CZĘŚĆ DZIESIĄTA:

MASZYNY — ELEKTROTECHNIKA

TREŚĆ

	Strona
Maszyny w zakresie potrzeb inżynierji lądowej i wodnej	2357
I. Części maszyn	2357
1. Naprężenia dopuszczalne	2357
2. Części maszyn łączące	2358
3. Części maszyn o ruchu obrotowym	2364
4. Części maszyn przenoszące ruch obrotowy z jednego wału na drugi	2372
II. Pompy	2380
III. Motory wodne	2386
IV. Kotły parowe. Napisał Władysław Rubczyński, Lwów	2398
V. Silniki parowe. Napisał inż. Władysław Rubczyński, Lwów	2403
VI. Silniki spalinowe. Napisał inż. Władysław Rubczyński, Lwów	2409
VII. Podnośniki. Napisał inż. Wacław Suchowiak, profesor politechniki, Warszawa	2415
A) Części podnośników	2416
B) Ogólne układy dźwigarek i wciągarek	2423
C) Suwnice	2428
D) Żórawie	2430
VIII. Ekskawatory lądowe. Napisał † inż. Jan Karbowski, Warszawa	2433
IX. Maszyny budowlane. Napisał Tadeusz Lewicki, Lwów	2441
1. Urządzenia transportowe	2441
2. Podnośniki budowlane ręczne i mechaniczne	2443
3. Kafary	2445
4. Pompy wodne i pompy do betonu	2446
5. Tłuczarki i urządzenia sortownicze	2447
6. Betoniarki	2448
7. Maszyny drogowe	2449
8. Maszyny i narzędzia z napędem pneumatycznym, elektrycznym i ręcznym	2451
X. Samochody gospodarcze i przemysłowe. Napisał Tadeusz Lewicki, Lwów	2452
Elektrotechnika. Pod redakcją inż. M. Pożaryskiego, profesora politechniki, Warszawa	2469
I. Jednostki, prawa i pomiary	2469
1. Jednostki	2469
2. Zasadnicze prawa i określenia	2470
3. Pomiary elektryczne	2473
II. Prądnice, transformatory, silniki, akumulatory	2476
1. Prądnice	2476
2. Transformatory, przetwornice i prostowniki	2478
3. Silniki (motory) elektryczne	2481
4. Akumulatory	2486
III. Elektrownie	2488
IV. Trakcja elektryczna	2492
V. Telegrafja	2497
VI. Radjotelegraf i radjotelefon	2499
VII. Telegrafja i telefonja przewodowa prądami szybkozmiennemi	2501
Literatura	2501

Maszyny
w zakresie potrzeb inżynierji lądowej i wodnej.

I. Części maszyn.

1. Naprężenia dopuszczalne.

W budowie maszyn używa się wciąż jeszcze podanych w poniższej tabelce wartości naprężeń dopuszczalnych (wedle Bacha).

Naprężenia dopuszczalne w kg/cm^2.

Rodzaj wytrzymałości	Obciążenie[1])	Żelazo ziepne	Żelazo zlewne[2]) (Stal St. 37)		Stal zlewna[2])		Stal sprężynowa ulwardzona	Żeliwo	Odlew stalowy	
			od	do	od	do			od	do
Ciągnienie k_z	*a*	900	900	1200	1200	1500	—	300	600	900
	b	600	600	800	800	1000	—	200	400	600
	c	300	300	400	400	500	—	100	200	300
Zgniatanie k	*a*	900	900	1200	1200	1500	—	900	900	1200
	b	600	600	800	800	1000	—	600	600	900
Zginanie k_b	*a*	900	900	1200	1200	1500	7500	—	750	1050
	b	600	600	800	800	1000	5000	—[3])	500	700
	c	300	300	400	400	500	—	—	250	350
Ścinanie k_s	*a*	720	720	960	960	1200	—	—	480	840
	b	480	480	640	640	800	—	—	320	560
	c	240	240	320	320	400	—	—	160	280
Skręcanie k_d	*a*	360	600	840	900	1200	6000	—	480	840
	b	240	400	560	600	800	4000	—[4])	320	560
	c	120	200	280	300	400	—	—	160	280

[1]) *a* = napr. dopuszczalne przy obciążeniach stałych, *b* = przy obc. jednostronnie zmiennych, *c* = przy obc. obustronnie zmiennych.

[2]) Wyższe wartości naprężeń można stosować jedynie dla materjałów bezwzględnie pewnych co do jakości i niezbyt miękkich.

[3]) Naprężenia zginające w żeliwie nieobrobionem (z nienaruszoną powłoką odlewniczą) mogą wynosić:

dla przekrojów kołowych . . . . . $k_b = 1{,}70\ k_z$

„ „ prostokątnych . . . . . $k_b = 1{,}40\ k_z$

„ „ dwuteowych . . . . . $k_b = 1{,}20\ k_z$

dla żeliwa obrobionego o 20% więcej. Dla żeliwa znakomitej jakości, wolnego od naprężeń odlewniczych, do 33% więcej.

[4]) Dopuszczalne wartości naprężeń przy skręcaniu żeliwa mogą wynosić:

dla przekrojów kołowych i eliptycznych . . . . . $k_d = k_z$

„ „ pierścieniowych . . . . . $k_d = 0{,}8\ k_z$

„ „ prostokątnych oraz kształtów I, [, +, L, ... $k_d = 1{,}4\ k_z$

2. Części maszyn łączące.

Połączenia trwałe (nierozłączne).

Nity. Połączenia nitowe dzielimy na:

1. Nitowania na zakładkę (ob. fig. 1, 2, 3, 4) i nitowania w styk z nakładkami (fig. 5, 6, 7, 8, 9).

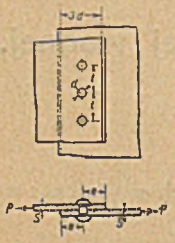


Fig. 1.

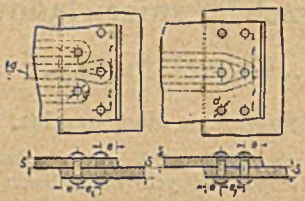


Fig. 2. Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

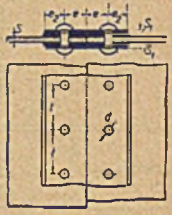


Fig. 6.

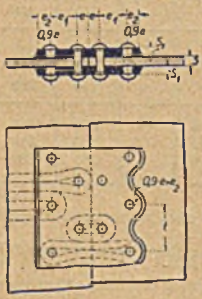


Fig. 7.

Fig. 8.

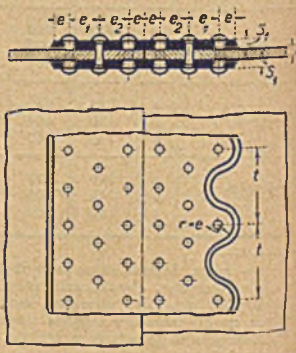


Fig. 9.

2. Nitowania jedno-, dwu- i więcejrzędowe, zależnie od ilości szeregów nitów w szwie nitowym (ob. fig. 1, 5 i 6; 2, 3, 7 i 8; oraz 4 i 9). W nitowaniu na nakładkę każde połączenie składa się z dwu szwów.

3. Nitowania proste czyli równoległe (fig. 3) i nitowania w zakosy czyli przestawne (fig. 7), zależnie od rozmieszczenia nitów przy nitowaniu dwu- i więcejrzędowem.

4. Nitowania jedno-, dwu- i wielocięte (fig. 1—4; 6—9), zależnie od tego, w ilu przekrojach nity musiałyby ulec ścięciu, gdyby połączenie miało zostać przemocą zniszczone.

5. Nitowania na gorąco, i nitowania na zimno, zależnie od tego, czy nity wbija się w otwory blach w stanie rozżarzonym czy nierozgrzane.

6. Nitowania szczelne (zbiorniki), nitowania mocne (konstrukcje żelazne) i nitowania szczelno-mocne (kotły parowe) zależnie od celu, jakiemu nitowanie służy.

Nit składa się z szyjki i dwu główek, z których jedną, wyrobioną podczas przebiegu nitowania, nazywamy nakówką. Kształt główek nitowych zależy od przeznaczenia nita. Kształt główki szczelnej i szczelno-mocnej (fig. 10) pozwala na uszczelnienie jej krawędzi. Fig. 11 przedstawia główkę nita mocnego. W połączeniach szczelnych muszą i krawędzie blach być doszczelnione, co uskutecznia się przy pomocy wąskiego dłutka (doszczelniaka) i młotka. Aby umożliwić doszczelnianie, musi krawędź blachy być ścięta pochyło pod kątem $\sim 18°$ (fig. 12). Blachy cieńsze niż 5 *mm* nie powinny być doszczelniane w ten sposób, a szczelność połączenia należy osiągnąć przez zastosowanie szczeliwa (taśma uszczelniająca; papier itp.). Kąt α dla wszystkich odmian nitów wynosi 40° (ob. fig. 10, 11).

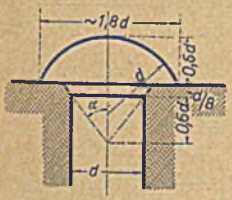


Fig. 10.

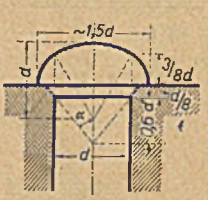


Fig. 11.

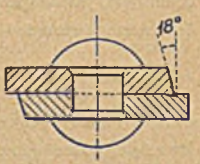


Fig. 12.

Sposób obliczania połączeń nitowanych w budowie maszyn odbiega od zasad przyjętych w budownictwie żelaznem. Przyjęcie, że nity mają pracować na ścinanie, pociąga za sobą możliwość przesunięcia się znitowanych części względem siebie aż do zetknięcia nita ze ścianką otworu. Takie przesunięcie, dopuszczalne w budownictwie żelaznem, nie jest dopuszczalne w budowie maszyn, która wymaga, aby nit ściskając blachy (skurcz nita po ostygnięciu) powodował między niemi tarcie, wystarczające dla zrównoważenia sił, dążących do przesunięcia blach względem siebie. Ten stan rzeczy osiągamy, jeśli największe obciążenie poprzeczne na 1 cm^2 przekroju nita nie przekroczy następujących wartości:

Nitowanie	jednorzędowe na zakładkę	600— 700 *kg*
„	dwurzędowe „ „	550— 650 *kg*
„	trójrzędowe „ „	500— 600 *kg*
„	jednorzędowe z dwiema nakładkami . . .	1000—1200 *kg*
„	dwurzędowe „ „ „ . . .	950—1150 *kg*
„	trójrzędowe „ „ „ . . .	900—1100 *kg*

Grubości blach należy przyjmować takie, aby naprężenie ciągnące w najsłabszem miejscu blachy nie przekraczało 0,22 wytrzymałości materjału na ciągnienie (przy nitowaniu z nakładkami 0,25).

Przy wyznaczaniu podziału nitów może być pomocnem zapatrywanie Schwedlera, w myśl którego wyobrażamy sobie, że każdy nit jest niejako okolony taśmą blachy (ob. fig. 2, 3, 4, 7), przyjmując przytem równą wytrzymałość blachy na rozerwanie, a połączenia na przesunięcie. Wedle Bacha należy w połączeniach nitowych stosować następujące zależności między średnicą nita d a grubością blach nitowanych s:

w połączeniach szczelno-mocnych jednociętych . . . $d = \sqrt{5s} - 0{,}4$ cm
„ „ „ „ dwucięt. jednorzęd. $d = \sqrt{5s} - 0{,}5$ cm
„ „ „ „ „ dwurzędow. $d = \sqrt{5s} - 0{,}6$ cm
„ „ „ „ „ trójrzędow. $d = \sqrt{5s} - 0{,}7$ cm
„ „ mocnych . . . . . $d = \sqrt{5s} - 0{,}2$ cm
„ „ szczelnych . . . . . $d = \sqrt{5s} - 0{,}4$ cm

Niemieckie normy przemysłowe (DIN) przepisują następujące normalne średnice nitów:

nominalna średnica nita: 10 13 16 19 22 25 28 31 34 37 40 43
rachunkowa średnica nita
średnica otworu nitowego): 11 14 17 20 23 26 29 32 35 38 41 44

Poniższe zestawienie podaje używane wymiary szwów nitowych, a mianowicie odległości nitów od krawędzi blach, odległości między rzędami nitów i między nitami tego samego rzędu (podział nitów) dla różnych połączeń nitowych. Znakowanie objaśnione na figurach.

Rodzaj połączenia nitowego	Fig.	e	e_1	e_2	t	s_1	φ
Jednocięte, jednorzędowe	1	$1{,}5\,d$	—	—	$2.d + 0{,}8$ cm	$1{,}2\,s$	0,5
Jednocięte, dwurzędowe w zakosy	2	$1{,}5\,d$	$0{,}6\,t$	—	$2{,}6.d + 1{,}5$ cm	$1{,}2\,s$	0,7
Jednocięte, dwurzędowe, proste	3	$1{,}5\,d$	$0{,}8\,t$	—	$2{,}6.d + 1$ cm	$1{,}2\,s$	—
Jednocięte, trójrzędowe	4	$1{,}5\,d$	$0{,}5\,t$	—	$3.d + 2{,}2$ cm	$1{,}2\,s$	—
Dwucięte, jednorzędowe	6	$1{,}5\,d$	—	$0{,}9\,e$	$2{,}6.d + 1$ cm	$^2/_3$—$^3/_4\,s$	—
Dwucięte, dwurzędowe	7	$1{,}5\,d$	$0{,}5$—$0{,}6\,t$	$0{,}9\,e$	$3{,}5.d + 1{,}5$ cm	$^2/_3$—$^3/_4\,s$	0,75
Dwucięte, trójrzędowe	9	$1{,}5\,d$	$^3/_4\,t$	$0{,}3\,t$	$6.d + 2$ cm	$^2/_3$—$^3/_4\,s$	0,85

Przy obliczeniach wytrzymałości zbiorników, kotłów itp. nie możemy brać całkowitego przekroju blachy za podstawę obliczenia, lecz musimy uwzględnić osłabienie jej przez otwory nitowe. Stosunkiem użyteczności szwu nitowego nazywamy wyrażeniem:

$$\varphi = \frac{t - d}{t}.$$

Ostatnia kolumna tabeli wymiarów szwów nitowych podaje przeciętne wartości φ dla niektórych połączeń nitowych.

Fig. 13.

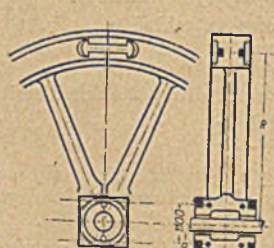


Fig. 14.

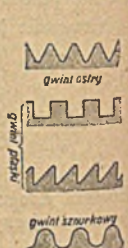


Fig. 15.

Połączenia skurczowe służą do trwałego spojenia najczęściej takich przedmiotów, które ze względów technologicznych lub innych zostały wy-

konane (odlane) w dwu lub więcej częściach, jak np. ciężkie koła zamachowe, płyty fundamentowe itp. Element łączący, który, założony w stanie rozgrzanym, kurcząc się przy ostyganiu zaciska połączenie, ma najczęściej kształt pierścienia lub t. zw. kotwy (ob. fig. 13 i 14). Materjałem tych pierścieni wzgl. kotw jest miękkie żelazo kowalne. Wydłużenie części łączących po ostygnięciu powinno wynosić około 0,2%, nie powinno zaś przekroczyć w żadnym wypadku 1%.

Połączenia rozłączne.

Śruby. Rozróżniamy śruby prawoskrętne i lewoskrętne. Ażeby śrubę lewoskrętną wkręcić w nagwintowany otwór, lub aby nakręcić na nią naśrubek, musimy głowę śruby wzgl. naśrubek obracać w kierunku wskazówek zegara. Istnieją śruby wielozwojowe, powstałe przez owinięcie kilku równoległych zwojów dokoła tego samego walca. Śrub tych nie używa się jako elementów łączących, lecz znajdują one wyłączne za-

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19.

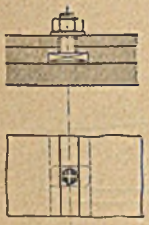


Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23.

stosowanie w mechanizmach. Odległość dwu sąsiednich nawinięć zwojowych śruby, mierzoną w kierunku równoległym do osi śruby, nazywamy jej podziałem i oznaczamy literą h. Długość mierzoną w kierunku osi, o którą się posuwa śruba wzgl. jej nakrętka za jednym obrotem śruby, nazywamy skokiem śruby S. Dla śrub jednozwojowych skok równy jest podziałowi śruby $S = h$; dla śruby n-zwojowej $S = n \,.\, h$.

Nieodzownem w praktycznem zastosowaniu uzupełnieniem śruby jest nakrętka czyli naśrubek (mutra). Jest to bryła z otworem, posiadającym wgłębiony gwint tych samych wymiarów co odpowiednia śruba. Teorja działania śruby sprowadza się do zagadnienia równi pochyłej.

Stosownie do przeznaczenia śrub, dzielimy je na śruby napędowe i śruby złączne. Śruby napędowe otrzymują zazwyczaj gwint płaski albo sznurkowy (półokrągły) (ob. fig. 15). Zaletą gwintu sznurkowego jest to, że namarznięty na nim lód łatwo odpada; dlatego używa się go na sprzęgłach wagonowych. Śruby złączne mają zawsze gwint ostry jednego z przyjętych ogólnie systemów (syst. Whitwortha, Sellersa, metryczny i i.). Tabele podające wymiary śrub, ob. w części o materjałach, str. 2031.

Naprężenie dopuszczalne dla śrub złącznych z żelaza zlewnego przyjmuje się przy obciążeniu jednostronnie zmiennem 480—600 kg/cm^2, zależnie

od staranności wykonania śruby i jakości materjału. Ponieważ w drobnych śrubach już przy ręcznem dokręcaniu mogą wystąpić wysokie naprężenia, należy naprężenia dopuszczalne dla takich śrub przyjmować odpowiednio niższe.

Śruby złączne nie powinne pracować na ścinanie. O ile istnieją siły prostopadłe do osi śruby, należy śrubę odciążyć przez zastosowanie w danem złączu klinów, kołków, lub pierścieni odciążających (fig. 16, 17, 18).

Fig. 19—23 ilustrują rozmaite połączenia śrubowe, zaś fig. 24 podaje sposoby zabezpieczenia śrub przed obluźnianiem się nakrętek.

Kliny. Fig. 25 przedstawia sposób działania klina i odnośny rozkład sił. Stosunek $\frac{h}{l}$ nazywamy zbieżnością klina. Najczęściej spotykamy kliny tępe (fig. 26) o zbieżności: $\frac{h_1 - h_2}{l}$.

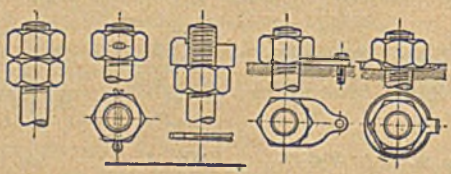


Fig. 24.

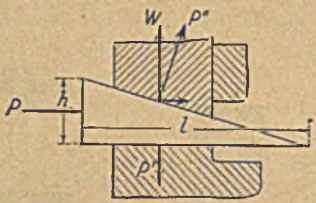


Fig. 25.

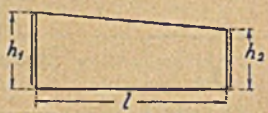


Fig. 26.

Jeśli pominiemy działanie tarcia, siła potrzebna do wciśnięcia klina wyrazi się wzorem: $P = W \cdot \frac{h}{l}$ wzgl. $P = W \frac{h_1 - h_2}{l}$ lub też, oznaczając kąt zbieżności klina przez α,

$$P = W \cdot tg\, \alpha.$$

Uwzględniając tarcie, które w urządzeniu przedstawionem na fig. 25 występuje w trzech płaszczyznach, otrzymamy, przy założeniu jednakowego spółczynnika tarcia we wszystkich trzech płaszczyznach, wzór na siłę potrzebną do wciśnięcia klina:

$$P = W \cdot tg\, (\alpha + 2\varrho)$$

(ϱ = kąt tarcia; $tg\, \varrho = \mu$ = spółczynnik tarcia).

Do zluźnienia klina obciążonego potrzebna jest siła P_1, wynosząca:

$$P_1 = W \cdot tg\, (2\varrho - \alpha).$$

Jeżeli $\alpha < 2\varrho$, wartość na P_1 wypada dodatnia; klin jest wtedy samohamowny.

Kliny poprzeczne. Oś klina poprzecznego (fig. 27) ma kierunek prostopadły do osi części łączonych. Siły działają na klin w płaszczyznach

prostopadłych (poprzecznie) do jego osi. Jeżeli klin ma być często obluźniany, dajemy mu zbieżność 1 : 10—1 : 15. O ile połączenie ma być stałe i chcemy przeszkodzić samoczynnemu obluźnianiu się klina, dajemy zbieżność 1 : 25—1 : 100. Krawędzie klina są zaokrąglone.

Obliczając połączenie z klinem poprzecznym należy brać pod uwagę nietylko siły występujące w mechanizmie, którego częścią jest dane połączenie, ale także naprężenia początkowe, które istnieją nawet w spoczynku maszyny a występują wskutek zaciągnięcia klina. Te naprężenia początkowe mogą być nieznaczne jeżeli połączenie ma pozostawać pod obciążeniem stałem, natomiast będą one znaczne jeśli obciążenie połączenia ma być obustronnie zmienne.

Połączenie cięgieł przy pomocy pochwy i klinów: (fig. 28). Obieramy grubość klina $s_1 = 0{,}25\ D$. Ze względu na osłabienie cięgła otworem na

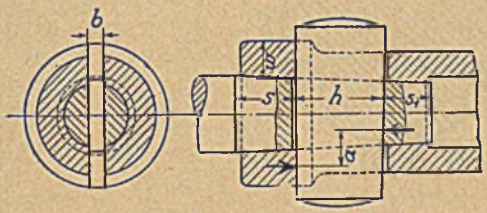


Fig. 27.

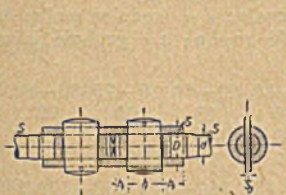


Fig. 28.

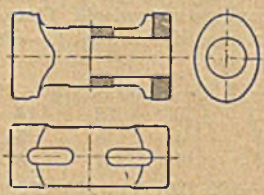


Fig. 29.

klin, pogrubiamy koniec cięgła tak, iż $D = {}^4/_3\, d$. Nacisk dopuszczalny między cięgłem a klinem $k \cong {}^7/_4\, k_z$, gdzie k_z jest naprężeniem dopuszczalnem materjału cięgła na ciągnienie. Zakładając taki sam nacisk dopuszczalny między klinem a pochwą, otrzymamy grubość ścianek pochwy $S = 0{,}5\ D$. Dla lekkości pochwy z odlewu stalowego otrzymują kształt wskazany przez fig. 29. Średnia wysokość klina h wynika z obliczenia na zginanie siłą S jak poniżej:

$$\frac{S}{2}\left(\frac{D}{2}+\frac{s}{2}-\frac{D}{4}\right) = k_b W = k_b \frac{b\,h^2}{6};\quad S = k_z \frac{\pi\, d^2}{4},$$

skąd

$$h = d\sqrt{\frac{3\,\pi}{2}\,\frac{k_z}{k_b}},$$

przyjąwszy dla cięgła z żel. zlewnego $k_z = 900\ kg/cm^2$, zaś dla stalowego klina $k_b = 1350\ kg/cm^2$, otrzymamy

$$h = d\sqrt{\pi} \cong \frac{7}{4}\,d \cong \frac{4}{3}\,D.$$

Wymiar h_1 powinien wynosić od $\frac{2}{3}$ do $\frac{3}{4}\,h$.

Kliny podłużne służą do utwierdzania na wałach i osiach części maszyn mających wykonywać ruch obrotowy, a więc kół, korb, tarcz itp. Klin taki pośredniczy w przenoszeniu momentu i pracuje na ścinanie. Oś podłużna klina jest równoległa do osi wału. Rozróżniamy następujące odmiany klinów podłużnych: 1. kliny dwuwpustne (na fig. 30 *a*, *e* i *f*), 2. kliny jednowpustne płaskie (*b*), 3. kliny jednowpustne wklęsłe (*c*), 4. kliny okrągłe (*d*), 5. kliny styczne (fig. 31). Zbieżność klinów podłużnych (z wy-

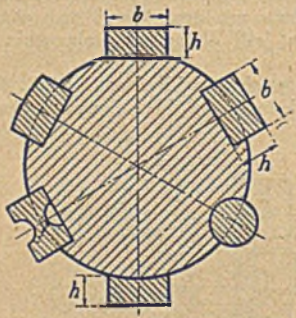


Fig. 30.

Fig. 31.

jątkiem stycznych) wynosi 1 : 100. Normalne wymiary klinów podłużnych podaje poniższe zestawienie. Litery oznaczają: d = średnicę wału; b = szerokość rowka klinowego; t = głębokość rowka; s = grubość klina (wymiary w *mm*).

d =	15—19	20—29	30—39	40—49	50—59	60—69	70—79	80—89	90—99
b =	9	10	12	14	16	18	20	22	24
t =	3	4	5	5	6	7	7	8	8
s =	5	6	7	8	9	10	11	12	13

d =	100—109	110—119	120—129	130—139	140—159	160—179	180—199
b =	26	28	30	32	36	40	44
t =	9	9	10	10	11	12	13
s =	14	15	16	17	19	21	23

3. Części maszyn o ruchu obrotowym.

Czopy. Czopy służą do podtrzymywania części maszyn, wykonywających ruch obrotowy lub wahadłowy. Niezbędnem dopełnieniem każdego czopa jest łożysko, na którem czop spoczywa. Nacisk czopa na łożysko może mieć albo kierunek poprzeczny do osi czopa (czop leżący) (fig. 32, 33), albo kierunek nacisku może leżeć w osi czopa (czop stopowy albo sztorcowy) (fig. 34). Czop leżący jest końcowym (fig. 32), lub szyjowym (fig. 33), zależnie od tego, czy się znajduje na końcu wału, czy na jego długości. W wałach transmisyjnych za czop uważa się tę część wału, którą obejmuje łożysko.

Obliczając czopy musimy brać pod uwagę następujące trzy względy: 1. wytrzymałość czopa, który pracuje na zginanie, 2. nacisk dopuszczalny między czopem a panewką łożyska. Zbyt wysoki nacisk jednostkowy wyciska smar z pomiędzy zetkniętych powierzchni, wskutek czego wzmożone tarcie może doprowadzić do zniszczenia łożyska, 3. ilość ciepła jaka się wytwarza wskutek tarcia, gdyż ciepło to musi być za pośrednictwem łożyska, drogą promieniowania i przewodzenia odprowadzone i rozprószone. W razie potrzeby musi się stosować odpowiednio skuteczne chłodzenie sztuczne.

Oznaczmy przez P = nacisk na czop w kg; d i l = średnicę i długość czopa w cm; W = moment oporu w cm^3 k i k_b = dopuszczalny nacisk jednostkowy i dopuszczalne naprężenie na zginanie; n = ilość obrotów czopa w minucie; to dla czopa leżącego kształtu walca (ob fig. 35) będzie:

$$\frac{Pl}{2} = k_b W = 0{,}1\, d^3 k_b \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Biorąc pod uwagę wzgląd wymieniony powyżej pod (2) i zakładając równomierny rozkład nacisku na powierzchni rzutu czopa, otrzymujemy:

$$P = k \,.\, l \,.\, d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Fig. 32.

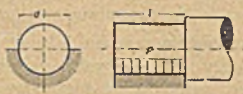


Fig. 35.

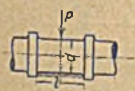


Fig. 33.

Fig. 34.

Fig. 36.

Fig. 37.

Z równań (1) i (2) wynika:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\, k_b}{k}}.$$

Wybór k zależy od rodzaju użytego smaru, od materjału i wykonania czopa i panewek łożyska, od tego, czy czop jest w ruchu stale czy z przerwami, oraz od zabezpieczenia łożyska przed zanieczyszczeniami. Przeciętne wartości z praktyki są następujące:

dla stali hartownej na bronzie . . . . . k = 90 kg/cm^2
„ zwykłej stali na bronzie lub na białym metalu . . . . k = 60 „ „
„ żelaza zlewnego na białym metalu . . . . . k = 40 „ „
„ żelaza zlewnego na miękkiem żeliwie . . . . . k = 25 „ „

Ze względu na dobre odprowadzenie ciepła wytworzonego, długość czopa musi spełniać warunek:

$$l \geqq \frac{P \,.\, n}{w},$$

gdzie doświadczalny spółczynnik w otrzymuje następujące wartości:

dla czopów wałów korbowych . . . . w = 15.000—45,000
„ czopów korbowych . . . . . w = 40,000—90,000
„ czopów wagonów kolejowych . . . w = 78,000—95,000

Czopy stojące (sztorcowe) oblicza się tylko na nacisk dopuszczalny wedle wzoru

$$P = k \frac{\pi}{4} \cdot d^2,$$

względnie dla czopów pierścieniowych (fig. 36)

$$P = k\frac{\pi}{4}\left(d^2_2 - d^2_1\right),$$

oraz na rozgrzanie wedle wzorów

$$d \geq \frac{P \cdot n}{w}, \text{ wzgl. } d_2 - d_1 \geq \frac{P \cdot n}{w}.$$

Nacisk dopuszczalny k przyjmujemy tu

dla stali na bronzie . . . . . $k = 50—75$ kg/cm^2
„ żelaza zlewnego na bronzie . . . . . $k = 30—40$ „ „
„ żelaza zlewnego na żeliwie . . . . . $k = 20—25$ „ „

Przeciętna wartość dla w wynosi 40,000.

Łożyska. Łożyska dzielą się na takież same klasy jak czopy, pozatem jednak, zależnie od tego czy czop wspiera się na panewce łożyska bezpośrednio, czy za pośrednictwem oddzielających je kulek lub wałków stalowych, rozróżniamy łożyska ślizgowe i łożyska kulowe wzgl. wałkowe.

Najprostszem łożyskiem ślizgowem jest t. zw. łożysko oczkowe (fig 37),

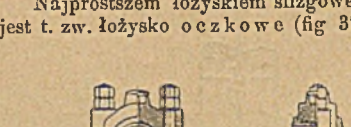


Fig. 38.

Fig. 39.

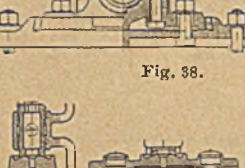


Fig. 40.

Fig. 41.

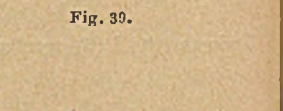


Fig. 42.

spotykane w tanich, prostych i pracujących z przerwami maszynach, jak np. windach budowlanych. Lepsze łożyska mają otwór wyścielony wymienialnemi panewkami ze stosownego metalu; łożyska takie mają zazwyczaj korpus dzielony dla wygodniejszego montażu (fig. 38). Ciężkie łożyska, w których panewki szybko się zużywają, otrzymują urządzenia do nastawiania panewek w miarę zużycia, polegające najczęściej na zastosowaniu klinów (fig. 39). Długie czopy, np. transmisyjne, wymagają panewek podatnych, któreby mogły podążać za sprężystymi wychyleniami wału. Osiąga się to przez umieszczenie panewek w korpusie łożyska na kulistym stawie (fig 40). Łożyska takie noszą nazwisko wynalazcy Sellersa. Panewki łożysk Sellersa są żeliwne, a wielka ich długość jest spowodowana małym naciskiem dopuszczalnym. Panewki z bronzu mogą być znacznie krótsze; umieszcza się je w korpusie łożyska nieruchomo; boczne kołnierze zapobiegają przesuwaniu się osiowemu panewek. a stosownie umieszczony czop ruchowi w kierunku obrotu (fig. 38). T. zw. biały metal czyli „Babbitt“

(85% cyny, 10% antymonu, 5% miedzi) jest doskonałym metalem łożyskowym. Ze względu na wytrzymałość panewki robi się jej szkielet z innego materjału i wylewa się metalem białym (fig. 41).

Każde łożysko musi być odpowiednio smarowane, tak, aby między czopem a panewką była zawsze warstewka smaru. W łożysku oczkowem dla poprowadzenia smaru wystarcza otworek widoczny na fig. 37. Oliwiarkę knotową, w której knot ssący smar ze zbiorniczka doprowadza go do czopa i panewki, przedstawia fig. 38. Pozatem są w użyciu oliwiarki rozmaitych systemów (kropelkowe, z igłą etc.), najlepszem jednak rozwiązaniem kwestji smarowania łożysk jest smarowanie pierścieniowe. Łożysko ze smarowaniem pierścieniowem przedstawia fig. 42; luźno na czopie zawieszony pierścień metalowy nurza się dolną częścią obwodu w zbiorniku smaru; ruch czopa zmusza pierścień do toczenia się, przyczem wynosi on ze zbiornika smar, który ścieka na czop.

Fig. 43.

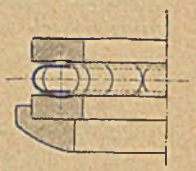


Fig. 44.

Łożyska kulowe mają następujące zalety w porównaniu ze ślizgowemi: 1. małe opory tarcia i rozruchu; 2. oszczędność miejsca; 3. nieczułość na uginanie się wału; 4. małe zużycie smaru; 5. możność stosowania wysokich ilości obrotów. Do ich wad należy zaliczyć 1. trudny montaż; 2. czułość na uderzenia i 3. wysoką cenę.

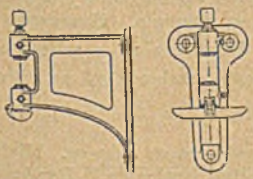


Fig. 45.

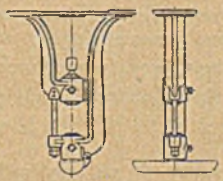


Fig. 46.

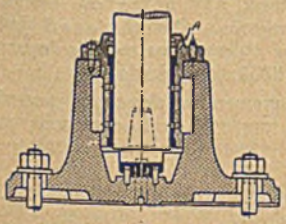


Fig. 47.

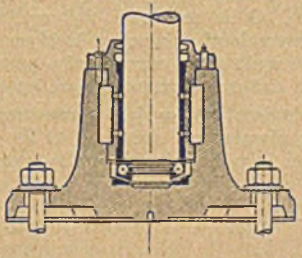


Fig. 48.

Łożysko kulowe składa się z dwu pierścieni, pewnej ilości kulek stalowych i t. zw. klatki rozdzielającej kulki. Łożyska kulowe dzielimy na promieniowe (fig. 43) i osiowe (fig. 44), a to zależnie od kierunku działania siły względem osi łożyska. Łożyska kulowe są znormalizowane i wyrabiane w kilku serjach jako lekkie, średnie i ciężkie, w wielkościach od 10 *mm* do 110 *mm* średnicy czopa. Stosowne łożysko kulowe wybiera się na podstawie tablic, jakie znajdują się w katalogach wydawanych przez wytwórnie tych łożysk. Obciążenie dopuszczalne danego łożyska zależy w wielkiej mierze od ilości obrotów i od rodzaju zastosowania.

