Gedächtnis gemacht, da mir Zeichnungen nicht zur Verfügung stehen.)

Die Maschine besitzt nur einen einzigen Rundschieber und Achsenregulator, welcher den Schieber, dem jeweiligen Kraftbedarf entsprechend, durch Verdrehung des Excenters einstellt.

Die Maschine hat  $400 \times 600$  Cylinderdurchmesser 425 mm Hub, 245 Umdrehungen und bei 8 Atm. Dampfdruck eine Normalleistung von 200 effekt. PS.

Die Maschine kostet betriebsfähig aufgestellt ca. 10500 Mk. Diesen ausserordentlich billigen Preis könnte man sich erklären durch die sehr einfache Ausführung und die vom Staate Italien bewilligte Ausfuhrprämie, welche, wie man vermutet, die ganzen Frachtkosten von Mailand bis Berlin decken. Auch dürfte der Fabrikant in Italien billigere Arbeitslöhne und keine Zeit- und Geldverluste durch das Alters- und Unfallversicherungsgesetz u. s. w. haben.

### Die Willans - Maschine. \*)

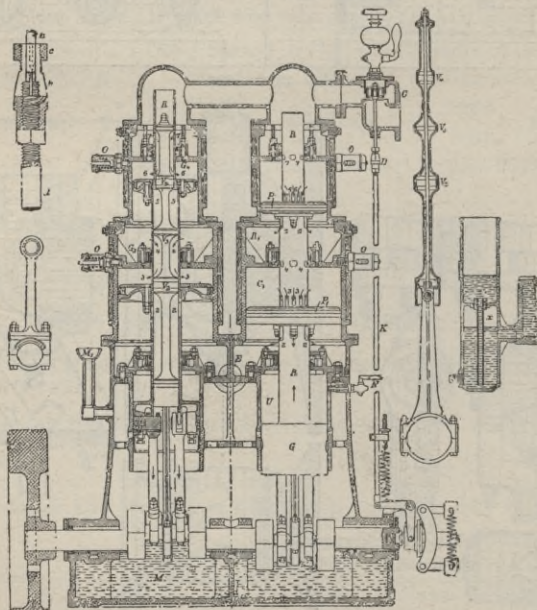


Fig. 1833-1837. Schnellläufer, System „Willans“.

Wie die Abbildung (*Fig. 1833*) einer aus zwei Verbundmaschinen zusammengesetzten Dampfmaschine erkennen lässt, sind die **Treibkolben**  $P$  und  $P_1$  durch je zwei kurze **Treibstangen** mit-

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1892, S. 961

einander verbunden. Zwischen den beiden Stangen befindet sich ein **Excenter**, welches die zur **Dampfverteilung** benötigten **Kolbenschieber** bewegt.

Die Wirkungsweise der Willans-Maschine ist folgende: Der Dampf tritt bei *c* ein und wird, der jeweiligen Kraftentnahme entsprechend, durch ein von einem Centrifugalregulator be-  
thätigtes **Drosselventil** gedrosselt. Nimmt man an, dass der kleinere Kolben sich seiner **oberen** Stellung nähert, so tritt **Dampf** durch die **Löcher 7** in das **Rohr R** und entweicht aus diesem in den **Cylinder C**, sobald der Steuerkolben  $V_4$  die Oeffnungen 6 nicht mehr verdeckt. Der Dampf vollführt nun seine **Hochdruckarbeit**, die Expansion des Dampfes beginnt, nachdem der Steuerkolben  $V_4$  die Oeffnungen 6 bzw. der obere Steuerkolben die Löcher 7 verschliesst. Man kann also die **Expansion** durch die Lage der **Oeffnungen** oder aber durch die Höhenlage der **Stopfbüchse  $G_4$**  verändern. Beim **Rückwärtsgang** tritt nun der Dampf durch die wieder freigewordenen Oeffnungen 6 und 5 in den **Behälter  $R_1$**  und von diesem durch die Oeffnungen 4 und 3 in den **Cylinder  $C_1$** , hier seine **Niederdruckarbeit** verrichtend. Darnach strömt der Dampf durch die Oeffnungen 3 und 2 in den Behälter **E** und aus diesem ins Freie oder in den Kondensator. Man könnte natürlich auch den Dampf nochmal arbeiten lassen und auf diese Weise eine Maschine mit dreifacher Expansion erhalten.

Den schädlichen **Einfluss** der hin- und hergehenden **Massen** aufzuheben, ordnete der Erfinder einen Cylinder **U** an, in welchem durch den Kolben **G** beim Aufwärtsgange **Luft** komprimiert wird. Durch den Stutzen **M** steht der Cylinder **U** mit der Aussenluft in Verbindung. Es ist dadurch eine gleichmässige **Wirkung** der **Kompression**, ob die Maschine mit oder ohne Kondensation arbeitet, erzielt.

### Grafton-Maschine. \*)

Der **Maschinenrahmen** besteht in seiner Hauptsache aus zwei Gussstücken **A** und **B**, die an ihren Teilfugen mit Ansätzen für die Lagerschalen zur Kurbelwelle **C** versehen und durch **Bolzen** miteinander verschraubt sind. In den oberen Teil sind die den **Cylinder** bildenden Stücke **G** und **F** von oben und unten mit einem kleinen Trennungsspalt **S** eingesetzt. Letzterer entspricht den Dampfkanälen gebräuchlicher Dampfmaschinen und ist infolge seiner Länge nur sehr schmal gehalten, auf diese Weise einen schnellen Abschluss ermöglichend.

Die beiden **Kolben P** und **V** bewegen sich grösstenteils in entgegengesetzter Richtung. Der **untere Kolben P** ist durch die

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1894, S. 914.

Treibstange *O* mit der Kurbelwelle verbunden, während die Bewegung des oberen Kolbens *V*, der gleichzeitig als Steuerkolben wirkt, mittelst Querhaupt und zwei Schubstangen von den beiden seitlichen Wellenkröpfungen übertragen wird. Die Wellen-

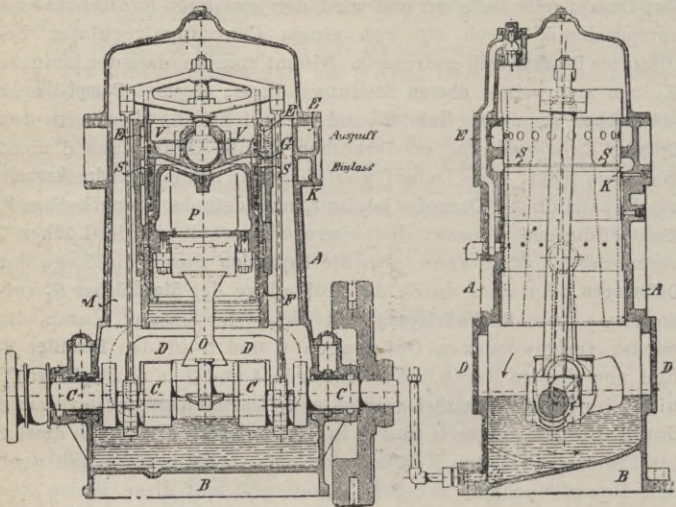


Fig. 1838—1839. Grafton-Maschine.

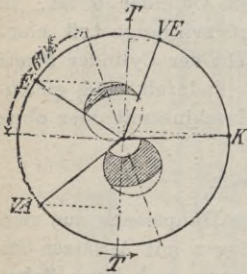


Fig. 1840. Schieberdiagramm.

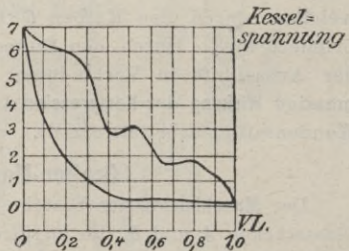


Fig. 1841. Dampfdiagramm.

kröpfungen sind um  $135^{\circ}$  versetzt, so dass der Schieber noch nicht seine äusserste Stellung erreicht hat, wenn die Kolben ihren grössten bzw. kleinsten Abstand haben. Es ergibt sich dadurch eine principiell richtige Schiebersteuerung.

Versuche an einer Maschine von 350 Durchmesser, 159 Hub, ergaben bei 603 Umdrehungen pro Minute eine Leistung von 36,2  $N_i$  und 12,8 kg Dampfverbrauch pro  $N_i$  und Stunde.

## Raworth-Maschine.

The Brush Electrical Engineering Company, Limited, London.

Bei dieser Konstruktion sind die Schieber (sog. Corliss-Hähne) so angeordnet, dass der **schädliche Raum** sehr **klein** ausfällt, was für schnellgehende Maschinen bekanntlich von grosser Wichtigkeit ist. Die beiden Kolben sind einfachwirkend. Der Frischdampf tritt von unten in den Hochdruckcylinder. Wenn die höchste Stellung erreicht ist, tritt durch die untere LÖcherreihe etwas Dampf in den Receiver über. Beim Niedergang tritt nun der Dampf in den grossen Cylinder, auf dessen oberer Seite wirkend. Ist die unterste Stellung erreicht, dann kann durch die freigegebenen LÖcher das Kondensationswasser abfließen, ein Zweck, der durch die konische Kolbenform wesentlich gefördert wird. Die **Regulierung** erfolgt durch einen Achsenregulator, der dem jeweiligen Kraftbedarf entsprechend die Füllung von 0 bis 62% einstellt. Die Maschinen dienen vorzugsweise zum direkten Antrieb von Dynamomaschinen.

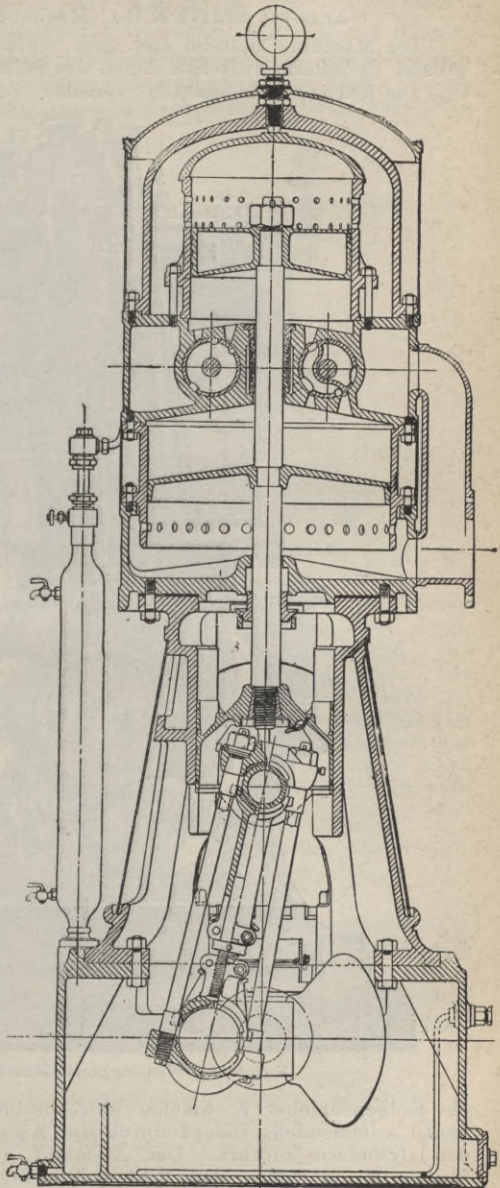


Fig. 1842. Raworth-Maschine.

## Westinghouse-Maschine.

Garrett, Smith & Co., Magdeburg-Buckau.

Die Maschine besteht aus zwei einfach wirkenden gleich grossen Cylindern, zwischen denen der Steuerkolben angeordnet ist. Die Kurbeln sind um  $180^{\circ}$  versetzt. Zur Regulierung dient

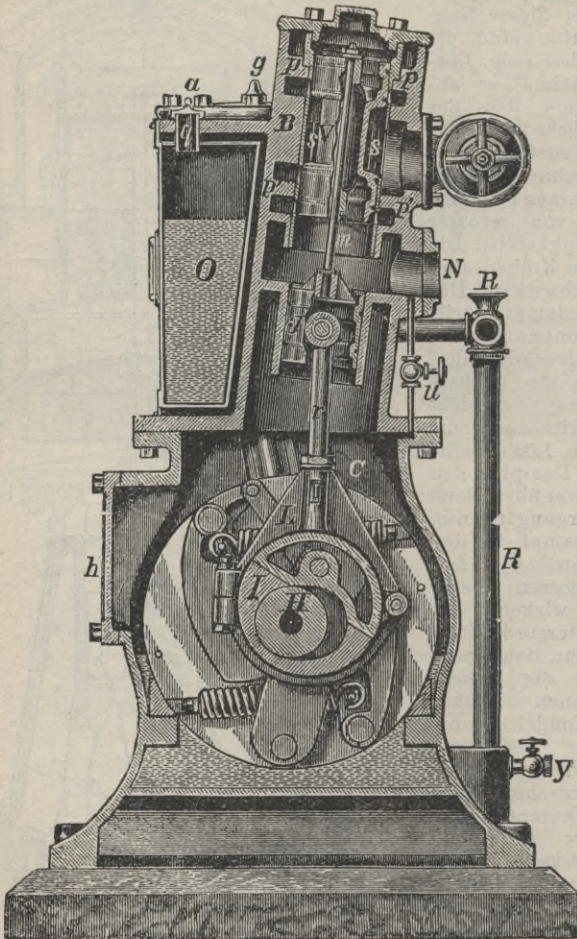


Fig. 1843. Westinghouse-Maschine.

ein Kolbenschieber *V*, welcher abwechselnd den vom Einlassventil kommenden Dampf durch die Aussparungen *p* bzw. *p'* den Cylindern zuführt. Der Abdampf entweicht durch den Stutzen *N* ins Freie. Die Schieberführung *J* ist durch Ringe abgedichtet und nimmt in sich das Gelenk für die Excenterstange *r* auf. Die Regulierung erfolgt durch Achsenregulatoren, variable Füllung von 0—90%.

## Dreicylinder-Dampfmaschine.

Feod. Siegel, Schönebeck a./E.

Die Maschine besteht aus drei einfach wirkenden Dampfcylindern, deren Kurbeln um  $120^{\circ}$  versetzt sind. Die Steuerung erfolgt durch einen rotierenden Schieber bzw. Hahn, durch welchen den einzelnen Cylindern nacheinander Dampf zugeführt

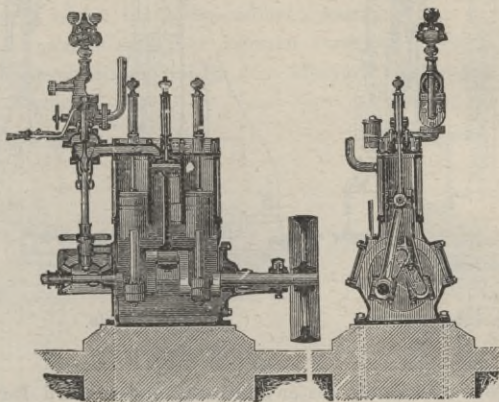


Fig. 1844—1845. Schnellläufer, System „Siegel“.

wird. Der verbrauchte Dampf strömt ebenfalls durch diesen Steuerhahn ins Freie. Wie die Abbildung (Fig. 1844) zeigt, dienen die langen Kolben gleichzeitig als Kreuzköpfe. Die Kreuzkopfbolzen erhalten ihre Schmierung von oben. Die Kurbelwelle läuft in einem Oelbad und wird ihr dadurch genügend Schmieröl zugeführt. Die bewegten Teile der Maschine sind eingekapselt, die Treibstangenlager nach Entfernung einiger Verschlussdeckel zugänglich. Die Maschinen, welche je nach Grösse 500—165 Umdrehungen machen, eignen sich zum direkten Antrieb von schnelllaufenden Arbeitsmaschinen.

## O. Dampfhammer.

Man unterscheidet: einfach wirkende (ohne Oberdampf), doppelt wirkende (mit Oberdampf) und Hämmer mit expandierendem Unter- und Oberdampf.

Im allgemeinen werden Hämmer ohne Oberdampf bei grossen Fallgewichten über 1000 kg angewendet, während kleinere, sogenannte Dampfschnellhämmer jetzt fast stets mit Unter- und Oberdampf gebaut werden.

Die Konstruktion des Dampfcylinders unterscheidet sich wesentlich von der der gewöhnlichen Betriebsmaschinen. Sie sind so vielseitig, dass an dieser Stelle nur einige Ausführungen angedeutet werden können.

Die Firma Eulenberg, Moentig & Co., Mülheim/Rhein, baut Dampfschnellhämmer nach zwei verschiedenen Anordnungen bezügl. der Chabotten.

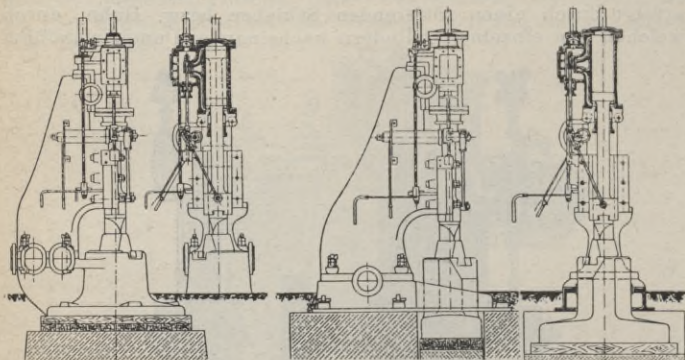


Fig. 1846—1847.

Fig. 1848—1849.

Fig. 1846—1847 mit fester Schlitz-Chabotte wird für Dampfhämmer bis etwa 500 kg Bärge wicht empfohlen, während Fig. 1848 bis 1849 mit loser Schlitz-Chabotte sich für Ausführungen bis zu 1000 kg Bärge wicht eignet, namentlich auch für forcierte Reckarbeiten in hartem Werkzeugstahl, da sich die Erschütterungen hierbei in weniger schädlicher Weise auf den Dampfzylinder und die Steuerungsteile übertragen.

Bei der Anlage von Dampfhämmern wird von der Aufsichtsbehörde jetzt für das Gewicht der Chabotte meist das zwanzigfache Gewicht des Fallgewichtes vorgeschrieben.

Die **Schieberbewegung** erfolgt in beiden Fällen durch eine vom Hammerbär mittelst Gleitstange bethätigte Schwinge.

Für die Ausführung von Gesenkarbeiten in Massenfabrication baut vorgenannte Firma den in Fig. 1850—1851 dargestellten Universal-Dampfhammer (System Joh. Albert Henckels, Solingen). Bis zu einem Bärge wicht von 300 kg werden diese Hämmer von einem Mann durch Fusstritt bedient.

Bei grösseren Bärge wichten bis zu 5000 kg wird dieser Dampfhammer mit **Expansionssteuerung** ausgerüstet, bei welcher an die Stelle des einfachen Schiebers, ein durch 2 Kanäle durchbrochener Verteilungsschieber tritt, welcher ebenfalls an die plungerartig ausgebildete Schieberstange angeschlossen ist.

Auf dem Rücken dieses Schiebers sind zwei Expansionschieber angeordnet, welche jedoch an der Bewegung der Steuerungsorgane nicht teilnehmen, sondern stillstehen.

Ihre gegenseitige Entfernung kann aber durch eine, durch diese Schieber gehende Stahlspindel mit Rechts- und Linksgewinde verändert werden, sodass man sowohl bei Ober- oder Unterdampf von 0 bis 1 expandieren kann.

Die Expansionschieber können vermittelt eines Zahnradgetriebes durch einen neben dem Hammer stehenden Arbeiter verstellt werden.