Zewnętrzny kształt korpusu łożyska zależy od jego przeznaczenia. Ł
żyska stanowiące część jakiejś maszyny są często integralnie złączo
z korpusem lub ramą tej maszyny. Szczególniej ważne miejsce zajmują ł
żyska transmisyjne, wśród których rozróżniamy łożyska stojące (fig. 38), ścien
(fig. 45) i wiszące czyli stropowe (fig. 46). Fig. 47 przedstawia łożysko d
czopa stopowego. Płytka śladowa ze stali lub z bronzu jest od spodni
strony kulista, co pozwala na samoczynne ustawianie się. Identyczne ł
żysko stopowe jednak z zastosowaniem łożyska kulkowego przedstaw
fig. 48. Na fig. 49 widzimy łożysko kulowe promieniowe, zmontowan
w osłonie.

Istnieje obecnie dążność do daleko idącego znormalizowania łożys
transmisyjnych, w celu uzyskania wymienności między wyrobami różnyc
fabryk. Normalizacji podlegają te w
miary, od których wymienność zale
może, jako to: średnica czopów, odd
lenie śrub przymocowujących, wysok
łożyska, wymiary płyt podstawowych i

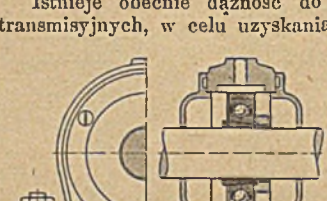


Fig. 49.

Osie i wały. Osie przeznaczone

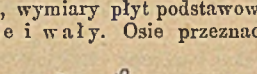


Fig. 50.

podtrzymywania części maszyn wykonujących ruch obrotowy lub wahadłow
są narażone przeważnie lub wyłącznie na zginanie. Oznaczając przez M
moment zginający, przez k_b naprężenie dopuszczalne, a przez W mome
oporu, możemy obliczyć średnicę D danego przekroju osi ze wzoru:

$$M_b = W \cdot k_b = 0{,}1 \cdot D^3 k_b.$$

Oś wspiera się na łożyskach za pośrednictwem czopów. Miejsce obc
żenia osi, zwane głowicą, musi mieć kształt walcowy. Ramiona łącz
głowicę z czopami mogą być wykształcone stożkowo lub parabolicz
(fig. 50). O ile możności dążymy do tego, aby nadać osi kształt bel
o wytrzymałości równej w każdym przekroju. Obciążenie osi jest ob
stronnie zmienne, o czem należy pamiętać obierając naprężenie dopuszczaln
(tablica natężeń dopuszczalnych na str. 2357, obciążenie c).

Zadaniem wałów jest przenoszenie momentów skręcenia, pracują
jednak również na zginanie. O ile wał przenosi tylko skręcanie, może
obliczyć jego średnicę D wedle wzoru

$$D = \sqrt[3]{\frac{5\,M_d}{k_d}},$$

gdzie M_d jest momentem skręcającym, zaś k_d jest naprężeniem dopuszczaln
na skręcanie. Jeżeli zamiast momentu skręcającego podano moc prze
szoną N, wyrażoną w KM i ilość obrotów na minutę n, możemy obliczyć
ze wzoru

$$D = \sqrt[3]{\frac{360000\,N}{k_d \cdot n}}.$$

Ciężkie wały, np. korbowe, pracujące zarówno na zginanie jak na skr
canie, należy obliczać na wytrzymałość złożoną.

Obliczając zwykłe wały transmisyjne, które wskutek napięcia pasów, ciężaru tarcz pasowych itp. są narażone obok skręcenia, także i na zginanie, uwzględniamy to ostatnie przez obniżenie naprężenia dopuszczalnego do $k_z = 120\ kg/cm$. Z przyjęcia tego wynika:

$$D = 14{,}42 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Cienkie wały transmisyjne, które wskutek skręcenia mogłyby doznać znacznych odkształceń, niepożądanych ze względu na długie rowki klinowe pod piastami kół, obliczamy tak, aby odkształcenie nie przenosiło $^1/_4{}^0$ na metr bieżący wału. Temu żądaniu czyni zadość wzór

$$D \cong 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}.$$

Poniższa tabela podaje używane w praktyce wymiary wałów transmisyjnych w zależności od przenoszonej mocy i ilości obrotów.

Średnice wałów transmisyjnych w *mm*.

Moc KM	Ilość obrotów w minucie													
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350
1	50	45	45	40	40	35	35	35	35	35	35	30	30	30
2	60	55	50	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35
4	70	65	60	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	40
6	75	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	45
8	85	75	70	65	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50
10	85	80	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50
15	95	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55
20	105	95	85	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60
25	110	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65

Odległość l łożysk przy wałach transmisyjnych powinna wynosić

D wału =	30	40	50	60	70	80	90	100	120	*mm*
l =	160	175	190	200	210	220	230	240	250	*cm*.

Sprzęgła. Sprzęgła służą do łączenia części długich wałów w jedną całość i muszą, podobnie jak wały, przenosić momenty skręcające. Rozróżniamy:

1. sprzęgła stałe: *a*) sztywne, *b*) luźne i podatne;
2. sprzęgła wyprzęgalne: *a*) wyprzęgalne w ruchu, ale załączalne tylko w spoczynku, *b*) cierne, wyprzęgalne i załączalne w ruchu.

Części sprzęgła osadza się na końcach wałów przy pomocy klinów dwuwpustnych. Na zewnątrz musi każde sprzęgło być gładkie, bez wystających śrub, nadlewków itp., o które mogłyby się zaczepiać ubrania robotnicze.

Sprzęgła stałe, sztywne. Najprostszem sprzęgłem tej grupy jest sprzęgło nasuwowe (fig. 51). Ma ono nasuwę niedzieloną, połączoną z końcami wałów z. p. klinów. Wadą jego jest to, że przy rozbieraniu trzeba wały rozsuwać o połowę długości nasuwy. Tę niedogodność usuwa sprzęgło łubkowe (fig. 52), którego dwie połówki (łubki) zmocowuje się śrubami, lub w inny odpowiedni sposób. Sprzęgło Sellersa (fig. 53), chętnie używane w transmisjach, składa się z tuleji *a*, do której wchodzą dwa rozcięte stożki zaciskowe *b*, wciągane śrubami w głąb tuleji. Stożki ściskają końce wałów, które dodatkowo ubezpiecza się klinami. Dla wałów większych średnic używa

się sprzęgieł tarczowych (fig. 54). Tarcze są wprasowane na końce wałó
i zaklinowane. Mogą być one też wraz z wałami z jednej sztuki odkut
Sprzęgła stałe, luźne (podatne). Należą tu: sprzęgło kłow
(fig. 55), które pozwala końcom wałów wykonywać drobne przesunięci

Fig. 51.

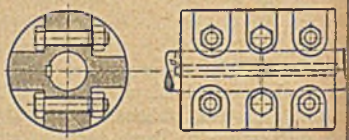


Fig. 52.

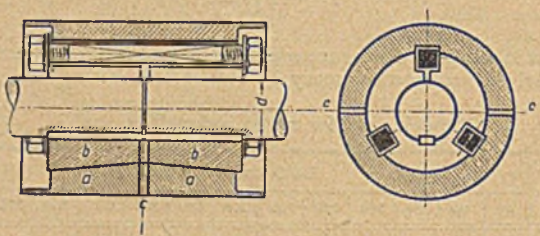


Fig. 53.

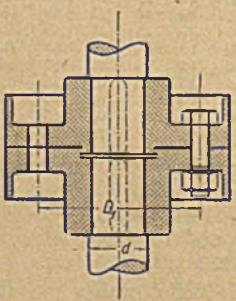


Fig. 54.

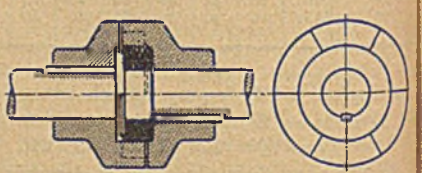


Fig. 55.

osiowe, np. wskutek wydłużenia się wałów przy wzroście temperatur
sprzęgło taśmowe Zodel-Voith'a (fig. 56), składające się z dwu tarcz z wy
stępami, między którymi przepleciony jest pas skórzany bez końca; sprzęg
Cardana czyli przegub uniwersalny (fig. 57), które pozwala na nachylen
względem siebie osi wałów pędzącego i pędzonego, i w. i.

Sprzęgła wyprzęgalne. Przykładem grupy sprzęgieł wyprzęgalnyc
w ruchu, ale załączalnych tylko w spoczynku, jest wyprzęgalne sprzęgł
kłowe (fig. 58). Jedna połowa tego sprzęgła, należąca do wału pędzonego
jest urządzona przesuwalnie na dwu klinach wpustkowych, a pierścień na
łożony na rowek piasty sprzęgła, połączony ze stosownym mechanizmem
służy do jej przesuwania. Grupę sprzęgieł ciernych, załączalnych w ruchu
reprezentuje sprzęgło stożkowe (fig. 59). Jedna część sprzęgła, na wale pędz
nym, jest przesuwalna na klinach wpustkowych, przyczem mechanizm prz
suwający musi po załączeniu jej wywierać nacisk osiowy, konieczny d
wywołania tarcia między zetkniętemi powierzchniami stożkowemi. Po za
łączeniu sprzęgła, w czasie gdy wał pędzący jest w ruchu, trwa przez chwil

okres przyśpieszania części pędzonej wału, co jest połączone ze ślizganiem się sprzęgła. Ślizganie występuje również przy przeciążeniu sprzęgła, co stanowi urządzenie ochronne przeciw przeciążeniu motoru. Siła działająca stycznie do obwodu powierzchni trącej, wynosi (ob. fig. 59)

$$P = N\mu \geq \frac{M_d}{r},$$

gdzie μ jest spółczynnikiem tarcia. Zwykłe sprzęgło cierne stożkowe ma wiele wad i niedostatków. Od nowoczesnych sprzęgieł ciernych wymagamy,

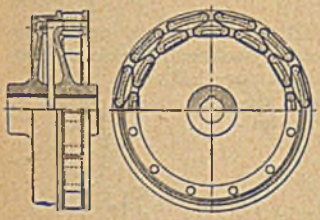


Fig. 56.

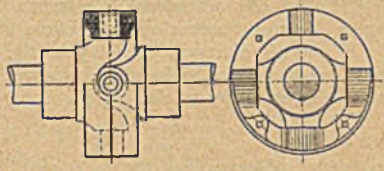


Fig. 57.

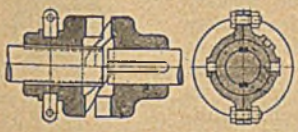


Fig. 58.

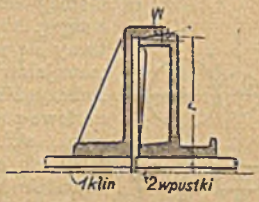


Fig. 59.

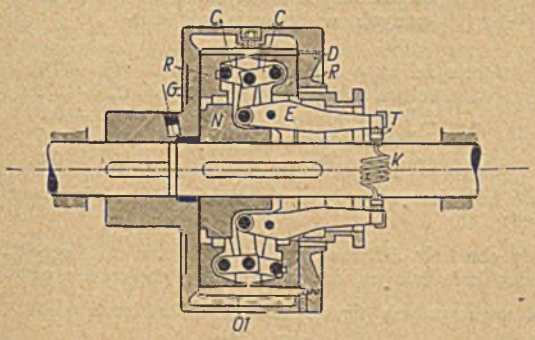


Fig. 60.

aby siła osiowa potrzebna do wprzęgnięcia była mała, aby zużywanie się powierzchni trących było minimalne, oraz aby po wprzęgnięciu nie trzeba było stale działać na sprzęgło siłą zewnętrzną; przykładem sprzęgła ciernego posiadającego wymienione zalety jest sprzęgło Benn'a, wyrabiane przez firmę Vogel i Schlegel w Dreźnie (fig. 60). W sprzęgle tem, na jednym wale jest zaklinowana osłona $G - D$, na drugim tarcza N. Pierścienie cierne przyciskane do osłony układem dźwigniowym $E - O - C$ (t. zw. dźwignia kolankowa) przenoszą moment na tarczę N. Nacisk dźwigni na pierścienie powodują sprężyny K.

4. Części maszyn przenoszące ruch obrotowy z jednego wału na drugi.

Napęd bezpośredni. Napęd bezpośredni może się odbywać zapomocą kół ciernych lub zębatych, stykających się ze sobą bezpośrednio.

Koła cierne toczą się po sobie a przeniesienie momentu odbywa się dzięki tarciu występującemu na obwodzie kół. Potrzebna siła obwodowa (w kilogramach) wynosi

$$P = \frac{75\,N}{v},$$

gdzie v jest prędkością obwodową w m/sek., zaś N mocą przenoszoną w KM. Tej siły obwodowej dostarcza tarcie wywołane naciskiem Q, mającym kierunek normalny w punkcie zetknięcia pary kół.

Wadą kół ciernych czołowych (fig. 61), u których toczą się po sobie gładkie powierzchnie walcowe, jest znaczny nacisk Q, gdyż

$$P \leqq Q \cdot \mu,$$

co, przy spółczynniku tarcia $\mu = 0{,}1$ (tarcie żeliwa o żeliwo), daje $Q = 10\,P$. Tak znaczny nacisk niszczy łożyska i marnotrawi energję. Aby złu zapobiec, uciekamy się albo do stosowania materjałów mających większy spółczynnik tarcia i okładamy czołowe powierzchnie kół drewnem, skórą lub papierem, albo też stosujemy rowki na obwodzie kół ciernych. Poniższa tablica podaje spółczynniki tarcia różnych materjałów, używanych w budowie kół ciernych:

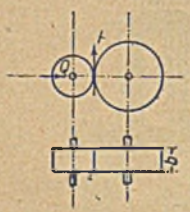


Fig. 61.

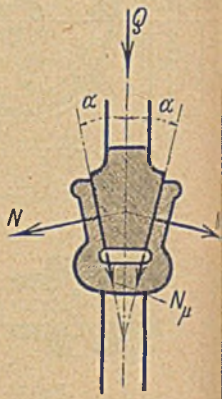


Fig. 62.

tarcie żeliwa o żeliwo	. . . .	$\mu = 0{,}1 - 0{,}15$
„ żeliwa o papier	. . . .	$\mu = 0{,}15 - 0{,}2$
„ żeliwa o skórę	. . . .	$\mu = 0{,}2 - 0{,}3$
„ żeliwa o drewno	. . . .	$\mu = 0{,}3 - 0{,}5$
„ drewna o drewno	. . . .	$\mu = 0{,}4 - 0{,}6$.

Dzielność kół ciernych, gdy średnice ich nie różnią się wiele między sobą, wynosi:

gdy oba koła żeliwne . . . . . $\eta \cong 82\%$
jedno koło żeliwne, drugie okładane papierem $\eta \cong 93\%$.

Dla kół rowkowanych (fig. 62) ma miejsce związek

$$P \leqq 2\,\mu\,N,$$

przyczem siła Q przyciskająca koła do siebie wynosi

$$Q = 2\,(N \cdot \sin\alpha + \mu \cdot N \cos\alpha),$$

stąd

$$P \leqq \frac{\mu\,Q}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = Q\,\mu_1,$$

dla $\alpha = 15°$, $\mu = 0{,}1$ . . wypada $\mu_1 = 0{,}28$,
skąd $P \leqq 0{,}28\,Q$ . . . . . (dla kół nierowkowanych $P = 0{,}1 \cdot Q$)
zaś $Q \geqq 3{,}5\,P$ . . . . . (dla kół nierowkowanych $Q = 10\,P$).

Dla wałów przecinających się, koła tarciowe przybierają kształt stożków (fig. 63). Normalny nacisk N w punkcie zetknięcia kół daje siłę obwodową

$$P \leqq N \cdot \mu = \frac{\mu \cdot Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

gdzie kąt α wynika ze stosunku przeniesienia

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = tg\, \alpha.$$

Koła zębate dzielimy na czołowe i stożkowe. Czołowe koła stosuje się dla wałów równoległych, stożkowe dla przecinających się. Na obwodzie

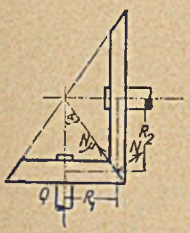


Fig. 63.

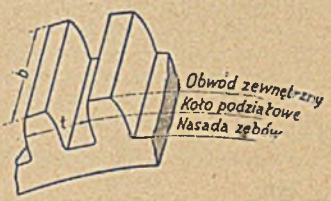


Fig. 64.

koła zębatego znajdują się występy zwane zębami, których kształt i rozmieszczenie są dokładnie określone. Przestrzenie między zębami nazywamy wrębami (fig. 64). Współśrodkowe z danymi kołami zębatymi pomyślane koła, których toczenie się po sobie zastąpiłoby co do stosunku przeniesienia dane koła zębate, nazywamy kołami podziałowymi. Stanowią one podstawę konstrukcji kół zębatych. Odcinek obwodu koła podziałowego, obejmujący jeden ząb i jeden wrąb, nazywamy podziałem koła zębatego i oznaczamy literą t. Wysokość zęba wynosi zazwyczaj $0{,}7\, t$, z czego $0{,}4\, t$ leży wewnątrz, a $0{,}3\, t$ na zewnątrz koła podziałowego. Luz między zębami wynosi przy zębach nieobrabianych $\frac{1}{20} t$, przy zębach obrabianych $\frac{1}{40} t$. Stąd wynika, że grubość zęba s i szerokość wrębu s_1, mierzone na kole podziałowem wynoszą

$$\text{dla zębów nieobrabianych} \quad s = \frac{19}{40} t, \quad s_1 = \frac{21}{40} t,$$

$$\text{dla zębów obrabianych} \quad s = \frac{39}{80} t, \quad s_1 = \frac{41}{80} t.$$

Jeżeli ilość zębów koła wynosi z, a promień koła podziałowego r, to

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

Przyjąwszy $t = m \cdot \pi$, gdzie m jest t. zw. modułem podziału, otrzymamy

$$2 r = m \cdot z = D,$$

skąd czytamy, że jeżeli moduł jest liczbą całkowitą, to będzie nią i średnica koła podziałowego, która jest średnicą nominalną koła zębatego.

Ząb koła narażony jest na zginanie siłą obwodową

$$P = \frac{75\,N}{v},$$

gdzie N = moc w KM; v = prędkość obwodowa w m/sek.

Moment zginający jest największy, gdy siła zaczepia u wierzchołka zęba; wynosi on

$$P \,.\, 0{,}7\,t = \frac{b\,t^2}{24} k_b,$$

gdzie b = szerokość zęba,

stąd

$$P = \frac{b \,.\, t \,.\, k_b}{16{,}8} = c \,.\, b \,.\, t.$$

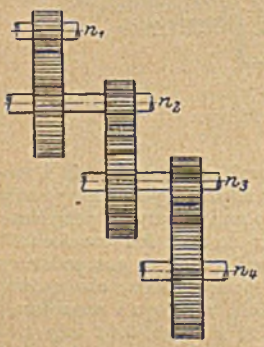


Fig. 65.

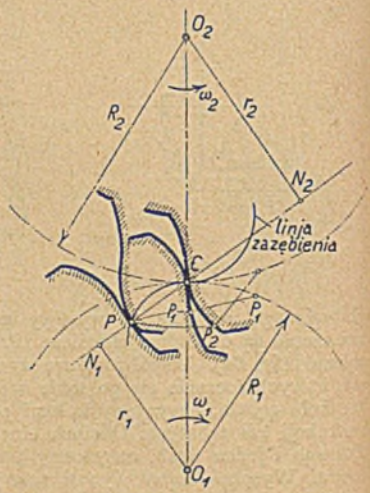


Fig. 66.

Przyjąwszy stosunek $\frac{b}{t} = \psi$, otrzymamy ostateczny wzór do obliczania kół zębatych służący:

$$P = c\,\psi\,t^2,$$

gdzie wielkość stała c wynosi

$$c = \frac{k_b}{16{,}8} = 0{,}06\,k_b,$$

wartość zaś stosunku ψ waha od $\psi = 2$ do $\psi = 5$.

Zazębienie kół jest tem lepsze, im większa jest liczba zębów na obu kołach. Najmniejsza ilość zębów wynosi:

dla tanich maszyn, wind, itp. . . . $z_{min} = 11$

dla pędni będących stale w ruchu . $z_{min} = 24$.

Ilości obrotów kół zębatych mają się do siebie odwrotnie, jak ich średnice lub ilości zębów:

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Im większy stosunek przeniesienia φ, tem mniej korzystnie zazębiają się koła. Graniczne wartości stosunku przeniesienia są:

dla tanich maszyn o ręcznym popędzie . . $\varphi = 1 : 10$
dla pędni w stałym ruchu . . . . . $\varphi = 1 : 6$.

O ile zachodzi potrzeba znaczniejszego przeniesienia, uzyskujemy je przez zastosowanie dwu lub więcej par kół zębatych, czyli przeniesienia wielokrotnego (fig. 65). Całkowity stosunek przeniesienia wielokrotnego jest iloczynem przeniesień składowych,

$$\varphi = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3 \ldots$$

Dzielność przeniesienia zębatego, czyli stosunek mocy dostarczonej kołu pędzącemu, do mocy oddanej równocześnie przez koło pędzone, ma się odwrotnie do stosunku przeniesienia. W przeciętnych warunkach wynosi ona:

gdy koła są surowe (nieobrabiane) . . . $\eta = 0{,}92$
gdy koła są obrabiane i smarowane . . $\eta = 0{,}95$.

Prawidło zazębienia wynika z postulatu, aby stosunek przeniesienia był w każdej chwili stały, czyli, aby ruch kół zębatych zapewniał toczenie się kół podziałowych po sobie bez ślizgania się. Wynika stąd, że normalna w punkcie chwilowego zetknięcia się dwu zębów, musi przechodzić przez punkt zetknięcia się kół podziałowych, gdyż wtedy tylko koło pędzone otrzyma w kierunku normalnej PC (fig. 66) prędkość wynoszącą $r_2\,\omega_2 = r_1\,\omega_1$, przez co stosunek przeniesienia $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ pozostanie stałym (podobieństwo trójkątów CO_1N_1 i CO_2N_2).

Powyższemu żądaniu czynią zadość zęby, których profile mają kształty zakrzywione według cykloid i ewolwent. Cykloidę opisuje punkt na obwodzie koła R, toczącego się po kole podziałowem T (ob. fig. 67). Ewolwentę zakreśla punkt na prostej, odwijanej z obwodu koła G, zwanego kołem podstawowem (fig. 68), które jest różne i mniejsze od koła podziałowego. Wspólna styczna obu kół podstawowych pary kół ewolwentowych, przecina prostą łączącą ich środki w punkcie zetknięcia się kół podziałowych, najczęściej pod kątem 75°. Zaletą kół ewolwentowych jest to, że są nieczułe na niedokładności montażu dotyczące od-

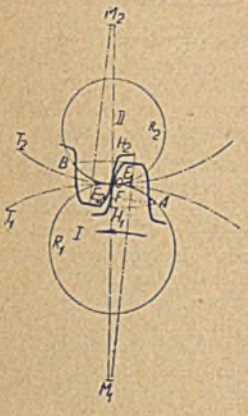


Fig. 67.

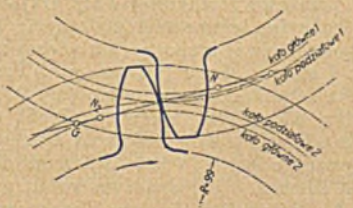


Fig. 68.

dalenia osi, oraz, że dane koło może współpracować z wielu innymi o różnych średnicach, przez co koła ewolwentowe nadają się do normalizacji i masowej fabrykacji. Zaletą kół cykloidalnych jest przyleganie zębów na większej powierzchni, co zmniejsza nacisk jednostkowy i zużycie zębów.

Koła zębate, które pracują okresowo i to przez krótki czas, sporządza się z żeliwa lub z odlewu stalowego, a zęby oczyszcza się tylko, nie obrabia, celem zaś uzyskania możliwie jednostajnego rozkładu nacisku na powierzchni zębów obiera się szerokość zębów b nie większą jak $3\,t$.

Koła zębate, które mają być w stałym ruchu lub mają mieć wielką prędkość obwodową, powinny mieć zęby obrabiane. Szerokość tych zębów może dochodzić do $b = 5\,t$, a materjałem jest najczęściej stal, bronz lub niegarbowana skóra (surowiec).

W kołach odlewanych (ob. fig. 69) wieniec łączy się z piastą za pośrednictwem ramion, mających najczęściej przekrój krzyżowy, lub też kształtu litery T albo I. Ramiona obliczamy na zginanie, przyjmując, że pracuje tylko czwarta ich część. Ilość ramion zazwyczaj wynosi $i = \frac{1}{7}\sqrt{D\,mm.}$

Grubość ramion s wynosi około $\frac{1}{5}$ ich szerokości

$$s = \frac{h}{5}.$$

Do kół zębatych stożkowych odnosi się wszystko powiedziane powyżej, z tem uzupełnieniem, że mamy tu do czynienia z toczeniem się po sobie

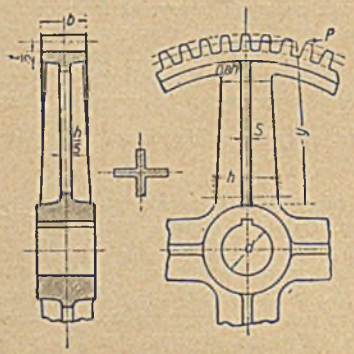


Fig. 69.

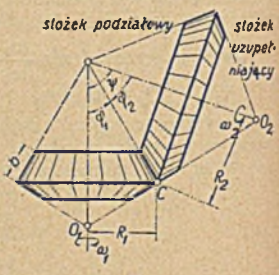


Fig. 70.

dwu stożków ściętych, które zastępują nam koła (walce) podziałowe kół czołowych (fig. 70). Profile zębów leżą na t. zw. stożkach uzupełniających, które przy konstrukcji rozwijamy na płaszczyźnie rysunku (fig. 71).

W przenośni ślimakowej wały krzyżują się pod kątem prostym. Ślimak czyli śruba jest elementem pędzącym; koło ślimakowe — pędzonym. Ślimak posiada zwój śrubowy (lub więcej zwojów równoległych) o stosownym profilu i stałym skoku (wzniesieniu). Przy obrocie ślimaka zwój śrubowy popycha zęby koła ślimakowego (fig. 72), którego wieniec zastępuje w tym wypadku odpowiedni nasrubek. Profil zębów koła ślimakowego i zwoju ślimaka odpowiada zazębieniu koła zębatego i zębnicy (listwy zazębionej), która teoretycznie odpowiada kołu zębatemu o promieniu nieskończenie wielkim.

Dla ślimaka o pojedyńczym zwoju podział zębów t jest równy skokowi śruby h. Dla wielozwojowego ślimaka $h = m \,.\, t$.

Stosunek przeniesienia przenośni ślimakowej wynosi

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{h}{2\pi R},$$

gdzie n_1 i n_2 są ilościami obrotów ślimaka i koła ślimakowego, zaś R jest promieniem koła ślimakowego. Dzielność przenośni ślimakowej jest mała, a zależy od kąta wzniesienia zwoju ślimaka α i od kąta tarcia ϱ

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)}.$$

Wielozwojowe ślimaki o stromym kącie α dają dobrą dzielność, tracą jednak zaletę samohamowności. Ślimak jest samohamowny, jeżeli kąt tarcia jest większy od kąta wzniesienia $\varrho \geqq \alpha$. Dla żelaza lanego osiąga się samohamowność, gdy $\alpha \leqq 6°$.

Dla ujęcia nacisku osiowego ślimaka stosujemy łożyska stopowe, grzebieniowe lub kulkowo-osiowe (fig. 73).

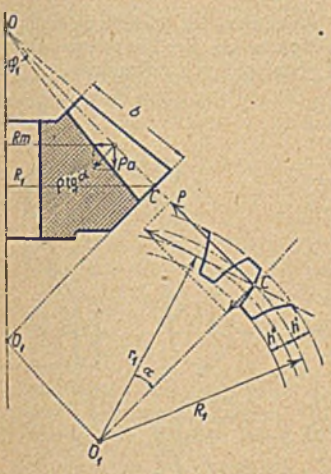


Fig. 71.

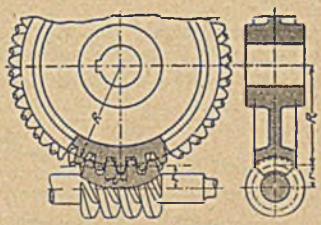


Fig. 72.

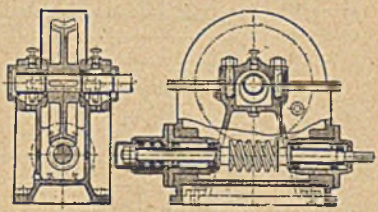


Fig. 73.

Napęd pośredni. W napędzie pośrednim, jako element pośredni w przenoszeniu ruchu i mocy występuje pas, lina lub łańcuch.

Pędnia pasowa. Przenoszona siła obwodowa nie powinna przekraczać siły tarcia, aby nie wywołać ślizgania się pasa. Tarcie między obwodem tarczy a pasem jest wywołane napięciem pasa.

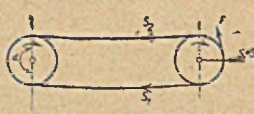


Fig. 74.

Nazwijmy: napięcie pasa w części ciągn. — S_1,
napięcie pasa w części ciągn. — S_2,
przenoszoną siłę obwodową (fig. 74) P,

to przyjęcie $S_1 + S_2 = 3\,P$ będzie dobrze odpowiadało przeciętnym warunkom. Z przyjęcia tego wynika, że gdy pędnia jest w spoczynku, napięcia obu części pasa, które wtedy są równe, wynoszą po 1,5 P.

Prędkość pasa jest z bardzo znacznem przybliżeniem równa prędkości obwodowej tarcz pasowych. Absolutnej równości nie ma z powodu poślizgu pasa i skończonej jego grubości. Poślizg powoduje stratę w przeniesieniu. Wzór na obliczenie przeniesienia

$$\varphi = \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

pomija wpływ poślizgu, jako praktycznie nieznaczny.

Oznaczając przez N = moc w KM.
v = prędkość obwodową w m/sek.,
znajdziemy przenoszoną siłę obwodową z wzoru

$$P = \frac{75\,N}{v}.$$

Dla obliczenia wytrzymałości pasa miarodajnym jest nie jego przekrój, ale jego szerokość, w praktyce używa się przeto wzoru

$$P = p \, . \, b,$$

gdzie $p = \frac{P}{b}$ jest dopuszczalnem obciążeniem jednego centymetra szerokości pasa.

Pas może przenosić tem większą siłę obwodową, im większe są średnice tarcz pasowych i prędkość obwodowa. Wykres na fig. 75 podaje obciążenia dopuszczalne pasa w zależności od wymienionych czynników.

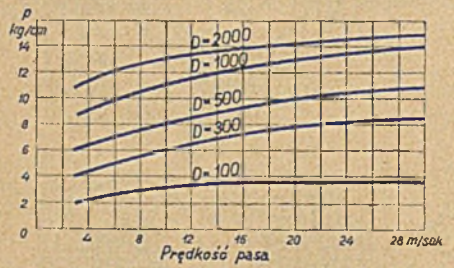


Fig. 75.

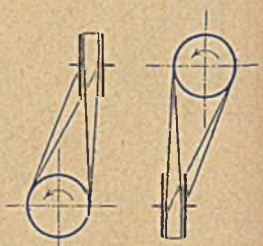


Fig. 76.

Fig. 77.

Fig. 78.

Fig. 79.

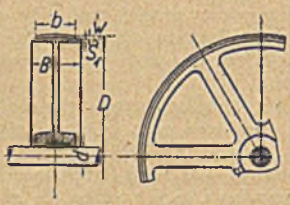


Fig. 80.

Największa szerokość pasów skórzanych wynosi 600 *mm*. Pasy podwójne (dwuwarstwowe) przenoszą około 60% większą siłę obwodową niż pojedyncze. Obok pasów skórzanych istnieją też pasy tkane, gumowe, z taśmy stalowej itp.

W napędzie pasowym można stosować pasy otwarte (fig. 76) lub skrzyżowane (fig. 77) dla wałów równoległych, oraz pasy półskrzyżowane (fig. 78) dla wałów krzyżujących się. Przy małych odstępach wałów a znacznych stosunkach przeniesienia stosuje się tarcze napinające pas (fig. 79).

Dzielność pędni pasowej w przeciętnych warunkach wynosi około 96%.

Tarcze pasowe (fig. 80) mają wieniec lekki ($s_1 = 0{,}005\,D + 0{,}3\ cm$), który może w tarczach pędzonych otrzymać lekką wypukłość $\left(w = \frac{1}{4}\sqrt{B}\right)$. Ramiona mają przekrój eliptyczny ze względu na opór ośrodka przy szybkim

biegu. Ilość ramion wynosi $\frac{1}{7}$ do $\frac{1}{8}\sqrt{D\,mm}$. Dla ułatwienia montażu tarcze są często dwudzielne. Fig. 81 przedstawia tarczę pasową stopniową; tarcz takich używa się parami celem uzyskania rozmaitych przeniesień (fig. 82).

Pędnie linowe stosowane są do przenoszenia mocy tam, gdzie ze względu na znaczniejsze odległości wałów nie można stosować pasa. Rozróżniamy liny włókienne i druciane. Materjałem lin włókiennych są konopie, bawełna lub włókno manila. Średnicą nominalną liny d jest średnica koła opisanego na jej przekroju. Właściwa powierzchnia przekroju liny włókiennej wynosi około $0{,}63\,d^2$. W użyciu są liny od 25 *mm* średnicy w górę,

Fig. 81.

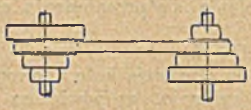


Fig. 82.

Fig. 83.

stopniując co 5 *mm* do 55 *mm*. Końce lin łączy się splataniem. Liny w ruchu muszą być smarowane, o ile zaś są w użyciu pod gołem niebem, to powinny być napojone terem. Liny trwają tem dłużej, im większa średnica kół linowych D. Zwykle obiera się

dla lin konopnych . . . . . $D = 30\,d$ do $50\,d$
„ „ bawełnianych . . . $D = 20\,d$ „ $30\,d$

Na obwodach kół linowych znajdują się rowki, w których biegną liny. Na kole pędzącem często mamy kilka rowków, dla lin pędzących kilka wałów pędzonych (fig. 83).

Linę włókienną nakłada się z pewnem naprężeniem początkowem. Można też napinać ją zapomocą kół naprężających i ciężarów (ob. fig. 84), wtedy jedna lina pędzi kilka kół pędzonych, a za każdem owinięciem wraca na koło pędzące; wkońcu przechodzi przez krążek na prężający. Ten rodzaj napędu linowego nazywamy „ciągłym“.

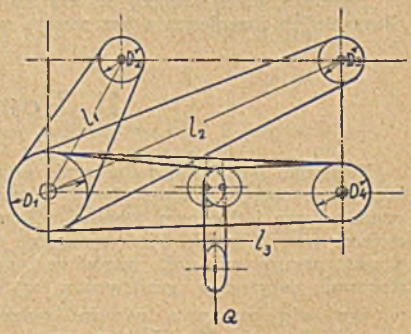


Fig. 84.

Z powodu znacznego spółczynnika tarcia w rowku klinowym koła linowego, potrzebne napięcie liny jest nieznaczne. Jeśli P oznacza siłę obwodową którą przenosimy, a S_1 i S_2 odpowiednio napięcie liny w części ciągnącej wzgl. w części ciągnionej, to przyjmuje się:

$$S_1 = \frac{5}{3}P, \qquad S_2 = \frac{2}{3}P.$$

Stąd obciążenie osi koła linowego wynosi

$$S_1 + S_2 = \frac{7}{3}P.$$

Siła obwodowa, jaką może przenieść lina konopna, może, przy dostatecznie wielkiej średnicy kół linowych i dla prędkości obwodowej nie przekraczającej 20 *m*/sek., wynosić

$$P = 3\,d^2 \text{ do } 4\,d^2 \text{ (dla } D \geq 30\,d)$$
$$P = 5\,d^2 \text{ „ } 6\,d^2 \text{ („ } D \geq 50\,d)$$

(*P* liczone w kilogramach; *d* w centymetrach).

Stosunek przeniesienia nie powinien przekraczać 1 : 3. Dzielność dobrze urządzonej pędni linowej około $\eta = 0{,}97$.

Liny druciane. Napięcie jest wywołane ciężarem własnym liny, która zwisa wedle linji łańcuchowej (fig. 85). Najmniejsze oddalenie kół linowych wynosi tu około 20 *m*, normalnie zaś 80 do 120 *m*. Prędkości liny od 6 *m*/sek. do 30 *m*/sek. Napęd liną drucianą nadaje się do przenoszenia mocy na odległość. Przy zastosowaniu kół pośrednich można pokonać dość znaczne odległości. Ten rodzaj napędu traci dziś na znaczeniu z powodu rozpowszechnienia się przeniesienia elektrycznego mocy.

Fig. 86.

Średnica kół linowych $D \geq 150\,d$.

Lina druciana przebiegając na obwodzie koła linowego ulega zginaniu, co powiększa naprężenie w jej materjale. Dla przeciętnych stosunków można przyjąć

Fig. 85.

$$P = 60\,d^2 \text{ do } 100\,d^2,$$

(*P* w *kg*; *d* w *cm*), przyczem wyższa wartość spółczynnika odnosi się do lin cieńszych. — Liny druciane nie biegną w rowkach klinowych na obwodzie kół, jak liny konopne, ale zato dla powiększenia tarcia obwód koła w miejscu przylegania liny wyłożony jest miękkim materjałem, jako to: skórą, drewnem lub kauczukiem (ob. fig. 86).

Pędnie o linach drucianych nie nadają się do zmiany ilości obrotów. Stosunek ich przeniesienia jest zawsze $\varphi = 1 : 1$.

II. Pompy.

Zadaniem pomp jest podnoszenie płynów, w szczególności wody, i pokonywanie oporów ich przepływu w rurociągach. Pompa wraz z rurociągami, ssącym i tłocznym, stanowi połączenie między dolnym a górnym poziomem wody (fig. 87). Pionowy odstęp między dolnem zwierciadłem wody a osią pompy wirowej, względnie poziomem wentyli tłocznych pompy tłokowej nazywamy geodetyczną wysokością ssania H_s; takiż odstęp między osią pompy a górnem zwierciadłem wody, geodetyczną wysokością tłoczenia H_t. Wodę w rurociągu ssącym wprawia w ruch i podtrzymuje różnica między ciśnieniem zewnętrznej atmosfery, a obniżonem ciśnieniem wewnątrz pompy. W rurociągu tłocznym czyni to dostarczone przez pompę nadciśnienie.

Obok podnoszenia wody na wysokość geodetyczną $H_s + H_t$, pompa nadaje jej prędkość *v*, której odpowiada wysokość prędkości $\frac{v^2}{2g}$, oraz pokonuje opory hydrauliczne H_0. Całkowite ciśnienie przeciw któremu pompa pracuje, wyrażone w metrach słupa wody, wynosi tedy:

$$H = H_s + H_t + \frac{v^2}{2g} + H_0 = H_s + H_t + \frac{v^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta).$$

Wysokość prędkości stanowi przeważnie mały ułamek ciśnienia całkowitego. Za to opory przepływu mogą być znaczne, szczególnie przy długich rurociągach. Spółczynniki oporów ζ mają następujące przeciętne wartości: Dla przepływu w gładkiej prostej rurze $\zeta = \lambda \frac{l}{d}$, przyczem wartość $\lambda = 0{,}03—0{,}06$ zależnie od stanu rurociągu (Weißbach); dla przepływu przez kolano prostokątne w rurociągu, gdy stosunek średnicy do promienia krzywizny wynosi 0,39—0,88, $\zeta = 0{,}14—0{,}23$; przy wejściu wody do rury gładko uciętej $\zeta = 0{,}5$; przy wejściu wody do rury przez kosz ssący $\zeta \geq 0{,}1$.

Dopuszczalna geodetyczna wysokość ssania H_s zależy od ciśnienia barometrycznego (położenia miejscowości nad poziomem morza), od temperatury wody, od stopnia nasycenia jej rozpuszczonemi gazami, oraz od oporów hydraulicznych i dynamicznych w ciągu ssącym pompy:

$$H_s < A - \frac{v_s^2}{2g} - H_{os},$$

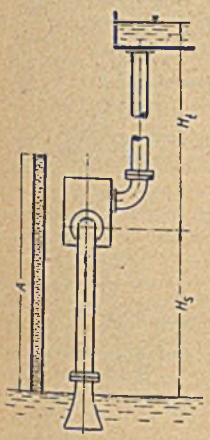


Fig. 87.

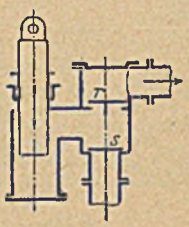


Fig. 88.

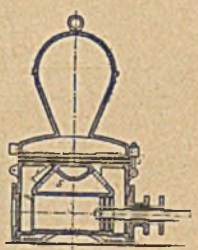


Fig. 89.

gdzie A = osiągalna różnica ciśnień wskutek ssącego działania pompy w m. sł. w. (ob. fig. 87). Zazwyczaj obieramy $H_s < 8\ m$.

Prędkość wody w ciągu tłocznym powinna być tem mniejsza, im dłuższy rurociąg. W praktyce rzadko przekracza ona 2 m/sek. Prędkość w ciągu ssącym z reguły nieco mniejsza niż w tłocznym. Praca, potrzebna do napędu pompy, wyrażona w KM wynosi:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot 75} = \frac{G \cdot H}{\eta \cdot 75},$$

gdzie Q oznacza objętość cieczy w m^3/sek.,
γ „ ciężar właściwy cieczy w kg/m^3,
H „ wysokość manom. pompowania w m. sł. w.,
G „ ciężar cieczy w kg/sek. ($G = Q \cdot \gamma$),
η „ spółczynnik dzielności pompy (z wyłączeniem rurociągu) i wynoszący

dla pomp tłokowych . . . 0,8—0,95
„ „ wirowych . . . 0,4—0,75
„ pulsometrów itp. . . . 0,1—0,30

Pompy tłokowe. W pompach tłokowych ruch cieczy wywołany jest ruchem posuwisto-zwrotnym tłoka w cylindrze. Rozróżniamy tłoki nurowe

czyli nury (ob. fig. 88) oraz tłoki tarczowe (fig. 89). Pompy tłokowe bywają albo o działaniu pojedyńczem (fig. 88), albo o działaniu podwójnem (fig. 89 i 90). Pompa o działaniu podwójnem daje dwa razy tyle wody co pompa o działaniu pojedyńczem, mająca taki sam skok i średnicę tłoka, a przytem dostarcza ona wodę i pobiera moc napędową w sposób bardziej jednostajny; ma jednak dwa razy tyle wentyli co pompa o działaniu pojedyńczem.

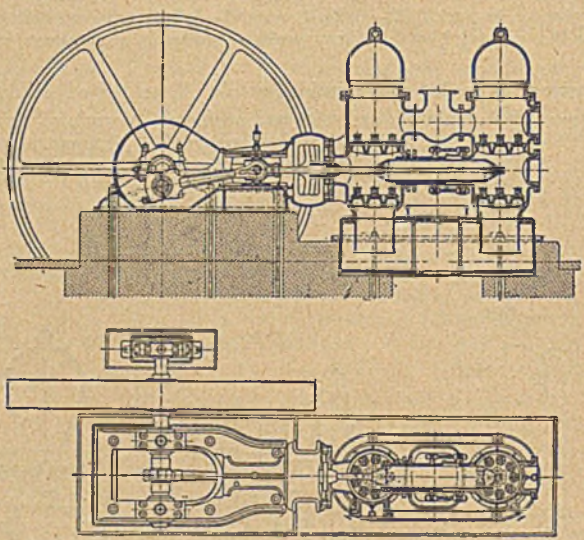


Fig. 90.

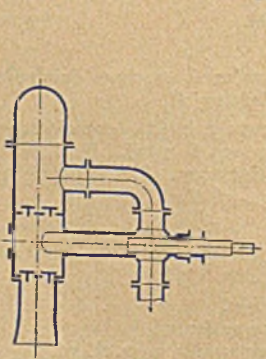


Fig. 91.

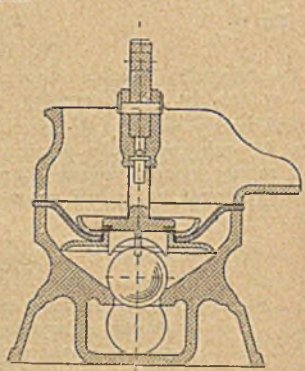


Fig. 92.

Pompa różnicowa (fig. 91) jest pompą o pojedyńczem działaniu ssącem a podwójnem działaniu tłoczącem. Daje ona tyle wody, ile pompa pojedyńcza tych samych wymiarów, ale tłoczy ją tak jednostajnie jak pompa o działaniu podwójnem. Posiada tylko jeden garnitur wentyli oraz naschodkowany, który może ukryć na czas jednego skoku połowę wody naciągniętej w czasie skoku ssącego. Pompy tłokowe bywają uruchomione

najczęściej przy pomocy mechanizmu korbowego, którego ruch posuwisto-zwrotny jest zbliżony do prostego ruchu harmonicznego; przepływ cieczy przez pompę tłokową nie jest więc stały, ale pulsujący. Aby ruch wody w rurociągach uniezależnić o ile możności od okresowych przyśpieszeń i opóźnień tłoka, stosuje się t. zw. powietrznie (ob. fig. 90 i 91).

Pompy tłokowe są z reguły wyposażone w zawory czyli wentyle samoczynne, otwierające się wzgl. zamykające pod wpływem różnicy ciśnień

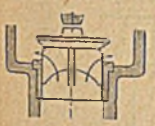


Fig. 93.

Fig. 94.

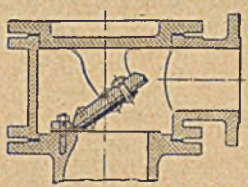


Fig. 95.

po obu stronach zaworu. Rozróżniamy zawory kulowe (fig. 92), grzybkowe (fig. 93), pierścieniowe (fig. 94) i klapowe (fig. 95). Zaletą zaworu kulowego i grzybkowego jest prostota i taniość; pierścieniowego — mała wysokość skoku; klapowego — duży otwór dla przepływu wody, przez co zmniejsza się niebezpieczeństwo zatkania pompy niesionymi przez wodę zanieczyszczeniami (ważne przy pompach kanalizacyjnych). Dzisiejsza praktyka unika dużych zaworów pojedyńczych, i używa chętnie w dużych pompach t. zw. zaworów grupowych (duża ilość małych zaworów, osadzonych na wspólnej płycie, jak na fig. 90).

Poniższe zestawienie podaje najważniejsze zastosowania pomp tłokowych, uporządkowane wedle rodzaju napędu i przeznaczenia pompy:

1. pompy ręczne: *a*) studzienne,
   b) budowlane,
   c) sikawki ogniowe,
2. pompy o napędzie motorycznym:
   a) wodociągowe,
   b) kanalizacyjne,
   c) do zasilania kotłów,
   d) do odwadniania kopalń,
   e) pompy t. zw. technologiczne, służące do różnych celów we fabrykach.

Pompy przeponowe, używane często na budowach (fig. 92), zaliczamy do pomp tłokowych. Zamiast właściwego tłoka mamy w nich przeponę ze skóry lub gutaperchy, która na obwodzie jest ujęta w korpus pompy, a w środku zaopatrzona w zawór tłoczny. Zawór ssący najczęściej kulowy. Przy $H_s \leq 2\ m$, pompa przeponowa, poruszana siłą jednego człowieka, może przetłoczyć do 24 m^3/godz.

W zakładach wodociągowych używa się pomp tłokowych jużto jako pomp czerpiących czyli filtrowych, które ze względu na głębokie umieszczenie buduje się najczęściej w układzie pionowym z bezpośrednim napędem od stojącej ponad pompą maszyny parowej (fig. 96), już to jako pomp tłoczących (fig. 90), które najczęściej buduje się w układzie leżącym (wzgląd dostępności) jako pompy nurowe podwójnie działające lub różnicowe. Bardzo często dwie takie pompy łączy się równolegle.

Wydajność pompy tłokowej oblicza się ze związku

$$Q = \frac{\mu \cdot F \cdot s \cdot n}{60}\ m^3/\text{sek.},$$

gdzie F' = powierzchnię czynną tłoka w m^2,
s = skok tłoka w m,
n = ilość obrotów wału korbowego w minucie,
μ = dzielność wolumetryczną pompy.

Dzielność wolumetryczna, zależnie od dobroci pompy, wynosi od 0,
do 0,99. Ilość obrotów wału korbowego pompy, zależnie od wielu czyn
ków, bywa obierana w granicach od 35 do 200 w minucie. Wzór ostat
podany odnosi się do pomp o działaniu pojedyńczem i różnicowych. D
pomp o działaniu podwójnem otrzymamy dwukrotnie większe ilości wo

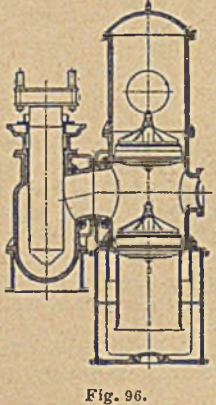


Fig. 96.

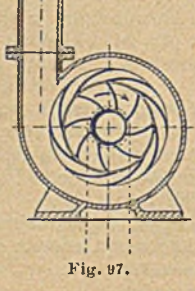


Fig. 97.

Fig. 98.

Pompy wirowe czyli odśrodkowe. W pompach wirowych po
noszenie cieczy odbywa się dzięki wirowemu ruchowi koła łopatkowe
zwanego wirnikiem. W grę wchodzi tu zarówno ciśnienie wynikające z

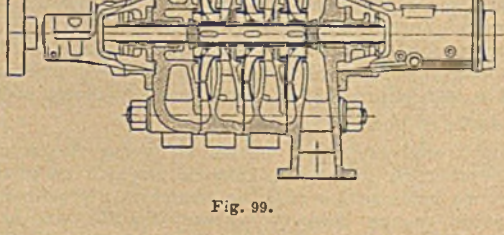


Fig. 99.

odśrodkowych zmuszonych do ruchu wirowego cząstek cieczy (stąd nazwa
pompy odśrodkowe), jak i ciśnienie uzyskane z zamiany energji kinetyc
cieczy w kierownicy pompy.

Rozróżniamy pompy wirowe z kierownicą (fig. 97) oraz bez oddziel
kierownicy (fig. 98), w których rolę tej ostatniej spełnia kanał spiral
otaczający wirnik. Pomp tego drugiego rodzaju, tańszych i prostszy

używa się dla ciśnień małych i średnich do 25 *m* sł. w. Dla ciśnień wyższych używa się pomp z kierownicą (pompy turbinowe), przyczem ciśnienia do 40 *m* sł. w. a wyjątkowo także i wyższe, pokonuje się jednym wirnikiem: powyżej tej granicy aż do 750 *m* używa się pomp wielostopniowych, o kilku wirnikach zestawionych w szereg (fig. 99). Przy niskich ciśnieniach a wielkich ilościach wody stosujemy pompy podwójne (fig. 100) i wielokrotne (fig. 101), w których dwa lub więcej wirników pracują równolegle.

Między ilością obrotów pompy wirowej, ilością podnoszonej cieczy i ciśnieniem, istnieje ścisły związek. Związek ten można dla danego typu

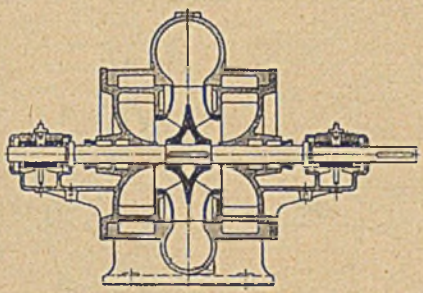


Fig. 100.

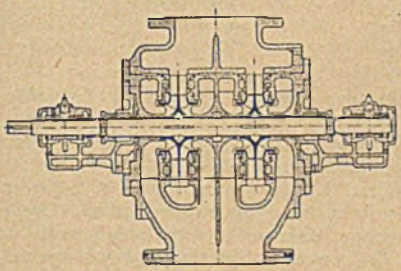


Fig. 101.

pompy wirowej otrzymać w postaci wykreślnej jako wynik wykonanych pomiarów. Dla celów praktycznych najwygodniejsze są krzywe przedstawiające zależności między ciśnieniem H a ilością wody Q przy stałych ilościach obrotów n, zwane charakterystykami pompy (ob. fig. 102). Wykres powinien oprócz samych charakterystyk podawać także odpowiednie krzywe dzielności i zapotrzebowania mocy.

Dzielność pomp wirowych wynosi — zależnie od wielkości i typu pompy oraz jakości wykonania — od 55% do 75%, wyjątkowo aż do 82%, jest więc z reguły niższa niż dzielność pomp tłokowych. Jako zalety pomp wirowych należy wymienić jednostajny przepływ cieczy; wysoką ilość obrotów, która idzie w parze z małymi wymiarami i taniością maszyny, nadającej się do bezpośredniego napędu elektrycznego; prostotę budowy, na którą składa się mała ilość części składowych, brak wentyli i łatwe uzyskanie szczelności; nieczułość na zanieczyszczenia wody, która może nieść piasek, namuł itd. (pompy dla bagrów), wkońcu możność regulowania ilości pompowanej cieczy przy utrzymaniu stałej ilości obrotów, a to zapomocą zasuwy dławiącej w ciągu tłocznym.

Instalacje pomp wirowych wymagają mniejszego wkładu kapitału, jednak w ruchu mniej ekonomiczne niż instalacje o pompach tłokowych. Nadają się one szczególnie jako prowizorja, rezerwy, dla pokrywania obciążeń szczytowych etc. W wypadkach wątpliwych rozstrzyga kalkulacja.

Pulsometry. Działanie pulsometru, podobnie jak pompy tłokowej jest okresowe. Pulsometr (fig. 103) składa się z dwóch komór, które pracują naprzemian, dzięki działaniu samoczynnego zaworu parowego. Z komory napełnionej para wodna (pobierana z kotła parowego) wytłacza

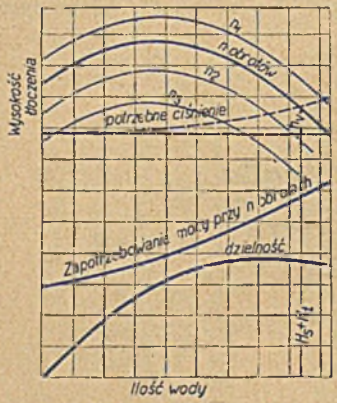


Fig. 102.

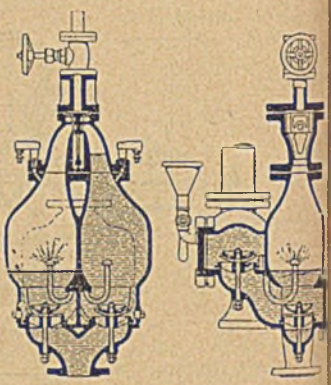


Fig. 103.

wodę przez zawór tłoczny, poczem skropliwszy się pod działaniem wody natryskowej wytwarza próżnię, która zkolei powoduje napełnienie się komory wodą itd. Wysokość ssania najkorzystniej 3 – 4 *m*. Wysokość tłoczenia do 50 *m*. Wydajność pulsometrów 40—600 *l* na minutę. Ciśnienie pary powinno wynosić od 1,5 do 3 atm. więcej niż ciśnienie w rurociągu tłocznym. Dzielność pulsometrów jest bardzo niska. 1 *kg* pary daje tu od 3000 do 5000 *kgm* pracy. Zaletami są: taniość, łatwość ustawienia, zbędność fundamentów. Zastosowania: instalacje prowizoryczne, zaopatrywanie w wodę parowozów na podrzędnych kolejach, odwadnianie robót fundamentowych itd.

Obok opisanych powyżej, istnieją jeszcze inne rodzaje pomp mniejszego dla nas znaczenia. Są to pompy rotacyjne, mamutowe, Humpreya, smoczki czyli injektory, tarany hydrauliczne i in.

III. Motory wodne.

Koła wodne. Koła wodne, w których woda działa przeważnie swoim ciężarem, zostały zepchnięte do podrzędnego znaczenia przez stosunkowo niedawno udoskonalone turbiny wodne. Zaletą kół wodnych jest dobra dzielność przy częściowem obciążeniu (mowa tu o poprawnie zbudowanych kołach żelaznych), wadami zaś są: powolny bieg, duże wymiary i wysoka cena. Zastosowanie ich jest ograniczone do niewielkich spadów wody.

Turbiny wodne. Turbinami nazywamy nowoczesne motory wodne o ruchu wirowym, odbierające energję od wody jużto przez odchylenie kierunku jej prędkości względnej (działanie cisnące), jużto przez odciążenie skombinowane z oddziaływaniem wody przyśpieszanej w obrębie

guna turbiny (działanie naporowe). Istnieje wielka ilość rozmaitych systemów turbin wodnych, różniących się między sobą sposobem działania wody, kierunkiem jej przepływu lub też tem, że narzut wody ma miejsce jużto na całym obwodzie bieguna, jużto tylko na jego części.

Praktyczne znaczenie jakiegoś systemu turbin zależy od tego, czy posiada on następujące warunki: 1. wysoka dzielność przy zmiennych w szerokich granicach spadzie i ilości wody, przy zachowaniu jednak stałej ilości obrotów; 2. możność budowania turbiny jako szybko- lub wolnobieżną; 3. możność zastosowania układu o wale poziomym lub pionowym; 4. pewność ruchu, na którą składają się: prostota budowy, łatwa obsługa i kontrola, łatwe wymienianie części składowych, oraz duże przekroje kanałów, zabezpieczające turbinę przed zatkaniem; 5. możność łatwego i precyzyjnego regulowania; 6. stosunkowo małe rozmiary i niska cena.

Nie wszystkie systemy turbin są równowarte pod względem wymienionych zalet; trzy z nich, a to: koło Peltona, turbina Francisa i turbina śmigłowa, przewyższają w tej mierze wszystkie inne do tego stopnia, że wyparłszy je z użycia, same znajdują dziś prawie wyłączne zastosowanie. Każdy z tych systemów ma swój zakres zastosowania, w obrębie którego jest nie do zastąpienia przez inne, jednakowoż zakresy zastosowania tych trzech systemów graniczą ze sobą i dzięki temu, mimo ogromnej różnorodności warunków naturalnych, w jakich występują siły wodne, oraz tę różnorodność komplikujących wymagań technicznych, możemy każdą siłę wodną wykorzystać przez dobranie odpowiedniej turbiny. Koło Peltona znajduje zastosowanie przy wysokich spadach wody, a względnie małych jej ilościach. Turbina Francisa, nader podatna do przystosowania w obrębie obszernej skali warunków naturalnych i wymogów ruchu, ma szerokie granice zastosowania, sąsiadując z jednej strony z kołem Peltona, a z drugiej z turbiną śmigłową. Turbina śmigłowa, niedawno wynaleziona, nadaje się do wyzyskania sił wodnych o małym spadzie a dużej ilości wody, gdzie równocześnie kładzie się nacisk na możliwie wysoką prędkość kątową (ilość obrotów w minucie).

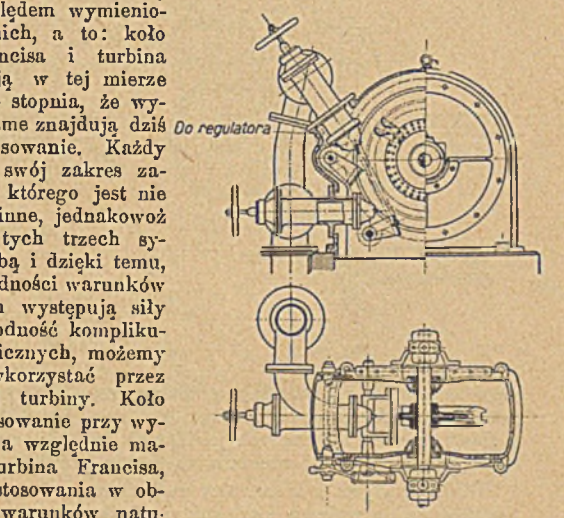


Fig. 104.

Koło Peltona. W kole Peltona (fig. 104) łopatki kształtu uwidocznionego na fig. 105 rozmieszczone równomiernie na obwodzie tarczy, wraz z nią tworzą biegun. Woda dopływa przez t. zw. dysze, których dla jednego bieguna może być od jednej do czterech. Przekrój dyszy jest okrągły. Woda wypływa z dyszy z prędkością odpowiadającą ciśnieniu (spadowi), która przy uwzględnieniu dzielności dyszy wynosi $c_0 \cong 0{,}98\sqrt{2gH}$. Z tą prędkością struga wody dopływa do łopatki, na której ostrzu ulega rozszczepieniu i odchyleniu. Prędkość obwodowa bieguna, mierzona na kole styczne do osi strugi wody, wynosi $u = (0{,}48 \text{ do } 0{,}41)\sqrt{2gH}$. Prędkość względna z jaką woda płynie wzdłuż łopatki $w_1 = c_0 - u$. Odchylenie wody na łopatce bieguna wynosi $180 - \beta_2$. Kąt β_2 obiera się w granicach od 4° do 7°; woda po oddaniu pracy łopatce zachowuje bezwzględną prędkość c_2, z jaką opuszcza biegun (ob. fig. 106).

Wymiary łopatek stoją w pewnym stosunku do średnicy strugi wod Reichel i Wagenbach (por. V. d. I. 1913 i 1918) zalecają następujące w miary względne (por. fig. 105):

$$L = \sim 2{,}1\ d, \quad B = \sim 2{,}5\ d, \quad T = \sim 0{,}85\ d$$
$$f = \sim 0{,}85\ d, \quad e = \sim 0{,}35\ d.$$

Ilość łopatek na biegunie koła Peltona wyznacza się z założenia, i trzy łopatki powinny znajdować się w obrębie względnej drogi wody.

Turbina Francisa. Fig. 107 przedstawia główne części składowe tu biny Francisa. Kierownica obejmująca biegun dokoła składa się z dw płaskich pierścieni, między któremi znajdują się łopatki kierujące, umie szczone obrotowo na sworzniach lub czopach. Do poruszania łopatek słu

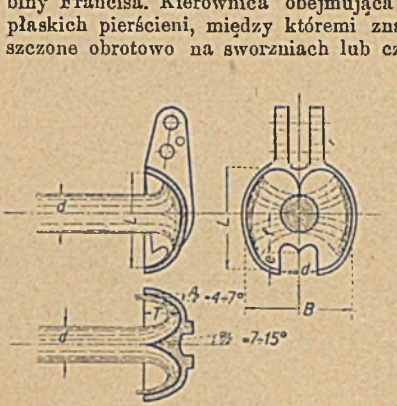


Fig. 105.

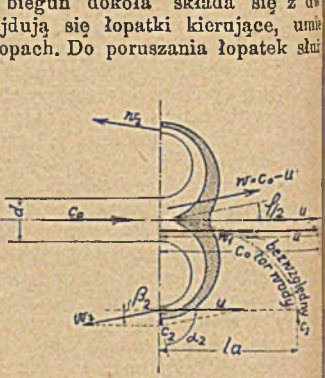


Fig. 106.

pierścień ruchomy połączony z wałem regulacyjnym, a przenoszący sw ruch na łopatki za pośrednictwem krótkich łączników. Biegun składa s z piasty, wieńca i łączących je łopatek (nieruchomych), które dzielą prz strzeń między piastą i wieńcem na szereg kanałów.

Woda wypływa z kierownicy pod kątem α_0 i z prędkością c_0 (wskaźni $_0$ odnosi się do wylewu kierownicy). O ile wlot do bieguna odbył się be uderzenia, to prędkość $c_1 = c_0$ a kąt $\alpha_1 = \alpha_0$ (wskaźnik $_1$ odnosi się d wlotu bieguna). Prędkość c_0 jest rezultatem przemiany pewnej części c śnienia (spadu), pod jakiem znajduje się dopływająca woda, w energję k netyczną. W kanałach bieguna woda doznaje przymusowego odchylenia wskutek czego jej bezwzględna prędkość stopniowo maleje, mimo że wskutek dalszej zamiany ciśnienia w energję kinetyczną prędkość względna r przyrasta. Wkońcu woda wylewa się z obracającego się bieguna z prę kością bezwzględną c_2 i przez rurę ssącą odpływa do kanału odpływo wego. Wysokość prędkości $\frac{c_2^2}{2g}$ konieczna dla odprowadzenia wody z turbiny nazywa się stratą wylewu. Fig. 108 przedstawia schematycznie drog względną i bezwzględną, cząsteczki wody płynącej przez biegun turbiny oraz równoległoboki prędkości u wlotu i u wylewu bieguna. Rura ssąca łączy wylew bieguna z wodą w kanale odpływowym. Zastosowanie r pozwala umieszczać turbiny powyżej zwierciadła wody odpływowej bez utraty tej części spadu. Rura ssąca otrzymuje najczęściej kształt rozsz rzony ku dołowi. Dzięki stopniowemu wzrostowi powierzchni jej przekro maleje odnośna prędkość wody z c_2 na c_3, a przez to zmniejsza się strata wylewu i polepsza dzielność turbiny (wskaźniki $_2$ i $_3$ odnoszą się, pierwszy do wylewu bieguna, drugi zaś do wylewu rury ssącej).

Turbina śmigłowa. Rozwój turbiny Francisa szedł w kierunku stosowania coraz to wyższych prędkości obwodowych bieguna. Ponieważ jednak wraz z prędkością obwodową rośnie prędkość względna wody, z nią zaś rosną hydrauliczne straty energji a dzielność turbiny maleje, osiągnięto

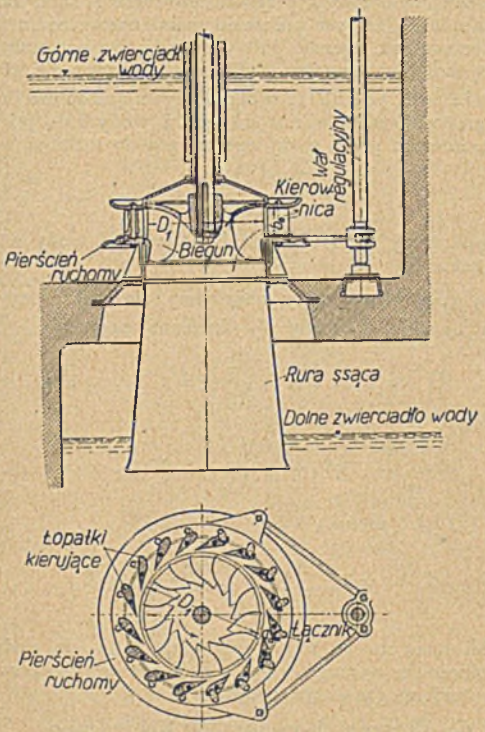


Fig. 107.

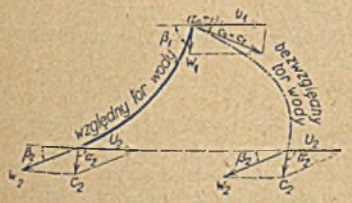


Fig. 108.

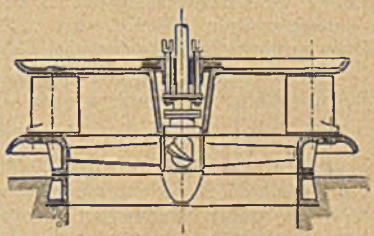


Fig. 109.

wkrótce granicę, powyżej której dalsze powiększanie prędkości obwodowej musiało iść w parze z ograniczeniem innego czynnika mającego wpływ na straty dzielności, którym jest wielkość powierzchni zwilżonej kanałów turbiny. Do tego celu prowadziło radykalne zmniejszenie długości i ilości łopatek bieguna.

Turbiny budowane wedle tych wskazań mają bieguu przypominający kształtem śrubę okrętową (propeller) lub śmigło lotnicze i stąd pochodzi ich nazwa; kierownica ich jest podobna jak w turbinach Francisa.

Wadą turbin śmigłowych jest szybkie opadanie dzielności ze zmniejszaniem narzutu. Zapobiec temu można przez zastosowanie ruchomych łopatek bieguna (patent Kaplana), których położenie można nastawiać za pośrednictwem stosownego mechanizmu, ręcznie lub przy pomocy automatycznego regulatora. Turbinę śmigłową systemu Kaplana przedstawia fig. 109.

Obliczenie mocy turbin. Woda dopływająca do turbiny przedstawia ilość energji proporcjonalną wprost do spadu wody i do jej ciężaru. Moc przeto, reprezentowana przez wodę wpływającą do turbiny, wynosi

$$N_d = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \text{ KM} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

gdzie H = spad wody netto w metrach, Q = ilość wody w metrach sześciennych na sekundę.