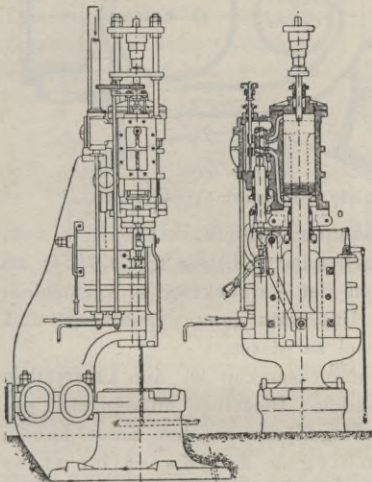


Fig. 1850-1851.

Universaldampfhämmer von Eulenberg,  
Moenting & Co. m. b. H. Mülheim/Rhein.  
(System J. A. Henckels, Solingen.)

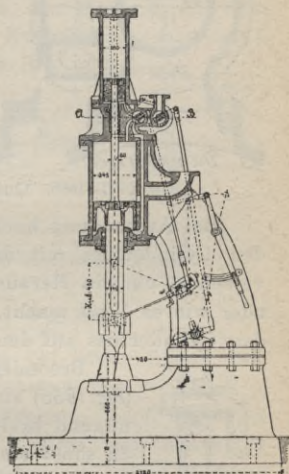


Fig. 1852.

Kompounddampfhämmer von  
J. E. Reinecker, Chemnitz.

Eine andere sinnreiche Konstruktion zeigt Fig. 1852. Es ist dies ein von J. E. Reinecker,\*) Chemnitz, konstruierter Kompounddampfhämmer. Der Hammer besitzt zwei Cylinder von verschiedenem Durchmesser übereinander, welche beide einfach wirkend sind.

Der Dampf tritt durch den Einlasschieber mit vollem Dampfdruck in den Schieberkasten. Der Zutritt zu dem Cylinder wird durch eine Drehscheibe geregelt. Die erzielte Dampfersparnis soll bei vollem Hube des Hammers angeblich bis zu 50 Prozent betragen, da bei dieser Konstruktion der gesamte Oberdampf gespart wird.

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1890, Nr. 52.



## P. Lokomobilen.

Die Lokomobilen werden überall angewandt, wo man die Dampfkraft nur vorübergehend oder aushülfsweise benötigt, wie bei landwirtschaftlichen Betrieben, bei Bauunternehmungen oder wo Raumangel herrscht, sowie bei kleinen gewerblichen Anlagen.

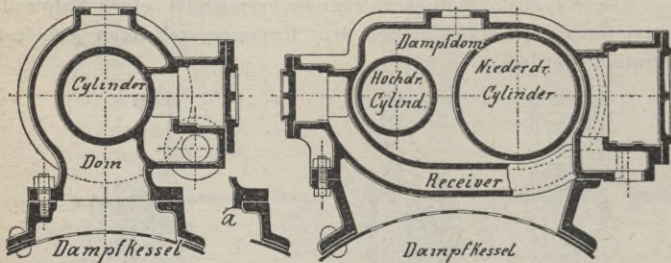


Fig. 1853—1855. Querschnitte von Lokomobileylindern.

Bei Anwendung hochgespannter Dämpfe empfiehlt es sich, den Cylinderfuss mit durchgehenden Leisten *a* (Fig. 1854) zu versehen, um ein Herausfliegen der Verpackung zu vermeiden, oder wie es Wolf macht, den Untersatz ganz wegzulassen und den Cylinderfuss auf den Kessel zu nieten.

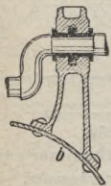


Fig. 1856.

Besondere Aufmerksamkeit ist den **Lagersätteln** (Fig. 1856) zuzuwenden. Dieselben müssen eine genügend breite Auflagefläche auf dem Kessel haben, da sonst ein Einbiegen des Kesselmantels bei *b* eintritt.

Bei vielen Lokomobilen findet man federnde bezw. zu schwache **Kurbelachsen**. Herstellung der Kurbelachsen s. Seite 102.

Der Einfluss der Längenausdehnung auf die während des Betriebes eintretenden Spannungen ist besonders zu beachten und entsprechend auszugleichen.

Hauptsächlich der Dampfkessel bedingt je nach der Dampfspannung mehr oder weniger grosse Längenausdehnung. Die Dampfmaschine selbst ist z. B. bei Lokomobilen direkt auf den Kessel montiert, und übertragen sich demnach die Aenderungen, welche die Temperatur im Kessel hervorbringt, auch auf die Dampfmaschine.

Fassen wir die in Fig. 1859 dargestellte Lokomobile ins Auge, bei welcher die gusseiserne Schlittenführung mit dem Dampfzylinder fest verbunden ist.

Der Dampfcylinder erwärmt sich während des Betriebes, ebenso der Kessel, während die übrigen Teile der Dampfmaschine eine Temperatur annehmen, durch die eine nennenswerte Längenausdehnung kaum eintritt. Es ist demnach nicht angängig, bei *Fig. 1859* den auf den Kessel aufgenieteten Rahmenfuss *c* fest mit dem Rahmen zu verbinden. Man bildet deshalb den Rahmenfuss nach *Fig. 1857* schiffenförmig aus, so dass eine **Verschiebung des Rahmens** in der Längsrichtung stattfinden kann. Bei der Anordnung (*Fig. 1860*) ist die Gradführung *G* für den Schlitten für sich auf den Kessel genietet und dadurch der Einfluss der Längenausdehnung unschädlich. Auch das Maass *b*, die Entfernung von Mitte Cylinder bis Mitte Kurbelachse, wird durch die Längenausdehnung des Kessels sehr beeinflusst.

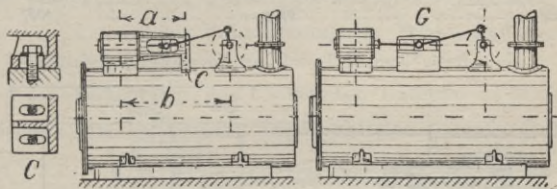


Fig. 1857.

Fig. 1859.

Fig. 1860.

Dieses Maass *b* sei beispielsweise bei einer Lokomobile 2,5 Mtr., so wird die Ausdehnung während des Betriebes je nach der Dampfspannung 2—4 mm betragen. Auch auf diese Ausdehnung ist Rücksicht zu nehmen, indem man den Spielraum zwischen Kolben und Cylinderdeckel im kalten Zustand der Maschine verschieden gross wählt und zwar den grösseren Wert auf der vorderen Deckelseite.

Zur Gewährleistung des **Dichthaltens der Siederohre** an der vorderen Stirnwand ist es nötig, die Entfernung zwischen Feuerbrücke und Rohrwand bei runden Feuerbüchsen mindestens 400—500 mm zu machen.

**Tab. 243. Durchschnittspreise und Gewichte guter Lokomobilen.**

Pferdestärken	$N_e$	3	4	6	10	20	50	100	200
Stationär	Gewicht kg	1750	2400	3100	5000	10000	16000	28000	45000
	Preis Mk.	2800	3400	4000	5800	10500	17000	26000	40000
Fahrbar	Gewicht kg	—	2600	3400	5000	10500	—	—	—
	Preis Mk.	—	3600	4300	6200	11000	—	—	—
Blechschorstein									
pro Mtr.	Mk.	10	12	16	20	26	34	45	60

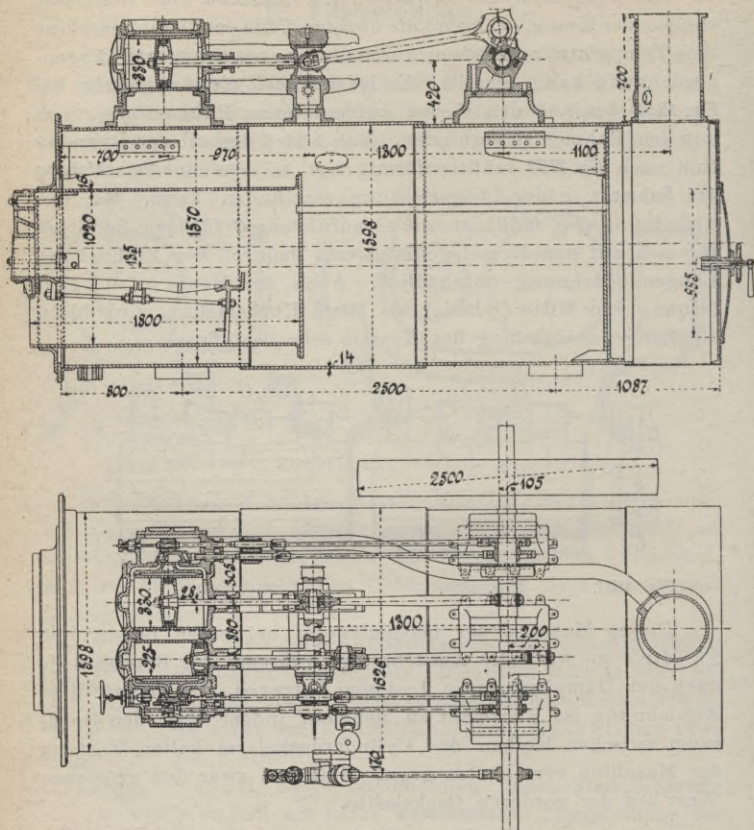


Fig. 1861—1862. Kompoundlokomobile.

Heizfläche 40 qm, Dampfdruck 8 Atm., Maschine 225/330,  
Hub 400, Umdrehungen 130.

(Ausgeführt nach Konstruktionszeichnungen von *Haeder*.)

Stationäre Lokomobilen werden bis zu 250 PS. ausgeführt, Ich hatte Gelegenheit, eine Maschine mit folgenden Hauptdimensionen zu untersuchen:

Heizfläche des Kessels 132 qm, Dampfdruck 10 Atm.,  
Kompoundmaschine 360 u. 600 Cylinderdurchmesser, 550 Hub,  
95 Umdrehungen pro Minute, Leistung 150 effektive  
Pferdestärken.

Garantierter Dampfverbrauch 6,5 kg pro indizierte Pferde-  
kraft und Stunde; garantierter Kohlenverbrauch 0,85 kg pro  
indizierte Pferdekraft und Stunde. Preis 34000 Mark.

## Q. Der überhitzte Dampf. \*)

Ueberhitzter Dampf entsteht durch weitere Wärmezufuhr zum gesättigten Dampf, während der Dampf mit der Wasseroberfläche nicht mehr in Berührung ist. Ueberhitzter Dampf hat bei gleicher Spannung höhere Temperatur als gesättigter.

Bezeichnet:

$\rho$  die Spannung des Dampfes in Atm. abs.,

$V$  das Volumen in cbm,

$t$  die Temperatur des gesättigten Dampfes in  $^{\circ}\text{C}$  nach S. 12,

$\ddot{u}$  " " der Ueberhitzung in  $^{\circ}\text{Cels.}$  bei derselben Spannung, entsprechend der Temperatur  $t$ ,

$t + \ddot{u}$  die Temperatur des überhitzten Dampfes in  $^{\circ}\text{Cels.}$ ,

$T$  die absolute Temperatur des überhitzten Dampfes in  $^{\circ}\text{Cels.}$ ,

so ist:

$$T = 273 + (t + \ddot{u}) \dots \dots \dots (374)$$

und nach Zeuner

$$V = \frac{0,004924 \cdot T - 0,18536 \sqrt[4]{\rho}}{\rho} \text{ in cbm f. d. kg. } (375)$$

Bezeichnet ferner:

$G$  die Dampfmenge in kg, welche überhitzt werden soll,

$c$  die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes bei konstantem Druck, nach Regnault, im Mittel  $c = 0,48$ , \*)

$\lambda$  die Gesamtwärme des gesättigten Dampfes in Kalorien, vergl. Tab. 3, Seite 12,

so ist die für die Ueberhitzung aufzuwendende Wärmemenge

$$W = 0,48 \cdot G \cdot \ddot{u} \dots \dots \dots (376) *$$

Zur Erzeugung von 1 kg überhitzten Dampf aus Wasser von  $0^{\circ}\text{C}$  ist eine Gesamtwärme nötig von

$$W' = \lambda + 0,48 \cdot G \cdot \ddot{u} \dots \dots \dots (377) *$$

---

\*) Bach hat bei Versuchen für Gleichung 376 und 377 einen grösseren Wert erhalten:  $c = 0,53$  bis  $0,63$ , doch bedürfen diese Werte noch der Nachprüfung. Vergl. Zeitschr. V. d. Ing. Nr. 20, S. 729, 1902.

Die **Ausnützung** des Dampfes in unseren gewöhnlichen Dampfmaschinen ist hauptsächlich wegen der grossen Kondensationsverluste, welche der gesättigte Dampf durch seine Abkühlung erleidet, eine **unökonomische**.

Es ist erwiesene Thatsache, dass dadurch der Dampfverbrauch (und naturgemäss damit auch der Kohlenverbrauch) oft bis 30<sup>0</sup>/<sub>0</sub> grösser ausfällt. Um diese Kondensationsverluste auf ein Minimum zu reduzieren, war man bestrebt, den **Temperaturunterschied** zwischen dem in die Maschine eintretenden Dampf und den Cylinderwandungen zu verringern. Dies führte zur Anwendung der mehrstufigen Expansion, d. h. man lässt den Dampf von hoher Spannung nacheinander in zwei oder mehr Cylindern wirken.

Doch die Kalkulation hat uns gelehrt, dass diese Vorteile der **mehrstufigen Expansion** mit Rücksicht auf die hiermit verbundenen Schwierigkeiten in der Konstruktion und der Herstellung der Maschinen, nur bei grösseren und grossen Maschinen zu Tage treten.

Für die grosse Menge der vielen kleineren Betriebsmaschinen ist man noch immer genötigt, mit grossen Dampfverbrauchsfiguren zu rechnen.

Dieser Nachteil ist nun durch die Ueberhitzung des Dampfes, oder wie die Neuzeit es auch nennt, das Veredeln des rohen, gesättigten Dampfes zum Teil behoben, die Kondensationsverluste werden geringer.

Sehr interessant ist es, einmal gesättigten Dampf von 6 bis 10 Atm. und dann überhitzten Dampf, aus einem engen Rohr ins Freie treten zu sehen. Während der gesättigte Dampf kurz hinter der Mündung des Rohres in einem **weissen Strahle** sichtbar wird, ist überhitzter Dampf sehr weit weg von der Mündung erst in einer **leichten Wolke** sichtbar.

Jedem Ingenieur oder Fachmann, der Gelegenheit hatte, Dampfmaschinen mit gesättigtem Dampf gespeist, zu indizieren, und ebensolche mit überhitztem Dampf, fallen die Vorteile des letzteren sofort ins Auge.

Als Erfinder des überhitzten Dampfes könnte vielleicht Hirn genannt werden, welcher bereits in den 50er Jahren die ersten Versuche mit der Ueberhitzung des Dampfes durchgeführt hat; diese Versuche, sowie auch alle späteren waren nicht von dem gewünschten Erfolge begleitet, da man den überhitzten Dampf in ganz gewöhnlichen, und zur damaligen Zeit, im Vergleiche zu jetzt, noch sehr unvollkommenen Maschinen benutzen wollte, da man aber zu jener Zeit nur mit animalischen oder vegetabilen Oelen schmierte und die schwerer vergasenden Mineralöle noch nicht kannte, musste man sich mit einer nur **geringen Ueberhitzung** begnügen. Eine Steigerung derselben führte immer zu Betriebsschwierigkeiten, die selbstverständlich stets sehr unangenehm sind.

Ausserdem wurden zu den Ueberhitzungsapparaten nicht die geeigneten Materialien verwendet, dann verstand man es auch

nicht, die zweckmässigen Verbindungen zu wählen, welche bei hohen Ueberhitzungen noch entsprechende Betriebsicherheit und auch Dichtheit gewährleisten.

Man war durch die vorstehend erwähnten Umstände und herbeigeführten Misserfolge von dem Bestreben den Dampf zu überhitzen wieder abgekommen.

Aber trotz alledem hatte man schon früher immerhin gute Ersparnisse im Dampfverbrauch gemacht, welche die Vorteile der Sache bewiesen.

Betr. der einzelnen Details\*) sei noch folgendes bemerkt:

Bei überhitztem Dampf, (besonders auch bei hohem Dampfdruck) hat man bei den **Absperrventilen** mit Schwierigkeiten zu kämpfen, hauptsächlich bezüglich des Dichthaltes von Kegel und Sitz.

Wie C. von Bach neuerdings durch eingehende Versuche (veröffentlicht in der Zeitschr. d. V. deutsch. Ing.) nachgewiesen hat, lässt Rotguss bei starker Ueberhitzung (ca. 350<sup>o</sup>) sehr schnell in seiner Festigkeit nach und soll für Ventilkörper überhaupt nur mit Einschränkung gebraucht werden. Auf diese Ursache ist es zurückzuführen, wenn Sitz und Kegel durch die von Dampf mitgerissenen Unreinigkeiten mitunter in kurzer Zeit stark angefressen werden. Ferner ist zu beachten, dass infolge der ungleichen Wärmeausdehnung, die bei Eisen und Rotguss schon ziemlich erheblich ist, die Sitze aus Rotguss leicht gelockert werden und jedenfalls gegen das Herausdrücken durch den Dampfdruck besonders gesichert werden müssen.

Es wird sich also empfehlen, an Stelle des Rotgusskegels einen stark konstruierten **gusseisernen Kegel** anzuwenden, auf den Rotgussstift ebenfalls zu verzichten und als Dichtung ein Material zu wählen, das annähernd denselben Ausdehnungskoeffizienten hat, wie das Gusseisen, wir haben nun in dem Nickel ein Material, mit dem gerade in dieser Beziehung die besten Erfahrungen gemacht sind. Die Nickelringe sind natürlich in Sitz und Kegel in schwalbenschwanzförmigen Nuten gut zu befestigen.

Aus oben Gesagtem geht weiter hervor, dass für die **Spindeln** nicht Rotguss, sondern Stahl oder Schmiedeeisen zu wählen ist.

Für die **Kolbenringe** bei Heissdampfmaschinen kommt man mit Gusseisen vollständig aus. Am besten haben sich hier Ramsbottonringe bewährt, wobei gute Schmierung mit passendem Cylinderöl vorausgesetzt ist. Der Kolben muss reichlich lang werden, dass die Ringe thunlichst in der etwas kühleren Zone der Laufflächen zum Arbeiten kommen.

Für die **Stopfbüchsen** ist Weissmetallpackung (s. auch S. 535) immer noch am zweckmässigsten. Jedoch auch hier ist für gute Schmierung Sorge zu tragen und geschieht dies am einfachsten durch eine mechanische Schmierpumpe, die das Oel durch Nuten und Kanäle bis zum Grundring hin sicherer an Ort und Stelle bringt als ein Tropfsmiergefäss, dessen einzelne Tropfen vorn abgestrichen werden und wenig oder gar nicht zur Wirkung kommen.

\*) vergl. Haeders Zeitschrift 1901, Nr. 11.

### Der Heissdampfmotor von Schmidt.

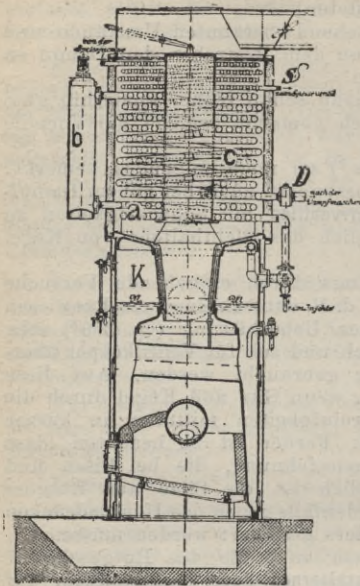


Fig. 1863. Kessel zum Schmidt-Motor.