Dzielnością całkowitą turbiny nazywamy stosunek mocy turbiny N_w odbieranej na jej wale, do mocy N_d określonej powyżej

$$\eta = \frac{N_w}{N_d} < 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

lub procentowo:

$$\eta\% = \frac{100\, N_w}{N_d} < 100 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

Z równań (1) i (3) wynika wzór

$$N_w = \frac{N_d \cdot \eta}{100} = \frac{10 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75} \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

służący do obliczenia mocy, jaką reprezentuje dana siła wodna. Przyjęcie stosownej dzielności η wymaga wzięcia pod uwagę wielu czynników; dla pierwszej orjentacji mogą służyć poniższe dane:

Małe turbinki dla sił wodnych poniżej 100 KM zależnie od mocy i wykonania . . . . . $\eta = 77\% - 82\%$
Dobrze wykonane turbiny dla sił wodnych średniej wielkości, powyżej 100 KM . . . . . $\eta = 82\% - 85\%$
Duże turbiny dla mocy powyżej 1000 KM . . . . . $\eta = 85\% - 88\%$

Dla pobieżnych obliczeń małych zakładów o sile wodnej można przyjąć $\eta = 75\%$, co upraszcza wzór (4) na:

$$N_w = 10 \cdot Q \cdot H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

Typ i wielkość turbiny. Turbina jest określona, jeżeli znamy jej typ i wielkość. Typem turbiny nazywamy jej geometryczne podobieństwo do innej turbiny, stanowiącej pierwowzór typu. Podstawowym wymiarem turbiny, służącym do oznaczania jej wielkości, jest średnica nominalna bieguna. Nominalną średnicą D_n kół Peltona jest średnica koła stycznego do osi strugi wody; w turbinie Francisa jest nią największa średnica na krawędzi wlotu bieguna.

Wielkie turbiny, dla wykorzystania bardzo cennych sił wodnych, buduje się indywidualnie, jednak turbiny małe i średniej wielkości muszą być ze względu na ekonomję produkcji, normalizowane. Normalizacja idzie tu zarówno w kierunku typów turbin, jak w kierunku ich wielkości. Wszyst-

kie wielkości jednego typu tworzą t. zw. serję turbin. Turbiny jednej serji są, pominąwszy różnice drugorzędnej natury, utworami geometrycznie podobnemi i odznaczają się jednakową wartością t. zw. liczby znamiennej. Liczba znamienna n_s danej turbiny podaje ilość obrotów turbiny do niej geometrycznie podobnej, ale o wielkości tak obranej, aby pod spadem wody $H = 1\ m$ oddawała moc $N_{to} = 1$ KM.

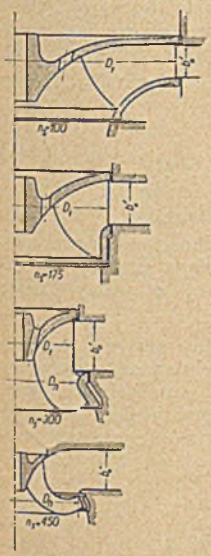


Fig. 110.

Z tej definicji wynika, że:

$$n_s = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = \frac{n\sqrt{N}}{H^{5/4}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

gdzie H = spad wody (netto) w metrach,
n = ilość obrotów w danym wypadku przepisana lub pożądana,
N = moc turbiny w KM obliczona wedle wzoru (4) lub (5).

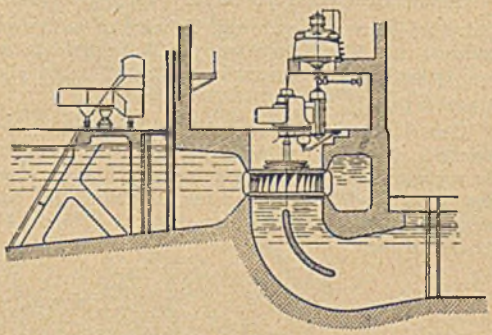


Fig. 111.

Każdej wartości szczególnej liczby znamiennej odpowiada — w ramach ustalonych przez dzisiejszy stan turbinobudownictwa — pewien system i typ turbiny. Do orjentacji przybliżonej posłuży następująca tabelka:

Tablica I.

System i typ turbiny (ob. fig. 110)	Wartość liczby znamiennej od — do	Prędkość obwodowa $u_{n_1} = \frac{u}{\sqrt{H}}$	H_{max} (metry)
Koło Peltona z jedną dyszą.....	6— 20	2,13—1,9	1000—500
Koło Peltona z wieloma dyszami .	25— 60	1,9 —1,82	
Turbina Francisa wolnobieżna.....	50— 125	2,4 —2,9	300—100
Turbina Francisa normalnobieżna .	125— 250	2,9 —3,5	100— 80
Turbina Francisa szybkobieżna....	250— 400	3,5 —4,2	80— 30
Turbina Francisa wysoce szybkobieżna, t. zw. turbina ekspresowa	400— 500	4,0 —5,3	30— 15
Turbiny śmigłowe	600 i wyżej		13— 10

Praktyczne zastosowanie turbiny nie jest ograniczone do pewnej szczególnej wartości liczby znamiennej, możemy bowiem, nie tracąc wiele na

dzielności, regulować w dość obszernych granicach narzut wody, a także zmieniać w pewnym zakresie ilość obrotów turbiny, co pociąga za sobą zmiany wartości liczby znamiennej. To też chcąc określać typy turbin przy pomocy liczby znamiennej, czynimy to dla pewnego jednoznacznie określonego optimum warunków, którego szczegółowa definicja zależy zresztą od przeznaczenia turbiny.

Przy projektowaniu zakładu o sile wodnej ważne jest, obok ustalenia systemu i typu turbiny, także przybliżone zorjentowanie się w jej wymiarach. Jak wyżej powiedziano, zasadniczym wymiarem turbiny jest nominalna średnica jej bieguna D_n, którą można obliczyć z obranych ilości obrotów na minutę n i prędkości obwodowej bieguna (nominalnej) u_n, wedle wzoru:

$$D_n = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{u_n}{n} = 19{,}1 \frac{u_n}{n} \quad \ldots\ldots\ldots (7)$$

Odpowiednią dla typu turbiny wartość u_n można znaleźć w tabelce I. w drugiej kolumnie cyfrowej. Tabelka ta podaje prędkości obwodowe, sprowadzone na 1 m spadu wody. Okoliczność ta pociąga za sobą konieczność sprowadzenia i wartości n na 1 m spadu, co osiągamy dzieląc je przez $\sqrt{H}$.

Ilość obrotów. Na wybór ilości obrotów turbiny wpływa jej przeznaczenie. Średnie i większe siły wodne wykorzystuje się prawie wyłącznie dla wytwarzania prądu elektrycznego. Jeśli chodzi o bezpośredni napęd generatora prądu zmiennego lub trójfazowego, to między ilością obrotów turbiny n a frekwencją zmian prądu f i ilością biegunów generatora b zachodzi związek:

$$n = 120 \frac{f}{b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

Tablica II.

Ilość obrotów generatorów prądu zmiennego.

Frekwencja prądu w perjodach/sek.		60	50	25	16,66
Ilość biegunów generatora	2	3600	3000	1500	1000
	4	1800	1500	750	500
	6	1200	1000	500	333
	8	900	750	375	250
	10	720	600	300	200
	12	600	500	250	167
	14	514,3	428,6	124,3	143
	16	450	375	187,5	125
	20	360	300	150	100
	24	300	250	125	83
	28	257,1	214,3	107,1	71,5
	32	225	187,5	93,7	62,5
	36	200	166,7	83,3	55,6
	40	180	150	75	50
	48	150	125	62,5	42
	56	128,6	107,1	53,5	35,7
	64	112,5	93,7	46,8	31,2
	72	100	83,3	41,6	27,8
	80	90	75	37,5	25

Frekwencja zmian prądu jest wielkością znormalizowaną; ilość biegunów musi być liczbą całkowitą, parzystą i również podlega normalizacji. To też w wyborze ilości obrotów musimy w tych wypadkach trzymać się wartości podanych w tablicy II. Dążymy zawsze do wysokich ilości obrotów, bo turbiny i generatory szybkobieżne są mniejsze, a więc tańsze od wolnobieżnych. Jeśli ilość obrotów, jaką w danych warunkach może dać turbina, jest niska, to włączając koła zębate między turbiną a generatorem, możemy podnieść jego ilość obrotów (napęd pośredni, ob. fig. 111). Koła zębate powinny być precyzyjnie obrabiane, osłonięte i dobrze smarowane, w przeciwnym razie hałas i straty dzielności.

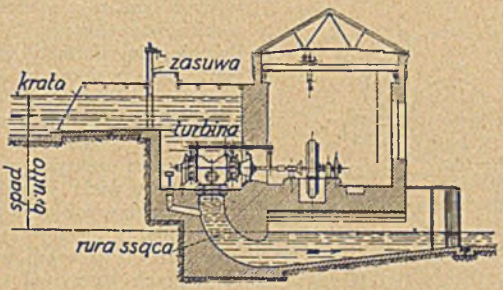


Fig. 112.

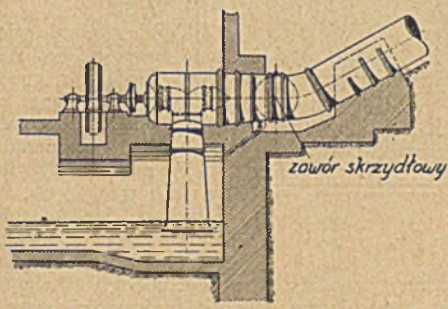


Fig. 113.

O ile zakład ma liczyć więcej jednostek maszynowych, możemy przez wybór ich ilości wpłynąć już to na wartość liczby znamiennej, już to na ilość obrotów. Jeśli zamiast jednej turbiny o ilości wody Q i ilości obrotów n zastosujemy i turbin mniejszych, o tej samej jednak wartości liczby znamiennej (tego samego typu), to każda z nich będzie zużywać ilość wody $\frac{Q}{i}$ przy ilości obrotów $n\sqrt{i}$; jeśli zachowamy tę samą ilość obrotów, otrzymamy $\sqrt{i}$-krotnie mniejszą wartość liczby znamiennej.

Układy turbin. Zależnie od położenia wału rozróżniamy układy turbin poziome i pionowe (ob. fig. 112 i fig. 115). Ten podział odnosi się do wszystkich systemów turbin, jakkolwiek w instalacjach turbin Peltona spotykamy przeważnie układ poziomy, zaś turbiny śmigłowe mają najczęściej układ pionowy.

Turbiny Francisa, zależnie od sposobu ich zabudowania, dzielimy na turbiny w szybie otwartym (fig. 112) lub turbiny w osłonie, do której wodę

doprowadza rurociąg. Osłona może być nitowana z blach w formie kotła (fig. 113), albo można ją wykształcić jako ślimakowatą spiralę. Spirala dla spadów wody do 15 *m* bywa wykonywana z betonu wzgl. z żelazobetonu (fig. 111), do 60 *m* z betonu, wyścielona blachą stalową, do 100 *m* z żeliwa, do 300 *m* z odlewu stalowego (fig. 114). Są to przybliżone granice górne. Dolne granice nie są ustalone i zależą nietylko od spadu, ale też od wielkości turbiny.

W budowie dużych elektrowni zdobywa pierwszeństwo układ pionowy (fig. 111, fig. 115), którego zaletą jest lepsze prowadzenie wody, podnoszące dzielność instalacji. Dla małych i średnich sił wodnych układ pionowy w otwartym szybie stosuje się przy niskich spadach wody, do 4 *m* (fig. 116). Powyżej tej wartości, do 8 *m*, stosujemy wał poziomy w szybie otwartym (fig. 112). Dla spadów wyższych, konstrukcje zamknięte o wale poziomym. Te wskazania reprezentują współczesną praktykę, w której jednak spotyka się wiele przykładów rozwiązań wychodzących poza podane normy przeciętne. Schematy używanych układów turbin wodnych wedle „ujednostajnionych oznaczeń" Związku niemieckich fabrykantów turbin wodnych podają niemieckie normy przemysłowe DIN Nr. 33.

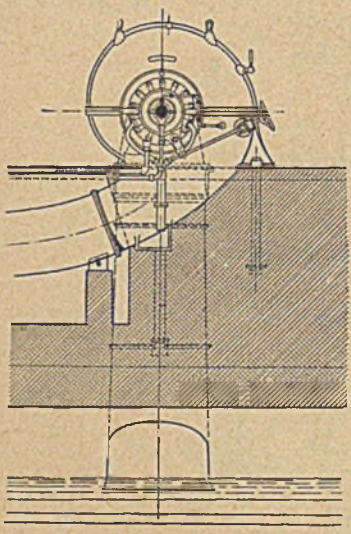


Fig. 114.

Turbiny o wale pionowym, sprzężone bezpośrednio, mają łożysko stopowe wspólne z generatorem. Generatory o wale pionowym noszą nazwę generatorów „parasolowych" (ang. Umbrella-type generator, ob. fig. 115).

Fundamenty i podbudowa turbin wodnych. Ogólne wymogi dotyczące fundamentów są dla turbin wodnych mniej kłopotliwe niż dla innych silników, moment skręcający bowiem wału turbiny jest stały. Przy dobrem wyważeniu mas obrotowych drgania powinny być znikome. To też najczęściej masy betonu stanowiące podłogę, kanały wodne i fundament budynku są wystarczającem podparciem dla turbiny. Nacisk dopuszczalny fundamentu turbiny na grunt, ze względu na możliwość drgań, przyjmujemy zwykle o połowę mniejszy niż dla obciążenia spokojnego.

Fundament dużych agregatów wodno-elektrycznych o wale pionowym (fig. 115), mieszczący w sobie spiralę dopływową, rurę ssącą, kanał lub galerję dla kabli elektrycznych itp., nazywamy „podbudową turbiny". Musi ona dźwigać ciężar turbiny i generatora. W przenoszeniu tego obciążenia uczestniczą niektóre elementy turbiny (spirala żeliwna lub stalowa, lub pierścień żebrowy spirali betonowej). Konstrukcja podbudowy wielkich turbin jest z reguły wspólnem dziełem kilku specjalistów.

Dopływ wody do turbiny. Prędkość wody dopływającej do turbiny nie powinna przekraczać następujących górnych granic: Prędkość dopływowa do szybu otwartego może wynosić do 0,075 $\sqrt{2gH}$, nigdy jednak więcej jak 1 *m*/sek.; prędkość w spirali betonowej, do 0,14 $\sqrt{2gH} < 3$ *m*/sek.; w spiralach z blach stalowych do 0,15 $\sqrt{2gH} < 6{,}5$ *m*/sek.;

w spiralach lanych do $0{,}2\sqrt{2gH} < 10$ m/sek. Prędkość dopływu do dysz turbin Peltona może wynosić $0{,}075-0{,}1\sqrt{2gH} < 10$ m/sek.

Turbiny Francisa w szybach otwartych powinny być zanurzone pod wodą tak głęboko, aby nie było obawy o utworzenie się nad turbiną lejka

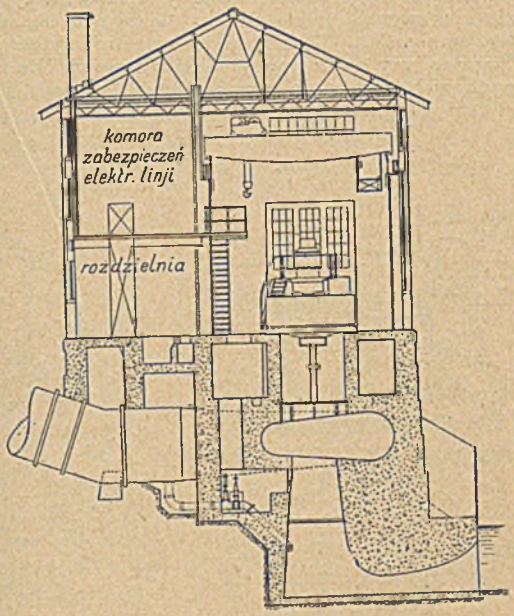


Fig. 115.

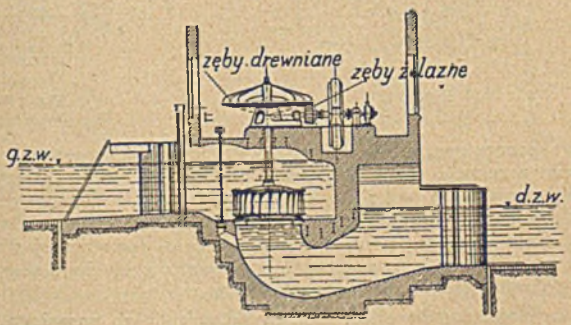


Fig. 116.

wirowego. Minimalna głębokość wody nad turbiną powinna wynosić połowę największej średnicy bieguna turbinowego. Tworzeniu się lejka wirowego można przeciwdziałać, urządzając nad turbiną rodzaj drewnianej tratwy.

Rura ssąca turbin Francisa. Długa, prosta, rozszerzająca się stożkowato rura ssąca jest w większości wypadków hydraulicznie najkorzystniejsza. To też konieczne kolano w rurze ssącej turbiny Francisa

o wale poziomym uważa się za jedną z wad tego układu. Ale i dla turbin układu pionowego nie zawsze można stosować prostą rurę ssącą, gdyż wysokość spadu ssącego jest ograniczona i nie powinna przekraczać 3,5—5 *m* (obawa o t. zw. kawitację i wynikającą stąd korrozję), a przytem długa, prosta rura ssąca może wymagać znacznego i kosztownego wgłębiania się w teren. Ponieważ jednak rury ssące zakrzywione (z kolanem) są, naogół biorąc, hydraulicznie niekorzystne, przeto otwiera się tu pole dla ulepszeń i wynalazków (ob. np. fig. 115). Do rzędu tych ostatnich należą propagowane bardzo w Ameryce rury ssące typu „koncentrycznego". Dla turbin wysoce szybkobieżnych, w których woda opuszczająca biegun posiada ruch wirowy,

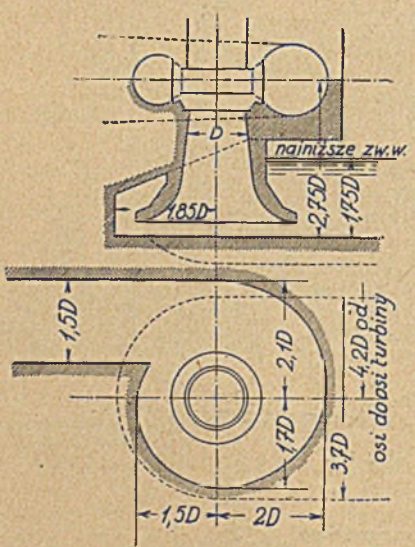


Fig. 117.

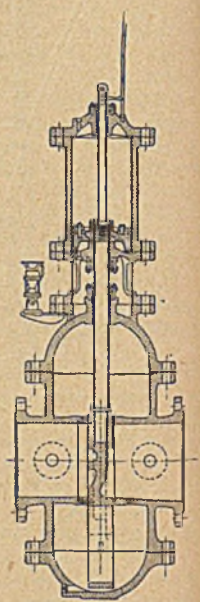


Fig. 118.

rury ssące koncentryczne są korzystniejsze nawet od prostych. Fig. 117 przedstawia przekroje przez betonową podbudowę dużej turbiny o wale pionowym, obejmującą spiralny kanał dopływowy i koncentryczną rurę ssącą. Na tej figurze mamy podane wymiary względne przydatne dla wstępnej orjentacji. Rura ssąca z betonu powinna w części sąsiadującej z biegunem otrzymać wyściółkę metalową, laną, lub nitowaną z blachy stalowej. Taka wyściółka chroni beton od wymywania przez wodę.

Krata. Woda przed wejściem do szybu, spirali lub rurociągu powinna przejść przez kratę, zatrzymującą niesione przez nią kawałki drewna itp. Dopuszczalne oddalenie sztabek kraty zależy od typu i wielkości turbiny, jak to podaje zestawienie.

Zasuwy. Sama kierownica turbiny nie wystarcza jako organ zamykający i to nietylko z powodu swej niedostatecznej szczelności. Względy bezpieczeństwa ruchu oraz konieczność umożliwienia kontroli i przeprowadzania prac konserwacyjnych wymagają, aby istniał w pobliżu turbiny drugi, niezależny organ zamykający. Organem tym dla turbin zamkniętych jest za-

Rodzaj turbiny	Oddalenie sztabek kraty	
	wartości graniczne	wartość względna, zależna od średn. biegunа
Turbiny Francisa	30—100 *mm*	*D*/30
Turbiny śmigłowe	50—150 *mm*	*D*/20

suwa (fig. 118), zawór skrzydłowy (fig. 119) lub innej konstrukcji. Dobra zasuwa powinna przedstawiać minimalny opór przepływu dla wody.

Regulacja turbin. Małe turbiny do napędu młynów i tartaków reguluje się ręcznie. Turbiny poruszające generatory elektryczne muszą mieć

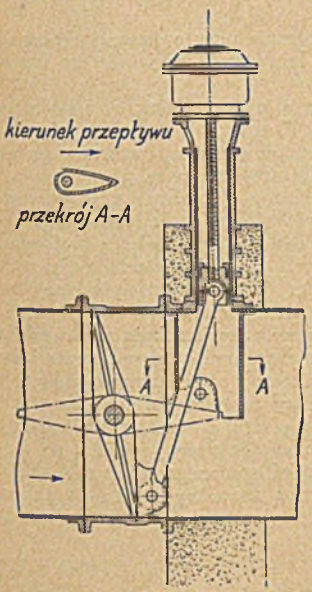


Fig. 119.

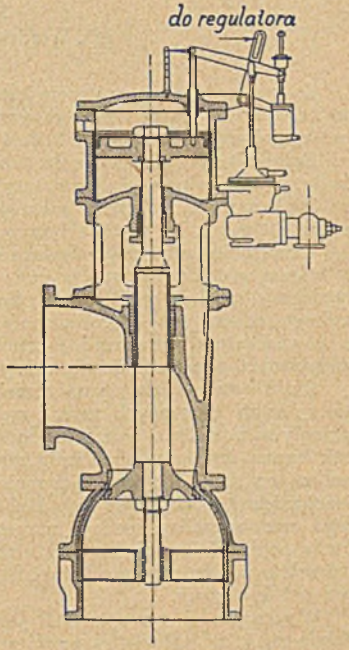


Fig. 120.

regulację samoczynną. Poruszanie mechanizmów regulujących turbiny jest połączone ze znacznym wydatkiem pracy mechanicznej, której dostarczają t. zw. serwomotory hydrauliczne, stanowiące część składową regulatorów (regulacja pośrednia). Współczesna praktyka przyjmuje 3%-owe wahnienia prędkości kątowej turbin, przy 100%-owem odciążeniu, jako dopuszczalne (dla małych turbin nawet więcej niż 3%). Jeśli woda dopływa do turbiny przez rurociąg, to nagłe zmiany obciążenia turbiny powodują nagłe przyśpieszenia względnie opóźnienia mas wody w rurociągu. Bezwładność tych mas wody wywołuje wtedy równie nagłe zmiany ciśnienia w rurociągu, znane pod nazwą „uderzeń wody". Z temi uderzeniami musimy się liczyć ze względów zarówno wytrzymałości rurociągu i spirali, jak jednostajności

biegu turbiny. Instalacja może być zabezpieczona od wzrostu ciśnienia przy pomocy t. zw. wentyli wypustowych czyli regulatorów ciśnienia (fig. 120). Gdy regulator szybkości przymyka kierownicę turbiny, otwiera on równocześnie wentyl wypustowy, który następnie samoczynnie się zamyka, tak wolno jednak, aby nie spowodować niepożądanego wzrostu ciśnienia. Od skutków towarzyszącego nagłym obciążeniom turbiny spadku ciśnienia w rurociągu, polegających na niedopuszczalnem zmniejszeniu prędkości kątowej turbiny, możemy się zabezpieczyć, dając turbinie odpowiednie koło zamachowe. W wielu wypadkach wirnik generatora posiada tak wielki moment bezwładności, że odpada potrzeba osobnego koła zamachowego.

IV. Kotły parowe.

Napisał
inż. Władysław Rubczyński,
Lwów.

Zadaniem kotłów parowych jest wytworzenie pary o żądanem ciśnieniu najczęściej dla napędu maszyn parowych lub turbin, względnie dla innych celów, jak np. ogrzewania.

Całkowite urządzenie kotła składa się z *a*) paleniska, *b*) właściwego kotła, *c*) wyekwipowania (armatury) kotła, *d*) urządzeń dodatkowych.

Palenisko. Zadaniem paleniska jest, przez spalenie, uzyskać z paliwa energję cieplną, by następnie zapomocą tej otrzymać parę.

Urządzenie całkowite paleniska składa się: z 1. paleniska właściwego, w którem następuje spalanie paliwa; 2. kanałów, przez które przepływają gorące gazy spalenia wzdłuż ścian kotła, by oddać ciepło wodzie; 3. komina, którego celem jest odprowadzenie zużytych gazów spalenia nazewnątrz a równocześnie wytworzyć potrzebny ciąg. W pewnych wypadkach dla zwiększenia ciągu stosuje się wentylatory lub dmuchawy.

Paliwo stałe spala się na ruszcie. Całkowita powierzchnia rusztu składa się ze sztab tworzących ruszt i szczelin między temi sztabami, przez które przepływa powietrze potrzebne do spalenia. Suma powierzchni szczelin daje tak zwaną „wolną powierzchnię rusztu“. Przy małych kotłach narzucanie paliwa na ruszt odbywa się ręcznie, przy wielkich — automatycznie (rusztu mechaniczne, posuwające się). Pod rusztem znajduje się popielnik, do którego przez szczeliny spadają pozostałe części spalonego paliwa (popiół). Przez popielnik przepływa pod ruszt, a przez szczeliny rusztu do paliwa potrzebne do spalenia powietrze. Dla paliwa płynnego lub gazowego ruszt nie jest konieczny.

Wydajność rusztu B/R jest to ilość paliwa (w *kg*) spalona w godzinie na 1 m^2 całkowitej powierzchni rusztu.

Średnie wartości B/R dla różnych paliw.

Rodzaj paliwa	wartość opałowa w kal.	B/R
Antracyt	7800	60— 70
Koks	7200	70— 90
Węgiel kamienny małogazowny	6800	70—110
„ „ gazowny	7500	90—120
Węgiel brunatny	5000	170—300
Torf	3000	120—200
Drewno	2500	120—180

Kocioł właściwy. Kocioł właściwy jest to naczynie szczelne i wytrzymałe na ciśnienie, w którem znajduje się woda, która ma być odparowana, oraz para otrzymana z wody. Przestrzeń kotła dzieli się zatem na prze-

strzeń wodną i przestrzeń parową, rozdzielone zwierciadłem wody, które nazywa się także powierzchnią odparowania. Stan wody w kotle nie może spaść poniżej pewnego określonego minimum (ze względu na możliwość przepalenia się ścian kotła), jak również nie może być zbyt wysoki (ze względu na zmniejszenie przestrzeni parowej, a co za tem idzie porywanie cząstek wody z parą do rurociągu). Przestrzeń zawarta między najniższym a najwyższym dopuszczalnym stanem wody nazywa się przestrzenią zasilania.

Powierzchnia kotła, która styka się z jednej strony z gorącemi gazami, a z drugiej strony z wodą, nazywa się powierzchnią ogrzewalną kotła. Od wielkości powierzchni ogrzewalnej kotła zależy w wielkiej mierze ilość pary, jaką kocioł jest w stanie wyprodukować.

Wydajnością powierzchni ogrzewalnej kotła D/H nazywa się ilość pary w *kg*, wyprodukowanej w ciągu jednej godziny przez 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej.

Wydajność powierzchni ogrzewalnej zależy od systemu kotła, jego stanu, sposobu palenia (mierne, normalne, silne), gatunku paliwa.

Średnie wartości D/H dla różnych typów kotłów.

Typ kotła	Stopień naprężenia (palenia) mierny	normalny	silny
Kocioł walcowy	12	16	22
„ z 1 lub 2 rurami płom.	15—22	20—28	25—35
„ ogniorurkowy	10	14	20
„ lokomobilowy	14	18	28
„ lokomotywowy	20	40	60
„ wodnorurkowy	14	18	26
„ stojący	10	14	20

Spółczynnik odparowania wskazuje, ile kilogramów pary otrzymuje się ze spalenia jednego kilograma paliwa.

$$\text{Spółcz. odparow. } \varphi = D/B = \frac{\text{ilość pary otrzymanej w godz. (w } kg)}{\text{ilość paliwa spalonego w godz. (w } kg)}.$$

Znając wartość kaloryczną paliwa (E) oraz ilość ciepła potrzebną do zamiany 1 *kg* wody na 1 *kg* pary (λ), jako też sprawność kotła (η_k), obliczyć można spółczynnik odparowania ze wzoru

$$\varphi = D/B = \frac{E \cdot \eta_k}{\lambda}.$$

Średnie wartości spółczynnika odparowania dla różnych gatunków paliwa D/B.

Koks	5,5—8,0
Węgiel kamienny	6,0—8,0
„ brunatny	4,0—5,5
Torf	2,0—3,0
Drewno	2,5—3,5

Spółczynnik odparowania jest pewnego rodzaju sprawdzianem dobroci całego kotła. Im spalanie jest lepsze, prowadzenie kanałów dla gazów racjonalniejsze, dobra cyrkulacja wody, czysta powierzchnia ogrzewalna, mniejsze straty ciepła na promieniowanie, chłodniejsze gazy uchodzące do komina (mniejsze straty kominowe), tem wyższy jest spółczynnik odparowania.

Dla dokładnego spalenia paliwa potrzebna jest odpowiednia ilość p wietrza. Teoretyczną ilość potrzebnego powietrza oblicza się — zna skład paliwa — ze wzoru:

$$L = \frac{\frac{8}{3}C + 8H + S - O}{0{,}23} \; kg,$$

albo w metrach kubicznych

$$L_1 = \frac{L}{1{,}29} \; m^3 \text{ (przy } 0^\circ C, \text{ i } 760 \; mm \text{ słupa rtęci).}$$

W rzeczywistości potrzebny jest pewien nadmiar powietrza, a mia wicie $m \cdot L_1$, gdzie m waha się w zależności od paliwa i systemu rus w granicach 1,2—2,0 (C, H, S, O oznaczają ilość wagową węgla, wodo siarki, tlenu w jednym kilogramie paliwa).

Aby spalić B kilogramów paliwa w godzinie, potrzebną powierzch rusztu oblicza się z wzoru:

$$R = \frac{B \cdot m \cdot L_1}{3600 \cdot v \cdot \beta},$$

gdzie v oznacza chyżość przepływu powietrza przez ruszt (0,5 do 1,6 m/se przy ciągu naturalnym, do 4 m/sek. przy ciągu sztucznym), a β = s sunek powierzchni wolnej rusztu do powierzchni całkowitej rusztu.

Zasadnicze typy kotłów.

Rozróżnić można 4 zasadnicze typy kotłów, których ogólny schem przedstawia (fig. 121): 1. kocioł walcowy, 2. kocioł z jedną, dwoma l trzema rurami płomiennemi (Cornwall), 3. kocioł ogniorurowy, 4. koc wodnorurowy.

Kocioł walcowy (lub dwa albo trzy połączone z sobą razem), s sunkowo znacznej średnicy, posiada palenisko pod kotłem. Zalety: wiel przestrzeń wodna i powierzchnia odparowania w stosunku do powierzch ogrzewalnej, a więc sucha para, tania konstrukcja, łatwe czyszczen łatwa konserwacja i naprawy. Wady: mała pow. ogrzewalna, bardzo wol odparowanie, zajmuje dużo miejsca. Nadaje się tam, gdzie przerwy ruc są rzadkie.

Kocioł (kornwalijski) z jedną, dwoma (fig. 121 *a*) lub trzema rura płomiennemi, narażony na ciśnienie wewnętrzne, rury na ciśnienie w wnętrzne (zgniatające). Średnica rur 700—900 *mm*, rury z blachy falist (Fox, Morison) usztywnione na zgniecenie. Jeżeli jest jedna rura, to umies czona jest ekscentrycznie dla lepszej cyrkulacji wody. Zalety: większa p wierzchnia ogrzewalna (w porównaniu do kotła walcowego zwiększo o powierzchnię rur), możność umieszczenia paleniska w rurach, a wię uniknięcie strat na promieniowanie paleniska i nieszczelności paleniska dość znaczna przestrzeń wodna i powierzchnia odparowania, łatwe czy czenie. Wady: wielka średnica, a więc grube blachy i wielki ciężar, z muje dużo miejsca, przy nadmiernem obniżeniu się stanu wody łat przepalenie rur płomiennych, wolne odparowanie. Nadaje się tam, gd niema często dłuższych przerw w ruchu.

Kocioł ogniorurowy posiada pęk rur o małej średnicy (50—90 m przez które przepływają gorące gazy, płaszcz narażony na rozerwan rury na zgniecenie. Palenisko przed kotłem. Zalety: wielka powierzchn ogrzewalna, a więc szybkie otrzymanie pary i krótki czas potrzebny rozpalenie, ciężar i wielkość stosunkowo małe (nadaje się więc jako koc przewoźny przy lokomobilach). Wady: stosunkowo mała przestrzeń wod i powierzchnia odparowania, co przy wielkiej powierzchni ogrzewalnej da

mokrą parę, trudna konserwacja wymagająca częstych uszczelnień rur, utrudnione czyszczenie kotła (zwłaszcza rur z kamienia kotłowego).

Kocioł wodnorurowy — posiada pęk rur, w których znajduje się woda, połączonych z obu stron komorami wodnemi z niewielkim górnym

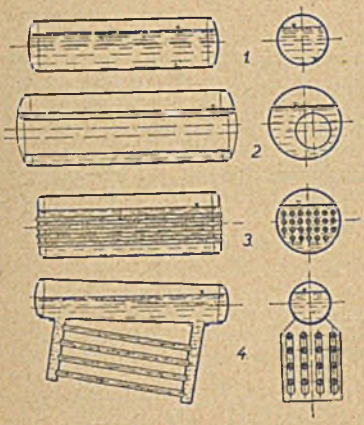


Fig. 121.

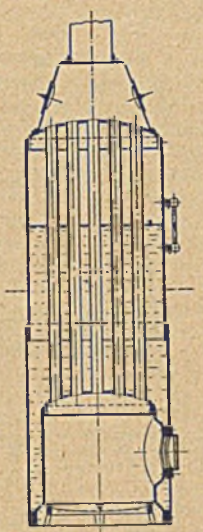


Fig. 122.