In Fig. 1863 ist ein Kessel nach System Schmidt nach den ersten Ausführungen im Jahre 1890 dargestellt. Der Dampf wird in einem Lachapelle-Kessel *K* von sehr kleiner Heizfläche (0,2 bis 0,7 qm pro Pferdekraft) gebildet und durch die abziehenden Heizgase auf  $350^{\circ}$  bis  $380^{\circ}$  überhitzt. Der Vorgang der Ueberhitzung ist folgender: Aus dem Vorüberhitzer (den unteren zwei Spiralen *a*) tritt der Dampf in ein weites, stehendes Rohr *b*, den Nachverdampfer. Hier wird dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser Gelegenheit geboten, auf Kosten vom Wärmegehalt des überhitzten Gemisches zu verdampfen. Vom Nachverdampfer gelangt der Dampf in den Hauptüberhitzer *c* und wird durch die Spiralen im Gegenstrom zu den Heizgasen geführt.

Den Querschnitt des Dampfzylinders einer Schmidt'schen Heissdampfmaschine zeigt Fig. 1864.

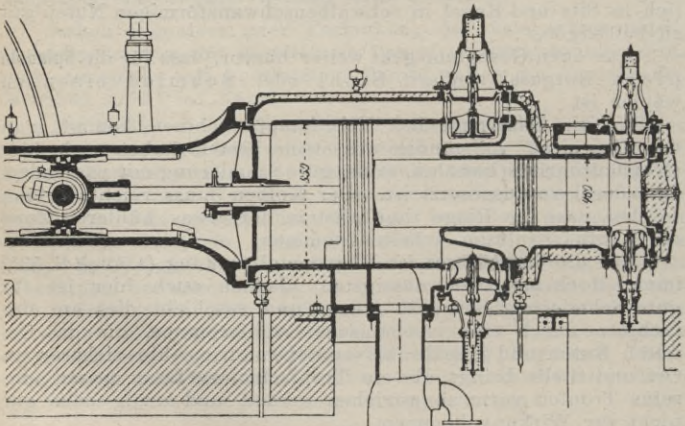


Fig. 1864. Heissdampfmaschine 460/950 mm Cyl.-Durchm., 1000 mm Hub,  $n = 86$  Umdrehungen pro Min.

## R. Heissluft-, Gas- und Petroleummotoren.

Unter **kalorischen Maschinen** versteht man solche Maschinen, welche durch die Expansion erwärmter Gase Arbeit verrichten.

Die Erzeugung der Spannkraft der Gase, gewöhnlich der atmosphärischen Luft, kann durch feste, flüssige oder gasförmige Brennstoffe erfolgen und die Wirkungsweise kann eine geschlossene oder offene sein; d. h. die Maschine verwendet zu jedem Arbeitshube eine neue Luftmenge oder sie gebraucht dieselbe ununterbrochen. Ferner unterscheidet man noch kalorische Maschinen mit **offener** und **geschlossener** Feuerung. Zwischen beiden liegen die Gas- und Petroleummotoren, die als offene kalorische Motoren mit geschlossener Heizung ausgeführt werden.

Die grossen Abmessungen, die durch den verhältnismässig kleinen mittleren Druck der „**Heissluftmaschinen**“ bedingt sind, beschränken deren Anwendung nur auf kleine Leistungen, und ist ihre Verbreitung durch die Erfindung der Gasmotoren sehr beschränkt worden. Die Verbreitung der Gasmotoren nimmt mit jedem Jahre zu und machen dieselben schon jetzt der Dampfmaschine unter gewissen Umständen Konkurrenz.

Die **Gasmaschinen** kann man nach den ihnen unterliegenden Prinzipien in folgende Gruppen teilen:

1. **Maschinen ohne Kompression** der Gase, welchen die ältesten Gasmaschinen zugezählt werden müssen. Bei diesen Maschinen wird Gas und Luft auf eine bestimmte Länge des Hinganges angesaugt und durch geeignete Vorrichtungen entzündet. Infolge der Verbrennung erwärmt sich das Gemenge und treibt den Kolben vorwärts, beim Rückgang werden die Verbrennungsprodukte ausgestossen. Dieses System ist gegenwärtig verlassen und an dessen Stelle traten die der folgenden Gruppen.

2. **Gasmaschinen mit gemeinschaftlicher Kompression** der Gase und der Luft. Bei diesen Maschinen wird von einer Pumpe oder auch dem Arbeitskolben Luft und Gas vor der Verbrennung komprimiert, zum **Entflammen** gebracht und durch **Expansion** des erwärmten Gemisches der Kolben vorgeschoben. Durch die Verbrennung wird der Arbeitscyliner so weit erwärmt, dass ohne Kühlung desselben das Schmieröl zersetzt und so der Bestand der Maschine in Frage gestellt würde; diese Kühlung bedingt gewisse Verluste, die durch die Maschinen der letzten Gruppe vermieden werden sollen.



3. **Gasmaschinen mit gesonderter Kompression** von Gas und Luft. Werden Gas und Luft gesondert komprimiert und dem Arbeitscylinder zugeführt, so kann durch Regelung des Verhältnisses zwischen Gas- und Luftmenge die Temperatursteigerung dermassen beschränkt werden, dass eine Kühlung überflüssig wird und die Verlustquelle eliminiert. Doch sind solche Motoren noch nicht im Gebrauch, obwohl dieselben von vielen Theoretikern empfohlen sind.

Die wichtigsten Maschinen der zweiten Gruppe sind die Viertaktgasmotoren, wie sie von Otto besonders durchgebildet wurden. Es soll der Arbeitsgang an Hand von einem Diagramm erklärt werden.

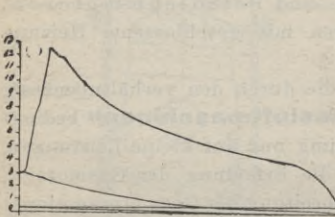


Fig. 1865.

4 pferdiger Deutzer Benzinmotor.  
Cyl.-Durchm. 170, Hub 340,  $n = 160$ .

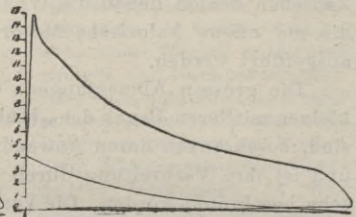


Fig. 1866.

60 pferdiger Deutzer Zwill.-Gasmotor.  
Cyl.-Durchm. 340, Hub 600,  $n = 140$ .

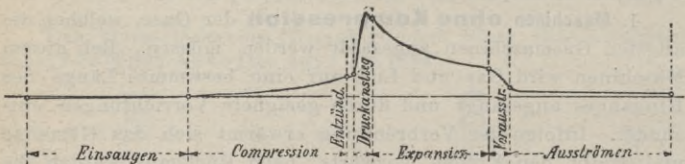


Fig. 1867. | Arbeitsschema.

Bei den **Viertaktmotoren** ist der Arbeitscylinder zu gleicher Zeit Kompressor, dessen Wände durch Wasser gekühlt sind. Beim Hingange (vergl. Fig. 1867) wird zuerst Luft, dann Gas **angesaugt**, beim Rückgange des Kolbens die schichtenweise gelagerte Arbeitsfüllung komprimiert und beim nächsten Vorwärtsgange **entzündet**, die Wärme durch Expansion der Verbrennungsprodukte ausgenützt und endlich beim Rückgange **ausgestossen**. Manchmal ist die Kompression auch von einer gesonderten Pumpe durchgeführt, es leiden aber diese Maschinen an einem geringeren Nutzeffekt, da mehr Reibung verursachende Teile existieren.

Das **Anlassen** der Gasmotoren bedingt zwei Umdrehungen von Hand. Dieser Uebelstand ist in neuerer Zeit durch die Anwendung von Anstellvorrichtungen zu vermeiden gesucht worden, die darauf hinauslaufen, dem Gasmotor ein Gemenge von Luft und Gas zuzuführen und zu entzünden, die Maschine arbeitet dann in den ersten Hübren wie ein Motor in der ersten Gruppe.

Tabelle 244. Preise von Gasmotoren.

Leistung PS.	1	2	3	4	6	10	16	20	30
Preis . Mk.	700	900	1400	2000	2700	3500	5500	6500	8500

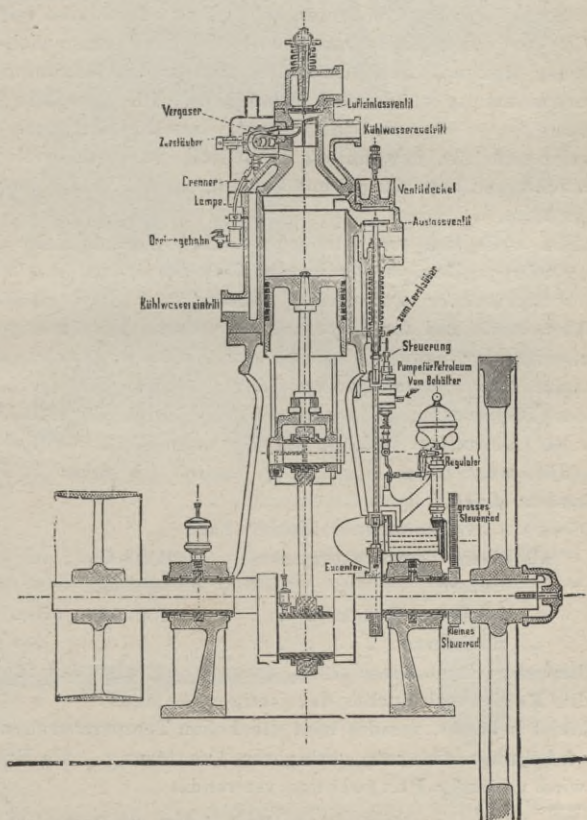


Fig. 1868. Petroleummotor von *Grob & Comp., Leipzig.*  
Haeder, Dampfmaschinen.

## S. Wärmemotor von Diesel.

Wie schon auf Seite 3 erwähnt, wird bei den heutigen Dampfanlagen nur etwa 15% des in dem Brennstoff enthaltenen theoretischen Heizwertes nutzbar gemacht; es gehen also 85% verloren.

Diesen Uebelstand sollte der neue Wärmemotor von R. Diesel beseitigen.

Die unter obigem Titel im Jahre 1892 erschienene Schrift \*) erregte in vielen technischen Kreisen Aufsehen. Der Verfasser betrachtet als Ziel die Konstruktion eines Motors, welcher gegenüber der heutigen schlechten Ausnutzung der Wärme, wie sie selbst in den besten Dampfmaschinen stattfindet, einen ungeheuren Fortschritt bedeuten soll. Er steuert dabei auf den sog. Carnotschen Kreisprozess los, welcher bekanntlich bei gegebener Maximal- und Minimaltemperatur das Maximum der Wärmeausnutzung theoretisch ermöglicht. Die gewählte Entwicklung ist so klar und interessant, dass dieselbe auch von dem, der sich für gewöhnlich nicht mit wärmetheoretischen Untersuchungen beschäftigt, mit Vergnügen und Nutzen studiert werden kann.

*„Man stelle sich vor, dass eine kleine Quantität Kohle oder flüssiges oder gasförmiges Brennmaterial in Staubform in ein Volumen komprimierter und dadurch hochehitzter Luft allmählich eingeführt werde und darin spontan oder durch Entzündung verbrenne, dass aber dann gleichzeitig der Kolben so zurückweiche, dass keine Temperatursteigerung eintrete, indem die durch die einzelnen Brennstoffartikel erzeugte Wärme durch die Abkühlung, welche die Expansion begleitet, jeweilig augenblicklich aufgehoben wird. Die ganze Wärmeentwicklung äussert sich daher in Form von äusserer Arbeit.“*

Diesels „vollkommener Motor“ hat:

als obere Temperaturgrenze . . .	800° C.,
„ untere „ . . .	20° C.,
„ höchsten Druck . . . . .	250 Atm. abs.,
„ niedrigsten „ . . . . .	1 „ „

Hierbei rechnet Diesel 73% Ausnutzung, also den fünften Teil des Kohlenverbrauches der jetzigen Anlagen!

Soviel bekannt, wendet man die hohen Temperaturen nicht an und begnügt sich mit geringerer Ausnützung. Als Brennstoff wird vorläufig Petroleum verwendet.

\*) Wir können das interessante Buch jedem zur Durchsicht empfehlen.

## T. Dampfturbinen.

### a) Die Dampfturbine von de Laval.

Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Kalk.

Diese Dampf-Kraftmaschine wird durch den strömenden Wasserdampf nach Art der hydraulischen Turbinen und zwar als Achsialturbine mit partieller Beaufschlagung in rasche Umdrehung versetzt.

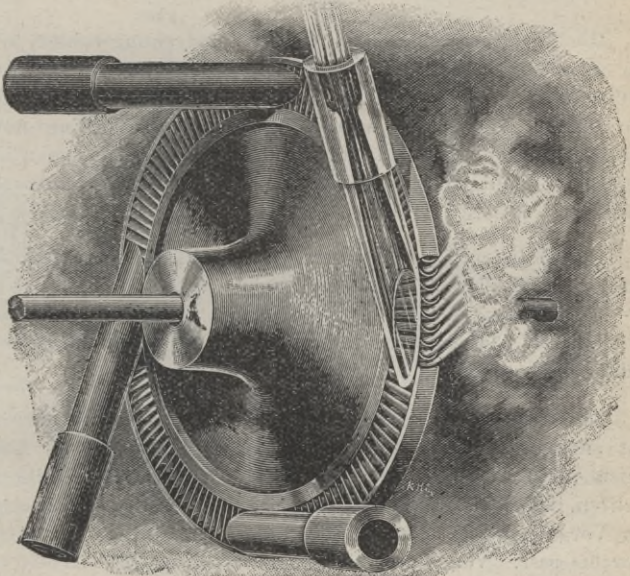


Fig. 1869. Perspektivisches Bild des Schaufelrades und der Düsen für die Dampfzuströmung.

Sie besteht aus einem auf dünner wagerechter Welle (Fig. 1870) befestigten Laufrade, welchem der Dampf durch ein-

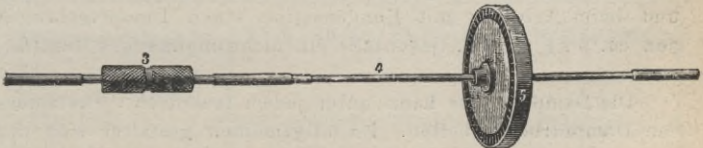


Fig. 1870. Turbinen-Federwelle mit Schaufelrad und Ritzel.

ander diametral gegenüberliegende, unter spitzem Winkel gegen das Laufrad einfallende Düsen diesen zugeführt wird (Fig. 1889).

In *Fig. 1871* ist eine 20pferdige Dampfmaschine in  $\frac{1}{15}$  der wirklichen Grösse dargestellt und aus dieser die wesentliche Konstruktion ersichtlich.

Der Dampf tritt durch ein von einem Achsenregulator *R* bethätigtes Drosselventil in den Ringkanal *K* und von diesem durch die Düsen in das Laufrad. Jede Düse kann, wie *Fig. 1874* zeigt, einzeln durch Handrad abgeschlossen und so die Kraftleistung nach Belieben geändert werden.

Die Turbinen arbeiten mit hohen Umdrehungszahlen, z. B. bei einem mittleren Durchmesser des Laufrades von 0,2 Mtr. mit 30000 Touren, was einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 315 Mtr. pro Sekunde entsprechen würde. Es wäre nun unbedingt nötig, ein absolut genaues Laufrad einzubauen, da bei solchen Umfangsgeschwindigkeiten der Körper um seine Schwerpunktschwerachse schwingen muss.

Der Erfinder der Dampfmaschine hat sich dadurch geholfen, dass er das Turbinenrad auf einer sehr dünnen, stellenweise nur 12—13 mm starken Welle befestigte (*Fig. 1870*), deren Biegsamkeit zulässt, dass das Turbinenrad um seine wirkliche Schwerpunktschwerachse schwingt.

Auf der Turbinenachse sitzen 2 kleine Schraubenräder *z* mit entgegengesetzter (um den Horizontalschub in der Achse aufzuheben) Steigung der unter ca.  $45^{\circ}$  gegen die Welle gestellten, sehr fein geteilten Zähne, diese greifen in zwei auf der Vorgelegewelle *w* befestigte Räder *Z* von zehnmal grösserem Durchmesser. Von dieser Vorgelegewelle kann die Arbeit entweder direkt oder indirekt mittelst Riemen übertragen werden.

Bremsversuche, welche vor etwa 6 Jahren in Stockholm an einem 50 pferdigen Motor vorgenommen wurden, ergaben bei einem Drucke von  $8\frac{1}{2}$  Atm, 18000 Umdrehungen pro Minute und beim Arbeiten mit Kondensation einen Dampfverbrauch von ca. 9 kg pro PS., jedenfalls ein nicht ungünstiges Resultat.

Die Dampfmaschine kann unter jedem technisch vorkommenden Dampfdruck arbeiten. Im allgemeinen gestaltet sich der Dampfverbrauch um so günstiger, je grösser das zur Verfügung stehende Druckgefälle ist, also wenn möglichst hoher Dampfdruck und Kondensation angewendet wird. Die Dampfmaschinen müssen jedoch von Fall zu Fall besonders eingerichtet sein.



Nachstehend sind die einzelnen Teile einer de Laval-Dampfturbine angegeben.

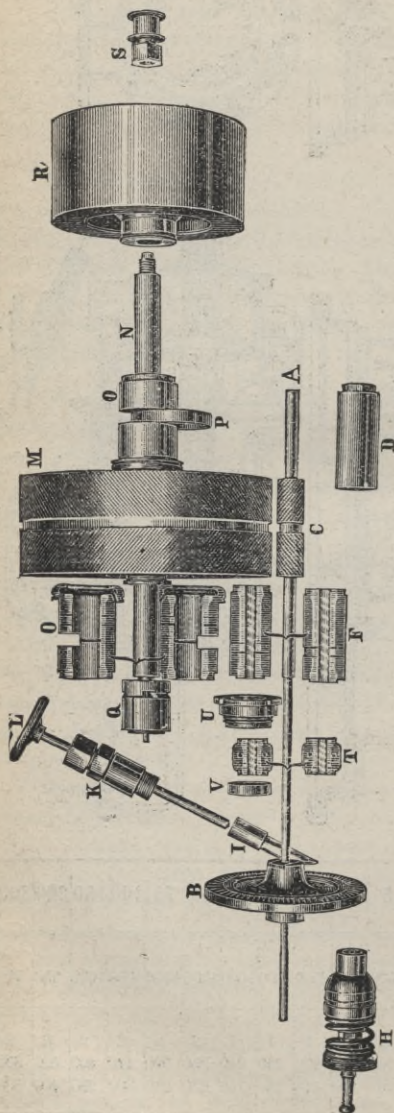


Fig. 1876—1882.

Einzelteile der de Laval'schen Dampfturbine.

A Federwelle (Turbinenwelle).  
 B Schaufelrad.  
 C Ritzel.  
 D Endlager.  
 E und G Sicherheitsbüchsen.  
 F Mittellager (zweiteilig).

H Kugellager.  
 I Dampfdüse.  
 K Düsenverschluss.  
 L Spindel mit Handrad.  
 M Zahnrad.  
 N Vorgelegewelle.

O Zahnradlager (zweiteilig)  
 P Schmerring.  
 Q Achsenregulator. j  
 R Riemenscheibe.  
 S Riemenscheibenmutter.  
 T Abdichtungs-lager.

## b) Die Parsons Dampfturbine.

Dieselbe besteht im wesentlichen aus einem in zwei Lagern ruhenden, in Walzen von verschiedenen Durchmessern abgestuften, rotierenden Teil, der von einem feststehenden, ebenfalls entsprechend abgestuften, gusseisernen, zweiteiligen Mantel umhüllt ist. Zwischen beiden strömt der durch ein einziges Ventil eingelassene Dampf in axialer Richtung durch, und zwar in der Weise, dass er auf der Seite des kleinsten Walzendurchmessers einströmt, um expandierend von der kleinsten Abstufung bis zur grössten sich vorwärts zu bewegen. (*Fig. 1883.*)

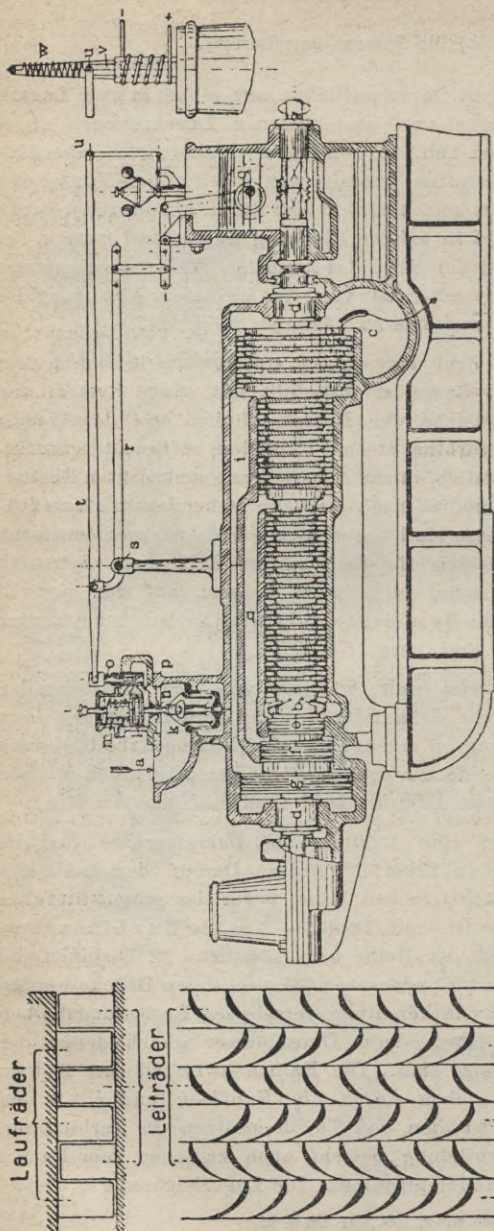
Der zwischen dem abgestuften rotierenden Teil und dem Mantel befindliche Raum ist ausgefüllt mit einem System von **Schaufeln**, durch welche der Dampf, ähnlich wie das Wasser durch eine Wasserturbine, strömt. Auf dem rotierenden Stufen-cylinder sitzen nämlich, in zur Achsrichtung senkrechten Ebenen, eine Reihe von radial nach aussen stehenden Schaufelkränzen. Letztere sind unter sich gerade so weit entfernt, dass sie Raum lassen für eine zweite Reihe von Schaufelkränzen, welche, radial nach innen stehend, auf der inneren Wandung des den rotierenden Stufen-cylinder umgebenden Mantels befestigt sind (vergl. *Fig. 1885.*)

Der Dampf setzt nun, geleitet von den feststehenden Schaufelkränzen, die Schaufelkränze des Stufen-cylinders samt diesem in Bewegung, er erzeugt also durch seine Arbeitsleistung direkt eine rotierende Bewegung. Diese Dampfturbinen machen je nach ihrer Grösse 1000 bis 5000 Umdrehungen pro Min.

*Fig. 1883* zeigt eine 1500pferdige Dampfturbine für die Elektrizitätswerke in Elberfeld.\*) Der Dampf, der bei *a* eintritt, gelangt zunächst in den Raum *b* vor der ersten Stufe, es sind hierbei 3 Stufen mit  $18 + 9 + 5 = 32$  Turbinen vorhanden, durchfliesst der Reihe nach sämtliche 32 Turbinen und strömt bei *c* in den Kondensator. Die achsialen Drücke werden durch die mit Labyrinthdichtung versehenen Entlastungskolben *e*, *f* und *g* ausgeglichen, deren Durchmesser gleich denen der entspr. Turbinensätze sind. Die Räume zwischen den Kolben *e* und *f*, *f* und *g* stehen durch die Kanäle *h* und *i* mit den entspr. Räumen zwischen den Turbinensätzen in Verbindung. Eine ähnliche Verbindung besteht auch zwischen dem Raume hinter *g* und dem Abdampfraume *c*. Die Lagerbuchsen *d d*, ebenso

\*) Schweiz. Bauzeitung, 1900, Nr. 22 u. 24.





Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).

Fig. 1883—1884 zeigt die etwa 1500pferd. Turbine im Elektrizitätswerke Elberfeld. Die Turbine enthält in drei verschiedenen Stufen von zunehmendem Durchm.  $18 + 9 + 5 = 32$  einzelne Turbinen.

Der Dampfeintritt erfolgt bei *a*, die Regulierung durch das Ventil *k*.

Fig. 1885 veranschaulicht in schematischer Weise die Schaufelung.

das hintere Spurlager und der Schneckenantrieb  $q$  sind mit Oelcirculation versehen; die zugehörige Oelpumpe wird von  $q$  aus angetrieben.

Die **Regulierung** ist ihrem Wesen nach deutlich zu erkennen. Das Regulierventil  $k$  trägt an seiner Stange den in einem kleinen Cylinder spielenden Kolben  $l$ . Ist der Dampfkanal  $p$  geschlossen, so drängt der durch die Büchse  $n$  eintretende Dampf nach oben und öffnet damit das Ventil. Stellt aber der kleine Kolbenschieber  $o$  eine Verbindung zwischen dem Kanal  $p$  und dem Raum über dem Kolben und dadurch auch mit der Atmosphäre her, so bewirkt die Feder  $m$  den Ventilschluss. Der Kolbenschieber  $o$  wird von dem Hebel  $t$  gesteuert, der vom Excenter  $q$  durch den Hebel  $rs$  eine fortwährend schwingende Bewegung erhält, während gleichzeitig das Ende  $u$  vom Regulator beeinflusst wird. Wie *Fig. 1884* zeigt, kann das Hebelende  $u$  auch mit einem Spannungsmesser in Verbindung gebracht werden. Derselbe besteht aus einem am Hebelende  $u$  befestigten Eisenkern  $v$ , der einerseits unter dem Einfluss einer Schraubenfeder  $w$  und andererseits unter demjenigen eines vom Nebenstrom durchflossenen Solenoides steht.

## U. Rotationsmaschinen.

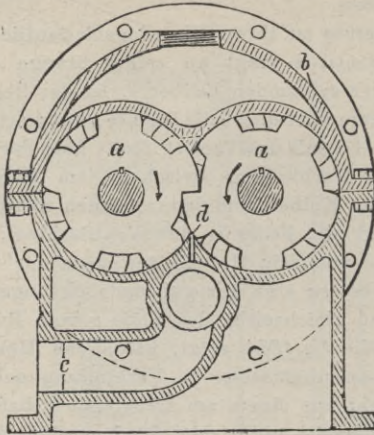
Schon seit langer Zeit haben sich viele Konstrukteure und Laien mit der Ausführung einer Dampfmaschine, bei welcher der Kolben rotiert und die Kolbenstange gleichzeitig die Hauptantriebswelle vertritt, befasst. Praktische Bedeutung haben diese Konstruktionen bisher nicht erzielt. Wir wollen deshalb in Nachstehendem einige der diesbezüglichen Patente erwähnen.

### D. R.-P. Nr. 93316. Rotierende Dampfmaschine.

George Westinghouse in Pittsburgh, Pennsylvanien.  
1897.

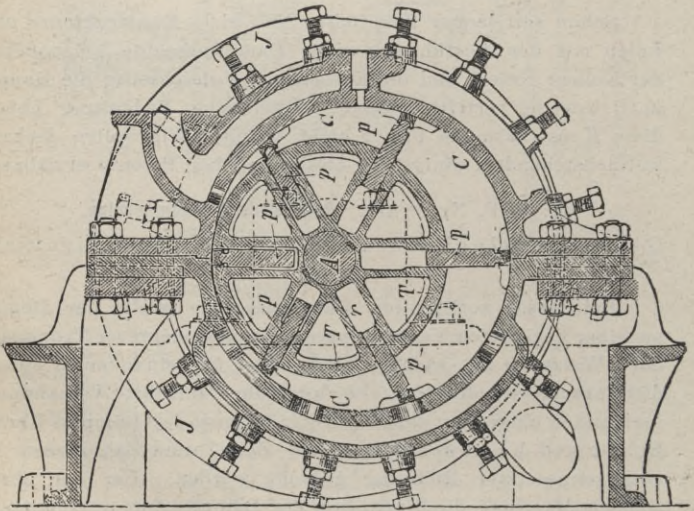
Bei dieser rotierenden Dampfmaschine greift der Dampf an einer geeigneten Verzahnung zweier oder mehrerer Trommeln oder Walzen  $a$  an, welche neben- oder übereinander in einem dicht anschliessenden Mantel  $b$  angeordnet, mit ihrer Verzahnung ineinander eingreifen und beim Eindringen des Dampfes durch Rohr  $c$  und Kanal  $d$  zwischen die Zähne und Zahnücken in entgegengesetzter Richtung gedreht werden. Um bei einer solchen Maschine die Expansion des Dampfes gut auszunutzen, ist die Verzahnung der Trommeln derartig gewählt, dass stufenartige Zahnreihen sich in einer oder mehreren Schraubenlinien

um den Umfang der Trommeln herumziehen und in entsprechende Zahnlückenreihen der anderen Trommeln eingreifen. Die Zähne



dienen hierbei gewissermaassen als Kolben und die Zahnlücken mit dem Mantel zusammen als Expansionskammern.

D. R.-P. Nr. 97890. James Tiburce Felix Conti  
in St. Quentin, Aisne. 1898.



Die rotierende Bewegung dieses Motors wird durch Anordnung mehrerer beweglicher Platten *p* bewirkt, welche sich in

der Weise radial verschoben können, dass sie beständig mit der Innenfläche eines feststehenden Cylinders  $C$  in Berührung sind, dessen Achse excentrisch zur Antriebswelle  $A$  liegt. Die Seitenwandungen  $J$  des Cylinders sind beweglich und mit der Antriebswelle  $A$  fest verbunden; unter sich sind sie durch eine Trommel  $T$  verbunden, welche mit Nuten versehen ist. In diese greifen die Platten  $p$  ein, ebenso wie in Nuten  $r$ , die in den Seitenwangen  $J$  angeordnet sich.

D. R.-P. Nr. 97907. **Rotationsmotor.**

Charles Roux und Philippe Bouhey in Paris. 1898.

In den beiden Halbkugeln  $KK'$  rollen konisch-sphäroidale Körper  $SS'$ , welche dadurch als Kolben wirken, dass der von

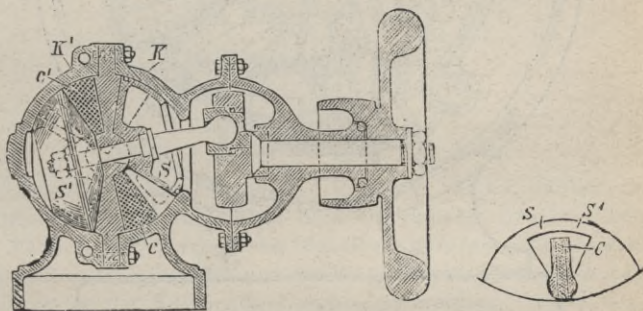


Fig. I.

Fig. II.

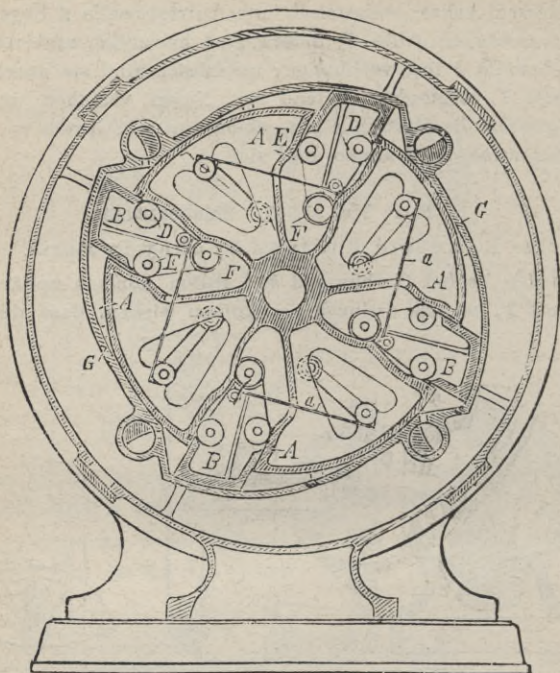
ihnen in der Halbkugel freigelassene Raum durch eine beständig mit ihnen in Eingriff stehende Trennungswand  $cc'$  in zwei Abteilungen geteilt wird, in deren eine das treibende Kraftmittel eingelassen wird. Fig. II zeigt die Abdichtung der Wand  $C$  gegen den Körper  $S$  und die Aussparung in dem letzteren, welche die oscillierende Bewegung um die Wand ermöglicht.

D. R.-P. Nr. 96371. **Umlaufende Kraftmaschine.**

Jules Henri Digeon in Paris. 1898.

Die umlaufende Kraftmaschine ist dadurch gekennzeichnet, dass in einem Gehäuse  $G$  mit cylindrischen, konzentrisch und excentrisch angeordneten inneren Umfangsflächen eine mit cylindrischen, konzentrisch angeordneten äusseren Umfangsflächen versehene Trommel  $A$  umläuft, in der aus- und ein-schiebbare Flügelkloben  $B$  durch Gleitrollen  $DEF$  auf besonderen

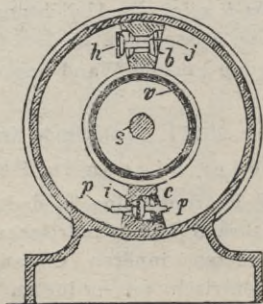
Bahnen so geführt werden, dass sich ihre Aussenflächen stets vollständig an die excentrischen Gehäuseflächen legen, wozu



sie zweckmässig durch gesteuerte federnde Arme *a* nach aussen gedrückt werden.

D. R.-P. Nr. 127945. Maschine mit 2 abwechselnd umlaufenden Kolben.

▲ Dr. Henri Bergeron in Paris. 1902.



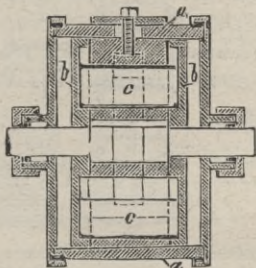
Das abwechselnde Festhalten der Kolben *b*, *c* und das Mitnehmen der Welle *s* in einer bestimmten Drehrichtung wird

durch die selbstthätige Umstellung der Ventile in den Kolben bewirkt. Diese Ventile  $i\rho$ ,  $hj$ , von denen das erstere den Eintritt, das letztere den Austritt des Treibmittels regelt, werden im Augenblick des jedesmaligen Zusammentreffens der beiden Kolben durch die Stifte  $\rho$  umgesteuert.

D. R.-P. Nr. 131743. **Maschine mit im umlaufenden Kolben verschiebbaren Kolbenflügeln.**

Adolf Michael, Eilenburg-Kültzschau. 1902.

In dem konisch ausgedrehten Gehäuse  $a$  befindet sich ein Einsatzcylinder mit excentrischer Bohrung. Der Kolben ist mit



seitlichen Scheiben  $b$  versehen. In deren Nuten werden die Kolbenflügel  $c$  derart geführt, dass die radialen Drücke durch die Ränder am Umfange der Scheiben aufgenommen werden, während das Treibmittel auf die Flügel wirkt. Hierdurch soll ein Bremsen der Kolbenflügel verhindert werden.

## V. Kaldampfmaschine.\*)

Diese, auch als Abwärmedampfmaschine bezeichnete, Maschine bietet wesentliche Vorteile gegenüber der gewöhnlichen Dampfmaschine in Bezug auf Oekonomie des Betriebes.

Ein grosser Teil der dem Dampfkessel zugeführten Wärme geht mit dem Auspuffdampf bezw. dem Kondensations-Kühlwasser verloren. Civilingenieur Behrend in Hamburg und Dr. Zimmermann in Ludwigshafen beschäftigten sich schon längere Zeit damit, die verloren gehende Wärme nutzbar zu machen und konstruierten die sog. Kaldampf- bezw. Abwärme-kraftmaschine.

Das Schema einer derartigen Maschine, welche im Masch.-Laboratorium der techn. Hochschule in Berlin von Prof. Josse untersucht und geprüft wurde, zeigt nachstehende Figur.\*)

\*) Heft II der Mitteilungen aus dem Masch.-Laboratorium der techn. Hochschule Berlin 1899 und Zeitschr. des Bayr. Dampfkessel-Revisions-Vereins 1899, No. 11.

Der Abdampf einer normalen Compoundmaschine gelangt in den Kondensator I. Als Kühlmittel dient nicht Wasser sondern **schweflige Säure**, welche bekanntlich schon bei niedriger Temperatur verdampft und dadurch den Abdampf niederschlägt. Das Kondensat wird in üblicher Weise durch eine Luftpumpe abgesaugt.

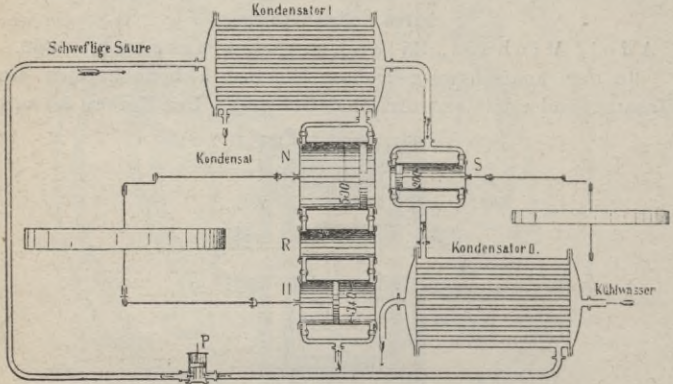


Fig. 1886. *H* Hochdruck-, *N* Niederdruckcylinder, *R* Receiver, *S* Kaltdampfzylinder, *P* Pumpe.

Die Dämpfe der schwefligen Säure treten nun in den Kaltdampfzylinder *S*, hier Arbeit verrichtend, um dann im Kondensator II wieder verdichtet zu werden, wobei als Kühlmittel Wasser dient. Die Pumpe *P* bringt die schweflige Säure wieder zum Kondensator I.

Die schwefl. Säure vollführt also einen Kreislauf und wirkt im umgekehrten Sinne wie bei den Eis- bzw. Kältemaschinen.

Für die Kaltdampfmaschine ist also Kondensator I der Dampfmaschine der Dampfkessel, an Stelle der Kohle tritt der Abdampf und an Stelle des Wassers die schwefl. Säure.

Prof. Josse hat ermittelt, dass mit der angegebenen Einrichtung 56% der Dampfmaschinenarbeit hinzugewonnen wurden, durch die Kaltdampfmaschine bzw. mit demselben Dampfverbrauch sind 56% mehr Leistung erzielt.

## Abschnitt XIV.

### Rohrleitungen.\*)

#### Durchmesser der Frischdampfleitungen.

Je grösser die Maschine, also je grösser die Dampfmenge, welche durch die Leitung strömen soll, desto grösseren Querschnitt muss die Leitung haben.

Gute Verhältnisse giebt folgende Tabelle in Bezug auf Spannungsabfall, Wärmeverlust und Herstellungskosten. Die Dampfgeschwindigkeiten sind dabei wachsend mit der Grösse des Rohrdurchmessers 15—30 Mtr. pro Sekunde angenommen.