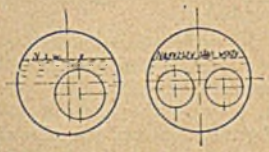


Fig. 121 *a*.

kotłem walcowym. Palenisko pod rurami tak, że płomień i gorące gazy otaczają rury. Zalety: bardzo wielka powierzchnia ogrzewalna, silna cyrkulacja wody, mały ciężar, zajmuje mało miejsca (pęki rur mogą być bardzo stromo ustawione, a więc cały kocioł wysoki ale zajmujący małą powierzchnię rzutu poziomego), nadaje się na wielkie ciśnienia, szybkie rozpalanie. Wady: para bardzo mokra (wymaga przegrzewacza pary), silne wahnienia ciśnienia przy zmiennym pobieraniu pary, mała przestrzeń wodna i powierzchnia odparowania w stosunku do powierzchni ogrzewalnej, czułość na złą wodę (dającą osad i kamień kotłowy).

Przez odpowiednią kombinację tych zasadniczych typów można niektóre wady zmniejszyć a zalety wykorzystać.

Fig. 122 przedstawia typ kotła stojącego. Posiada on palenisko wewnętrzne, nie wymaga obmurowania, zajmuje mało miejsca, jest lekki. Należy do typu zasadniczego kotła ognirurowego. Wykorzystanie paliwa bardzo małe, gdyż droga dla gorących gazów jest krótka, a więc niezupełne spalanie, dymienie, a gazy nie mają czasu oddać swego ciepła wodzie i uchodzą zbyt gorące do komina. Nadaje się tylko dla małego zapotrzebowania pary. Używany często przy maszynach budowlanych.

Fig. 123 przedstawia przykład obmurowania kotła kornwalijskiego (z dwoma rurami płomiennemi). W rurach płomiennych są umieszczone paleniska wewnętrzne. Płomień i gorące gazy po przejściu przez rury płomienne opływają kocioł bokiem, a następnie dołem i uchodzą do komina. Długość więc kanałów wynosi około trzykrotną długość kotła.

Fig. 124 przedstawia umieszczenie paleniska w rurze płomiennej kot
koruwalijskiego.

Kanały, któremi przepływają gorące gazy, powinny być tak prowadzon
by gazy dobrze się mieszały, gdyż to ułatwia, by coraz to nowe par
gazów stykały się ze ścianami kotła, miały czas oddać swe ciepło wod

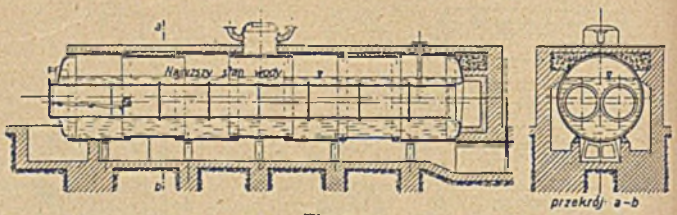


Fig. 123.

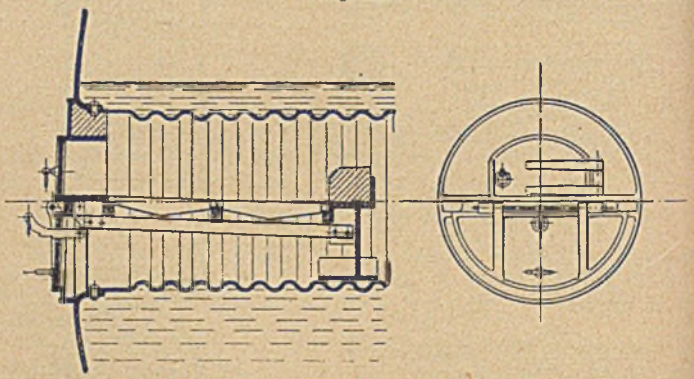


Fig. 124.

by były dość długie, nie stawiały zbytniego oporu przepływowi gazów,
dały się łatwo czyścić. Tam, gdzie gazy są jeszcze bardzo gorące, mus
być obmurowanie ogniotrwałe.

Wyekwipowanie — Armatura kotła.

Aby mieć pewność ruchu kotła i kontrolę stałą, musi być kocioł za
opatrzony w szereg koniecznych przyrządów, czyli posiadać t. zw. ar
maturę, a mianowicie: wodowskaz dla kontroli stanu wody w kotle, ma
nometr, wskazujący ciśnienie panujące w kotle, wentyl bezpieczeństwa
otwierający się, gdy ciśnienie przekroczy maksymalne ciśnienie dozwolone
dla danego kotła, wentyle dla odprowadzenia pary, wentyl dla doprowa
dzenia wody, kurek dla wypuszczania wody, urządzenia do regulowania
ciągu (zasuwy, klapy itp.), a przy większych kotłach jeszcze szereg innych
przyrządów, jak np. termometry dla pary, pyrometry dla paleniska, przy
rządy badające i rejestrujące, czy spalanie jest dobre (Orsat, Ados, Krell-
Schultze, Siemens) itp.

Urządzenia dodatkowe.

Tu zalicza się te urządzenia, które dla normalnego ruchu kotła są ko
nieczne lub wskazane, lecz z reguły są ustawione osobno. Wymienić tu
można:

Pompy zasilające kocioł wodą. Są to pompy tłokowe, turbinowe, albo injektory, których zadaniem jest, w miarę ubywania wody w kotle przez odparowanie, wtłaczać świeżą wodę do kotła tak, by stan wody w kotle był zawsze normalny.

Aparaty do odczyszczania wody, potrzebne zwłaszcza tam, gdzie woda jest nieczysta i dająca osad w kotle (kamień kotłowy) a zwłaszcza woda twarda, zawierająca wapno i sole magnezjowe.

Podgrzewacze wody. Aby wykorzystać lepiej ciepło a równocześnie przy zasilaniu kotła wodą uniknąć zbyt wielkich różnic temperatur, które są szkodliwe dla ścian kotła, podgrzewa się wodę, mającą być doprowadzoną do kotła, bądźto zapomocą pary wylotowej z maszyny parowej (stosowane rzadziej), bądź też gazami uchodzącemi do komina, których temperatura jest jeszcze dość wysoka.

Przegrzewacze pary (konieczne zwłaszcza tam, gdzie para jest mokra a gdzie zależy na parze suchej jak np. przy turbinach). Para przegrzana nie skrapla się tak łatwo jak para nasycona, posiadając wyższą temperaturę, daje lepszą ekonomję maszyny lub turbiny. Przegrzewacze pary są to zwykle pęki rur wstawione w kanały, gdzie temperatura gazów jest jeszcze dość wysoka, przez które przepływa para z kotła, zanim dostanie się do rurociągu (do cylindra maszyny lub do turbiny). Temperatura przegrzanej pary może dojść do 300—400° C.

V. Silniki parowe.

Napisał
inż. Władysław Rubczyński,
Lwów.

Część ogólna.

Zadaniem silników cieplikowych jest zamiana energji cieplnej, zawartej w paliwie na pracę mechaniczną. Silniki cieplikowe podzielić można na:

1. silniki, przy których zamiana energji cieplnej zawartej w paliwie na pracę mechaniczną odbywa się za pośrednictwem pary, i są to: *a*) maszyny parowe (tłokowe), *b*) turbiny parowe;

2. silniki spalinowe, przy których spalanie paliwa odbywa się bezpośrednio w cylindrze silnika.

Jednostką cieplną jest jedna kalorja (kilogramowa), tj. ilość ciepła, która jest potrzebną do ogrzania jednego *kg* wody od temperatury 14,5° C do 15,5° C.

Jedna kalorja odpowiada pracy 427 *kgm*. Stąd wynika, że: jeden koń mechaniczny-godzina 1 KMg = 632 kal.,

wzgl. 1 KW (kilowattgodzina) = 860 kal.

Stan gazu określony jest przez objętość (v), ciśnienie (p) oraz temperaturę bezwzględną ($T = 273 + t$ °C).

Przebieg zmiany stanu gazu odbywać się może przy:

a) stałej objętości — w takim razie ciśnienia mają się do siebie jak bezwzględne temperatury, czyli $p : p_1 = T : T_1$ (prawo Gay-Lussaca),

b) stałem ciśnieniu — w takim razie objętości mają się do siebie jak bezwzględne temperatury, czyli $v : v_1 = T : T_1$ (prawo Gay-Lussaca),

c) stałej temperaturze (izotermicznie) — w takim razie objętości mają się do siebie odwrotnie jak ciśnienia, czyli $p\,v = p_1\,v_1$ (prawo Boyle-Mariotte),

α) tej samej ilości ciepła (bez doprowadzania lub odprowadzania ciepła czyli adiabatycznie), w takim razie: $p\,v^k = p_1\,v_1^k$, wzgl.

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{k-1} \quad \text{albo} \quad \frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

gdzie $k = \frac{c_p}{c_v}$, c_p = ciepło właściwe przy stałem ciśnieniu, c_v ciepło właściwe przy stałej objętości.

(Wykładnik k dla gazów dwuatomowych jest równy 1,41.)

Z połączenia pierwszych trzech zależności (a, b, c,) otrzymuje się $\frac{p\,v}{T} = \frac{p_1\,v_1}{T_1} = R$ (stała gazowa).

Jeżeli przy jakimś procesie gaz, zmieniając kolejno swój stan, wróci do poprzedniego, to przebieg taki nazywa się przebiegiem albo cyklem kołowym. Przebieg może być odwracalny lub nieodwracalny. W rzeczywistości ma się do czynienia tylko z przebiegami nieodwracalnemi, przebiegi odwracalne są tylko teoretyczne. Największą ilość pracy uzyskać można przy przebiegu odwracalnym, — przy przebiegach nieodwracalnych zawsze są straty. Maximum pracy otrzymuje się przy przebiegu wedle cyklu Carnota, tj. między dwoma izotermami i dwoma adiabatami.

Sprawność cyklu Carnota $\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$. Oznacza to, że sprawność przebiegu kołowego odwracalnego jest tem większa, przy im wyższej temperaturze ciepło doprowadza się, a niższej odprowadza.

Rozróżnia się:

$$\text{sprawność termiczną } \eta_t = \frac{\text{uzyskana praca indykowana}}{\text{włożona ilość ciepła}},$$

$$\text{sprawność mechaniczną } \eta_m = \frac{\text{uzyskana praca efektywna}}{\text{praca indykowana}},$$

$$\text{sprawność użyteczną } \eta_u = \frac{\text{uzyskana praca efektywna}}{\text{włożona ilość ciepła}}.$$

Pracą indykowaną nazywa się praca oddana na tłok (dająca się oznaczyć zapomocą indykatora). Praca efektywna jest mniejszą od pracy indykowanej wskutek strat na pracę tarcia.

Przeciętne wartości sprawności użytecznej η_u oraz zużycia kalorji na konia-godzinę

	η_u	kal/KM godz.
Wielka maszyna parowa o potrójnej ekspansji na parę przegrzaną	0,204	3100
Jak poprzednia, lecz łącznie z kotłem	0,176	3600
Lokomobila (Lanza, Wolfa)	0,176	3600
Wielka turbina parowa (para przegrzana)	0,233	2720
Jak poprzednia łącznie z kotłem	0,198	3200
Mała turbina (para przegrzana) z kotłem	0,127	5000
Silnik gazowy mały	0,220	2860
„ „ średni	0,250	2540
„ „ duży	0,280	2250
„ Diesla mały	0,290	2150
„ „ średni	0,320	1980
„ „ duży	0,340	1850

Maszyny parowe.

Maszyny parowe podzielić można na następujące rodzaje:

1. zależnie od tego czy para działa na tłok tylko z jednej strony, czy też naprzemian raz z jednej strony a następnie z drugiej strony, na:

a) maszyny parowe jednostronnie działające, przy których para pracuje tylko z jednej strony tłoka, a druga strona tłoka ma stałe połączenie z atmosferą (ten rodzaj maszyn jest prawie nie używany);

b) maszyny parowe obustronnie działające, przy których para działa na tłok naprzemian, raz z jednej, raz z drugiej strony. Podczas gdy para z jednej strony tłoka dopływa, względnie ekspanduje, równocześnie z drugiej strony wypływa, względnie zostaje ściskana (jest to powszechny i normalny rodzaj maszyny parowej).

2. Zależnie od trwania dopływu pary do cylindra na:

a) maszyny bez ekspansji, przy których para dopływa do cylindra prawie przez cały okres suwu tłoka, tak że ekspansji pary niema, względnie jest znikomo małą, a z chwilą otwarcia się kanału wylotowego para uchodzi nazewnątrz o pełnem swem ciśnieniu (a więc i o wysokiej temperaturze). Ze względu na wielkie zużycie pary maszyny tego rodzaju są niekonomiczne i stosowane tylko przy małych i tanich urządzeniach;

b) maszyny z ekspansją, przy których para dopływa do cylindra tylko przez pewien okres suwu tłoka, poczem dopływ pary zostaje zamknięty, a para podczas dalszego suwu tłoka ekspanduje tak, że z końcem suwu tłoka ciśnienie jej i temperatura są już małe.

3. Zależnie od tego czy parę, która wykonała swą pracę, wypuszczamy z cylindra w powietrze, czy też do kondensatora, na:

a) maszyny z wydmuchem — para z cylindra wychodzi w atmosferę — stosowane przy maszynach przewoźnych, lokomobilach, lokomotywach, względnie mniejszych instalacjach;

b) maszyny z kondensacją, przy których para wylotowa uchodzi do zamkniętego naczynia — kondensatora, gdzie przez oziębienie skrapla się, a więc traci swe ciśnienie i temperatura jej znacznie maleje.

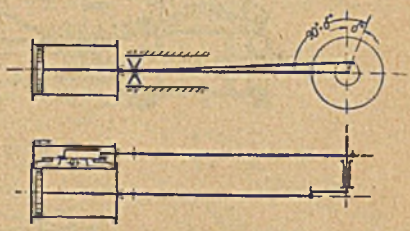


Fig. 125.

4. Ze względu na ustawienie osi cylindrów na:

a) maszyny leżące, przy których oś cylindra jest pozioma, jest to najczęściej stosowany układ, mający zalety łatwego dostępu do wszystkich części i wygodniejszej obsługi, wymagający jednak więcej miejsca w rzucie poziomym;

b) maszyny stojące, przy których oś cylindra (lub cylindrów) jest pionową, a które są wprawdzie mniej dostępne, lecz potrzebują znacznie mniej miejsca (np. maszyny okrętowe).

5. Ze względu na ilość cylindrów na:

a) maszyny jednocylindrowe (schemat fig. 125 i 125 *a*);

b) maszyny wielocylindrowe. Te ostatnie podzielić można na

c) maszyny bliźniacze (schemat fig. 126), przy których dwie lub trzy identyczne maszyny pracują na wspólny wał korbowy, przyczem korby wału ustawione są względem siebie pod kątem 90°, 120° lub 180°;

d) maszyny sprzężone o dwukrotnej (schemat fig. 127 i 128) lub trzykrotnej ekspansji, przy których para dopływa tylko do pierwszego cylindra (tak zwanego cylindra wysokiego ciśnienia), w którym ekspanduje, tylko częściowo, a następnie z tego cylindra dopływa do następnego, gdzie w dalszym ciągu ekspanduje. Aby praca każdego cylindra była mniej więcej równa, średnice cylindrów są coraz większe. Cylindry nazywają się kolejno: cylinder wysokiego ciśnienia (najmniejszy), średniego i niskiego ciśnienia (największy). Ponieważ korby ustawione są z reguły pod kątem 90° i para nie może bezpośrednio przepływać z jednego cylindra do drugiego, lecz

musi przeczekać przez czas odpowiadający połowie skoku tłoka, przeto między poszczególnemi cylindrami znajduje się odpowiedni zbiornik dla chwilowego pomieszczenia pary, zwany odbieraczem (także receiver).

6. Ze względu na organa służące do otwierania i zamykania kanałów wlotowych lub wylotowych na:

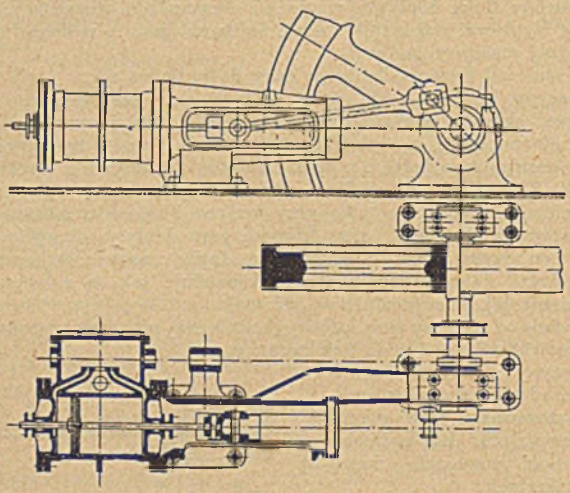


Fig. 125 *a*.

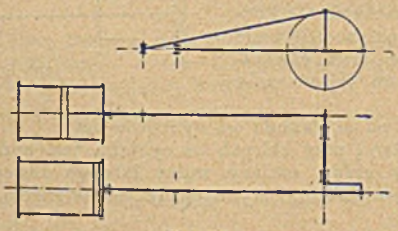


Fig. 126.

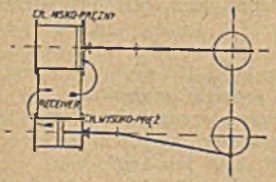


Fig. 127.

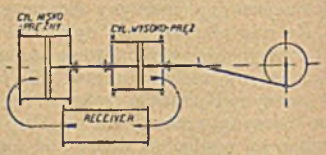


Fig. 128.

a) maszyny suwakowe — przeważnie maszyny mniejsze, lub szybkoobrotowe;

b) maszyny wentylowe — przeważnie maszyny większe, droższe, ekonomiczniejsze i wolnoobrotowe.

7. Ze względu na sposób i stałość ustawienia maszyny na:

a) maszyny na stałe ustawione na odpowiednich fundamentach;

b) maszyny przewoźne (lokomotywy, lokomobile), najczęściej stanowiące jedną całość z kotłem.

Przeciętne zużycie pary (w kilogramach) na jednego konia i godzinę wynosi przy:

maszynie parowej	jednocylindrowej	bez ekspansji	ponad 20 *kg*
„	„	z ekspansją bez kondensacji	ok. 12—13 *kg*
„	„	„ „ „ i kondensacją .	„ 10—11 *kg*
„	„	dwucylindr. sprzężonej bez kondensacji .	„ 8— 9 *kg*
„	„	„ „ z kondensacją . .	„ 6— 7 *kg*
„	„	trzycylindrowej „ „ „ . .	„ 5— 6 *kg*

Działanie maszyny parowej.

Działanie pary w cylindrze maszyny najlepiej uzmysławia wykres (fig. 129) zrobiony bądźto teoretycznie, bądź też zdjęty na istniejącej maszynie zapomocą indykatora czyli t. zw. wykres (lub diagram) indykatora. Na osi odciętych odmierzona jest w skali objętość cylindra, zamknięta ścianami cylindra i każdoczesnem położeniem tłoka (wzgl. proporcjonalne do tej objętości położenie tłoka skok-tłoka *S*). Przestrzeń S_0 oznacza przestrzeń zawartą między ścianami cylindra a skrajnem położeniem tłoka, czyli t. zw. przestrzeń szkodliwą. Na osi rzędnych odmierzone są w skali ciśnienia, panujące wewnątrz cylindra.

Para o ciśnieniu p (niższem od ciśnienia panującego w kotle z powodu strat w rurociągu oraz strat wskutek dławienia pary) wchodzi do cylindra nieco przed dojściem tłoka do jego skrajnego położenia (przedwczesne napełnienie). Pod wpływem ciśnienia pary tłok posuwa się, a para dopływa w dalszym ciągu, do chwili, gdy kanał wlotowy zostanie zamknięty. Okres ten nazywa się okresem admisji, a obrazem tego jest na wykresie linja *a*—*b*. Stosunek długości tej linji do skoku *S* oznacza napełnienie. W punkcie *b* kanał wlotowy zostaje zamknięty, a para rozprężająca się (gdyż tłok dalej się porusza a więc objętość rośnie) traci na ciśnieniu. Przebieg ten odbywa się (pomijając oddziaływanie ścian cylindra) bez doprowadzania lub odprowadzania ciepła, czyli adiabatycznie, a równanie tej krzywej jest dla pary nasyconej $p \cdot v =$ constans, dla pary przegrzanej $p \cdot v^k =$ constans, — przyczem k zależnie od stanu przegrzania jest 1,20—1,26.

Fig. 129.

Nieco przed dojściem tłoka do drugiego swego skrajnego położenia otwiera się kanał wylotowy, a para mająca już ciśnienie p_e znacznie mniejsze (a więc i temperaturę niższą) zaczyna wypływać bądźto w atmosferę, bądź też do kondensatora. (Na wykresie linja *c*—*d*.)

Od punktu *d* do punktu *e* tłok, robiąc ruch powrotny, wypycha parę. W punkcie *e* zamyka się kanał wylotowy, a tłok posuwając się dalej, ściska pozostałą parę, wskutek czego prężność jej wzrasta do p_k (adiabatycznie), by wreszcie w punkcie *f* otworzył się kanał dolotowy i świeża para wpłynęła do cylindra. Cykl powtarza się. Opisany przebieg, którego obrazem jest wykres oznaczony linjami pełnemi, odbywa się po jednej stronie tłoka, po stronie t. zw. odkorbowej. Równocześnie po drugiej stronie — ku korbowej — odbywa się przebieg analogiczny, lecz przesunięty o 180°. (Wykres będzie odwrócony.) Ze względu na pewien potrzebny czas na otwieranie i zamykanie kanałów dolotowych i wylotowych, a co za tem idzie dławienie pary, jako też wskutek oddziaływania ścian cylindra na

parę, wykres w punktach *b*, *c*, *d* otrzymuje zaokrąglenia, a linje wykresu rzeczywistego odchylenia od wykresu teoretycznego.

Powierzchnia wykresu *a—b—c—d—e—f* przedstawia w skali pracę wykonaną podczas jednego suwu tłoka. Praca ta przenosi się z tłoka przez trzon tłokowy, wodzik, łącznik, czop korbowy, korbę na wał maszyny, na którym osadzone jest koło zamachowe (schemat fig. 125 i 125*a*).

Fig. 130 przedstawia podobny wykres, lecz dla maszyny z kondensacją. Widoczny jest wpływ kondensatora na wielkość wykresu, czyli na pracę.

Fig. 131 przedstawia wykres dla maszyny dwucylindrowej o dwukrotnej ekspansji. (Rankinizowanie wykresów.)

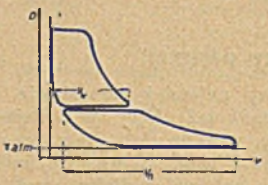


Fig. 130.

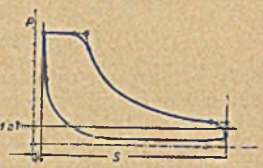


Fig. 131.

Mając wykres (teoretyczny lub rzeczywisty indykatora), można przez splanimetrowanie go i zamianę na prostokąt o podstawie równej S otrzymać średnie ciśnienie pary czyli ciśnienie indykowane, wzgl. można podzielić wykres na szereg pasków, które będą w przybliżeniu trapezami, i w ten sposób obliczyć powierzchnię, a stąd średnie ciśnienie indykowane.

Obliczenie mocy maszyny parowej.

Moc maszyny parowej oblicza się ze wzoru:

$$N_i = \frac{F' \cdot p_i \cdot 2 \cdot s \cdot n}{75 \cdot 60},$$

wzgl. ponieważ $\frac{2 \cdot s\,n}{60} = c$ (średnia chyżość tłoka)

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot c}{75},$$

przyczem:

N_i = moc indykowana w koniach mechanicznych;

F' = powierzchnia tłoka w cm^2 (po odjęciu przekroju trzona tłokowego);

p_i = średnie ciśnienie indykowane;

s = skok tłoka w metrach;

n = ilość obrotów na minutę;

c = średnia chyżość tłoka.

Dla wypośrodkowania c przyjmuje się, że $c \cdot n = \frac{s\,n^2}{30}$ przy maszynach stałych na fundamentach waha się w granicach 200—400, dla maszyn bardzo wielkich $c \cdot n = 180$ do 200, przy lokomotywach nawet $c \cdot n =$ = do 1200.

Jeżeli powierzchnię tłoka mierzyć się będzie w m^2 (a nie w cm^2), w takim razie pierwszy wzór zmieni się następująco:

$$N_i = \frac{10000}{75} \cdot p_i \cdot F' \cdot \frac{s \cdot n}{30},$$

wzgl.

$$N_i' = \frac{10000}{75} \cdot p_i F' \cdot c.$$

Moc indykowaną, jaką daje jeden metr kubiczny objętości skokowej, otrzyma się (w tym wypadku $F' \cdot s = 1$)

$$N_{io}' = \frac{10000}{30.75} \cdot p_i \cdot n, \text{ albo } N_{io}' = \frac{N_i'}{F' \cdot s}$$

i ma zwykle wartość 800 do 1000 KM/m^3.

Przy maszynach wielocylindrowych o wielokrotnej ekspansji praca wykonana przez parę we wszystkich cylindrach jest teoretycznie — pominąwszy wpływ miejsc szkodliwych — tak wielka, jakgdyby ta sama ilość pary pracowała tylko w cylindrze niskiego ciśnienia (czyli ostatnim). Zaleta maszyn wielocylindrowych o wielokrotnej ekspansji polega głównie na mniej szkodliwem oddziaływaniu ścian cylindra.

VI. Silniki spalinowe.

Napisał

inż. Władysław Rubczyński

Lwów.

Z uwagi na zasadniczą budowę i sposób działania mechanicznego dzielą się silniki spalinowe na dwie podstawowe grupy: 1. silniki spalinowe tłokowe, 2. silniki spalinowe rotacyjne (turbiny spalinowe).

Niniejszy rozdział obejmie tylko silniki spalinowe tłokowe, gdyż turbin spalinowych, będących w stadjum rozwoju, nie spotyka się w praktyce, objętej zakresem tej książki.

Silniki spalinowe tłokowe.

Grupa ta (1.) obejmuje dwa zasadnicze typy silników spalinowych tłokowych. Typy te różnią się między sobą sposobem doprowadzania i samego spalania materjału pędnego, czyli paliwa.

Typ 1. obejmuje silniki spalinowe wybuchowe; typ 2. obejmuje silniki spalinowe wstrzykowe.

Silniki spalinowe (tłokowe) mogą działać na zasadzie 4-taktu lub 2-taktu. To znaczy, że całkowity cykl może się odbyć podczas 4 skoków tłoka (2 obroty wału korbowego), i takie silniki noszą nazwę czterotaktowych, lub podczas 2 skoków tłoka (jeden obrót wału korbowego) i wtedy nazywamy je dwutaktowemi.

Np. mówi się: „silnik wstrzykowy czterotaktowy“ w odróżnieniu od „silnika wstrzykowego dwutaktowego“.

Wykres pracy silnika spalinowego wybuchowego 4-taktowego (fig. 132 i 133). Na osi rzędnych oznacza się skalę ciśnień w kg/cm^2, zaś na osi odciętych S_0 (przestrzeń kompresyjna) w %% skoku tłoka i skok tłoka S.

Skalę ciśnień przyjmuje się następująco: dla silników wybuchowych 1 $kg/cm^2 = 6—8$ mm, dla silników wstrzykowych 1 $kg/cm^2 = 4—5$ mm. Natomiast skok S przyjmuje się na wykresie $S = 100$ mm dla każdego silnika.

W czasie pierwszego skoku (I) od p. A do B tłok ssie do cylindra mieszankę, przy ciśnieniu niższem od 1 kg/cm^2. W p. B zamyka się zawór ssący i podczas drugiego skoku (II) tłok komprymuje nassaną mieszankę do ciśnienia p_k (4—6 kg/cm^2). Na początku trzeciego suwu (skoku) (III) tłoka iskra elektryczna zapala skomprymowaną mieszankę, która spala się wybuchowo (teoretycznie w nieskończenie krótkim czasie, a zatem w stałej

objętości), osiągając maksymalne ciśnienie p_z (20—25 kg/cm^2), poczem spaliny rozprężają się, a ciśnienie spada po linji ekspansji aż do p. *B*. Tuż przed końcem trzeciego suwu otwiera się zawór wylotowy i w czasie czwartego skoku (IV) od p. *B* do *A* tłok usuwa spaliny z cylindra przy ciśnieniu nieco wyższem od 1 kg/cm^2.

Z powyższego widać, że w silnikach czterotaktowych tylko trzeci suw tłoka daje pracę efektywną, natomiast suwy 1-szy, 2 i 4 odbywają się kosztem energji koła rozpędowego.

Jako materjału pędnego używa się gazu ziemnego, gazu z wysokich pieców, benzyny, spirytusu i innych, wskutek czego nazywa się te silniki w mowie potocznej: silnikami czterotaktowemi gazowemi, benzynowemi, spirytusowemi itp.

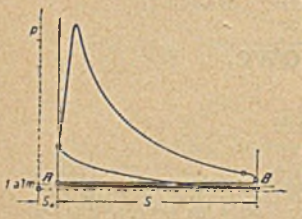


Fig. 132.

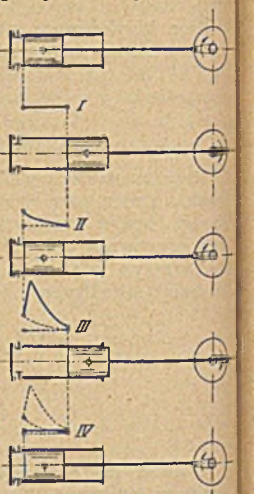


Fig. 133.

Wykres pracy silnika spalinowego wstrzykowego 4-taktowego (fig. 134). W czasie pierwszego suwu, od p. *A* do *B* tłok ssie czyste powietrze do cylindra, przy ciśnieniu niższem od 1 kg/cm^2. W p. *B* zamyka się zawór ssący i w czasie drugiego suwu tłok komprymuje nassane powietrze do ciśnienia p_k (około 33 kg/cm^2). Wskutek kompresji powietrze zawarte w cylindrze ogrzewa się, a przy ciśnieniu p_k osiąga temperaturę bardzo wysoką.

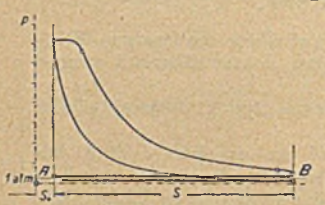


Fig. 134.

Przy końcu skoku drugiego wstrzykuje się (rozpyla się) do tego gorącego skomprymowanego powietrza ropę, która zapala się samoczynnie (bez pomocy iskry elektrycznej) i spala się w pierwszej części 3-go suwu (teoretycznie przy stałem ciśnieniu), następnie spaliny rozprężają się, ciśnienie spada po linji ekspansji do p. *B*. Tuż przed końcem 3-go suwu otwiera się zawór wylotowy i w czasie suwu 4-go, od p. *B* do *A*, tłok usuwa spaliny z cylindra, przy ciśnieniu nieco wyższem od jednej atmosfery (kg/cm^2).

Jako materjału pędnego używa się ropy, i stąd pochodzi nazwa: silniki czterotaktowe ropne, a także od nazwiska ich konstruktora nazywa się je silnikami 4-taktowemi Diesla.

Paliwo może być w dwojaki sposób wstrzykiwane do cylindra. 1. Do zaworu wstrzykowego doprowadza się powietrze ściśnione do około 80 kg/cm^2, i to powietrze rozpyla przez dyszę paliwo w cylindrze. Taki silnik musi posiadać kompresor dla wytwarzania ściśnionego powietrza, i stąd pochodzi nazwa: silnik Diesla 4-taktowy z kompresorem. — 2. Pompka paliwowa sama wytwarza wysokie ciśnienie, około 200 kg/cm^2, i wstrzykuje paliwo przez dyszę do cylindra, bez pomocy ściśnionego powietrza. Dysza jest tak skonstruowana, że paliwo rozpyla się na bardzo drobne cząsteczki. W tym wypadku kompresor do wytwarzania ściśnionego powietrza wstrzykowego jest

zbędny, a silniki takie zwie się: silniki Diesla 4-taktowe bez kompresora. Wykres pracy takiego silnika bez kompresora jest nieco odmienny od wykresu silnika z kompresorem. Odmiana ta dotyczy górnej części wykresu i przypomina w górnej partji wykres silnika wybuchowego.

Sposób działania silnika spalinowego ropnego 2-taktowego. Fig. 135 przedstawia silnik spalinowy, ropny, dwutaktowy (leżący).

W czasie suwu 1-go (tłok idzie) tłok wyrzuca resztę mieszaniny spalin i powietrza. W pewnym momencie zakrywa otwory wlotowe A a następnie wylotowe B, wykonane tak pierwsze jak i drugie w ścianie cylindra, i od chwili całkowitego zamknięcia otworów wylotowych zaczyna komprymować powietrze zawarte w cylindrze do ciśnienia p_k.

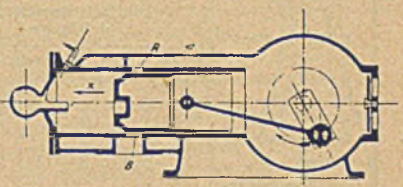


Fig. 135.

Przy końcu suwu paliwo zapala się samoczynnie z powodu wysokiej temperatury skomprymowanego powietrza i spala się w pierwszej części 2-go suwu (teoretycznie przy stałem ciśnieniu), następnie spaliny rozprężają się i ciśnienie spada po linji eskpansji, — tłok wykonuje pracę efektywną. W pewnym momencie tłok odsłania kanały (otwory) wylotowe i spaliny uchodzą z cylindra. W chwilę później tłok odsłania otwory wlotowe (krótsze od wylotowych) i przez nie wchodzi do cylindra ściśnione powietrze z przestrzeni korbowej, nassane do niej w czasie suwu 1-go, i ściśnione w pierwszej części suwu 2-go, — powietrze to wyrzuca spaliny (przepłókuje cylinder) i napełnia wnętrze cylindra.

W silnikach 2-taktowych pracę efektywną daje suw 2-gi, natomiast suw 1-szy odbywa się kosztem energji koła rozpędowego silnika.

Obliczenie mocy silnika spalinowego 4-taktowego i 2-taktowego. Moc efektywną mierzy się na kole rozpędowem silnika. Ponieważ do przeniesienia mocy z cylindra — za pośrednictwem układu korbowego, na koło rozpędowe — zużywa się część tejże mocy na pokonanie tarcia, zatem moc efektywna N_e będzie zawsze mniejsza niż moc indykowana N_i, mierzona w cylindrze na podstawie wykresu pracy silnika. Stratę tę uwzględnia spółczynnik η (sprawność mechaniczna).

Wobec powyższego:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta}.$$

Wzór na moc efektywną silnika 4-taktowego:

$$N_e = \frac{F \,.\, 2 \,.\, S \,.\, p_i \,.\, n \,.\, i}{75 \,.\, 60 \,.\, 4} \,.\, \eta \text{ KM (koni mechanicznych).}$$

Wzór na moc efektywną silnika 2-taktowego:

$$N_e = \frac{F \,.\, 2 \,.\, S \,.\, p_i \,.\, n \,.\, i}{75 \,.\, 60 \,.\, 2} \,.\, \eta \text{ KM.}$$

Oznaczenia:

F = przekrój cylindra w cm^2.