#### Bestimmung der Rohrdurchmesser der Frischdampfleitung.

Tabelle 246.

Rohr- durch- messer mm	Dampf- pro Stunde cbm	Dampfdruck in Atm. Ueberdruck							
		4	5	6	7	8	9	10	11
25	21	56	66	77	84	97	100	120	130
30	34	90	100	120	140	150	170	200	220
40	70	190	220	250	300	320	350	380	420
50	120	300	370	430	500	550	600	650	720
60	190	500	600	700	700	870	900	1050	1150
70	280	700	870	1000	1100	1300	1400	1550	1700
80	400	1000	1250	1400	1600	1800	2000	2200	2400
90	500	1300	1500	1800	2000	2200	2500	2700	3000
100	700	1800	2100	2500	2800	3000	3500	3800	4000
125	1100	2900	3500	4000	4400	5000	5500	6100	6500
150	1600	4100	4900	5700	6000	7000	8000	8600	9500
175	2350	6100	7300	8500	9000	10700	12000	13000	14000
200	3000	8300	10000	11000	13000	14000	16000	17000	19000
250	5300	14000	17000	19000	22000	24000	27000	29000	32000
300	7500	20000	24000	27000	31000	35000	38000	42000	45000
		Dampfgewicht pro Stunde in Kilogramm							

Bei kurzen Leitungen kann man den Durchmesser etwa 10 bis 20% kleiner wählen.

Ausführlich behandelt in „Haeder, Dampfkessel.“



1. Beispiel. Für eine Auspuffmaschine von 100 Pferdestärken soll eine Rohrleitung bestimmt werden.

Die Kesselspannung sei 7 Atm. Ueberdruck und der Dampfverbrauch 14 kg pro Pferdestärke und Stunde.

Gesamtdampfverbrauch pro Stunde  $100 \cdot 14 = 1400$  kg; demnach wird nach der Tab. 246 ein Dampfleitungsrohr von 75 mm für die Maschine ausreichen.

2. Beispiel. Für eine chemische Fabrik sei erfahrungsgemäss ein Cornwall-Kessel von 80 qm Heizfläche bei 5 Atm. Ueberdruck benötigt. Wie gross soll die Hauptrohrleitung sein?

Bei normalem Betriebe kann auf 1 qm Heizfläche pro Stunde 20 kg Wasser verdampft werden; demnach ist die Dampfproduktion pro Stunde  $80 \cdot 20 = 1600$  kg, aus der Tab. 246 wird daher eine Rohrleitung von ca. 90 mm Rohrdurchmesser genügen.

Tabelle 247.

Werte des Leitungswiderstandes resp. des Spannungsabfalles  $z$   
in Kilogramm pro Quadratcentimeter oder Atm. für  $\frac{l}{d} = 100$ .

Dampf- überdruck $p$ in Atm.	Dampfgeschwindigkeit $u$ in Meter pro Sekunde								
	10	15	20	25	30	40	50	75	100
1	0,002	0,004	0,007	0,010	0,015	0,027	0,04	0,092	0,16
3	0,003	0,007	0,013	0,020	0,029	0,052	0,08	0,18	0,32
5	0,005	0,010	0,019	0,030	0,043	0,076	0,12	0,26	0,47
7	0,006	0,014	0,025	0,039	0,056	0,100	0,15	0,35	0,62
9	0,008	0,017	0,030	0,048	0,070	0,124	0,20	0,43	0,76
14	0,012	0,025	0,045	0,070	0,100	0,180	0,28	0,63	1,12

Tabelle 248. Aequivalente Rohrlängen für Ventile und Krümmer.

Durchm. mm	25	50	70	100	125	150	200	250	300
Ventil . Mtr.	0,6	2	4	6	8	11	16	21	27
Krümmer „	0,4	1,4	3,6	4	6	7	11	14	18

Beispiel. Eine Dampfmaschine sei vom Kessel 35 Mtr. entfernt. In der 150er Rohrleitung sind zwei Krümmer und ein Ventil angeordnet. Das äquivalente Rohr ist  $35 + 2 \cdot 7 + 11 = 60$  Mtr., also

$$\frac{l}{d} = \frac{60}{0,15} = 400,$$

die Dampfgeschwindigkeit sei . . . . .  $u = 30$  Mtr.,  
der Dampfüberdruck im Kessel . . . . .  $p = 7$  Atm.

für  $\frac{l}{d} = 100$  ist der Druckverlust nach Tab. 247  $z = 0,056$  Atm., }

also für  $\frac{l}{d} = 400$  ist der Druckverlust .  $z = \frac{400}{100} \cdot 0,056 = 0,224$  „

Bei Annahme von  $u = 75$  Mtr. Dampfgeschw. wäre  $z = 0,35 \cdot \frac{400}{100} = 1,4$  Atm.

Tabelle 249. Wandstärken der Dampfleitungsrohre aus **Kupfer**.

Rohr- durchm	Dampfdruck in Atm.									
	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20
40	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5
50	"	"	"	"	2,5	"	"	"	3,5	4
60	"	"	"	"	"	"	3	3,5	4	4,5
70	"	"	"	2,5	"	3	"	"	"	5
80	"	2	"	"	"	"	3,5	4	4,5	5,5
90	2	"	"	"	3	"	"	"	5	6
100	"	"	2,5	3	"	3,5	"	4,5	"	6,5
125	"	2,5	"	"	3,5	"	4	5	5,5	"
150	"	"	"	"	"	4	"	5,5	6	7,5
175	2,5	"	3	3,5	"	"	"	"	7	9
200	"	"	"	"	4	4,5	5	6	"	10
225	"	"	"	4	4,5	5	5,5	6,5	8	11,5
250	"	3	3,5	4,5	5	5,5	6	7	9	12,5
275	3	3,5	4	"	5,5	6	6,5	8	10	14
300	"	4	4,5	5	6	7	7,5	9	11	15

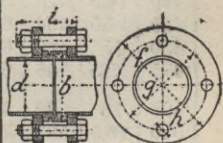
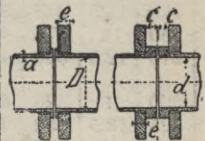
Die  **fettgedruckten**  Wandstärken sind für Dampfüberdruck von 5 bis 7 Atm. üblich.

Betreffs Ausführung der Rohre über 8 Atm. beachte: Haeder, Dampfkessel, IV. Aufl., Band II, Tafel 31 unter 5.

Tabelle 250. Flanschenverbindung für **schmiedeeiserne** Rohre. mm

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	
33,5	38	2,25	50	12	8	96	98	3	12	55
36,5	41,5	2,5	54	12	8	99	71	3	12	55
39,5	44,5	2,5	57	12	8	103	75	2	12	55
43,5	47,5	2,5	60	12	8	106	78	3	12	55
45,5	51	2,75	65	13	10	116	84	3	14	63
48,5	54	2,75	68	13	10	121	80	3	14	63
51,5	57	2,75	72	13	10	124	92	3	14	63
54	60	3	75	13	10	129	97	3	14	63
57,5	63,5	3	80	15	12	133	101	3	14	71
64	70	3	86	15	12	140	108	4	14	71
70	76	3	94	15	12	146	114	4	14	71
74	83	3,5	100	15	12	163	126	4	17	74
82	89	3,5	108	16	14	169	132	4	17	80
88	95	3,5	115	16	14	175	138	4	17	80
94,5	102	3,75	122	16	14	185	148	4	17	80
100,5	108	3,75	128	16	14	191	154	4	17	80
106,5	114	3,75	135	16	14	197	160	4	17	80
112,5	121	4,25	142	16	14	204	167	4	17	80
118,5	127	4,25	150	18	16	226	179	4	21	94
124,5	133	4,25	156	18	16	231	184	4	21	94
131	140	4,5	164	18	16	239	192	4	21	94
137	146	4,5	170	18	16	245	198	6	21	94
143	152	4,5	176	18	16	254	207	6	21	94
150	159	4,5	185	20	16	261	214	6	21	98

Bis 5 Atm.



5—8 Atm.

**Normalien für gusseiserne**  
aufgestellt von dem Verein deutscher Ingenieure und  
(Friedrich Wilhelmshütte

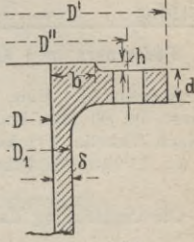
Tabelle

Lichter Durchm. d. Rohres $D$	Normale Wandstärke $\delta$	Aeusserer Durchm. d. Rohres $D_1$	Durchm. des Flansches $D'$	Dicke des Flansches $d$	Breite der Dichtungsleiste $b$	Höhe der Dichtungsleiste $h$	Lochkreisdurchmesser $D''$	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben $s$	Länge der Schrauben $l$	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Stück	mm	" engl.	mm
40	8	56	140	18	25	3	110	4	13	$\frac{1}{2}$	70
50	8	66	160	18	25	3	125	4	16	$\frac{5}{8}$	75
60	8,5	77	175	19	25	3	135	4	16	$\frac{5}{8}$	75
70	8,5	87	185	19	25	3	145	4	16	$\frac{5}{8}$	75
80	9	98	200	20	25	3	160	4	16	$\frac{5}{8}$	75
90	9	108	215	20	25	3	170	4	16	$\frac{5}{8}$	75
100	9	118	230	20	28	3	180	4	19	$\frac{3}{4}$	85
125	9,5	144	260	21	28	3	210	4	19	$\frac{3}{4}$	85
150	10	170	290	22	28	3	240	6	19	$\frac{3}{4}$	85
175	10,5	196	320	22	30	3	270	6	19	$\frac{3}{4}$	85
200	11	222	350	23	30	3	300	6	19	$\frac{3}{4}$	85
225	11,5	248	370	23	30	3	320	6	19	$\frac{3}{4}$	85
250	12	274	400	24	30	3	350	8	19	$\frac{3}{4}$	100
275	12,5	300	425	25	30	3	375	8	19	$\frac{3}{4}$	100
300	13	326	450	25	30	3	400	8	19	$\frac{3}{4}$	100
325	13,5	352	490	26	35	4	435	10	23	$\frac{7}{8}$	105
350	14	378	520	26	35	4	465	10	23	$\frac{7}{8}$	105
375	14	403	550	27	35	4	495	10	23	$\frac{7}{8}$	105
400	14,5	429	575	27	35	4	520	10	23	$\frac{7}{8}$	105
425	14,5	454	600	28	35	4	545	12	23	$\frac{7}{8}$	105
450	15	480	630	28	35	4	570	12	23	$\frac{7}{8}$	105
475	15,5	506	655	29	40	4	600	12	23	$\frac{7}{8}$	105
500	16	532	680	30	40	4	625	12	23	$\frac{7}{8}$	105
550	16,5	583	740	33	40	5	675	14	26	1	120
600	17	634	790	33	40	5	725	16	26	1	120
650	18	686	840	33	40	5	775	18	26	1	120
700	19	738	900	33	40	5	830	18	26	1	120
750	20	790	950	33	40	5	880	20	26	1	120

Rohre mit hohem Druck (über 8 Atm.) s. Dampfkessel,  
Tafel 29.

**Flanschenrohre vom Jahre 1882,**  
dem deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern.  
*in Mülheim a. d. Ruhr.)*

251.

Durchm. d. Schraubenlochs $s_1$	Uebliche Baulänge	Gewicht eines glatten Rohrstücks von 1 Mtr. Länge	Gewicht eines Flansches nebst Anschluss	Gewicht eines Rohres von vorstehender Baulänge	Gewicht pro lfd. Meter bei vorstehender Baulänge		
mm	Mtr.	kg	kg	kg	kg	Fig. 1887.	
						Verstärkte Wanddicke $\delta$	Gewicht eines Rohres v. vorst. Baulänge abgerundet
						mm	kg
15	2	8,8	1,9	21	10		
17	2	11	2,4	26	13		
17	3	13	2,9	46	15		
17	3	15	3,2	52	17		
17	3	18	3,8	62	21		
17	3	20	4,4	70	23		
21	3	22	5	77	26		
21	3	29	6,2	100	33	10,5	108
21	3	36	7,7	125	42	11	135
21	3	44	8,9	151	50	11,5	163
21	3	53	11	180	60	12	194
21	3	62	11	208	69	13	231
21	4	72	13	312	78	14	358
21	4	82	14	356	89	14	394
21	4	93	15	401	100	15	456
25	4	104	19	455	114	16	529
25	4	116	21	507	127	16	570
25	4	124	24	545	136	17	646
25	4	137	25	598	150	18	725
25	4	145	28	636	159	18	770
25	4	159	30	695	174	19	858
25	4	173	32	757	189	20	950
25	4	188	35	822	205	21	1047
28,5	4	213	44	940	235	22	1213
28,5	4	239	47	1050	263	23	1375
28,5	4	274	50	1196	299	24	1548
28,5	4	311	56	1358	339	25	1737
28,5	4	351	60	1523	381	26	1929

Für Dampfdruckleitungen, welche Ausdehnungen und Zusammenziehungen durch Warm- und Kaltwerden ausgesetzt sind, ist es zu empfehlen, namentlich die Röhren von 125 mm l. W. an nach den beigedruckten verstärkten Wanddicken zu nehmen.

**Tab. 252. Kostenvoranschlag für Frischdampfleitung. Mk.**  
für 7 Atm. Druck pro lfd. Mtr. inkl. Flansch (ohne Krümmung).

Rohrdurchm. . . d	40	60	80	100	125	150	200	250	300
Gusseisen . . .	3	4	5	7	11	15	25	35	45
Schmiedeeisen . .	4	6	8	12	17	23	35	50	60
Kupfer . . . . .	7	12	17	23	35	45	70	95	120

Federrohre und Krümmer s. Tabelle 254.

Beispiel. Eine Rohrleitung aus Kupfer hat 60 mm Durchmesser, ist 80 Mtr. lang und hat 8 Krümmer.

Nach Tabelle 252 kostet die gerade Leitung  $80 \cdot 12 = 960$  Mk.,  
„ „ 254 kosten die 8 Krümmer  $8 \cdot 6 = 48$  „

Summa 1008 Mk.

Die Umkleidung dazu würde pro laufenden Meter 2,30 Mk. kosten.

### Ausdehnung der Rohrleitung.

Durch die Wärme des Dampfes wird sich die Rohrleitung ausdehnen und zwar umso mehr, je heisser der Dampf ist, also je höhere Spannung derselbe hat.

**Tabelle 253. Längenausdehnung der Dampfleitungen**  
in Millimeter pro laufenden Meter Rohrstrang.

Material der Rohrleitungen . .	Dampfdruck im Rohr				
	4	6	8	10	15
Guss- oder Schmiedeeisen . mm	1,6	1,8	1,9	2	2,2
Kupfer . . . . . „	2,7	2,8	3	3,1	3,4

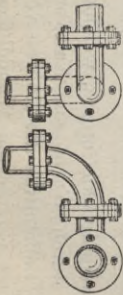


Fig.  
1892-1893.

Beispiel: Eine Rohrleitung von 50 Mtr. Länge aus Kupfer wird sich ausdehnen:

bei 4 Atm. Betriebsdruck  $50 \cdot 2,7 = 135$  mm

„ 10 „ „  $50 \cdot 3,1 = 155$  „

### Kompensationsrohre (Federrohre).

Die einfachste und billigste Anordnung, um die Ausdehnung in der Rohrleitung zu kompensieren, ist in Fig. 1892 dargestellt. Die Ausgleichung erfolgt durch Verdrehen der beiden Flanschenpaare, weswegen die Löcher für die Schrauben elliptisch gefeilt sind. Die erwähnte Verdrehung beschädigt aber bei schlechter Montage die Dichtungsringe leicht, und überträgt man oft die Verdrehung auf eine grössere Anzahl Krümmer.

Aus diesen Bemühungen ist die in Bergwerken häufig zu findende Konstruktion (Fig. 1894) hervorgegangen.

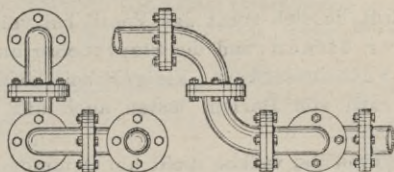


Fig. 1894—1895.

Tab. 254. Federrohre und Rohrkrümmter aus Kupfer für Dampfleitungen von 7 Atm. Ueberdruck.

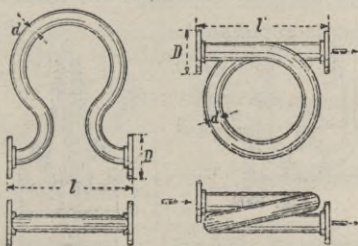


Fig. 1896—1899.

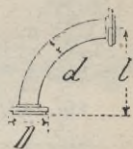


Fig. 1900.

Rohr- durch- messer $d$ mm	Federrohre aus Kupfer				Knierohre aus Kupfer Fig. 1900		Flanschen abgedreht	
	für eine Längenausdehnung von				$l$	Preis Mk.	Aeuss. Drehm. $D$	Preis pr.Paar Mk.
	50 mm		100 mm					
	$l$	Preis Mk.	$l$	Preis Mk.	$l$	Preis Mk.		
40	500	20	500	20	140	4	150	4
60	500	30	600	40	160	6	175	5
80	600	50	700	60	180	8,5	200	6
100	750	90	800	110	200	15	230	8
150	1000	160	1000	200	250	28	290	13
200	1000	250	1250	350	300	45	350	18
250	1250	360	1500	540	350	65	400	20
300	1250	520	1600	800	400	90	450	22

### Montage der Absperrventile.

Die Absperrventile sind so anzuordnen, dass der Dampf **unter das Ventil tritt**, da sich sonst das Ventil bei vollem Dampfdruck zu schwer öffnen und die Stopfbüchse unter Dampfdruck sich nicht dichten lässt. Einige Spezialkonstruktionen, wie z. B. das Ventil von Daelen, lassen auch die umgekehrte Anordnung zu.

Dampfabsperrentile, welche dicht am Dampfzylinder sitzen und bei denen der Dampf stossweise durchströmt, müssen besonders gut konstruiert sein.

### Wassersäcke in der Rohrleitung.

entstehen durch unrichtigen Einbau der Ventile (Fig. 1901—1902), verursachen **Geräusch** und **Gepolter** (durch den Kampf des Wassers

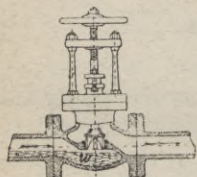


Fig. 1901.

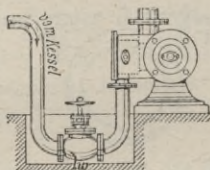


Fig. 1902.

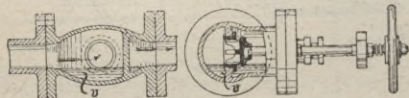
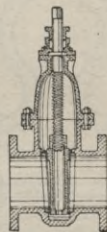


Fig. 1903—1904.

Fig. 1905.  
Dampfschieber

mit dem Dampfe), verengen den freien Querschnitt und erzeugen **Spannungsabfall**, so dass der Dampf in der Maschine zeitweise viel weniger Druck hat, als im Kessel.

**Falsche Anbringung** (Fig. 1901—1902) des Absperrventiles in horizontaler Leitung. Bei **w** bildet sich ein **Wassersack** und ruft die eben gerügten Uebelstände hervor.

**Richtige Anbringung** (Fig. 1903). Durchgangsventile müssen um  $90^\circ$  verdreht eingebaut werden, so dass die **Ventilspindel horizontale Lage hat**; dass sich bei **v** ansammelnde Wasser kann den freien Durchgang des Dampfes nicht beeinträchtigen.

Durch den Dampfschieber (Fig. 1905) wird ebenfalls ein Wassersack vermieden.

Man merke sich also folgende Regel:

Durchgangsventile müssen mit horizontal liegender Spindel eingebaut werden.

### Montage der Leitung.

In der irrigen Meinung, dass das in der Rohrleitung sich bildende Kondenswasser in den Kessel zurückfließen wird, findet man Leitungen ausgeführt, welche nach dem Kessel zu Fall

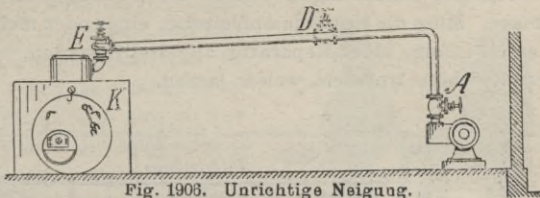


Fig. 1906. Unrichtige Neigung.

haben (Fig 1906). Es ist dieses grundfalsch, da die Erfahrung zeigt, dass bei den gebräuchlichen Dampfgeschwindigkeiten ein Laufen des Wassers gegen den Dampfstrom unmöglich ist.

### Richtige Neigung der Leitung.

Gefälle nach der Maschine zu etwa 1:500 bis 1:100, also auf 1 Mtr. Rohrlänge 2 bis 10 mm Fall.

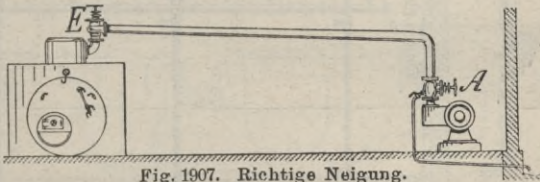


Fig. 1907. Richtige Neigung.

Es gilt als zweite Regel:

Die Frischdampfleitung ist mit Gefälle nach der Maschine zu legen.

### Entwässerung der Dampfleitung.

Es ist dafür zu sorgen, dass das in der Rohrleitung sich bildende Kondenswasser nicht in die Maschine gelangt.

Dieses erreicht man bei kleinen Anlagen und kurzer Rohrleitung, welche vertikal in den Schieberkasten einmündet, am einfachsten durch Anbringen eines Kondenshahnes am Absperrventile (Fig. 1908).

Dieser Kondenshahn wird geöffnet, bevor das Ventil an der Maschine aufgedreht wird. Während des Anwärmens des Cylinders lässt man den Hahn etwas offen.

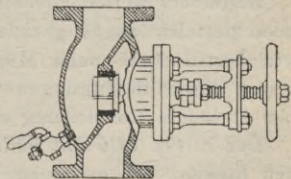


Fig. 1908. Entwässerung vertikaler Leitung.

Als Regel mag gelten:

Am tiefsten Punkt der Rohrleitung ist für Entwässerung derselben zu sorgen.



## Hülf- bezw. Reserverohrleitung für die Hauptdampfleitung.

„Jeder Betriebsstillstand muss bei der Anlage ausgeschlossen sein“, so ähnliche Forderungen stellen die Auftraggeber einer Dampfanlage. Muss die Hauptdampfleitung, einer oder mehrerer Dampfkessel, infolge einer Reparatur abgestellt werden, so soll die Dampfmaschine trotzdem weiter laufen.

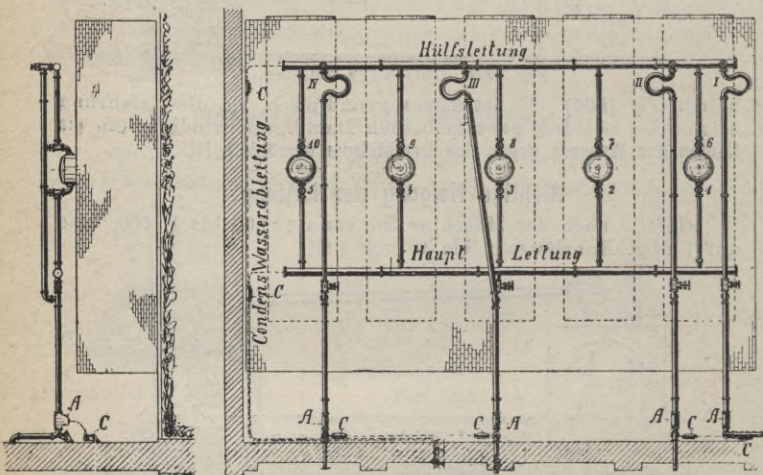


Fig. 1909—1910. Rohrleitung.

worin bedeutet: 1—10 Dampfabsperrentile an den Kesseln,  
I—IV Kupferne Federrohre,  
A Wasserabscheider,  
C Kondenswasserableiter.

Besonders werden diese Forderungen von elektrischen Centralen gestellt, da es gerade hier wesentlich darauf ankommt, Betriebsstillstände nach Möglichkeit auszuschliessen. Zur Erfüllung dieser Bedingungen wurde für eine elektrische Centrale oben stehende Rohrleitung entworfen.

Der in Fig. 1910 mit Hülfsleitung bezeichnete Rohrstrang soll dazu dienen, bei etwaigen Reparaturen an der Hauptleitung den Dampfmaschinen den nötigen Dampf zuzuführen. Die allgemeine Anordnung entspricht einer in England gebräuchlichen Methode.

Im übrigen müssten die Absperrventile so angeordnet sein, dass jeder einzelne Kessel abgestellt und doch der Dampf den sämtlichen Verbrauchsstellen zugeführt werden kann.

## Wasserabscheider und Dampftrockner.

Mit der Länge der Rohrleitung wächst auch die Menge des sich bildenden Kondensationswassers, auch ist dem Umstand Rechnung zu tragen, dass aus dem Kessel sehr häufig während des Betriebes vom Dampf Wasser mitgerissen wird. Um nun zu verhüten, dass dieses Wasser in die Maschine gelangt, werden **Wasserabscheider** (auch Dampftrockner genannt) in die Rohrleitung eingeschaltet.

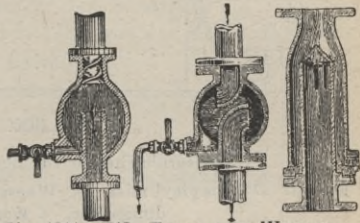


Fig. 1911-1913. Typen von Wasserabscheidern für vertikale Leitungen.

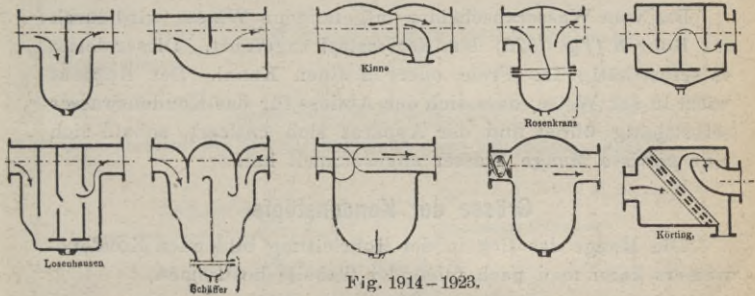


Fig. 1914-1923.

Typen von Wasserabscheidern für horizontale Leitungen.

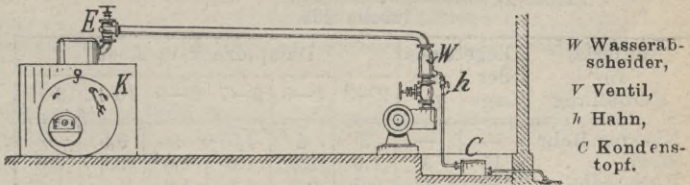


Fig. 1924.

Anordnung der Wasserabscheider in vertikalen Leitungen.

Der Kondenshahn *h* wird am besten mit einem **Wasserableiter** (Kondenstopf) *C* verbunden, welcher das Wasser selbstthätig entfernt.

## Kurze horizontale Leitungen.

Für den Fig. 1925 dargestellten Fall einer Leitung unter 40 Mtr. Länge und guter Umhüllung genügt ein Wasserabscheider *W*, welcher an der **tiefsten Stelle** der Leitung anzubringen

ist. Liefert der Kessel jedoch nassen Dampf, so wird noch die Anbringung eines guten Wasserabscheiders in der Nähe des Dampfkessels erforderlich.

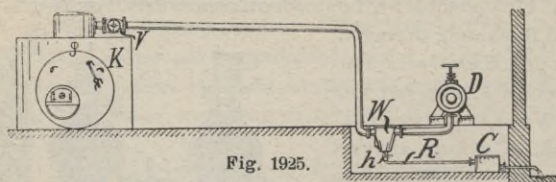


Fig. 1925.

Wasserabscheider für horizontale Leitung.

K Kessel. D Dampfzylinder W Wasserabscheider, h Hahn, R Verbindungsrohr, C Kondensstopf.

### Wasserableiter (sog. Kondensstöpf).

Das vom Wasserabscheider aufgefangene Wasser wird durch das Rohr R (Fig. 1925) dem Kondensstopf zugeführt. Dieser leitet es selbstthätig ins Freie oder in einen Kanal. Der Apparat wirkt in der Weise, dass sich der Abfluss für das Kondenswasser selbstthätig öffnet und der Apparat sich entleert, sobald sich eine gewisse Menge Wasser angesammelt hat.

### Grösse der Kondensstöpf.

Die Menge des sich in der Rohrleitung bildenden Kondenswassers kann man nach folgender Tabelle bestimmen.

Kondenswasser pro Quadratmeter Rohrlinnenfläche in Kilogr. pro Stunde.

Tabelle 255.

Material für Umhüllung	Dicke der Lage	Preis per qm	Dampfdruck in Atm.					
			2-3	4-5	6-7	8-9	10-12	13-15
Nacktes Rohr	—	—	3	4	4,5	5	5,5	6
Stroh . . .	15	3	1,0	1,3	1,6	2,0	2,2	2,6
Kieselguhr .	20	6	0,7	0,9	1,1	1,2	1,3	1,4
Kork . . .	40	9	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
Seide . . .	20	10	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0

Für nicht umhüllte Flanschen 20 % mehr.

Beispiel: Länge der Leitung 200 Mtr., Durchm. 150 mm,  $p = 6$  Atm. Flanschen nicht umhüllt, ergibt für Kieselguhr 20 mm dick:

$$\underbrace{200 \cdot 0,15 \cdot \pi \cdot 1,1}_{\text{Rohr}} + \underbrace{0,2 \cdot 200 \cdot 0,15 \cdot \pi \cdot 1,1}_{\text{Flanschen}} = \sim 25 \text{ kg}$$

Kondenswasser pro Stunde.

Bei der Wahl der Grösse des Kondensstopfes nehme man für die in den Prospekten angegebene Leistung nur die Hälfte an

In Bezug auf die Wiedergewinnung der Wärme des Kondenswassers soll das **Kondensat**:

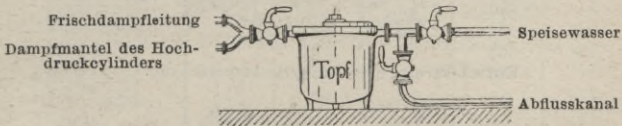
- der Frischdampfleitung,
- des Dampfmantels, welcher vom Frischdampf 'geheizt wird,
- „ eventuellen Dampfmantels des Receivers

in das **Speisewasser** geleitet werden; dagegen das Kondensat aus:

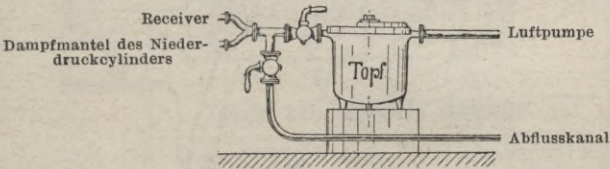
- den Schlammhähnen der Cylinder,
- dem Receiver,
- „ Schieberkasten,
- „ Auspuffrohr

wegen Verunreinigung durch Oel in den **Abflusskanal** gehen.

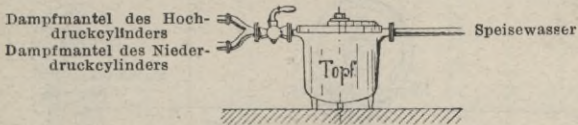
**Anwendung der Kondenstöpfe.** Fig. 1926—1933.



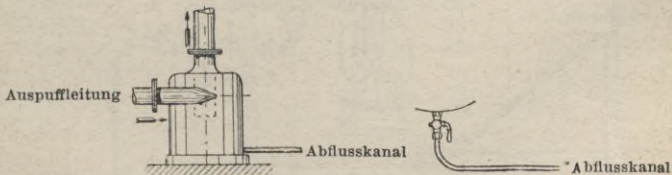
Dampfmantel des Hochdruckzylinders mit Frischdampf geheizt.



Dampfmantel des Niederdruckzylinders wird vom Receiverdampf geheizt.

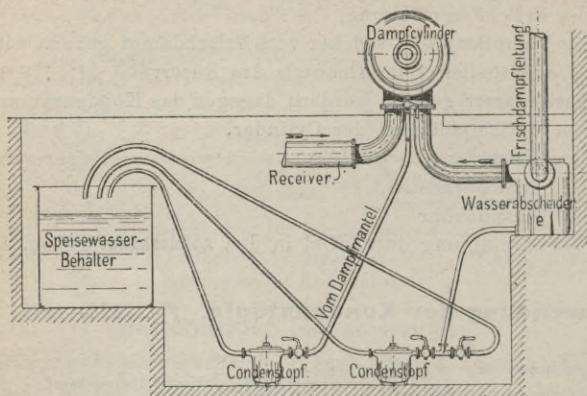


Dampfmantel des Hochdruck- und Niederdruckzylinders vom Frischdampf geheizt.

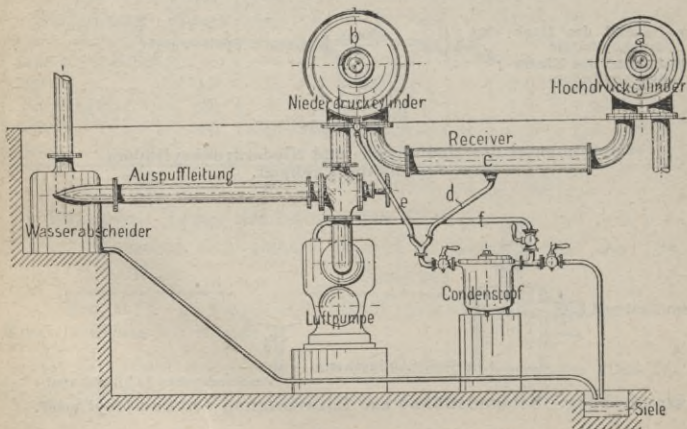
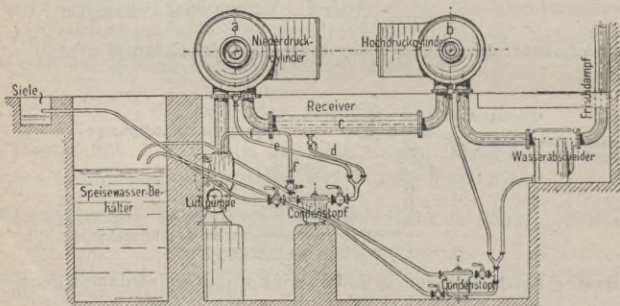


Auspuffleitung. Schlammhähne zur Entwässerung der Dampfcylinder.

Die Schlammbähne sollen **nicht vereinigt**, sondern einzeln abgeführt werden.



Entwässerung der Einzylindermaschine.



(Entwässerung der Kompondmaschine.

## Abschnitt XV.

## Verschiedene Normalien und Tabellen,

Tabelle 256. Gasgewinde.

Für die lichte Rohrweite		Äusserer Durchm. $D$ mm	Kern- durchm. $d$ mm	Anzahl der Gänge auf 1" engl.	Ge- winde- tiefe mm
Zoll	mm				
1/4	6	13	11	19	1
3/8	10	16	14	19	1
1/2	13	21	18,5	14	1 1/4
5/8	16	23,5	21	14	1 1/4
3/4	20	26	23,5	14	1 1/4
7/8	22,3	29	26	11	1 1/2
1	25,4	33	30	11	1 1/2
1 1/4	32	42	37	11	1 1/2
1 1/2	38	47	44	11	1 1/2
1 3/4	44,5	54	51	11	1 1/2
2	50,8	60,3	57,3	11	1 1/2
2 1/4	57	66,6	63,6	11	1 1/2
2 1/2	63,5	76,2	73,2	11	1 1/2
2 3/4	70	80	77	11	1 1/2
3	79,2	89	86	11	1 1/2

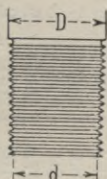
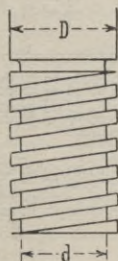


Tabelle 257. Flaches Gewinde.\*)

Äusserer Durchmesser $D$		Kerndurchm. $d$ mm	Anzahl der Gänge auf 1" engl.	Gewinde- tiefe mm
Zoll	mm			
5/4	16	12	5 1/2	2
3/4	20	15	5	2 1/2
7/8	23	17	4 1/2	3
1	26	20	4	3
1 1/8	29	22	3 1/2	3 1/2
1 1/4	33	26	3 1/2	3 1/2
1 3/8	36	28	3	4
1 1/2	39	31	3	4
1 5/8	43	33	2 1/2	5
1 3/4	46	36	2 1/2	5
1 7/8	50	38	2 1/4	6
2	52	40	2 1/4	6
2 1/4	59	46	2	6 1/2
2 1/2	65	52	2	6 1/2
2 3/4	72	58	1 3/4	7
3	78	64	1 3/4	7

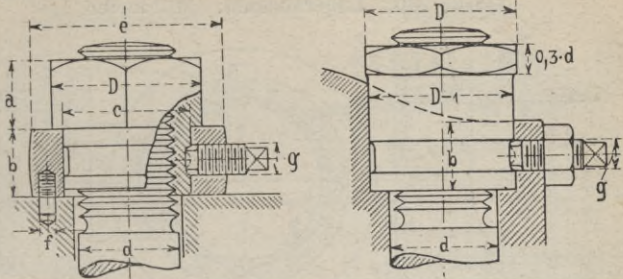


\*) Trapezgewinde s. Seite 189.

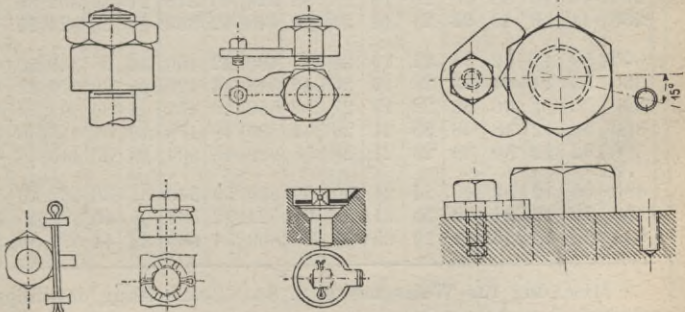
Tabelle 258. Whitworthsches Schraubensystem.