S = skok tłoka w m.

p_i = średnie ciśnienie indykowane w kg/cm^2.

n = ilość obrotów silnika w minucie.

i = ilość cylindrów.

η = 0,8—0,9 sprawność mechaniczna.

Średnie wartości ciśnień p_i, p_k, p_z.

p_i średnie ciśnienie indykowane w kg/cm^2, p_k ciśnienie przy końcu kompresji w kg/cm^2, p_z najwyższe ciśnienie w okresie spalania w kg/cm^2.

Rodzaj paliwa	Silniki jednostronnie działające			Silniki obustronnie działające		
	p_i	p_k	p_z	p_i	p_k	p_z
Gaz świetlny .	4,5—5,8	6—8	20—25	—	—	—
Gaz generatorowy . . .	4—5,3	9—11	20—25	4,8—5,3	10—12	25
Gaz wielkopiecowy . . .	—	—	—	4,8—5,3	12—14	25
Gaz koksowniany . . .	—	—	—	4,8—5,3	8,5—7	25—28
Benzyna,benzol	4,5—5,5	4—6	20—25	—	—	—
Nafta	3,5—4	3—4	20	—	—	—
Spirytus nieoczyszczony	3,5—4,5	9—12	20	—	—	—
Silnik Diesla .	6,5—7,5	32—35	35	6,5—7,5	32—35	35

Średnie wartości zużycia paliwa w m^3 względnie w kg na 1 KM_e godzinę dla poszczególnych rodzajów paliwa:

Rodzaj paliwa	Zużycie w m^3	Zużycie w kg
Gaz świetlny	0,470—0,620	—
Gaz generatorowy z koksu . . .	2,250—2,950	—
Gaz wielkopiecowy	2,600—2,930	—
Gaz koksowniany	0,580—0,660	—
Benzyna	—	0,290—0,350
Benzol	—	0,265—0,320
Nafta	—	0,360—0,400
Spirytus nieczyszczony	—	0,440—0,500
Ropa naftowa		0,180—0,220

Konstrukcja silników spalinowych.

Silniki spalinowe buduje się jako silniki stojące lub leżące. Silnik stojący przedstawia między innemi i tę zaletę, że zajmuje mniejszą powierzchnię rzutu poziomego ubikacji, w której jest zamontowany, niż silnik leżący identycznej mocy.

Fig. 136 przedstawia silnik spalinowy 4-taktowy wstrzykowy, stojący. Silniki tego typu buduje się jedno- lub wielocylindrowe. Powodem, dla którego silnik ma być wykonany jako jedno- lub wielocylindrowy, jest oprócz względów konstrukcyjnych także żądana jednostajność ruchu. Silniki jednocylindrowe buduje się tylko do pewnej granicy mocy. Jeżeli jednak

potrzebny nam jest silnik dający moc poniżej tej granicy, ale równocześnie wymagana jest odpowiednia jednostajność ruchu, zatem stosujemy silnik wielocylindrowy. Np. silnik 6-cylindrowy daje o wiele większą równomierność ruchu, niż silnik 2-cylindrowy dla tej samej mocy. Fakt ten tłumaczy się sam przez się, gdy np. przyjrzeć się wykresowi pracy silnika spalinowego 4-taktowego, gdzie tylko trzeci takt daje pracę efektywną, i gdy uzmysłowić sobie, że w silniku 2-cylindrowym takie dwa cykle odbywają się obok siebie — a w silniku 6-cylindrowym 6 takich cykli odbywa się obok siebie i zachodzi na siebie —, w obu wypadkach w ciągu trwania 2 obrotów koła rozpędowego.

Fig. 136.

Fig. 137 przedstawia układy korbowe dla silników: dwu-, trzy-, cztery-, pięcio-, sześcio- i ośmiocylindrowych.

Wielkiej równomierności ruchu wymaga się od silnika spalinowego, gdy napędza on generator prądu zmiennego, mniejszej równomierności potrzeba dla napędu papierni, przędzalni, warstatów itp.

O tem, czy silnik ma być wykonany jako jednostronnie czy obustronnie działający, decyduje wymagana wielkość silnika, z tem się też łączy jego waga a zatem i cena. Silniki obustronnie działające buduje się dla mocy dużych, przeważnie ponad 800 KM. Zatem, gdybyśmy skonstruowali dla tej np. mocy silnik jednostronnie działający, to zająłby on około 40% więcej miejsca i koszt jego wzrósłby znacznie w stosunku do silnika obustronnie działającego o identycznej mocy.

Szczegóły konstrukcyjne. Zasadniczą częścią składową każdego silnika spalinowego jest cylinder. Każdy cylinder musi być chłodzony, t. zn. że trzeba odprowadzić nadmiar ciepła i nie dopuścić do zbytniego i szkodliwego nagrzania cylindra. Ogólnie stosowanem jest chłodzenie wodne, a w niektórych wypadkach powietrzne.

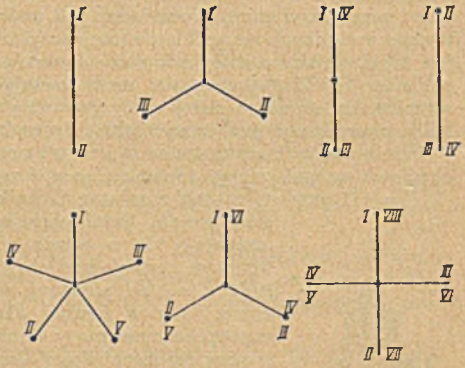


Fig. 137.

Dla chłodzenia wodnego stosowany jest płaszcz, odlany przeważnie razem z cylindrem w pewnej odległości od jego ścianek i w przestrzeni tej, zwanej „przestrzenią wodną“, cyrkuluje woda, odbierając nadmiar ciepła ściankom cylindra.

Dla chłodzenia powietrznego odlane są na zewnętrznej ścianie cylindra żebra, których celem jest powiększenie powierzchni styku ścian cylindra z otaczającem powietrzem, a tem samem możliwie intensywne promieniowanie.

Wewnątrz cylindra porusza się tłok (fig. 138), który posiada na sobie pierścienie sprężyste (fig. 139 *a*) (fig. 139 *b* przedstawia dwa sposoby rozcięcia pierścienia), — których celem jest uszczelnienie przestrzeni między tłokiem i cylindrem. Dopasowanie samego tłoka, tak żeby przylegał szczelnie do cylindra, jest niemożliwe, gdyż wskutek nagrzania tłok wtarłby się w ściany cylindra i ruch byłby uniemożliwiony.

Praca z tłoka przenosi się przy pomocy korbowodu (łącznika) na wał korbowy.

Denko cylindra stanowi głowica, która przymocowana jest do cylindra śrubami. W głowicy umieszczone są zawory w ilości zależnej od rodzaju silnika. Fig. 140 przedstawia zawór (wentyl) ssący wzgl. wylotowy silnika Diesla. W głowicy 4-taktowego silnika Diesla wmontowany jest: zawór ssący, wylotowy, paliwowy i rozruchowy.

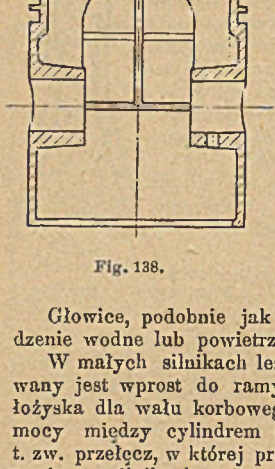


Fig. 138.

W głowicy silnika wybuchowego: zawór ssący, wylotowy, świeca elektryczna i ewentualnie zawór rozruchowy.

W głowicy silnika dwutaktowego ropnego: tylko zawór paliwowy i ewentualnie rozruchowy.

Głowice, podobnie jak cylindry, posiadają chłodzenie wodne lub powietrzne.

W małych silnikach leżących cylinder przyśrubowany jest wprost do ramy, w której wbudowane są łożyska dla wału korbowego, zaś w silnikach o dużej mocy między cylindrem a ramą wmontowana jest t. zw. przelęcz, w której prowadzony jest wodzik. Natomiast w silnikach stojących do ramy przyśrubowany jest t. zw. stojak, na którym dopiero zamontowany jest cylinder. Silniki stojące małej mocy buduje się bez wodzika, zaś silniki o dużej mocy posiadają wodzik, który prowadzony jest w specjalnej prowadnicy, umieszczonej w stojaku.

Fig. 139.

Silniki spalinowe zaopatrzone są w regulatory, czyli przyrządy, które regulują chwilowe wahania mocy, dopuszczając większy lub mniejszy dopływ paliwa.

Fig. 141 przedstawia taki regulator. Ciężarki *A* przy pewnej ilości obrotów *n* utrzymują się w czasie wirowania w pewnej określonej odległości od osi pionowej regulatora. Gdy w pewnej chwili zapotrzebowanie mocy zmaleje, to przy tej samej ilości doprowadzanego paliwa ilość obrotów *n* wzrośnie. Wzrośnie zatem siła odśrodkowa, działająca na ciężarki, i one odchylą się bardziej nazewnątrz. Wtedy ciężarki przy pomocy układu dźwigni *B* pociągną ku górze mufę *C*. Mufa odchyli o pewien kąt ku górze dźwignię *D*, mającą stały punkt obrotu w *E*. Koniec dźwigni *D*, oznaczony na figurze *G*, odchyli się tem samem też ku górze, a mając połączenie z pompką paliwową, przymknie dopływ paliwa. Na skutek tego ilość obrotów zmaleje do pierwotnego *n*, ciężarki będą wirowały w pierwotnej odległości od osi pionowej, czyli nastąpi równowaga. — Jeżeli natomiast ilość obrotów *n* będzie spadała wskutek chwilowego zwiększenia zapotrzebowania mocy, nastąpi przebieg regulacji odwrotny, niż wyżej opisany.

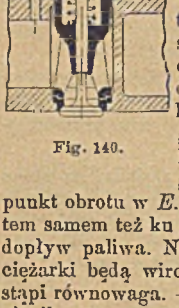


Fig. 140.

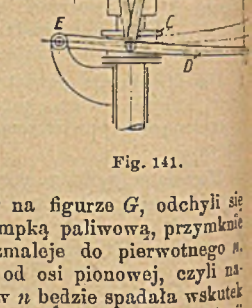


Fig. 141.

Smarowanie. Każdy silnik spalinowy posiada własne samoczynne urządzenie do smarowania. Ogólnie używane jest dzisiaj „smarowanie pod ciśnieniem".

Specjalna pompa oliwna tłoczy smar do t. zw. rozdzielnika, skąd osobnemi rurkami jest smar doprowadzany do tych wszystkich miejsc, które wymagają smarowania.

Smarowane muszą być wszystkie łożyska, przeguby i wogóle powierzchnie, które trą wzajem o siebie.

Dobra cyrkulacja smaru chłodzi też części trące, a rozpościerając między dwie powierzchnie warstewkę smaru, nie pozwala na ich bezpośrednie zetknięcie się, a zatem zbytnie zagrzanie się i zatarcie.

VII. Podnośniki.

Napisał

inż. Wacław Suchowiak

profesor politechniki, Warszawa.

Podnośniki należą do maszyn roboczych, tj. maszyn, zamieniających doprowadzony z zewnątrz skutek (mięśni, silnika parowego, spalinowego, wybuchowego, elektrycznego itd.) w skutek użyteczny, w postaci podnoszenia ciężarów, oraz często również przenoszenia ich na niewielkie odległości. Podnośniki są więc przetwornicami skutku.

Podnośniki napędzane ręcznie — często stosowane, — lecz opłacają się zwykle jedynie wówczas, gdy czas podnoszenia nie dłuższy, niż ok. 15 minut na dobę.

Napęd elektryczny najbardziej rozpowszechniony, lecz możliwy jedynie, gdy do dyspozycji sieć prądu stałego lub zmiennego (trójfazowego). Łatwość dzielenia jednostek napędu i doprowadzania prądu umożliwia zastosowanie w systemach złożonych z układów względem siebie ruchomych (suwnice, żórawie obrotowe itd.).

Napęd parowy odpowiedni, gdy niema w pobliżu sieci prądu elektrycznego, a wymagana duża przeciążalność (np. wciągarki na statkach, żórawie obrotowe, żórawie na pontonach).

Napęd silnikami spalinowemi lub wybuchowemi, gdy nie wymagana znaczna przeciążalność i gdy zachodzą dłuższe przerwy w ruchu oraz konieczność prędkiego uruchamiania podnośnika (żórawie obrotowe, wyciągi budowlane).

Napęd wodą sprężoną korzystny przy dźwignikach o dużym udźwigu, oraz w wypadkach większej ilości żórawi i wyciągów (np. portowych), lecz tu często nieodpowiedni dla niebezpieczeństwa zamarzania; obecnie przeważnie zastąpiony napędem elektrycznym.

Podnośniki mogą działać bezpośrednio na ciężar, podnosząc go z dołu (dźwigarki) lub pośrednio (wciągarki) z góry za pośrednictwem cięgna (liny, łańcucha), nawijanego na walcową część obrotową (bęben, krążek).

Każda dźwigarka i wciągarka musi posiadać urządzenia umożliwiające zatrzymanie podniesionego ciężaru i opuszczanie go w sposób bezpieczny. Najprostsze są pod tym względem podnośniki same w sobie samohamowne (śruby, ślimaki), lecz ich spółczynnik sprawności mały. Jeżeli podnośnik nie samohamowny, konieczne zastosowanie hamulców, ewentualnie w połączeniu z kołami zapadkowemi i zapadkami.

Urządzeniami, których celem jest nietylko podnoszenie ciężaru, lecz także przesuwanie go przed opuszczeniem, są: suwnice i żórawie wszelkiego rodzaju.

a) Części podnośników.

Cięgna. *a*) Liny konopne — używane tylko przy napędach ręcznych i do celów podrzędnych (wielokrążki budowlane)

$$S = \frac{\pi d^2}{4} . K_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

w czem: S = siła rozciągająca, d = średnica liny, K_r = 80 do 100 *kg/cm²*.

b) Liny druciane. (Fig. 142.) Przekrój liny o średnicy d składa się z kilku (zwykle sześciu) skrętek o średnicy d', z których każda złożona jest z drutów o średnicy δ. Liny współzwite (kierunek skręcenia drutów

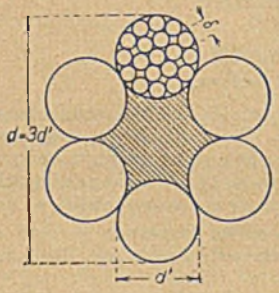


Fig. 142.

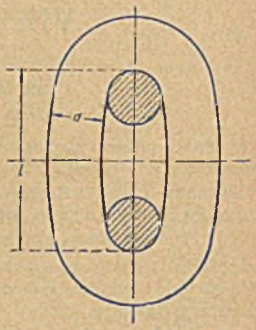


Fig. 143.

i skrętek identyczny) trwalsze od przeciwzwitych (kierunek skręcenia drutów odwrotny do kierunku skręcenia skrętek), lecz mają tendencję odkręcania się. Jeżeli D = średnica bębna, E = moduł sprężystości, K_{zr} = naprężenie zrywające, S = siła napinająca linę, B = siła zrywająca linę, i = ilość drutów w linie, n = spółczynnik bezpieczeństwa w stanie prostym, m = spółczynnik bezpieczeństwa w stanie zgiętym, wówczas:

$$S . n = 0{,}9\, B \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$\sigma_r = \frac{S}{i . \pi \frac{\delta^2}{4}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

$$\sigma_g = E \frac{\delta}{D} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

$$\sigma_{max} = \frac{S}{i . \pi \frac{\delta^2}{4}} + E \frac{\delta}{D} = \frac{K_{zr}}{m} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

oraz:

$$D = \frac{E . \delta . m . n}{K_{zr} (n - m)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

Zwykłe wartości: E = 2,200.000 *kg/cm²*, $\frac{D}{\delta}$ = 500 do 1000, n = 7 do 10, $m \geqq 3$, K = 14000 *kg/cm²* do 18000 *kg/cm²*.

c) Łańcuchy. (Fig. 143.) Ogniwa: krótkie (angielskie, $\frac{l}{d} = 2{,}6$), lub rzadziej: długie (niemieckie, $\frac{l}{d} = 3{,}5$).

$$S = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} K_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

w czem: $\begin{cases} K_r = 600\ kg/cm^2 \text{ ruch ręczny,} \\ K_r = 450\ kg/cm^2 \text{ ruch maszynowy.} \end{cases}$

Jeżeli długości l ogniw są dokładnie sprawdzone, łańcuchy kalibrowane.

$$K_r = 450\ kg/cm^2.$$

d) Łańcuchy Galla (Fig. 144 *a*, *b*, *c*, *d*) składają się z płytek stalowych o grubości s, nanizanych w odstępach t na końce o średnicy δ_j sworz-

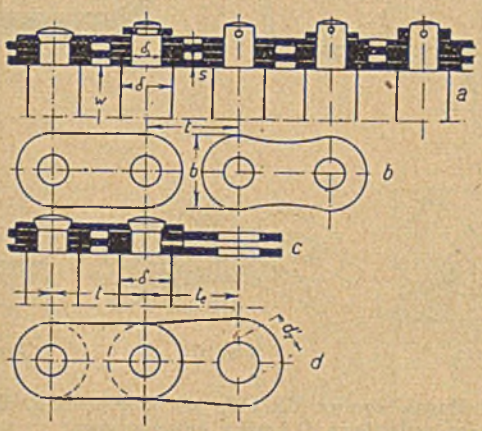


Fig. 144.

ni o średnicy δ. Płytki końcowe dłuższe (t_e). Jeżeli ilość płytek w jednym przekroju $= i$, szerokość $= b$, wówczas:

$$S = i \cdot (b - \delta_j) \cdot K_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

$$S = i \cdot \delta_j \cdot s \cdot K \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

$$K = 800 \text{ do } 1000\ kg/cm^2.$$

Bębny i krążki. *a*) Bębny linowe. (Fig. 145.) Najczęstsze wykonanie bębnów złączonych z kołem napędzającem, obracających się około stałej osi, która nie przenosi momentów kręcących.

Czynna długość bębna, jeżeli $H =$ długość liny nawijanej:

$$L = \left(\frac{H}{\pi D} + (2 \div 3)\right) s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

Zamocowanie liny zapomocą klinów lub wkładek dociskanych śrubami. Lina spoczywa w rowku śrubowym, którego skok równy: $d + 2$ do $3\ mm$.

b) Bębny łańcuchowe. Ukształtowanie podobne, jak przy bębnach linowych, lecz rowek według fig. 146. Zamocowanie końca łańcucha według fig. 147 i 148.

c) Krążki gniazdkowe napędzające dla łańcuchów kalibrowanych według fig. 149 z bocznemi występami (zębami) obejmującemi

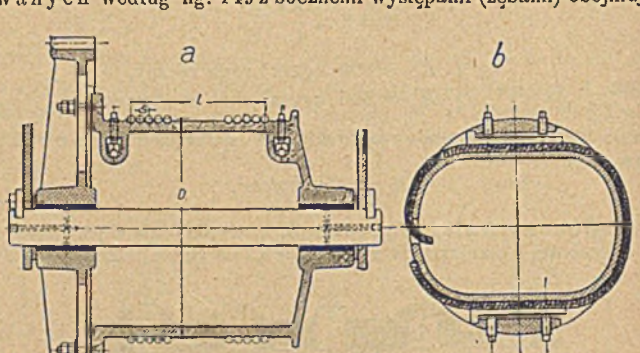


Fig. 145.

Fig. 146.

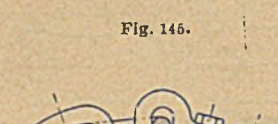


Fig. 147.

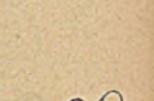


Fig. 148.

ogniwa. Jeżeli długość ogniwa (fig. 143) jest l, średnica d, ilość zębów i, wówczas średnica podziałowa D krążka gniazdkowego:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90}{i}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90}{i}}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots (11)$$

Średnica D krążka łańcucha Galla wynosi:

$$D = \frac{t}{\sin\frac{180}{i}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (12)$$

w czem: t = odstęp osi sworzni łańcucha, i = ilość zębów krążka.

Przyrządy chwytające. *a*) Haki. Ukształtowanie właściwego haka według fig. 150. Do podnoszenia dużych ciężarów ($> 10\,t$) haki podwójne.

$$\sigma = \left(P + \frac{M}{r}\right)\frac{1}{F} + \frac{M \cdot y}{k F'(r+y)} \quad \ldots\ldots\ldots (13)$$

w czem: $\pm M = P\ (a + e_1)$ (przy haku M ujemne), F' = pole trapezu o bokach b i b^1, wysokości h, oraz $k = -\frac{1}{F}\int\frac{y\,dF}{r+y}$,

$$\sigma_{max} = \frac{P \cdot e_1}{k \cdot F a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (14)$$

$$\sigma_{max} \leq 1200\ kg/cm^2$$

Między liną a hakiem winien znajdować się kawał łańcucha. Połączenia wskazują fig. 151, 152 i 153. Obciążniki *o* w fig. 152 i 153 ułatwiają opadanie nieobciążonego haka. Na fig. 153 hak obraca się, dla ułatwienia manipulowania nim, koło pionowej osi. Zawieszenie takiego haka wskazano na fig. 154 i 155. Zamiast podkładek kulistych stosowane też łożyska kulkowe.

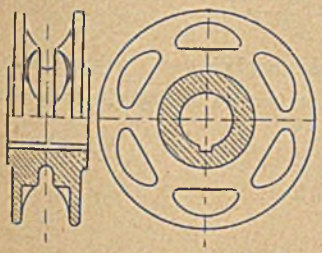


Fig. 149.

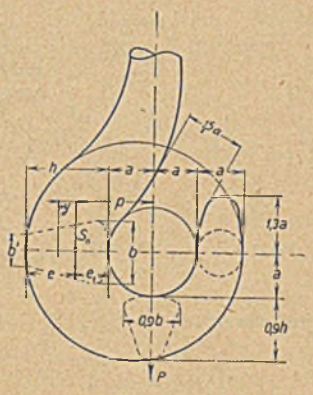


Fig. 150.

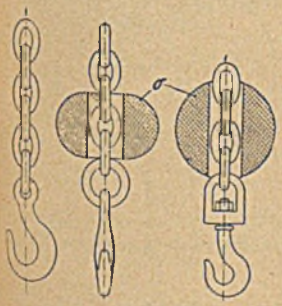


Fig. 151. Fig. 152.

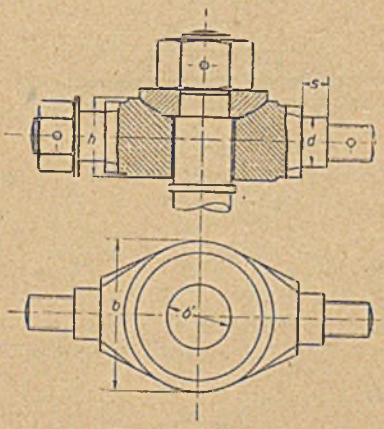


Fig. 153. Fig. 154. Fig. 155.

b) Do podnoszenia szyn, blach, kamieni, bloków itd. stosuje się obcęgi, kleszcze i inne przyrządy.

c) Przedmioty żelazne, o ile nie są bardzo gorące, podnosi się elektromagnesami, zasilanemi prądem stałym. Przerwanie prądu powoduje opuszczenie przedmiotu.

Krążki i wielokrążki. Przed nawinięciem cięgna na bęben często korzystne przekładnie linowe lub łańcuchowe. Fig. 156 przedstawia krążek ruchomy, na osi którego zawieszony ciężar *Q*. Siła S_h w linie:

$$S_h = Q \frac{x_1}{1 + x_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (15)$$

w czem: $x_1 = \frac{1}{\eta_1}$

oraz: $\eta_1 = \sim 0{,}91$ przy linach konopnych,
$\eta_1 = \sim 0{,}97$ „ linach drucianych,
$\eta_1 = \sim 0{,}96$ „ łańcuchach.

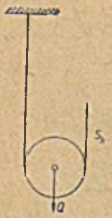


Fig. 156.

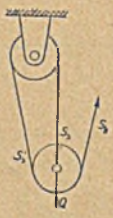


Fig. 157.

Fig. 156: Wielokrążek z górnym krążkiem stałym, dolnym ruchomym i cięgnem zawieszonem w dolnym systemie.

$$S_h = Q \frac{x_1^2 (x_1 - 1)}{x_1^{3-1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (16)$$

Największe napięcie w S_h, najmniejsze w S_1.

Przy zastosowaniu n krążków w systemach według fig. 157

jest zawsze: $$S_h = Q \cdot \frac{x_1^n (x_1 - 1)}{x_1^{(n+1)} - 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (17)$$

oraz sprawność: $$\eta = \frac{1}{n + 1} \cdot \frac{x_1^{(n+1)} - 1}{x_1^n (x_1 - 1)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (18)$$

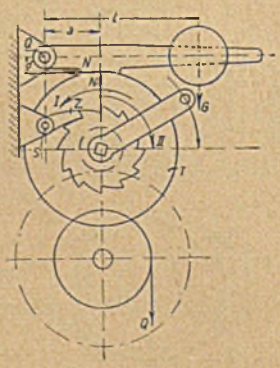


Fig. 158.

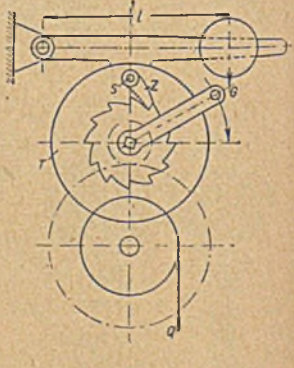


Fig. 159.

Hamulce i koła zapadkowe. *a*) Przykłady hamulców szczękowych na fig. 158 i 159.

$$G = \frac{Na \pm N \mu c}{l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

(μ = spółcz. tarcia), w czem + dla kierunku obrotu II, — dla kierunku I. Koło zapadkowe w fig. 20 na wale korby. Zapadka obraca się około stałej osi S. Przed opuszczaniem ciężaru Q konieczne przekręcenie zapadki.

Układ (fig. 159) korzystniejszy, gdyż zapadka obraca się około sworznia S, umieszczonego na tarczy hamulczej T, która luźna na wale korby. Przy

podnoszeniu ciężaru Q tarcza T pozostaje w spokoju, zapadka skacze po grzbietach. Opuszczanie ciężaru przez podnoszenie obciążnika G.

b) Hamulce taśmowe. Zasada (fig. 160). Siła obwodowa

$$P = S_g - S_k \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

$$\frac{S_g}{S_k} = e^{\mu\alpha} \ (\alpha \text{ w radjanach}) \quad \ldots\ldots\ldots (21)$$

Hamulec tem skuteczniejszy, im większe α i μ.

Hamulec taśmowy zwykły. Działanie w kierunku I (fig. 161):

$$Gg + E.p = S_k . a = \frac{P.a}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \ldots\ldots\ldots (22)$$

Fig. 160.

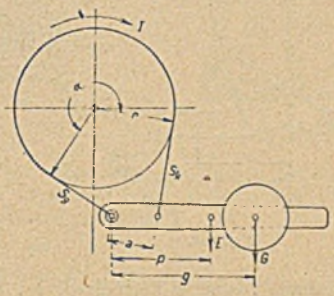


Fig. 161.

w czem: E = waga dźwigni, P = siła obwodowa tarczy. Chcąc przy rozluźnianiu hamulca uzyskać odstęp ε taśmy od obwodu tarczy, należy E podnieść o x (*cm*)

$$x = p . \frac{\varepsilon . a}{a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (23)$$

Rozgrzanie hamulca w ruchu:

$$b . r . \alpha = \frac{75\,N}{K . \mu\, v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (24)$$

w czem: b = szerokość tarczy, N = przenoszony skutek w KM, v = szybkość obwodowa, K = średni nacisk jednostkowy, lub:

$$K = \frac{P}{\mu\, b . r\, \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (25)$$

a) $K . v \leqq 20$ przy hamulcach zatrzymujących,

b) $K . v < 10$ „ „ regulujących opadanie ciężaru,

c) $K v \leqq 30$ jak *b*), lecz przy dobrem odprowadzaniu ciepła.

Hamulec *t* różnicowy (fig. 162) (kierunek I)

$$G . g + E e = S_k\, a_k - S_g\, a_g = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} (a_k - a_g\, e^{\mu\alpha}) \quad . . (26)$$

Hamulec staje się zapadką, gdy

$$\frac{a_k}{a_g} = e^{\mu\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (27)$$

Hamulec *t a s u m o w y* fig. 163

$$G \cdot g + E e = S_k\, a_k + S_g\, a_g = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} (a_k + a_g\, e^{\mu\alpha}) \quad . \quad (28)$$

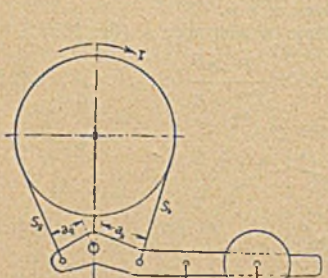


Fig. 162.

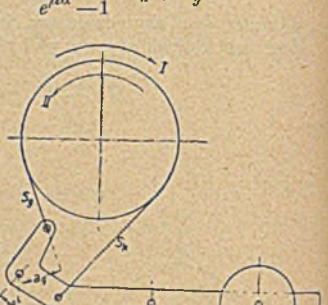


Fig. 163.

Działanie równe w kierunkach I i II, gdy:

$$a_k = a_g \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (29)$$

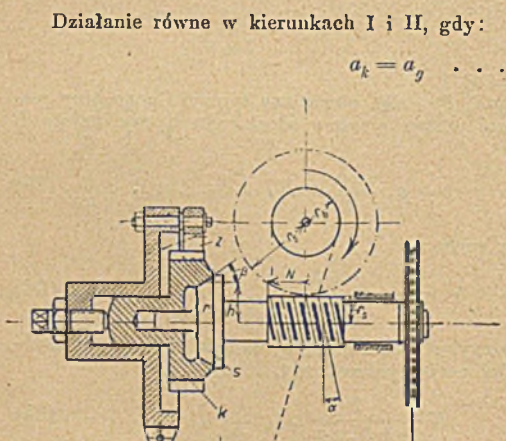


Fig. 164.

Przy wciągarkach ręcznych (i niektórych żórawiach portowych) stosuje się w tarczach hamulców taśmowych również koła zapadkowe i zapadki zębate lub cierne, analogicznie do fig. 159.

c) Hamulce samoczynne. Przykład: Hamulec naciskowy Beckera, fig. 164 (por. fig. 171).

Podnoszenie ciężaru przy ciągnieniu za łańcuch *t*, przyczem koło zapadkowe *k* razem ze stożkiem *s* obraca się swobodnie (zapadka *z* nie przeszkadza). Warunek zatrzymania ciężaru w górnem położeniu.

$$N r_s \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \leq N r_k \cdot \frac{\mu}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots\ldots (30)$$

lub: $$r_h \geq \frac{r_s \, tg\,(\alpha - \varrho)\,\sin\beta}{\mu} \quad \ldots\ldots\ldots (31)$$

Przy opuszczaniu ciężaru koło łańcuchowe obraca się w kierunku przeciwnym, przezwyciężając moment tarcia stożka s.

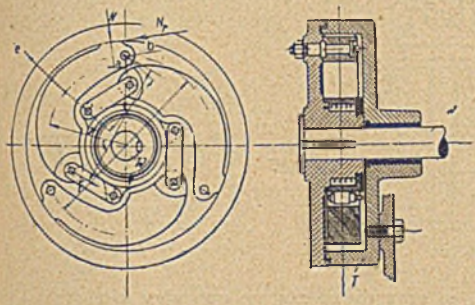


Fig. 165.

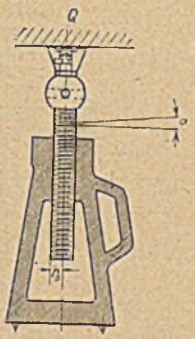


Fig. 166.

Hamulec odśrodkowy fig. 165. Hamowanie momentu obrotowego wału W ma miejsce wskutek tarcia ciężarów, rozpychanych siłą odśrodkową C, o wewnętrzny obwód nieruchomego walca T

$$C.c - N.a - N\mu b - F.f = 0 \quad \ldots\ldots\ldots (32)$$

w czem: $$3N\mu = P \quad \ldots\ldots\ldots (33)$$

lub: $$\frac{G.r.c(n_o^2 - n_p^2)}{900} - \frac{P}{3\mu}(a + \mu b) = 0 \quad \ldots\ldots (34)$$

w czem: G = waga ciężarów, n_o = ilość obrotów wału W przy opadaniu, n_p = ilość obrotów przy podnoszeniu ciężaru.

B) Ogólne układy dźwigarek i wciągarek.

Dźwigarki o działaniu bezpośredniem (bez cięgna). *a*) Dźwigniki śrubowe. Dźwignik montażowy (budowlany), fig. 166.

Moment potrzebny do podnoszenia ciężaru:

$$M = Q.r_j.tg\,(\alpha + \varrho) \quad \ldots\ldots\ldots (35)$$

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)} \quad \ldots\ldots\ldots (36)$$

Q podnosi się przez kręcenie części N (fig. 166 *a* i *b*).

Fig. 166 *a* i *b*.

Tutaj $$\eta = \frac{r_1\,tg\,\alpha_1 + r_2\,tg\,\alpha_2}{r_1\,tg\,(\alpha_1 + \varrho) + r_2\,tg\,(\alpha_2 + \varrho)} \quad (37)$$

Konieczna samohamowość ($\alpha \leq \varrho$, η małe).

b) Dźwigarki dźwigniowe. **Przykłady** (fig. 167). Pręty p_1, p_2 podnosi się skokami o podziałki t, obracając dźwignie d, d_2 tak dalece, że

można założyć sworzeń s, oraz dźwignię d, po wyjęciu sworznia s p
kręcić wgórę, by sworzeń s założyć w następny otwór pręta.

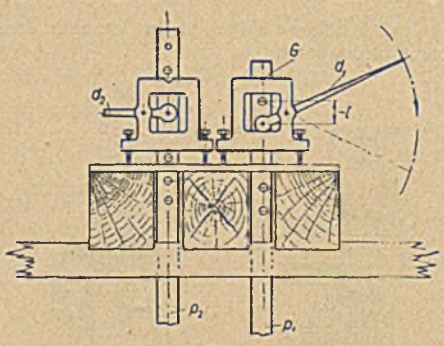


Fig. 167.