Durchmesser in mm abgerundet	Schrauben-Bolzen			Zu- lässige Be- lastung in kg	Kopf und Mutter			Unterlegscheibe		Gewicht			
	Gewinde-Durch- messer in den Spitzen	Kern- Durchm. in mm	Zahl der Gänge auf 1" engl.		Kopf- höhe	Schlüs- sel- weite	Kreis um das Mutter- sechseck	Durch- messer	Dicke	von 100 mm Bolzen- länge kg	des Kopfes kg	der Mutter- u. Unterleg- scheibe incl. darin befindl. Bolzen in kg	
													Zoll engl.
7	1/4	6,35	4,72	20	50	5	15	17,5	20	1,5	0,03	0,008	0,01
8	5/16	7,94	6,09	18	80	6	16	18,5	21	1,5	0,04	0,01	0,01
10	3/8	9,52	7,36	16	120	7	19	22	25	2	0,06	0,02	0,02
12	7/16	11,11	8,64	14	160	8	22	25,5	29	2	0,09	0,03	0,04
13	1/2	12,70	9,91	12	210	9	24	28	32	2,5	0,10	0,04	0,06
16	5/8	15,87	12,92	11	370	11	27	31	35	3	0,15	0,06	0,10
20	3/4	19,05	15,74	10	540	14	33	38	43	4	0,24	0,11	0,18
23	7/8	22,22	18,54	9	750	16	38	44	50	4	0,32	0,18	0,28
26	1	25,40	21,33	8	1000	18	42	48,5	55	4	0,41	0,25	0,37
29	1 1/8	28,57	23,87	7	1200	20	45	52	58	4	0,51	0,32	0,47
32	1 1/4	31,75	26,92	7	1600	22	50	58	65	5	0,62	0,42	0,65
35	1 3/8	34,92	29,46	6	1900	24	54	62,5	70	5	0,75	0,55	0,87
39	1 1/2	38,10	32,68	6	2300	27	60	69,5	78	6	0,93	0,75	1,16
42	1 5/8	41,27	35,28	5	2700	29	64	74	84	6	1,08	0,95	1,41
45	1 3/4	44,45	37,84	5	3100	32	68	78,5	88	7	1,24	1,15	1,66
48	1 7/8	47,62	40,38	4,5	3600	34	72	83	93	7	1,40	1,37	2,04
51	2	50,82	43,43	4,5	4100	36	76	88	98	8	1,58	1,62	2,44
58	2 1/4	57,15	49,02	4	5300	40	85	97,5	110	9	2,05	2,30	3,55
64	2 1/2	63,50	55,37	4	6700	45	94	109	121	9	2,50	3,10	4,72
70	2 3/4	69,85	60,45	3,5	8000	49	103	119	134	10	3,00	4,08	6,12
77	3	76,20	66,80	3,5	9800	54	112	130	145	12	3,62	5,32	8,98

Tab. 259. **Schraubensicherung** (s. auch Seite 130—131).



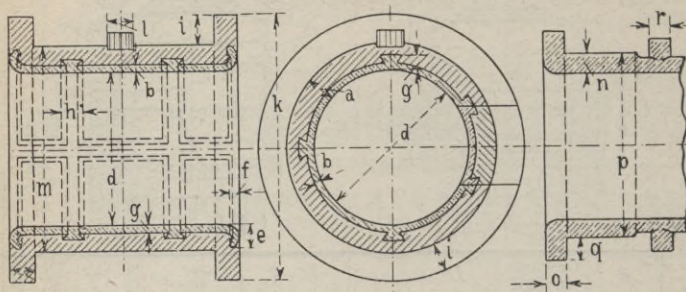
$d$	Gewinde in Zoll	$D$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$
13	$1/2$	22	10	11	20	30	3	6
16	$5/8$	26	12	12	23	33	3	6
20	$3/4$	30	14	14	26	40	4	8
23	$7/8$	34	16	16	29	46	4	8
26	1	39	18	18	33	50	4	8
30	$1 1/8$	43	20	20	36	55	5	10
33	$1 1/4$	47	23	20	40	62	5	10
36	$1 3/8$	53	25	21	45	65	6	10
40	$1 1/2$	58	27	22	50	74	6	10
43	$1 5/8$	64	30	23	55	80	6	10
46	$1 3/4$	69	33	26	60	85	6	13
50	$1 7/8$	75	36	26	65	90	8	13
52	2	82	40	28	70	95	8	13
60	$2 1/4$	89	44	30	75	105	9	13
65	$2 1/2$	96	48	32	80	115	9	13
70	$2 3/4$	103	52	35	85	130	10	16
78	3	110	55	36	92	140	10	16



Schraubensicherung (s. auch Seite 182).



Tabelle 260. Lagerschalen. Millimeter.



d	Gusseisen mit Weissgussfutter, Fig. 1948-1949											Rotguss, Fig. 1950				
	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r
70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	10	86	10	20
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9	11	98	10	20
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	12	110	10	22
100	20	6	16	16	10	12	15	16	172	24	140	10	12	120	10	24
110	22	6	16	18	10	12	15	18	190	24	154	11	13	132	12	21
120	22	6	18	20	12	12	16	18	200	26	164	12	14	144	12	26
130	24	7	18	20	12	14	16	20	218	26	178	12	15	154	12	26
140	26	7	20	21	13	14	17	20	232	28	192	13	16	166	14	28
150	28	7	22	22	13	14	17	22	250	28	206	13	16	176	14	28
160	30	8	24	23	14	13	18	24	268	30	220	14	17	188	16	30
170	30	8	26	23	14	16	18	24	278	30	230	14	18	198	16	30
180	32	8	28	24	16	16	19	26	296	32	244	15	18	210	18	32
190	33	9	30	26	16	17	19	28	312	34	256	16	19	222	18	34
200	35	9	32	27	18	17	20	30	330	36	270	18	20	236	20	36
220	38	9	34	28	18	17	21	33	342	38	276	19	22	258	22	36
240	41	10	36	30	20	18	22	36	394	40	322	20	24	280	24	40
260	44	10	38	30	20	18	23	38	424	40	348	21	25	302	26	40
280	44	10	40	32	21	18	24	40	448	42	368	22	26	324	28	42
300	50	11	42	34	21	19	25	44	488	42	400	24	28	348	30	42
320	53	11	44	34	22	19	26	46	518	44	426	25	30	370	32	44
340	56	11	46	36	22	19	27	50	552	46	452	26	33	392	34	46
360	59	12	48	38	23	21	28	54	586	48	478	28	34	416	36	48
380	62	12	50	38	23	21	29	58	620	48	504	30	35	440	38	48
400	65	12	52	40	24	21	30	60	650	50	530	31	36	462	40	50
450	72	12	54	42	25	21	32	65	724	52	594	35	40	520	45	52
500	80	15	56	44	26	25	34	70	800	54	660	38	44	576	50	54

Mischung für Weissguss s. S. 86. Bearbeitung der Lagerschalen s. S. 92. Sicherung gegen Drehung s. auch Seite 88.

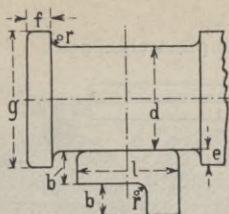
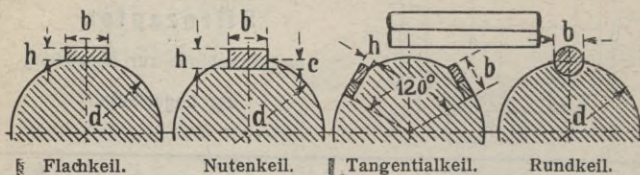


Tabelle 261.  
**Stirnzapfen**  
 und Schablone zur Abrundung  
 der Lagerläufe.

$d$	$e$	$f$	$g$	$r$	$l$	$b$
40	5	8	50	3	40	20
50	6	10	62	3	50	25
60	7	10	74	3	60	30
70	8	10	86	4	70	35
80	9	12	98	4	80	35
90	10	12	110	4	90	35
100	10	12	120	5	100	40
110	11	15	132	5	110	40
120	12	18	144	6	120	50
130	12	18	154	6	120	50
140	13	20	166	7	120	50
150	13	20	176	7	120	50
160	14	22	188	8	120	50
170	14	22	198	8	120	50
180	15	25	210	9	120	50
190	16	25	222	9	120	50
200	18	25	236	10	130	50
220	19	30	258	10	130	50
240	20	30	280	12	130	50
260	21	30	302	13	130	50
280	22	30	324	14	130	50
300	24	30	348	15	130	50
320	25	30	370	16	140	50
340	26	35	392	17	140	50
360	28	35	416	18	140	50
380	30	40	440	20	140	50
400	31	40	462	20	140	50
450	35	45	520	22	140	50
500	38	50	576	25	140	50

Bearbeitung von Kurbelzapfen s. Seite 114.

Tabelle 262. Torsionskeile für Dampfmaschinenbau.



Flachkeil.

Nutenkeil.

Tangentialkeil.

Rundkeil.

Welle <i>a</i>	Breite <i>b</i>	Nuten- keil		Tangen- tialkeil	leichte Keile für Excenter, Steuerräder, Regulator- scheiben, welche auf der Haupt- achse sitzen		
		<i>h</i>	<i>c</i>	<i>h</i>			
30—39	12	7	2	—			
40—49	14	8	3	—			
50—59	16	9	3	—			
60—69	18	10	3	—			
70—79	20	12	4	—			
80—89	23	13	4	—			
90—99	26	14	4	—			
100—119	30	16	5	—			
120—139	34	18	6	—	18	10	3
140—159	38	20	6	—	20	12	4
160—179	42	22	7	—	22	13	4
180—199	46	24	8	—	24	13	4
200—219	50	26	8	15	26	14	4
220—239	55	29	9	16	29	14	5
240—259	60	32	10	17	30	15	5
260—279	65	35	11	18	32	16	6
280—299	70	38	12	20	34	17	6
300—324	75	40	13	22	36	18	6
325—349	80	44	14	23	40	20	7
350—374	85	48	15	25	42	21	7
375—399	90	50	17	26	44	22	7
400—449	95	54	19	28	46	23	8
450—500	100	58	21	30	50	25	8

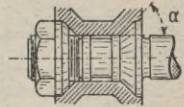
Die Tabellen in den verschiedenen Maschinenfabriken zeigen Unterschiede in den **Keilbreiten** bis 50%! Theoretisch lassen sich die Dimensionen der Keile kaum bestimmen. Die Keilverenkung (das Maass *c*) findet man meistens tiefer ausgeführt, doch erhöht letzteres die Gefahr des Krummwerdens der Schwungradachse.

Für den (seltener ausgeführten) Rundkeil wird *b* meist kleiner genommen,

Wahl des Konus.

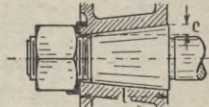
Fig. 1957—1966.

Kolbenstange im Kolben  
Konus  $\alpha = 45^\circ$ .



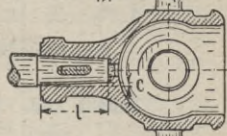
Kolbenstange im Kolben  
mit Mutter

Konicität  $c = \frac{1}{10} l$ .



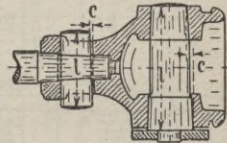
Kolbenstange im Kreuzkopf  
mit Keil

Konicität  $c = \frac{1}{25} l$ .



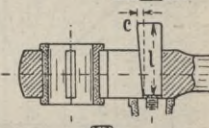
Kolbenstangenkeil im Kreuzkopf

Konicität  $c = \frac{1}{40} l$ .



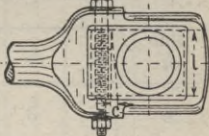
Kreuzkopfbolzen im Kreuzkopf

Konicität  $c = \frac{1}{25} l$ .



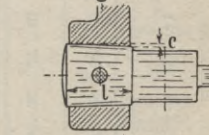
Schubstangenkeil  
mit Schraube anzuziehen

Konicität  $c = \frac{1}{10} l$ .



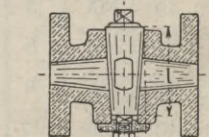
Schubstangenkeil  
mit Schraube anzuziehen

Konicität  $c = \frac{1}{10} l$ .



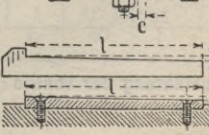
Kurbelzapfen in der Kurbel

Konicität  $c = \frac{1}{24} l$ .



Hahnküken

Konicität  $c = \frac{1}{9} l$ .



Keile

Konicität d. Nasenkeile  $c = \frac{1}{100} l$

„ „ Federkeile  $c = \frac{1}{100} l$

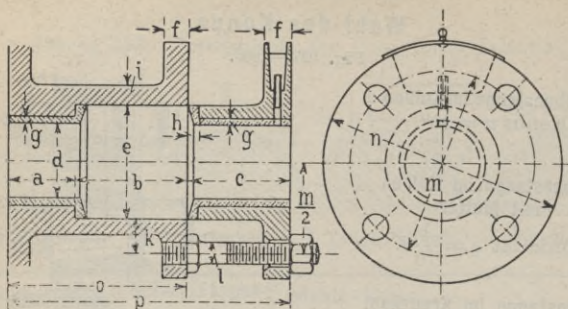
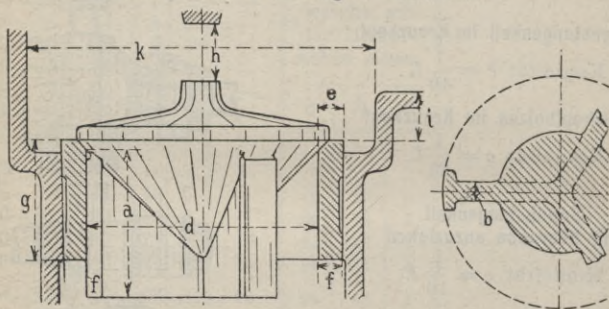


Fig. 1967-1968. Hierzu Tabelle 264.

Tabelle 263. Ventilkegel. Millimeter.



$d$	Hub $h$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$	$i$	$k$
20	6	27	3	2	4	3	23	8	35
30	7	30	3	3	5	4	26	10	40
40	8	35	4	4	5	4	30	12	55
50	9	40	4	4	6	5	34	15	70
60	10	45	5	5	7	6	38	18	85
70	11	50	5	5	8	7	42	20	100
80	12	55	6	6	9	8	46	22	115
90	13	60	7	6	10	9	50	24	130
100	14	65	7	7	11	10	54	26	145

Ausführung der Ventile (bezw. die des Ventilkegels) s. „Haeder, Pumpen“.

Tabelle 264. Stopfbüchsen. Fig. 1967—1968.

Millimeter.

d											Schrauben					
	a	b	c	e	f	g	h	i	k	Zahl	l	m	n	o	p	
10	10	40	39	26	12	—	4	8	17	2	10	60	88	50	89	
12	10	43	42	30	13	—	4	8	18	2	10	66	95	53	95	
14	10	46	45	33	14	—	4	8	19	2	10	71	100	56	101	
16	15	49	48	36	15	—	4	8	20	2	13	76	110	64	112	
18	15	52	51	40	16	—	5	10	22	2	13	84	118	67	118	
20	15	55	53	43	17	3	5	10	23	2	13	89	122	70	123	
23	15	58	57	50	18	3	5	10	24	2	13	98	132	73	130	
26	20	62	60	55	19	3	5	11	25	2	13	105	138	82	142	
30	20	66	63	60	20	4	6	12	25	2	16	110	144	86	149	
33	25	70	67	65	21	4	6	12	27	2	16	119	160	95	162	
36	30	75	71	70	22	4	6	13	29	2	16	128	168	105	176	
40	30	80	75	75	23	5	7	14	30	2	16	135	174	110	185	
43	35	85	79	80	24	5	7	15	32	2	20	144	192	120	199	
46	35	90	82	85	25	5	8	15	33	2	20	151	200	125	207	
50	40	100	86	90	26	6	8	16	34	3	20	158	206	135	221	
55	45	105	91	95	27	6	8	17	34	3	20	163	212	145	236	
60	50	105	96	100	28	7	9	18	34	3	20	168	216	155	251	
65	55	110	101	105	29	7	9	19	35	3	20	175	230	165	266	
70	60	115	106	110	30	8	10	20	35	3	23	180	234	175	281	
75	65	120	110	120	30	8	10	21	38	3	23	196	250	185	295	
80	70	125	115	125	31	8	10	22	40	4	23	205	254	195	310	
85	75	130	119	130	31	9	11	23	40	4	23	210	270	205	324	
90	80	135	124	135	32	9	11	24	40	4	26	215	274	215	339	
95	85	140	128	140	32	9	11	25	40	4	26	220	280	225	353	
100	90	150	134	150	34	10	12	26	44	4	30	238	304	240	374	
110	95	160	143	160	35	10	12	28	44	4	30	248	314	255	398	
120	100	170	152	170	36	11	13	29	45	4	30	260	322	270	422	
130	105	185	162	185	38	11	14	30	48	4	33	281	352	290	452	
140	110	195	171	195	39	12	15	31	49	4	36	303	372	305	476	
150	120	210	180	210	40	12	16	32	52	4	36	314	392	330	510	
160	120	215	184	220	41	13	16	33	54	4	40	328	412	335	519	
170	130	220	188	230	42	13	17	33	54	4	40	338	422	350	538	
180	130	225	193	240	43	13	17	33	54	4	40	348	432	355	548	
190	140	230	197	250	44	13	18	34	55	4	40	360	452	370	567	
200	140	235	200	265	45	14	18	35	58	4	43	383	470	375	575	

Unter Umständen kann man das Maass  $k = l$  machen.

Stopfbüchsen für Metallpackung s. Seite 614.

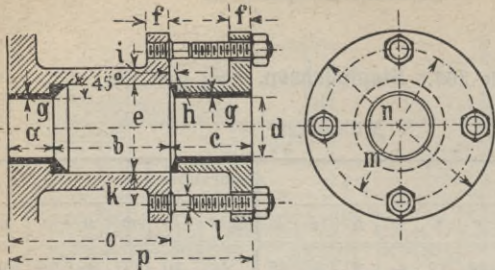


Tabelle 265.  
Stopfbüchsen für  
Metall-  
packungen.

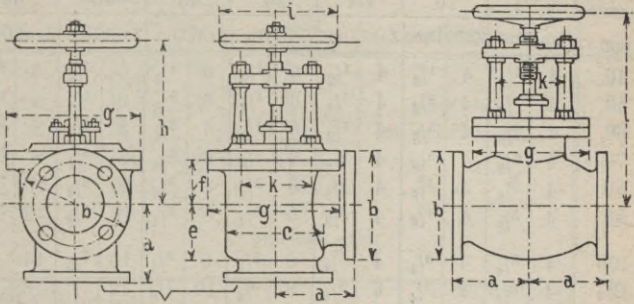
						Für 6 Atm.			Für 11 Atm.		
<i>d</i>	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>n</i>	<i>m</i>	<i>b</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>b</i>	<i>o</i>	<i>p</i>
15	10	40	30	104	70	55	65	105	64	74	114
20	14	40	35	114	81	55	69	109	64	78	118
25	18	47	45	128	95	70	88	135	82	100	147
30	22	54	50	134	100	73	95	149	85	107	161
35	26	61	60	158	118	88	114	175	103	129	190
40	30	61	65	164	125	88	118	179	103	133	194
45	34	68	70	185	136	91	125	193	106	140	208
50	38	76	80	196	148	108	146	222	125	162	239
55	42	76	85	202	153	108	150	226	125	167	243
60	46	84	90	206	158	110	156	240	128	174	258
65	50	92	100	225	170	123	173	265	143	193	285
70	54	92	105	230	175	123	177	269	143	197	289
75	58	92	110	240	186	123	181	273	143	201	293
80	62	100	120	250	200	135	197	297	156	218	318
85	66	108	125	265	205	135	201	309	156	222	330
90	70	116	130	270	210	138	208	324	160	230	346
95	74	124	140	280	220	152	226	350	177	251	375
100	78	124	145	300	233	152	230	354	177	255	379
110	86	124	155	310	243	152	238	362	177	263	387
120	94	132	165	317	255	158	252	384	183	277	409
130	102	132	175	342	271	158	260	392	183	285	417
140	110	140	190	367	288	172	282	422	200	310	450
150	118	140	200	382	304	172	290	430	200	318	458
160	126	148	210	402	318	178	304	452			
170	134	148	220	412	328	178	312	460			
180	142	156	230	422	338	180	322	478			
190	150	164	245	447	355	190	340	504			
200	158	164	255	460	373	190	348	512			

Die hier nicht angegebenen Maasse entnehme man der Tabelle 264 Seite 613.