(Fig. 168.) Działanie podwójne dźwigni d w ten sposób, że przy każdym jej ruchu wdół kleszcze l

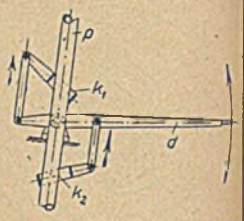


Fig. 168.

podnoszą pręt (lub rurę) p, przy równoczesnem opadaniu kleszczy k_2, przy każdym zaś ruchu dźwigni d wgórę kleszcze k_2 podnoszą pręt p a kleszcze k opadają. (Podnoszenie rur.) η dźwigarek dźwigniowych duże.

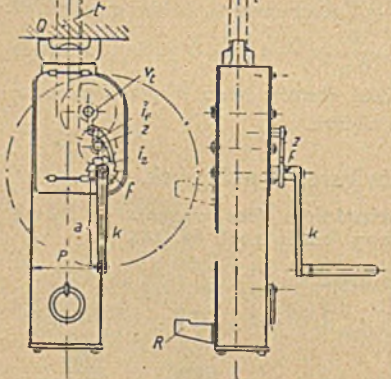


Fig. 169.

c) Dźwigarki z trzonami zębatemi. (Fig. 169.) Korba l obraca zapomocą przekładni zębatej czołowej i_1 i_2 kółko r_l, zazębiające się z trzonem t. Zapadka z umożliwia obrót koła zapadkowego f, znajdującego się na wale korby.

$$Q \cdot r_l = P \cdot a \cdot i_1 i_2 \eta \quad . \quad (38)$$

$$i_1 i_2 = \frac{Q r_l}{P \ a \cdot \eta} \quad . \quad (39)$$

Dolny ząb R może służyć do podnoszenia nisko położonych ciężarów (np. szyn).

d) Dźwigarki hydrauliczne. Siłę dźwigową wywiera nacisk płynu na powierzchnię tłoka.

Płyn = woda z gliceryną (nie zamarza).

Przykład (fig. 170): Dźwigarka odpowiednia do podnoszenia mostów, itp. ciężarów.

Tłok T wobec cylindra C uszczelniony w S. Tłok opiera się na gruncie, poczem wtłacza się wodę w przestrzeń W ($p = 50$ atm. do 100 atm.), a łapy l_1, l_2 cylindra C podniosą części mostu M. Po podniesieniu T pod kłada się dźwigary C_1, poczem podnoszenie odbywa się od nowa, a pod łapy l_1, l_2 podkłada się stopniowo coraz to wyższe dźwigary C_2 itd.

Siła udźwigu: $$Q = \pi \frac{d^2}{4} \cdot p - G_c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

wczem: G_c = waga cylindra (lub przy układzie odwrotnym, waga tłoka).

2. Wciągarki o działaniu pośredniem. *a*) Wciągniki. Są to wciągarki o budowie zwartej, które można zawieszać w stałych punktach wysoko położonych (pod sufitem), lub na wózkach ruchomych.

Napęd najczęściej ręczny, zapomocą zwisającego łańcucha kalibrowanego bez końca. Przy ruchu ożywionym stosuje się wciągniki elektryczne.

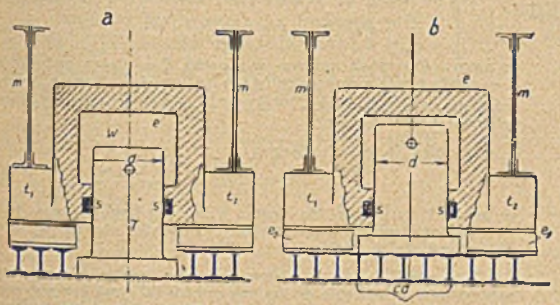


Fig. 170.

Fig. 171.

Przykład 1. Wciągnik Beckera (fig. 171), w którym ciężar wisi na osi krążka łańcuchowego *l*. Łańcuch kalibrowany *k* nawija się na krążek pędzący *p*, umieszczony na wspólnej osi z ślimacznicą *s*. Hamulec samoczynny np. według fig. 161. Całość zawieszona na haku *h*. Łańcuch *l* służy do podnoszenia i do opuszczania ciężaru.

Przykład 2 wciągnika elektrycznego (fig. 172) (Demag). Bęben *b* obraca się na wałkach *w* w osłonie *o*. Silnik elektryczny *s* napędza *b* zapomocą przekładni $i_1\ i_2\ i_3\ i_4\ i_5$.

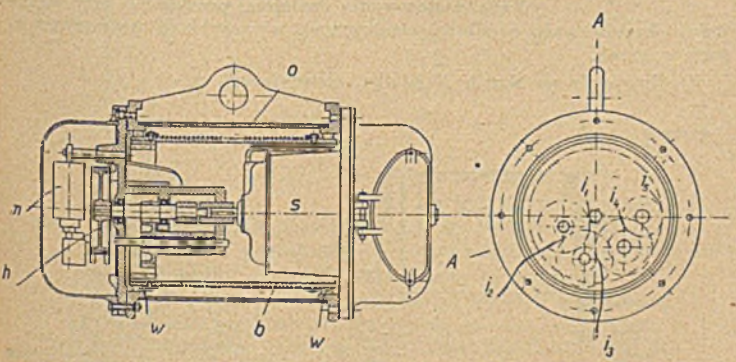


Fig. 172.

Hamulec taśmowy *h* obsługiwany magnesem łuszującym *m*.

$$N_{(\text{silnik})} = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_h \cdot \eta_l^{\,5}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (41)$$

w czem η_l = sprawność poszczególnej przekładni zębatej,

$$i_1\ i_2\ i_3\ i_4\ i_5 = \frac{n_m}{n_b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (42)$$

jeżeli n_m = ilość obrotów silnika, n_b = ilość obrotów bębna *b*.

b) Wciągarki o napędzie ręcznym.

Przykłady: Wciągarka stała t. zw. kablowa, fig. 173 (schemat). Cięgno (lina, łańcuch) dźwigające ciężar Q, po przejściu przez stały krążek k (k szczytowy) nawija się na bęben b.

$$P \cdot a \cdot i \eta_1 \cdot \eta_b = Q \cdot r_b \quad \ldots \quad \ldots \quad \ldots \quad (43)$$

Wciągarka ruchoma (fig. 173), stosowana np. na rusztowaniach budowlanych. Sama wciągarka, zaopatrzona w hamulec i koło zapadkowe z zapadką, umieszczona między ściankami G_1, G_2 z blachy lub żeliwa, między któremi wały w z kołami jezdnemi o promieniu r_k.

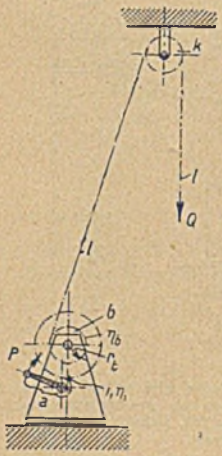


Fig. 173.

Siła potrzebna do przesuwania wciągarki:

$$P = (G + Q)(f + \mu r_{cz}) \quad \ldots \quad \ldots \quad \ldots \quad (44)$$

w czem: G = waga własna wciągarki, Q = ciężar podnoszony, f = ramię tarcia potoczystego ($f = 0{,}05\ cm$ do $0{,}1\ cm$), r_{cz} = promień czopa koła jezdnego. Wartość P praktycznie o 25% do 40% większa (tarcie obrzeży).

Średnica D_k koła jezdnego:

$$N = c \cdot D_k \cdot b \quad \ldots \quad \ldots \quad \ldots \quad (45)$$

w czem N = nacisk na koło, b = szerokość czynna koła, c = wartości zależne od materjału i szybkości obwodowej (c od 25 (żeliwo) do 70 (staliwo).

Wciągarki ręczne o większych udźwigach powinny być zaopatrzone w urządzenie do zmiany przekładni (wał korbowy przesuwny, sprzęgła kłowe itd.), by móc mniejsze ciężary podnosić szybciej.

c) Wciągarki z napędem mechanicznym. Ogólny schemat według fig. 175. Przed nawinięciem cięgna c na bęben b o promieniu r_b stosuje się tu często przekładnie wielokrążkowe (zob. *A*), by zwiększyć szybkość obwodową, a więc i ilość obrotów bębna. To umożliwia zastosowanie mniejszej przekładni przy wielkiej ilości obrotów wału a (silniki elektryczne). v = szybkość podnoszenia ciężaru w m/sek.

Ogólny wzór na skutek N silnika, obracającego a:

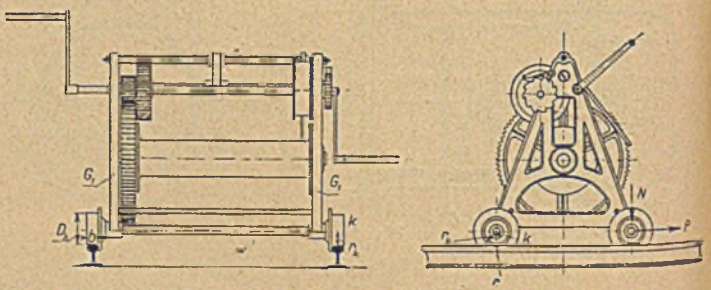


Fig. 174.

$$N = \frac{Q \cdot v}{\eta_l \cdot \eta_{k_1} \eta_{k_2} \cdot \eta_b \cdot \eta_1 \eta_2 \cdot 75} \quad \ldots \quad \ldots \quad (46)$$

$$\text{przekładnia } i = i_1 \cdot i_2 = \frac{n_m}{n_b} \quad \ldots \quad \ldots \quad (47)$$

Hamulec umieszcza się, o ile możności, na wale o najmniejszym momencie, a więc najczęściej na wale silnika.

W tym wypadku moment podlegający hamowaniu:

$$M_h = \frac{Q \cdot \eta_l \cdot \eta_{k_1} \eta_{k_2} \cdot \eta_1 \eta_2 \cdot r_b}{i_1 i_2} \quad \ldots\ldots\ldots (48)$$

Przy obliczaniu większych wciągarek z napędem mechanicznym, należy uwzględnić bieg luzem wszystkich przekładni, co powoduje nierówne sprawności η: podczas podnoszenia (η_p) i podczas opadania ciężaru (η_o). Jeżeli mechanizmy zawierają tylko przekładnie zębate czołowe itd., wówczas:

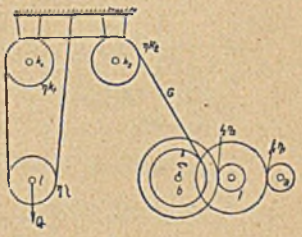


Fig. 175.

$$\eta_p = \frac{1}{\frac{1}{\eta_b \eta_1^n} + l \frac{M}{M_c} \cdot \frac{\eta_1^{-(n+1)} - 1}{\eta_1^{-1} - 1}} \quad \ldots\ldots (49)$$

$$\eta_o = \eta_b \cdot \eta_1^n - \frac{-\eta_1^{(n+1)} + 1}{-\eta_1 + 1} \, l \cdot \frac{M}{M_c} \quad \ldots\ldots (50)$$

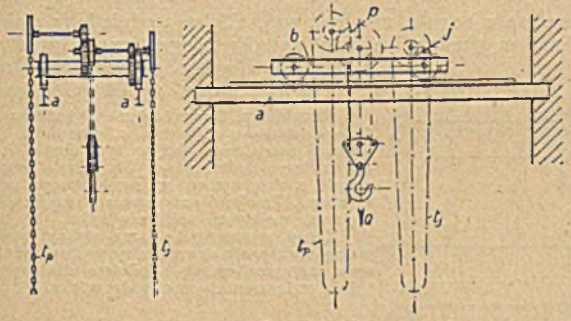


Fig. 176.

w czem: M = moment nominalny, dla jakiego wciągarkę zbudowano,
M_c = moment pochodzący od rzeczywiście podnoszonego ciężaru,
l = stosunek momentu biegu luzem do momentu M,
($l = 0{,}02$ do $0{,}04$, zależnie od łożysk i wykonania),
n = ilość przekładni (poza bębnem),
η_1 = sprawność poszczególnej przekładni,
η_b = sprawność bębna.

O ile w przekładniach ślimaki z ślimacznicami, uwzględnić zmienne η ślimaka:

$$\eta_{\text{ślim.}} = \frac{tg\,\alpha}{tg(\alpha + \varrho)} \quad \ldots\ldots\ldots (51)$$

$$\eta_{\text{ślim.}} = \frac{tg(\alpha - \varrho)}{tg\,\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (52)$$

C) Suwnice.

Suwnice są to urządzenia, umożliwiające przesuwanie podniesionego ciężaru przed jego opuszczeniem.

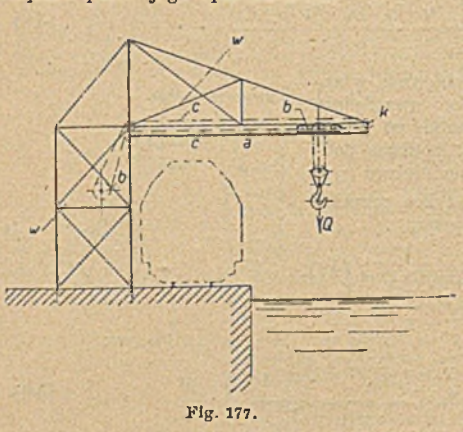


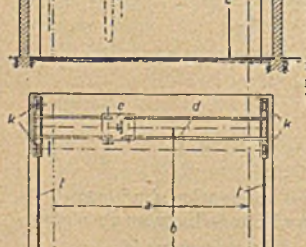
Fig. 177.

a) Suwnice z torem stałym. Ciężar porusza się po podniesieniu, na linji w rzucie, prostej.

Przykład 1. Na torze stałym (fig. 176) (np. 2 poziome belki) porusza się wózek *b*, zawierający mechanizm podnoszący ręczny *p*, i mechanizm jezdny *j*. Pierwszy oblicza się według (43), drugi według (44). Zwisający łańcuch kalibrowany l_p obsługuje mechanizm *p*, l_j zaś mechanizm *j*.

Przykład 2. Urządzenie przeładowawcze (Fig. 177). Stały tor *a* jest częścią konstrukcji wysięgnikowej *w*. Wózek *b* zawiera nie przedstawiony mechanizm podnoszący. Do przesuwania wózka służy cięgno *c*, zaczepione o końce wózka *b*, a nawijane, po przejściu przez *k*, na bęben *b* (lub na krążek łańcuchowy).

b) Suwnice z torem ruchomym. Ciężar podniesiony można opuszczać w każdym punkcie pola prostokątnego, szerokość którego równa się długości czynnej belki suwnicy, a długość równa się długości toru belki.



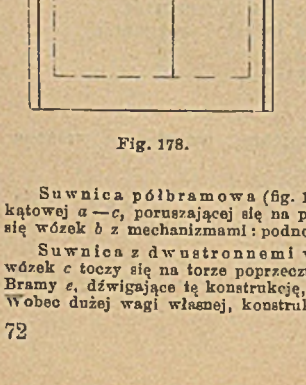


Fig. 178.

Przykłady. Suwnica warsztatowa (fig. 178). Pole działania o szerokości *a*, długości *b*. Ruchoma belka *d* zaopatrzona jest w koła jezdne *k*, toczące się na torze podłużnym *t*. Na belce *d* przesuwa się wózek *e*, zaopatrzony w mechanizmy: podnoszący i jezdny. Wysokość podnoszenia *c* określa się w najwyższem możliwem położeniu haka.

Napęd ręczny tylko przy słabym ruchu. Normalne wykonanie suwnic z napędem elektrycznym zapomocą trzech silników: dla napędu jazdy belki, podnoszenia, oraz jazdy wózka.

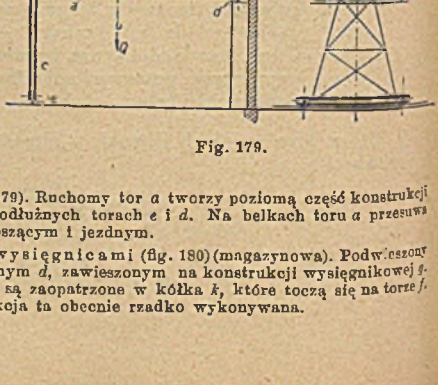


Fig. 179.

Suwnica półbramowa (fig. 179). Ruchomy tor *a* tworzy poziomą część konstrukcji kątowej *a* — *c*, poruszającej się na podłużnych torach *e* i *d*. Na belkach toru *a* przesuwa się wózek *b* z mechanizmami: podnoszącym i jezdnym.

Suwnica z dwustronnemi wysięgnicami (fig. 180) (magazynowa). Podwieszony wózek *c* toczy się na torze poprzecznym *d*, zawieszonym na konstrukcji wysięgnikowej *g*. Bramy *e*, dźwigające tę konstrukcję, są zaopatrzone w kółka *k*, które toczą się na torze *f*. Wobec dużej wagi własnej, konstrukcja ta obecnie rzadko wykonywana.

Suwnica wspornikowa (fig. 181) (ścienna). Ma ona kształt wysięgnicy o wysięgu l, zaopatrzonej w podwójne koła jezdne d, c i f, z których f przenoszą siłę pionową V na tor g, d i e zaś siły poziome H na tory: h i i. Odstęp c określa siły H.

$$H = \frac{Q \cdot l + P \cdot b}{c} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (53)$$

w czem: P = ciężar własny suwnicy, działający w środku ciężkości odległym o b od osi O.

$$V = P + Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (54)$$

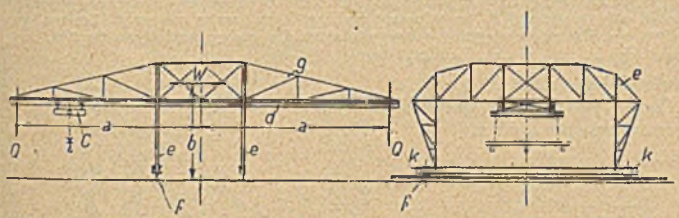


Fig. 180.

Przy obliczaniu silników i hamulców mechanizmów jezdnych suwnic należy zawsze uwzględniać przyśpieszanie i opóźnienie mas. Największy moment silnika zawsze:

$$M_{max} = \frac{Q + G}{g} \cdot p \cdot \frac{r_k}{i \cdot \eta} + \frac{Q \cdot r_k}{i \cdot \eta} + \sum \frac{I_x \varepsilon_x}{i_x \cdot \eta_x} \quad \ldots\ldots (55)$$

a moment podlegający hamowaniu

$$M_{ham} = \frac{Q + G}{g} \cdot p \frac{r_k}{i} \cdot \eta - O \frac{r_k}{i} \cdot \eta + \sum \frac{I_x \varepsilon_x}{i_x} \cdot \eta_x \quad \ldots (56)$$

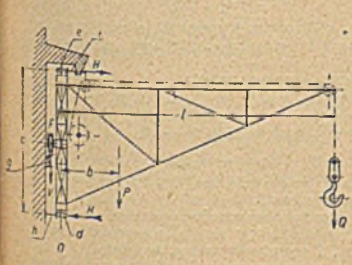


Fig. 181.

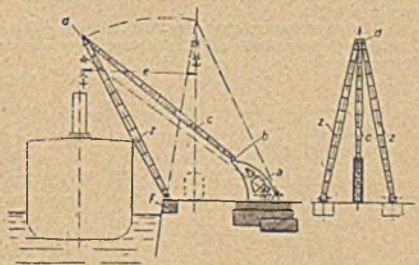


Fig. 182.

w czem: G = ciężar własny suwnicy, lub wózka,
p = przyśpieszenie lub opóźnianie w m/sek^2,
r_k = promień kół jezdnych, i = całkowita przekładnia,
O = opór jazdy (zob. 144), η = całkow. spółcz. sprawności,
I_x = moment bezwładności mas obracających się koło jednej z osi obrotu,
ε_x = przyśpieszenie kątowe mas obracających się koło jednej z osi obrotu,
i_x = przekładnia, η_x = spółcz. sprawności } mechanizmów położonych między rozpatrywaną osią obrotu, a silnikiem, względnie hamulcem.

D) Żórawie.

a) Żórawie wahliwe (nadbrzeżne).

Ciężar podniesiony porusza się, w rzucie, po linji prostej.

Przykłady: Żóraw nożycowy (fig. 182).

Zastrzały *z* i cięgno *c* złączone w przegubie *d*. Krążek *b* cięgna *c* toczy się po torze *a*. Zmiana wysięgu o *e*.

System przestarzały, gdyż *z* utrudnia zbliżenie się statków do brzegu *f*.

Żóraw ze zmiennym wysięgiem (fig. 183). Wysięgnica *c* obraca się w przegubie *d* wskutek siły ciągnącej *Z*, wywieranej śrubą *e*, która waha się w *f*. Zmiana wysięgu możliwa o *e*. Kształt wysięgnicy *c* korzystniejszy dla ruchu, aniżeli na fig. 182.

b) Żórawie obrotowe z stałemi łożyskami.

Ciężar podniesiony porusza się, w rzucie, po łuku.

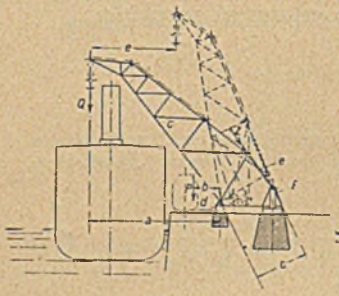


Fig. 183.

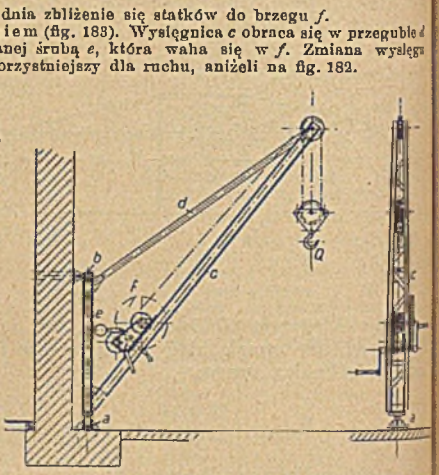


Fig. 184.

Przykłady: Żóraw ścienny (fig. 184). Wysięgnica składa się z słupa *e*, zastrzału *c* i łącznika *d*, a czop górny słupa *e* obraca się w górnem (szyjnem) stałem łożysku *b*, dolny zaś w stałem łożysku *a* szyjno-stopowem. Wciągarka *f* na zastrzale *c*. Obracalność o 180°.

Żóraw hutniczy (fig. 185). Wysięgnica a_1 złączona z słupem *b*, obracającym się w stałych łożyskach *c* i *d*, z których *d* umieszczone na stojaku *e*. Możliwe zastosowanie przeciwwagi *Gp*. Obracalność o 360°.

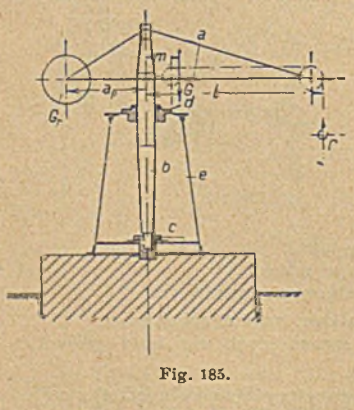


Fig. 185.

Obliczenie przeciwwagi:

$$Q \cdot l + G \cdot m - Gp \cdot a_p = + M_1 \quad \ldots (57)$$

$$- G \cdot m + G_p \cdot a_p = - M_2 \quad \ldots (58)$$

$$M_1 = - M_2 \text{ (abs.)} \quad \ldots (59)$$

Żóraw budowlany (fig. 186) ze zmiennym wysięgiem.

Ciężar podniesiony można opuszczać w każdym punkcie pierścienia (w rzucie) o promieniu zewn. $= l$ maks., i promieniu wewn. $= l$ min.

Słup *a* umieszczony na wózku *w*, toczącym się kołami swemi *k* na torze *t*, dźwiga łożysko szyjne *c* i szyjno-stopowe *d*. W łożyskach tych obraca się ruchomy słup *b*, złączony z wahliwym w *e* zastrzałem *z*. Między *g* a *f* cięgno *s*, którego skrócenie zmniejsza wysięg *l* maks. do *l* min.

c) Żórawie obracające się około stałego słupa.

Przykład (fig. 187). Słup *a* umieszczony dolnym końcem w płycie *b*, posiada czopy *c* i *d*. Obrotowa część żórawia *e* o wysięgu *l* zawiera łożyska: dolne szyjne *f* i górne szyjnostopowe *g*. Obliczenie przeciwwagi *Gp* jak (57, 58, 59).

Żórawie takie bardzo rozpowszechnione, także jako żórawie na platformach wagonowych (kolejowe).

Reakcje poziome

$$H = \frac{Q \cdot l + G \cdot i}{k} \quad \ldots (60)$$

Reakcja pionowa $V = Q + G$ . . . . . (61)

w czem: G = całkowita waga systemu obrotowego.

d) Żórawie platformowe.

Cecha: reakcje wyłącznie pionowe, brak poziomych.

Platforma, dźwigająca mechanizmy, obraca się około czopa centrującego na kółkach, toczących się po torze kołowym. Budowa najbardziej rozpowszechniona i najodpowiedniejsza dla żórawi z napędem elektrycznym.

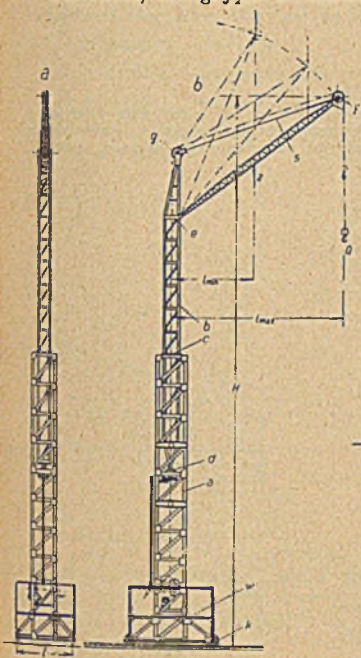


Fig. 186.

Przykłady (fig. 188): Budowa odpowiednia dla

$$Q \cdot l \lesssim 50\ m\,t.$$

Platforma *a* tworzy jedną całość z wysięgnicą *b*, i dźwiga mechanizmy: podnoszący

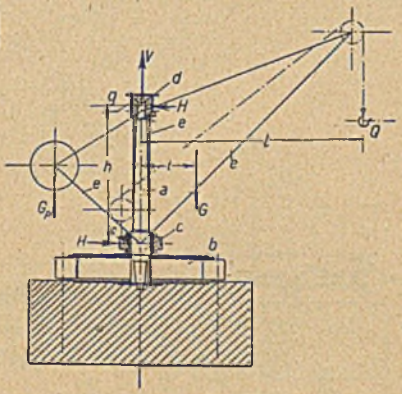


Fig. 187.

i obrotowy, oraz przeciwwagę G_b. Do centrowania jej służy czop *c*, umieszczony w dolnej płycie *d*, związanej z fundamentem *g*. Z platformą *a* związane są czopy o promieniu r_{cz}, koło których obracają się krążki jezdne k_1, k_2, k_3 o kształcie stożków z wspólnym wierzchołkiem, które toczą się na stożkowo obtoczonym torze.

Nacisk N_1 na przednie koła k_1, k_2:

$$2\,N_1\,(r+s) = V_1\,(i+r)$$

$$N_1 = \frac{V_1\,(i+r)}{2\,(r+s)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (62)$$

Nacisk N_2 na tylno koło:

$$N_2 = \frac{V_2\,(i_2+s)}{r+s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (63)$$

w czem: V_1 wypadkowa sił pionowych przy Q zawieszonem,
V_2 wypadkowa tych sił przy Q zdjętem.

Moment tarcia względem osi $0-0$:

$$M_t = \frac{V_1\,(f + \mu\, r_{cz} + r_{śr} \cdot \mu \cdot tg\,\alpha)}{r_k} \cdot r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (64)$$

w czem: $r_{śr}$ = średni promień płaszczyzn czołowych piast krążków k_1, k_2, k_3. Przy obliczaniu silników i hamulców napędu obrotowego należy uwzględnić przyśpieszenie, względnie opóźnienie mas obracających się.

Największy moment silnika obracającego żóraw:

$$M_{max} = \frac{M_t}{i \cdot \eta} + \sum \frac{I_x\,\varepsilon_x}{i_x \cdot \eta_x} + \frac{Q \cdot r \cdot \varepsilon}{g \cdot i \cdot \eta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (65)$$

Moment podlegający hamowaniu przy zatrzymywaniu obrotu żórawia hamulcem:

$$M_h = \sum \frac{I_x \varepsilon_x}{i_x} \eta_x + \frac{Q \cdot r_\varepsilon \cdot \eta}{g \cdot i} - \frac{M_t}{i} \eta \quad \ldots\ldots\ldots (66)$$

[oznaczenia odpowiadają (55, 56) w części C_b]

Żórawie tego typu wykonywane także z wysięgiem zmiennym, jako żórawie portowe, bramowe i półbramowe.

(Fig. 188 *a*.) Budowa odpowiednia dla

$$Q \cdot l > 50\ mt.$$

Platforma *a* centrowana czopem *c*, koło którego obraca się niezależnie pierścień *p* z większą liczbą *z* stożkowych krążków *k*. Na krążkach tych toczy się stożkowy tor *t* platformy *a*, a same krążki toczą się na dolnym pierścieniowym torze t_1, płyty *d*, związanej z fundamentem *f*.

$$\sigma_c = \frac{V_1}{2 \pi r b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (67)$$

$$\sigma_g = \sim \frac{V_1 \cdot i}{0{,}8 \cdot 4 \cdot r^2 b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (68)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_c + \sigma_g \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (69)$$

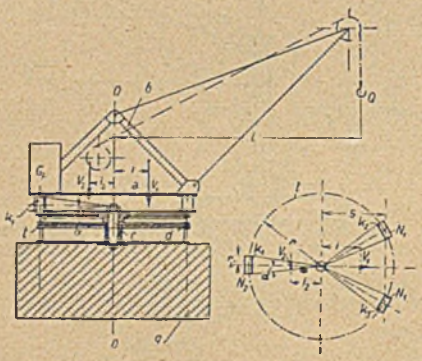


Fig. 188.

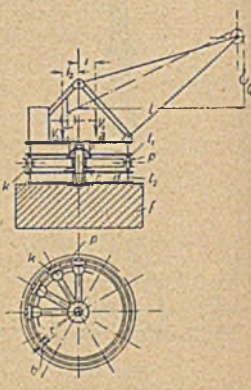


Fig. 188 *a*.

Ciśnienie na jeden krążek

$$N_{max} = \frac{2 \pi r b}{z} \cdot \sigma_{max} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (70)$$

Moment tarcia

$$M_t = \frac{V_1 (f + r_{śr} \cdot \mu \cdot tg\, \alpha)}{r_k} \cdot r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (71)$$

oznaczenia, jak (64)].

LITERATURA.

Hänchen, Winden und Krane.
Krell, Entwerfen im Kranbau.
Dub, Der Kranbau.
Aumund, Hebe- und Förderanlagen.
Bülz, Hebezeuge, drugie wydanie.
Klein, Vorträge über Hebezeuge.
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, II tom.
Foerster, Taschenbuch für Bauingenieure.
Hütte, D. Ingenieurs Taschenbuch, wyd. 26, tom II.
Hethmann, Hebezeuge.
Bumnicki, Dźwignice.

VIII. Ekskawatory lądowe.

Napisał

† inż. Jan Karbowski,

Warszawa.

Rozróżniamy dwa typy:

a) o działaniu perjodycznem — koparki lub łopaty mechaniczne (fig. 189),

b) o ciągłej pracy — czerpaki (fig. 190).

a) Koparka. Przy pracy stoi w miejscu, wagony zaś dla naładowania przesuwa się wolno przed koparką. Zasadniczą część, wyróżniającą dany

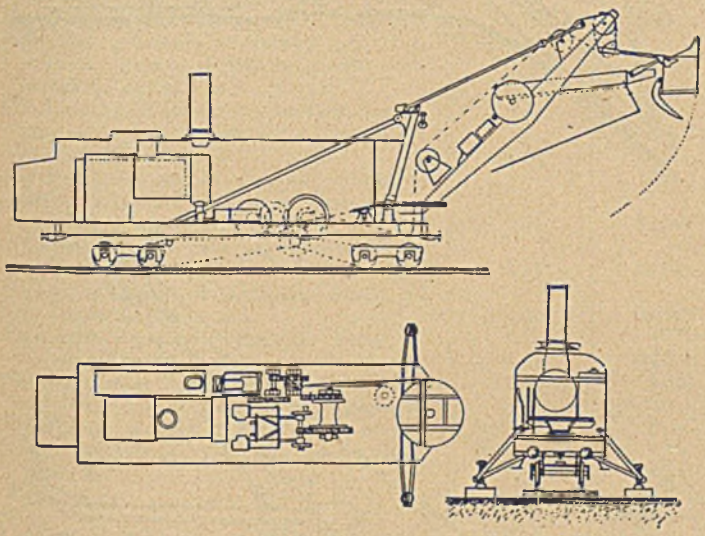


Fig. 189.

rodzaj maszyn od innych stanowi wysięgnik, i przesuwająca się na nim rękojeść, zakończona nabierakiem. Pojemność tego ostatniego od 0,5 do 5 m^3, a w nowszych amerykańskich koparkach do 6 m^3.

Ruchy przy pracy zbliżone do ruchów łopaty przy kopaniu. Praca odbywa się zazwyczaj zapomocą trzech maszyn, z których jedna główna wykonywuje istotną czynność kopania i oprócz tego przesuwa ekskawator wzdłuż kranu, pozatem maszyna obrotowa i trzecia maszyna, umieszczona najczęściej na wysięgniku, mająca za zadanie przesuwanie nabieraka i przyciskanie tegoż do gruntu podczas kopania. Obracanie uskutecznia się zapomocą koła obrotowego z linami stalowemi, nawiniętemi z jednej strony na koło, z drugiej zaś na bęben maszyny obrotowej; wówczas wysięgnik przymocowany jest do dwienogi i dalej do ramy podwozia (fig. 189 i 193), lub też obracanie odbywa się zapomocą tarczy obrotowej, zaopatrzonej wzdłuż obwodu w koło zębate.

To ostatnie urządzenie, dawniej zastosowane do mniejszych ekskawatorów (fig. 191) o pojemności łyżki do 1 m^3 obracających się na 360°, gdy obrót pierwszych był ograniczony na 200°, obecnie, z zastosowaniem pewnych zmian, znajduje swój wyraz w koparkach na gąsienicowych podwoziach

(fig. 192), jak również przy koparkach amerykańskich o większej pojemności nabieraka od 4,5 do 6 m^3.

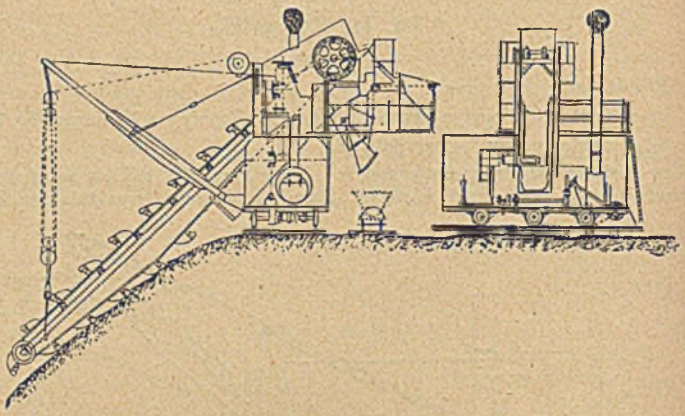


Fig. 190.