Tabelle 266. Ventile. Millimeter.

Diese Tabelle soll Anhaltspunkte geben, ein Ventil (bei Entwürfen) in allgemeinen Umrissen andeuten zu können.

$d$  ist der Rohrdurchmesser.



$d$	$a$	$b$	$c$	$e$	$f$	$g$	$h$	$i$	$k$	$l$
20	70	100	25	35	35	110	160	130	50	225
30	80	120	50	55	55	125	180	140	60	240
40	90	140	75	60	60	140	200	150	70	260
50	100	160	90	65	65	160	220	170	80	280
60	110	175	105	70	70	180	240	180	90	300
70	120	185	120	75	75	200	260	200	100	320
80	130	200	135	80	80	220	280	210	110	340
90	140	215	150	90	85	240	300	230	120	360
100	150	230	165	100	90	260	320	240	130	380
110	160	245	180	110	95	280	340	250	140	400
120	170	260	200	120	100	300	360	270	150	420
130	180	275	215	130	110	320	380	280	160	440
140	190	285	230	140	115	335	400	300	170	460
150	200	290	240	150	120	350	425	310	175	475



Tabelle 267. Zahl und Stärke der Schrauben\*)

für Röhren mit hohem Druck.

Lichter Rohr- durchm.  mm	Druck in Atm.													
	7**)		10		15		20		40		60		80	
	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.
40	4	1/2	4	1/2	4	1/2	6	1/2	6	5/8	6	5/8	6	3/4
50	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	5/8	6	5/8	6	3/4
60	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	3/4	8	3/4	8	3/4
70	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	3/4	8	3/4	8	7/8
80	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	3/4	8	3/4	10	3/4	10	7/8
90	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	7/8
100	4	3/4	4	3/4	4	3/4	6	3/4	8	3/4	10	7/8	14	1
125	4	3/4	4	3/4	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	1	16	1
150	6	3/4	6	3/4	8	3/4	8	7/8	12	1	16	1	—	—
175	6	3/4	6	3/4	8	7/8	10	7/8	14	1	18	1	—	—
200	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	7/8	18	1	24	1 1/8	—	—
250	8	3/4	8	3/4	10	7/8	12	1	20	1	28	1 1/8	—	—
300	8	3/4	10	3/4	12	7/8	16	1	22	1 1/8	—	—	—	—
400	10	7/8	12	7/8	16	1	20	1 1/8	—	—	—	—	—	—
600	16	1	20	1	24	1	30	1 1/8	—	—	—	—	—	—
800	20	1 1/8	22	1 1/8	26	1 1/8	32	1 1/4	—	—	—	—	—	—

Für rechteckige Gefäße, z. B. Schieberkasten von derselben Querschnittsfläche wie das Rohr, sind 2 bis 4 Schrauben mehr zu nehmen.

Tabelle 268. Nötige Schraubenentfernung,

um die Schraubenmutter mit dem gewöhnlichen Schraubenschlüssel noch bequem anziehen zu können.

Millimeter.

Schraubendurchmesser in Zoll engl.													
1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8	2	
50	58	65	70	85	90	100	110	120	130	135	144	150	

\*) s. auch „Haeder, Dampfkessel“, IV. Aufl., neue Normalrohrtabelle für hohen Druck.

\*\*) Die Werte dieser Rubrik sind der Normaltabelle S. 594 entnommen.

Schmiedeeiserne Flanschen für kleinere Dampfrohre.

Tabelle 269. Ovale Flanschen.

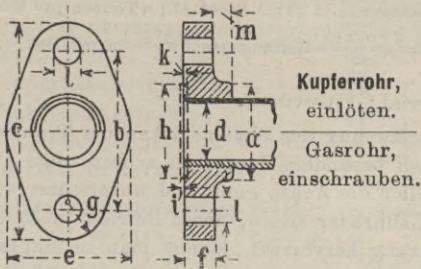


Fig. 1976-1977.

Licht. Durchm.								Dicht.-fläche			
<i>d</i>	engl. "	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>
15	5/8 "	30	58	80	45	12	14	30	2	12	6
20	3/4 "	34	65	95	52	14	18	40	3	15	7
25	1 "	42	75	105	58	15	18	45	3	15	8
30	1 1/4 "	52	85	115	66	16	20	50	3	15	10

Tabelle 270. Runde Flanschen.

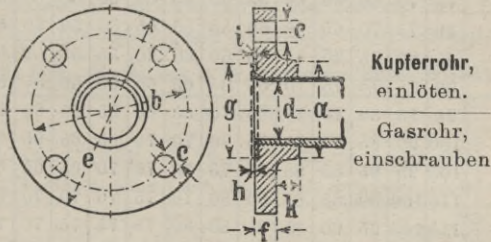


Fig. 1978-1979.

Licht. Durchm.				Schraub.-löcher				Dicht.-fläche			
<i>d</i>	engl. "	<i>a</i>	<i>b</i>	Anzahl	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h i</i>	<i>k</i>	
15	5/8 "	30	58	3	12	80	11	30	2	8	
20	3/4 "	34	65	3	12	90	12	40	3	9	
25	1 "	42	75	3	12	100	13	45	3	10	
30	1 1/4 "	52	85	4	12	110	14	50	3	11	

## Transmissionen.

$$P = \frac{716,2 \cdot N}{r \cdot n}; \quad N = \frac{P \cdot r \cdot n}{716,2}; \quad n = \frac{716,2 \cdot N}{r \cdot P}; \quad r = \frac{716,2 \cdot N}{n \cdot P} \quad (378).$$

$r$  = Scheibenhalmesser in m;  $N$  Pferdest.;  $n$  Touren pro Min.;  $P$  Umfangskraft in kg,  $v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60}$  Umfangsgeschw. in m pro Sek. . .

## Wellen (Material: Flusseisen).

Bei Bestimmung der Wellenstärken der Transmissionen hat man natürlich besonders darauf zu achten, dass an den Kraftentnahmestellen die Achse genügend unterstützt wird. Wellen, auf denen Zahnräder sitzen, deren Betrieb ja Erschütterungen im Wellenstrang hervorruft, macht man im allgemeinen etwas schwerer. Von den in nachstehender Tabelle angegebenen Wellendurchmessern kann man deshalb abweichen, je nachdem man mehr oder weniger Lager zur Anwendung bringt.

Tab. 271. Gebräuchliche Wellendurchmesser für Transmissionen.

PS.	Umdrehungen pro Min.														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
1—2	60	55	50	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35
2—3	65	60	55	50	50	50	45	45	45	45	40	40	40	40	40
3—4	70	65	60	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	40	40
4—6	75	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45
6—8	80	75	70	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	45
8—10	85	80	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50
10—12	90	85	75	75	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	50
12—14	95	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55
14—18	100	90	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60
18—20	105	95	85	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60
20—25	110	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65	60
25—30	115	105	95	90	85	85	80	80	75	75	75	70	70	65	65
30—40	120	110	105	100	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70	70
40—50	125	115	105	100	95	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70
50—55	130	120	110	105	100	95	95	90	90	85	85	85	80	80	75
55—70	140	125	120	110	105	105	100	95	95	90	90	90	85	85	80
70—90	150	135	130	120	115	110	110	105	100	100	95	95	90	90	85
90—120	160	145	135	130	120	120	115	110	110	105	100	100	100	95	90
120—150	165	155	145	135	130	125	120	120	115	115	110	105	105	100	100
150—175	170	160	150	140	135	130	125	120	120	115	115	110	110	105	100
175—200	175	165	155	145	140	135	130	125	120	120	115	115	110	105	105

**Riemenberechnung.**

Bezeichnet

$b$  die Breite,  $\delta$  die Stärke des Riemens in cm,

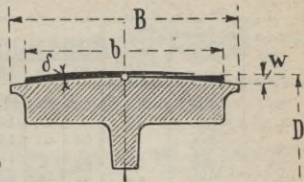
$N$  die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,

$D$  den Scheibendurchmesser in Mtr.,

$n$  die Umdrehungszahl pro Min.,

$V$  die Umfangsgeschwindigkeit in Mtr./Sek. nach Seite 618,

$P$  die Umfangskraft in kg nach Seite 618.



**Neuere Riemenberechnung** (nach Gehrckens).

Gehrckens sagt (Z. d. V. d. I. 1893 S. 17): „Nehmen wir an, dass die Bedingungen günstig, dass die Scheiben genau, zentriert, sorgfältig ausgewogen, abgedreht und richtig gewölbt sind, dass das Scheibenverhältnis ein normales, etwa 1:2 ist, dass die Gipfel der Scheiben in wagerechter Linie liegen oder in einem Winkel zu dieser von  $45^{\circ}$ , dass der Wellenabstand ein angemessener ist (für unter 100 mm schmale Riemen 5 Mtr. für breitere 10 Mtr. beträgt, sodass erstere 50 bis 100 mm, breitere 100 bis 200 mm durchhängen), und dass man für die betr. Scheibendurchmesser und Geschwindigkeiten ein passendes Leder ausgesucht hat, so glaube ich auf Grund langjähriger Beobachtungen und Rechnungen die folgenden Belastungskoeffizienten  $k$  für  $P$ , (also für die nützliche Kraftleistung des Riemens) empfehlen zu können. Die Zahlen der folgenden Tabelle gelten für Lederriemen und sind empirisch ermittelt.“

**Tabelle 272. Werte von  $k$  in kg pro cm Riemenbreite.**

D Mtr.	V in Mtr./Sek.											
	3-4,5		5-9		10-14		15-19		20-24		25-30	
	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.
0,1	2		2,5		3		3		3,5		3,5	
0,2	3		4		5		5,5		6		6,5	
0,3	4		5		6		7		8		8,5	
0,5	5	8	7	9	8	10	9	11	10	12	11	13
1,0	6	10	8,5	12	10	14	11	16	12	17	13	18
2,0	7	12	10	15	12	20	13	22	14	25	15	25

Die Riemenbreite bestimmt sich demnach zu:

$$b = \frac{P}{k} \text{ in cm; } k = \frac{P}{b} \text{ in kg} \dots (379)$$



## Abschnitt XVI.

## Allgemeine Bedingungen

f6r

## Lieferungen von Maschinen.

aufgestellt

t

in den Versammlungen deutscher Maschinenbau-Anstalten zu Köln am 28. December 1889, 10. Januar 1891  
und zu Hamburg am 27. Mai 1893.



1. Die Preise gelten ab Werkstätte; Verpackung und Fracht unterliegen besonderen Vereinbarungen.
2. Die Zahlung des Kaufpreises erfolgt am Ursprungsort baar in deutscher Reichswährung zu  $\frac{1}{3}$  bei Bestellung,  $\frac{1}{3}$  bei Ablieferung der Haupttheile ab Werk,  $\frac{1}{3}$  drei Monate nach Inbetriebsetzung, spätestens aber sechs Monate nach dem zweiten Termin, wenn sich die Inbetriebsetzung ohne Schuld des Lieferanten verzögert.

Monatszahlungen sind zulässig; jedoch soll alsdann die Durchschnitts-Valuta der obigen Zahlungsweise entsprechen.

3. Für Güte der Construction und Ausführung übernimmt der Lieferant eine Gewährleistung von Monaten in der Weise, daß er alle Theile, welche während dieser Frist nachweislich in Folge schlechten Materials, fehlerhafter Construction oder mangelhafter Ausführung unbrauchbar oder schadhafte werden, unentgeltlich zu ersetzen, bezw. alle ihm zur Last fallenden Mängel zu beseitigen hat.

Der natürliche Verschleiß bleibt von dieser Gewährleistung ausgeschlossen.

4. Verschuldete Verzögerung in der Ablieferung berechtigt den Besteller zum Abzuge von höchstens  $\frac{1}{2}$  % der Kaufsumme für jede volle Woche der eingetretenen Verspätung.
5. Anderweitige Entschädigungsansprüche als die in den §§ 3 und 4 festgesetzten sind ausgeschlossen.
6. Arbeiterausstände entbinden von der Einhaltung der Lieferfrist.
7. Bevor mit der Montirung begonnen wird, müssen die Fundamente u. s. w. vollständig fertig und abgebunden, die Maschinenräume gegen Witterungseinflüsse geschützt sein.
8. Zur Montirung stellt der Lieferant einen oder, wenn vereinbart, mehrere Monteure, welchen Seitens des Bestellers die erforderlichen Hilfsmansschaften, Hebezeuge, Beleuchtung, sowie die kleinen Materialien, wie Oel, Talg, Hanf, Mennige, Putzwolle u. s. w. kostenfrei zu stellen sind. Die Hilfsmansschaften verbleiben in der Berufsgenossenschaft des Bestellers.
9. Für den Monteur wird berechnet außer den Reisekosten  $\mathcal{M}$  pro Reisetag und  $\mathcal{M}$  pro Arbeitsstunde, sowie  $\mathcal{M}$  pro Tag und Mann für Verpflegung. Auf Verlangen wird Seitens des Lieferanten gewährleistet, daß die Kosten für die Entsendung eines oder mehrerer Monteure einen bestimmten Betrag nicht übersteigen.

Der Arbeitstag wird zu 10, »unter Tage« zu 8 Stunden gerechnet; »unter Tage« zählen 8 Stunden = 10 Stunden.

Ueber- und Sonntagsstunden werden nach besonderer Vereinbarung berechnet.

10. Zu den Maschinen werden unentgeltlich mitgeliefert eine Fundamentzeichnung und, wenn nöthig, ein Uebersichtsplan der Lieferung.
11. Streitigkeiten über die Auslegung und Erfüllung des Geschäftsabschlusses werden durch ein Schiedsgericht geschlichtet, wozu jede Partei einen Schiedsrichter zu ernennen hat, welche vor Eintritt in die Verhandlungen einen Obmann bezeichnen.

Auf das schiedsrichterliche Verfahren finden die §§ 851 bis 872 der Reichs-Civilproceßordnung Anwendung mit der Maßgabe, daß, wenn die beiden Schiedsrichter über den Spruch sich nicht einigen, jeder derselben ein Gutachten abzugeben und demnächst der Obmann die Entscheidung zu fällen hat.

Die Vertheilung der Kosten des Verfahrens erfolgt durch das Schiedsgericht bezw. den Obmann.

Jedem Lieferanten und jedem Empfänger ist anzurathen, sich den unter 11 angeführten Bedingungen zu unterwerfen, er thut der Industrie dadurch gute Dienste und trägt sein  $\frac{1}{2}$  Scherflein dazu bei, daß die vielen Millionen Mark, welche die Gerichte und Advokaten einheimsen, der Industrie erhalten bleiben.

**Dampfmaschine.**

Aus der **Offerte** auf Lieferung einer **Dampfmaschine** müssen folgende Daten ersichtlich sein:

- Bauart** und **System** der Maschine,
- Ob mit oder ohne **Kondensation**,
- Cylinderdurchmesser**, **Kolbenhub**, **Tourenzahl**,
- Art der Steuerung,
- Durchmesser und Breite des **Schwungrades**,
- Ungefähres Gesamtgewicht der Maschine,
- Gewicht,
- Preis** der Maschine komplett inkl. Absperrventil, Fundamentankern, Schmiergefäßen etc. franco Waggon . . . . .
- Preis der **Maschinenspeisepumpe**,

**Zahlungsbedingungen:**

- $\frac{1}{3}$  bei Bestellung,
- $\frac{1}{3}$  bei Ablieferung,
- den Rest drei Monate später oder nach Vereinbarung,
- Reisekosten und Tagegelder für den **Monteur**,

**Lieferzeit,****Leistung und Dampfverbrauch** bei . . . **Atm.:**

normal . . . .	indiz. PS.,	. . . .	kg pro $N_i$ u. Stunde,
gesteigert . . . .	" "	. . . .	" " " "
überlastet . . . .	" "	. . . .	" " " "

Mit der Leistung „gesteigert“ soll die Maschine dauernd anstandslos, „überlastet“ nur vorübergehend arbeiten können.

**Tourenschwankung** (je nach dem Verwendungszweck) etwa bei plötzlicher Belastungsänderung von 25% der vorherigen Leistung nicht mehr als  $1\frac{1}{2}$  %, zwischen Leerlauf und voller Belastung nicht mehr als 6%.

Vorrichtungen zum bequemen Anbringen des Indikators sind bei der Maschine vorzusehen,

Kürzung der Kaufsumme um 1% für jede Woche verspäteter Lieferung. \*)

**Garantie:** Alle durch fehlerhafte Konstruktion oder mangelhafte Ausführung sich zeigenden Mängel, welche innerhalb eines Jahres vorkommen sollten, werden kostenfrei ab Fabrik nachgeliefert. (Für die durch Auswechslung fehlerhafter oder zerbrochener Stücke etwa herbeigeführte Betriebsstörung oder sonstigen Schaden ist der Fabrikant nicht haftbar.)

\*) Das Recht auf Entschädigung kann unter Umständen erlöschen, wenn die ersten eintreffenden Teile vom Besteller angenommen werden, ohne dass letzterer Einspruch erhebt.

Tabelle 274. **Dampfanlagen** (Preise für Ueberschläge).

Pferdestärken effekt. . .	10	15	25	40	60	80	100	200	400	600	800	1000
Dampfmaschine . . . . .	2000	3100	4000	5500	7500	10000	13000	22000	41000	60000	79000	98000
"  Fundament	90	150	250	400	500	700	900	1600	2950	4300	5650	7000
"  Montage . . . . .	50	75	100	130	160	200	250	525	1000	1500	2000	2500
Dampfkessel . . . . .	2000	3000	4500	6000	7500	10000	12000	21000	26000	34000	42000	50000
"  Fundament . . . . .	50	80	120	160	200	250	300	550	950	1400	1850	2300
"  Einmauerung	250	400	600	800	1000	1200	1500	2100	3350	4550	5800	7000
Dampfleitung . . . . .	150	300	500	700	1000	1300	1550	2400	4000	5650	7300	9000
Wasserabscheidung . . . . .	60	90	120	150	180	210	250	350	500	600	750	850
Umhüllung der Leitung . . . . .	15	30	45	60	80	100	130	250	500	750	1000	1250
Speiseleitung . . . . .	40	80	120	160	200	250	300	500	850	1250	1600	2000
Pumpe, Injektoren . . . . .	300	400	500	650	800	900	1000	1700	3100	4500	5850	7200
Vorwärmer . . . . .	200	300	400	500	620	750	950	1500	2600	3750	4850	6000
Kessel- u. Maschinenhaus	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	11000	17000	23000	29000	35000
Schornstein . . . . .	800	1000	1350	1800	2500	3100	4000	5100	7300	9500	11000	12000
Diverse kleine Arbeiten . . . . .	115	125	145	190	200	240	270	500	750	1100	1450	1800
<b>Summa in Mk.</b>	<b>8120</b>	<b>12400</b>	<b>16750</b>	<b>22200</b>	<b>28400</b>	<b>36200</b>	<b>44400</b>	<b>71075</b>	<b>111850</b>	<b>155850</b>	<b>199900</b>	<b>241900</b>



Account	1912	1913	1914	1915	1916	1917	1918	1919	1920	1921	1922	1923	1924	1925	1926	1927	1928	1929	1930	Total
Accounts Payable	112	152	142	100	700	700	514	900	700	4100	700	1100	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Accounts Receivable	600	1000	1200	1000	500	8700	4000	4700	2000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000
Inventory	2000	3000	4000	2000	9000	4000	9000	11000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000
Prepaid Expenses	700	500	300	200	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Fixed Assets	300	400	500	400	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Accumulated Depreciation	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Capital	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Reserves	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Liabilities	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Equity	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
Total	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000

S. 61













8-22



8-96





# ELECTROTECHNIK



Ex libris

ANTON WOLFF.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297061