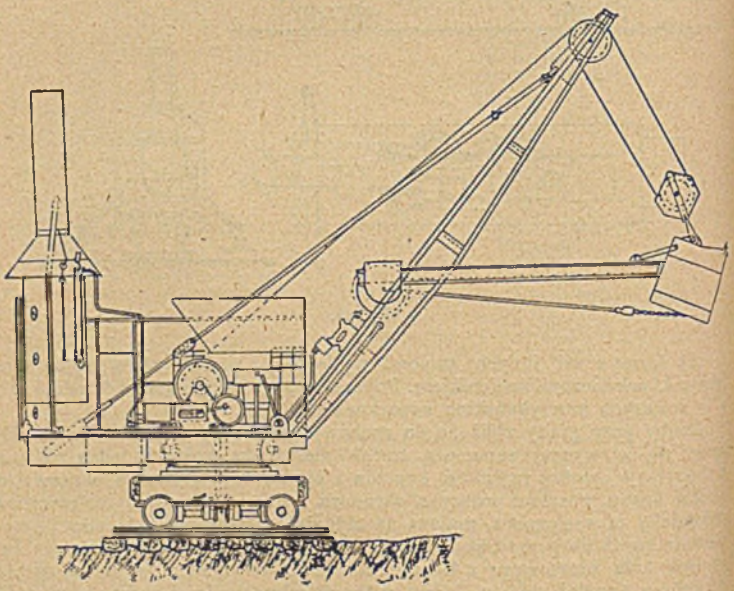


Fig. 191.

W następującej tablicy przytoczone zostały wymiary i dane, określające warunki pracy koparek. Wybrane zostały dwie koparki o najmniejszej i największej pojemności nabieraka.

W powyższych granicach z nieznacznemi odchyleniami układają się wszelkiego typu koparki.

	Koparka Menck & Hambrock na gąsienicowych podwozlach o pojemności nabieraka 0,576 m^3	Koparka The Manzion Steam Shovel Company o pojemności nabieraka 6 m^3
	Pochylenie wysięgnika do poziomu w jednym i drugim wypadku stanowi 45°	
Długość wysięgnika m b.	6,00	27
Długość rękojeści nabieraka m b.	3,70	16,8
Długość nadwozia	4,70	13,8
Najwyższe położenie nabieraka przy zsypywaniu, licząc od terenu, główki szyn (wysokość odwału) m b.	4,20	20,00
Oddalenie nabieraka od środka ekskawatora, przy najwyższem położeniu, licząc od środka nabieraka m b.	7,10	29,00
Największe wysunięcie nabieraka, licząc od środka nabieraka do środka ekskawatora (promień odwału) m b.	7,20	30,00
Wysokość odwału przy największem wysunięciu nabieraka m b.	3,45	14,00
Największa szerokość zacięcia, licząc od środka ekskawatora m b.	8,20	32,00
Najmniejsza szerokość zacięcia, licząc od środka ekskawatora m b.	4,70	21,00
Największa głębokość, licząc od terenu m b.	1,15	1,50
Teoretyczna wydajność w ciągu 8 godz. m^3		do 3840 m^3
Rzeczywista wydajność przy dobrej organizacji odwożenia, mechanicznem wyładowaniu itp.		60%
Waga		325

(Koparka tejże pojemności na podwoziach zwykłych waży 16 t)

Bęben maszyny głównej osadzony jest luźno na wale, połączenie bębna z kołem zębatem odbywa się zapomocą taśmowego sprzęgła ciernego — po rozłączeniu rękojeść z nabierakiem własnym ciężarem opuszcza się na dół do podstawy kopania. Reguluje i przerywa ten ruch nabieraka specjalny hamulec taśmowy. Sama czynność kopania odbywa się przy jednoczesnem podnoszeniu nabieraka maszyną główną i przyciskaniu nabieraka do ziemi małą maszyną, znajdującą się na wysięgniku, wówczas zęby nabieraka wciskają się w grunt, rozluźniając jego spoistość, dzięki czemu ziemia łatwo wypełnia nabierak przy podnoszeniu do góry. Przez obrót wysięgnika osiąga nabierak położenie nad wagonem. Przednie i tylne ścianki nabieraka ze stali lanej, zęby stalowe, boczne ściany z grubej blachy stalowej.

Przy koparkach parowych większych zastosowują się kotły parowozowe, przy mniejszych stojące.

Obsługę przy większych koparkach stanowią: maszynista, pomocnik na wysięgniku i palacz, robotników od 6 do 10; przy ekskawatorach z elektrycznym napędem obsługa składa się z 1 maszynisty i 6—8 robotników. Przy koparkach należy mieć w zapasie szyny zmontowane na ramach —

w miarę posuwania się ekskawatora, robotnicy przenoszą i układają te szyny przed koparką, wyrównawszy uprzednio ziemię.

Dla złagodzenia uderzeń podsuwa się pod koła na złączach specjalnie wyoblone podkładki.

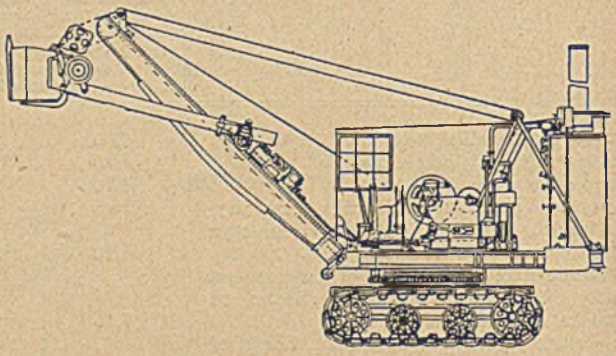


Fig. 192.

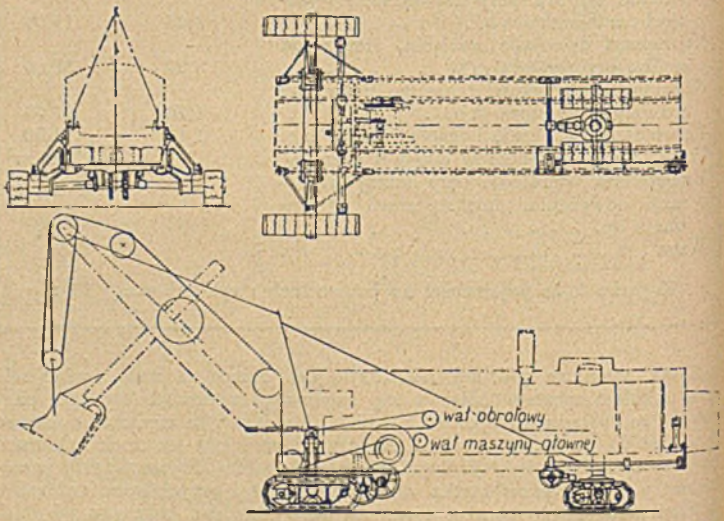


Fig. 193.

Koparka nadaje się bardzo do rozszerzenia istniejących przekopów, a więc i do robót w kopalniach żwiru, piasku itp.

Fig. 194 uwidocznia urządzenie torów przy podobnej pracy. Przy większej głębokości przekopu ten ostatni dzieli się na kondygnacje, zależne od wysokości wysięgnika i wysuwalności rękojeści nabieraka. Każda z owych części jest rozkopywana oddzielnie. Fig. 195 daje obraz urządzenia torów i umieszczenia koparki przy tworzeniu przekopów kolejowych, szosowych itp. Na fig. 196 wskazane urządzenie torów przy kopaniu naprzód, co ma miej-

sce przy przekopywaniu kanałów, łożysk rzek itp. Urządzenie takie daje się zastosować przy szerszych przekopach, przyczem podawanie próżnych wagonów pod naładowanie, zarówno na prawy, jak i na lewy tor, uskutecznia się lokomotywą, naładowane wagony odciąga się od koparki końmi. Przy wdrożonych do pracy robotnikach te dwie czynności — postawienie próżnych i odciąganie ładowanych — odbywa się tak szybko, że koparka nie pozostaje bez pracy, przeto wydajność jej całkowicie jest wyzyskana. Urządzenie wskazane na fig. 197 ma zastosowanie w przekopach węższych, lecz tu zarówno postawienie próżnych, jak i wyciąganie naładowanych odbywa się zapomocą lokomotywy.

Fig. 194.

Fig. 198 przedstawia nowsze urządzenie zamknięcia nabieraka przez wprowadzenie wahadłowego wysuwanego dna. Urządzenie to, wprowadzone przez Orensteina i Koppla, pozwala opuszczać nabierak do dna wagonu i dopiero wówczas następuje otwarcie dna dla wyładunku, nie psuje to wagonów, co ma miejsce przy wyładowaniu ziemi z dużej wysokości.

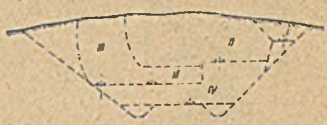


Fig. 195.

Koparkę polecać można przy gruntach cięższych, lub kamienistych; do mokrych gruntów, zwłaszcza zawierających koszawkę, koparka nie nadaje się, gdyż przy pracy umieszcza się ją na dole, u podstawy przekopu, więc w rozluźnionym mokrym gruncie trudno utrzymać ekskawator w stałem położeniu. Koparka jest więcej przystosowalna do warunków terenu niż czerparka — przy tej ostatniej na nierównym terenie należy przedewszystkiem wykonać duże roboty ziemne przygotowawcze dla ułożenia torów, gdy przy koparce plantowanie terenu wykonywa ekskawator podczas kopania. Następnie koparka z powodzeniem używana jest tam, gdzie czerparka z powodu nieodpowiedniego materjału nie może mieć zastosowanie, np. przy ładowaniu kamieni, węgla, rudy itp. Koparka najbardziej rozpowszechnioną jest w Ameryce. Do najwięcej znanych firm amerykańskich, budujących koparki należą: Bucyrus Co. w Milwaukee (fig. 189), Manzion Steam Shovel w Ohio (fig. 193), dalej Vulcan Iron Works Co. w Toledo. W Europie wyrabiają koparki w Niemczech Menck & Hambrock w Altonie, których nowszy typ koparki na podwoziu gąsienicowym, t. zw. model III, wskazany jest na fig. 192, i Orenstein i Koppel, których koparka o 2 m^3 pojemności nabieraka uwidoczniona jest na fig. 191.

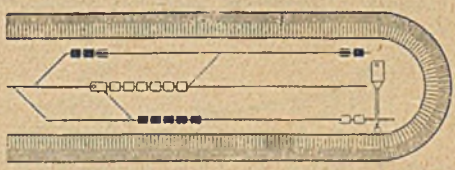


Fig. 196.

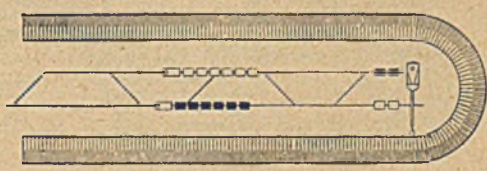


Fig. 197.

W Anglji wyrabia koparki firma Ruston & Hornsby w Lincoln.

b) Czerparki. Odrębną cechę czerparek, wyróżniającą ten typ ekskawatorów od koparek, stanowi większa ilość czerpaków, zawieszonych na łańcuchu bez końca. Przy pracy ekskawator posuwa się, wagony zaś stoją na miejscu.

Głębokość wykopów przy dużych maszynach dosięga 20 *m*. Czerparki dzielą się na: *a*) pogłębiające (fig. 190) i podkopujące (fig. 199), następnie ze względu na konstrukcję ramy dzielą się na czerparki z ramą całkowitą (fig. 190). Oprócz tego w zależności od konstrukcji podwozia — na podwoziach kołowych (fig. 190) i na podwoziach gąsienicowych (fig. 202). Czerparki z usztywniowym łańcuchem mają zastosowanie przy gruntach cięższych i nie zawierających kamieni. Przy gruntach lżejszych, kamienistych należy używać czerparki z łańcuchem swobodnie zwisającym. Ramy przegubowe nadają się do obrabiania skarp i plantowania.

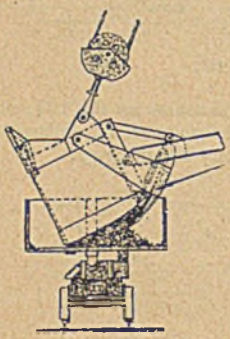


Fig. 198.

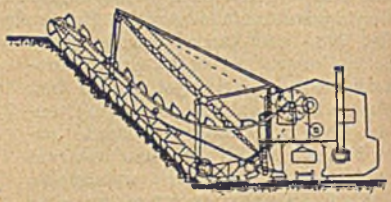


Fig. 199.

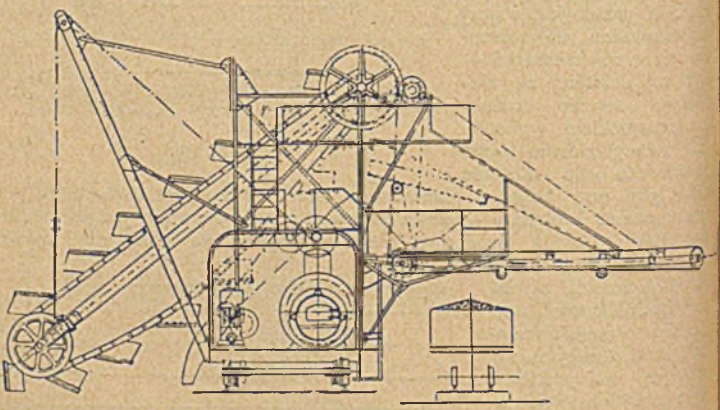


Fig. 200.

Zarówno szkielet budki jak i konstrukcje dla umocowania łożysk wałów są żelazne — całość oszalowana blachą żelazną. Napęd zazwyczaj parowy, przy nowszych i mniejszych maszynach elektryczny lub spalinowy. Przy elektrycznym napędzie mniejszy koszt utrzymania, gdyż odpada palacz, mniej robotników i pozatem ekskawatory tego typu odznaczają się większą wydajnością. Przy parowych kocieł zazwyczaj lokomobilowy z je-

dnocylindrową maszyną, posuwającą trzy mechanizmy wykonawcze: mechanizm do kopania, do podnoszenia ramy z łańcuchami i czerpakami, i mechanizm dla poruszania ekskawatora. Pojemność czerpaków od 0,04 do 0,50 m^3. Ogniwa łańcuchów stalowe, noże czerpaków z zahartowanej stali. Rozstawienie czerpaków na łańcuchu zależy od rodzaju gruntu. Ilość ogniw między czerpakami od 4 do 6 i więcej przy większych czerparkach.

Szybkość przy pracy 2—4 m b. na minutę, szybkość dla luźnego biegu od 28 do 30 m b. na minutę. Szybkość, z jaką posuwają się łańcuchy, od 0,60 do 1,10 m b. na sekundę.

Załadowanie wagonów bywa boczne lub środkowe, zależnie od umieszczenia wylotu, większe maszyny mają zazwyczaj załadowanie środkowe.

Wydajność czerparki zależy od grubości i długości warstwy zbieranej, szerokość zaś tej warstwy jest dla każdej czerparki stałą i zależy od stosunku między szybkością poruszania się czerparki, a szybkością obrotu czerpaków. Część ziemi, nie trafiając do wylotu, wysypuje się z czerpaków, tworząc na przestrzeni między burtą przekopu i szynami wał — usunięcie tych wałów jest niezbędne, aby nie przerywać pracy. Obsługę większych czerparek z wydajnością ok. 200 m^3/godz. z parowym napędem stanowią: 1 maszynista, 1 pomocnik, 1 palacz, 1 robotnik przy wylocie, 2 robotnicy przy węglu i wodzie i 2—3 przy usuwaniu wałów.

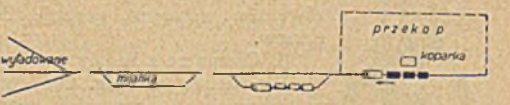


Fig. 201.

Tory naładunkowe dla czerparek (fig. 201) zależnie od konstrukcji ekskawatora układają się albo nazewnątrz czerparki, lub między torami, po których posuwa się maszyna, zawsze jednak w ten sposób, aby wylot wyładunkowy przypadał na środek wagonu. Wymiana pociągów odbywa się w następujący sposób: parowóz I (fig. 201) po linji objazdowej dostarcza próżny pociąg do ekskawatora, tu przyczepia się do ładownego (II) i zmierza na wyładunek, podciągając jednocześnie próżny na połowę mniej więcej długości parowozu.

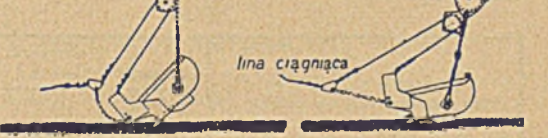


Fig. 202.

Ciągłość pracy czerparki sprawia, że wydajność mniej tu zależy od umiejętności maszynisty, niż przy koparce.

Czerparki chwytowe. Odmianę koparki stanowią bagrownice, lub czerparki chwytowe. Czerparki chwytowe posiadają urządzenia do podnoszenia wysięgnika, dzięki czemu można zmieniać zarówno wysokość, jak i promień zacięcia. W ostatnich czasach podnośniki znalazły zastosowanie i przy koparkach.

Rozróżniamy trzy rodzaje czerparek chwytowych:

1. Czerparka chwytowa o napędzie linowym. Tego rodzaju konstrukcja pozwala osiągnąć większy promień działania. Zmienną głębokość czerpania i wysokość wyładunku otrzymuje się przez podnoszenie wysięgnika. Obrót zazwyczaj przedstawia całe koło, co daje możność wyrzucania ziemi pod 180° do wykopu. Czerparki tego rodzaju posiadają oprócz liny do podnoszenia jeszcze boczne liny, pomagające przy ustawianiu kadzi i zabezpieczające od kręcenia i bujania. Przy wyładowaniu lina boczna ciągnąca zostaje

zluzowana, wówczas kadź odchyla się do pozycji pionowej. Fig. 202 uwidocznia kadź czerparki linowej typu Ruston & Hornsby.

2. Przy żwirze zleżałym, wogóle przy twardym materjale, znajdującym się pod wodą, używa się czerparki, której kadź posiada uchwyt uwidoczniony na fig. 203. Do działania potrzebne są dwie liny — jedna do podnoszenia, druga do opuszczania. Ponieważ waga kadzi w tego rodzaju bagrownicach jest duża, więc dla równowagi maszyny musi być zmniejszona pojemność kadzi. To zmniejszenie pojemności wywiera zkolei wpływ na zmniejszenie wydajności, wszakże nieznaczny, gdyż przy dobrem wyrównaniu maszyna pracuje bez przerw.

Fig. 203.

Fig. 204.

3. Czerparka z kadzią o uchwycie kleszczowym (fig. 204) ma zastosowanie do wszelkich materjałów sypkich, materjałów twardych, będących w stanie rozluźnionym, a więc piasku, żwiru, kamienia łupanego itp. Kadź zawieszona jest na dwóch linach, z których jedna służy do podnoszenia, druga do opuszczania, dzięki czemu możemy manipulować kadzią zarówno w stanie zamkniętym, jak i otwartym.

Nowsze maszyny amerykańskie mają tendencję do pewnego rodzaju uniwersalności, a więc do zamiany ekskawatora na żóraw, do zastosowania zmian w zależności od rodzaju pracy, jaka ma być wykonana. Tak np. koparka zwykła może być z łatwością zamieniona na koparkę specjalną do kopania rowów — zamienia się wówczas rękojeść nabieraka na dłuższą itp.

	Czerparka chwytowa linowa o pojemności kadzi 45 m^3	Czerparki chwytowe o pojemności kadzi 0,75 m		
		typ I.	typ II.	typ III. (kleszczowy)
Długość wysięgnika m b. .	45,75	10,66	10,66	10,60
Wysokość wysięgnika ponad terenem m b. . . .	26,5	6,9	6,9	6,9
Pojemność kadzi m^3 . . .	4,5	0,57	0,42	0,57
Wydajność m^3/godz. . . .	do 250	10—20	10—20	10—20
Przybliżona waga na kołach gąsienicowych t . .	290	18	18	18
	—	24	24	24
Wysokość odwału m b. . .	20	3,00	4,00	4,20
Promień odwału (największe oddalenie odwału, licząc od środka ekskawatora) m b.	45	10,4	10,6	10,6
Największa szerokość zacięcia m b.	52,75	11,9	10,6	10,6
Głębokość wykopu (niżej terenu m b.	19,20	5,15	3,60	3,30

Czerparki chwytowe wyrabiają w Ameryce wymienione wyżej większe firmy, a w Europie głównie Ruston & Hornsby w Anglji, i pozatem Meuck & Hambrock, Bienger i Leyrer w Niemczech.

Tablica na str. 2440 wskazuje wymiary i dane dla określenia granic pracy czerparek chwytowych.

Jak poprzednio przy koparkach przytoczono dane do dwóch typów — o największej i najmniejszej pojemności kadzi.

Kąt pochylenia 30°.

IX. Maszyny budowlane.

Napisał

Tadeusz Lewicki,

Lwów.

Pod nazwą „Maszyny budowlane" rozumiemy dział maszyn i urządzeń mechanicznych, używanych bezpośrednio na miejscu budowy, np. domów, dróg, mostów itp.

Ważną rolę w tym dziale odgrywają urządzenia transportowe i podnośniki, ręczne i mechaniczne, jakoteż maszyny i narzędzia pneumatyczne, sortownki, walce drogowe, zrywacze i inne, bez których przeprowadzenie mniejszej czy większej budowy stałoby się nader utrudnione.

Racjonalne zastosowanie tych urządzeń daje w rezultacie oszczędność czasu i sił roboczych, zwiększając tem samem wydajność i spółczynnik bezpieczeństwa pracy.

Również ważnym czynnikiem w uzyskaniu maksymalnej wydajności w czasie, stało się zastosowanie betoniarek, które pozatem dają materjał jednolicie wymieszany, a zatem bardziej wartościowy, niż przygotowany ręcznie.

Wszystkie wyżej wymienione zalety tych urządzeń dadzą się wyzyskać w maksymalnym stopniu, jednak tylko wtedy, gdy jak już poprzednio zaznaczono, potrafimy je racjonalnie i z rozmysłem zastosować i umiejętnie wykorzystać.

1. Urządzenia transportowe.

Najprymitywniejszym i zarazem najstarszym środkiem transportu są taczki, używane na terenie każdej budowy. Taczki jednak ze względu na swoją

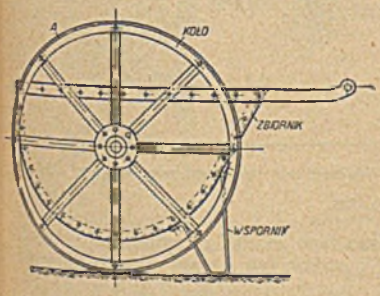


Fig. 205.

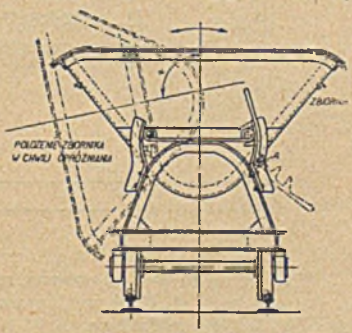


Fig. 206.

niewielką pojemność, oraz niezbyt wygodny sposób używania, gdyż najpierw trzeba je podnieść a potem popychać, podtrzymując je, ustępują w pewnych wypadkach specjalnym wózkom, t. zw. japsom (fig. 205). Wózki te posiadają koła A o stosunkowo dużej średnicy, co zapewnia mały opór ruchu, śro-

dek zaś ciężkości wózka znajduje się poniżej punktu zawieszenia, co usuwa wywrotność. Wózki takie wykonuje się o pojemności około 200 litrów i używa się ich przeważnie do przewożenia betonu.

Jeden robotnik może taki wózek popychać bez natężenia. Wielką zaletą tych wózków jest możność zawieszenia ich na haku podnośnika (żórawia) i przeniesienia na inny poziom, względnie na miejsce, dla ruchu kołowego niedostępne.

Dla przewożenia większych ilości materjału używa się wózków (wagoników) opróżniających się samoczynnie na skutek przechylenia zbiornika (fig. 206), które poruszają się na szynach. Wózki takie można popychać pojedyncze albo łączyć je w pociągi, co ma zastosowanie przy zwożeniu materjału z większych odległości. Celem opróżnienia takiego wózka należy przechylić go o kąt α, a materjał wysypie się samoczynnie. Celem zabezpieczenia zbiornika przed przechylaniem i wywracaniem się w czasie ruchu, względnie w czasie wogóle przez nas niepożądanym, używa się mechanizmu zabezpieczającego „A“, który składa się z dźwigni, zaopatrzonej w dwa zęby.

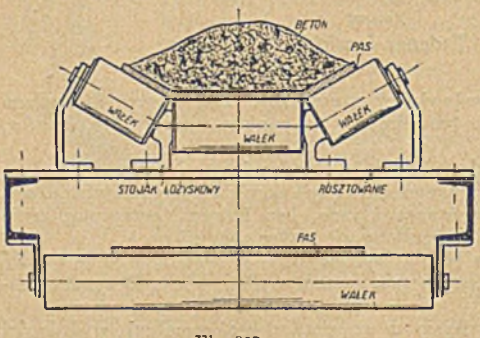


Fig. 207.

Do transportu betonu i materjałów sypkich, na niewielkie odległości, używa się przenośnika taśmowego. Przenośnik taki (fig. 207) składa się z pasa ze skóry lub innego materjału o podobnych zaletach, nałożonego na trzy wałki ustawione tak, że środek pasa tworzy dno koryta, a skrajne części pasa, pochylone boki koryta. Pas tworzy obwód zamknięty, którego pozostała część przesuwa się luźno pod wałkami. Wałki posiadają napęd od silnika elektrycznego lub spalinowego za pośrednictwem przekładni. Stosowana chyżość pasa wynosi około 1 m/sek.

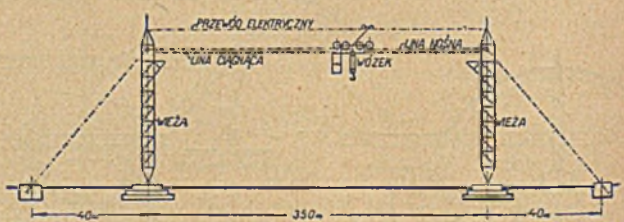


Fig. 208.

Urządzenie to jest kosztowne, mimo tego jednak utrzymuje się w użyciu z powodu swej wielkiej wydajności i znikomych kosztów ruchu. Wysokie są tylko koszty zakładowe.

Przy budowie mostów lub na terenie bardzo nierównym i trudnym dla komunikacji kołowej, używa się do transportu materjałów budowlanych kolejek linowych (fig. 208). Między dwiema lub więcej wieżami, co zależy od odległości, napięta jest lina, na której poruszają się zawieszone wózki. Na małych odległościach, np. 20—50 m, przesuwanie wózków odbywać się może przy pomocy ręcznie lub ręczną windą ciągnionej liny. Dla dużych odle-

głości używa się napędu elektrycznego. Fig. 209 przedstawia wózek elektrycznej kolejki linowej.

2. Podnośniki budowlane ręczne i mechaniczne.

(Por. też str. 2415 – 2432.)

Do przenoszenia trawers i belek, na niewielkie odległości, używane są t. zw. nożyce (fig. 210). Jedne takie nożyce obsługuje dwu robotników, a dla przeniesienia jednej trawersy o normalnej długości potrzeba dwu do sześciu

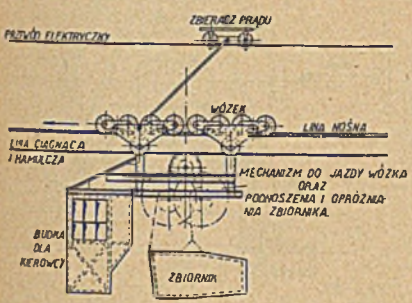


Fig. 209.

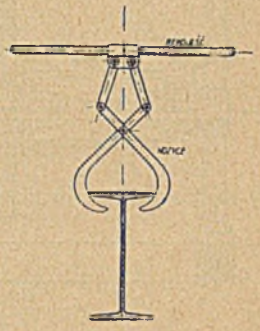


Fig. 210.

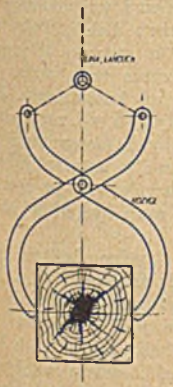


Fig. 211.

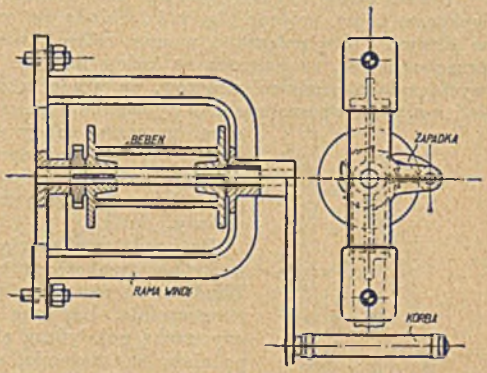


Fig. 212.

nożyc, czyli czterech do dwunastu robotników, w zależności od ciężaru trawersy.

Podobne nożyce (fig. 211), zawieszone na końcu liny windy ręcznej lub żurawia, chwytają i przenoszą trawersy i belki na inne miejsce, względnie na inny poziom.

Windy budowlane ręczne obsługiwane są przez jednego (fig. 212) lub dwu robotników (fig. 213), przyczem nacisk, wywierany przez jednego robotnika na korbę, nie powinien przekraczać 25 – 30 *kg*.

Windy służące do podnoszenia ludzi względnie pewnych materjałów, które trudno uchwycić na hak, buduje się jako windy t. zw. platformowe, które z reguły posiadają napęd mechaniczny. Windy takie buduje się na identycznej zasadzie jak normalne windy osobowe w domach mieszkalnych.

Jedynie tylko klatka (platforma) wykonana jest bardzo prymitywnie (niekomfortowo).

Dla podnoszenia dużych ciężarów, np. bloków kamiennych itp. buduje się windy tylko z napędem mechanicznym. Urządzenia te omówione były już w osobnym rozdziale niniejszego podręcznika.

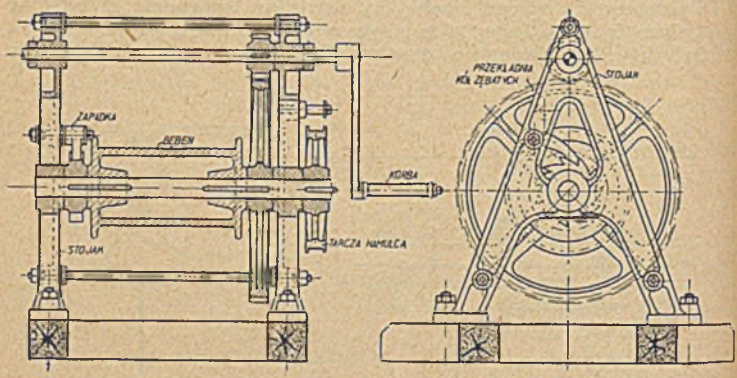


Fig. 213.

Bardzo często używany jest np. przy budowie studzien i tym podobnych wykopów t. zw. trójnóg (fig. 214). Składa się on z trzech belek, które są w górnym końcu połączone, a przez rolkę zawieszoną u szczytu trójnoga przechodzi lina, zaopatrzona na końcu hakiem. Urządzenie takie służy do wyciągania niewielkich ciężarów, np. wiader z ziemią lub kamieniami. Jeżeli mają być opuszczane lub wyciągane większe ciężary, jak np. rury betonowe, przyczem zależy w pewnych momentach na powolnem i ostrożnem opuszczaniu, to zamiast jednej rolki używa się systemu wielokrążków. Jest rzeczą jasną, że wtedy i sam trójnóg musi być silniej zbudowany.

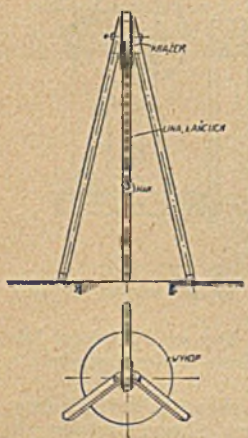


Fig. 214.

Do podnoszenia ciężarów bardzo dużych, na niewielką wysokość, służy winda śrubowa (fig. 215). Wind takich używa się przeważnie dwu lub więcej równocześnie. Używane są one np. w przypadku, gdy trzeba pojedyńczą ciężką belkę lub układ belek podnieść na niewielką wysokość, celem włożenia pod nie podkładki. Windy takie mogą być użyte do podniesienia i przesunięcia nawet dużych objektów, przyczem dwie windy łączy się belką, a do samego przesunięcia używa się wałków. — Fig. 216 przedstawia dźwig hydrauliczny o sile nośnej 50—200 *t*.

Fig. 217 przedstawia kombinację podnośnika i transportera, t. zw. rynnę dla transportu betonu lanego.

Zbiornik *A* podnosi płynny beton i wlewa go do zbiornika *B*, skąd przelewa się on do stałej rynny *C*, po której spływa do rynny obrotowej *D*, którą jest doprowadzany do miejsca przeznaczenia. Nachylenie rynien do poziomu musi być tak wielkie, żeby beton mógł samoczynnie płynąć, zatem spadek musi wy-

nosić około 30%. Zatem im większą powierzchnię budowy mamy obsłużyć, tem wyższa musi być wieża E i dłuższe rynny. Urządzenie to posiada napęd mechaniczny. Beton przygotowany jest w betoniarce.

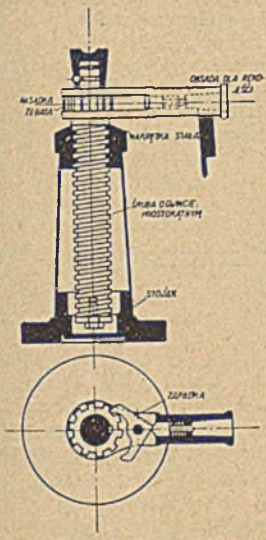


Fig. 215.

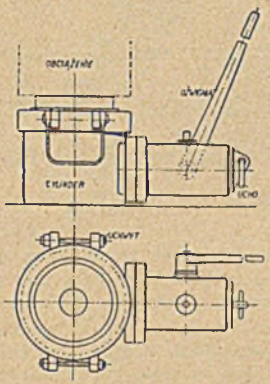


Fig. 216.

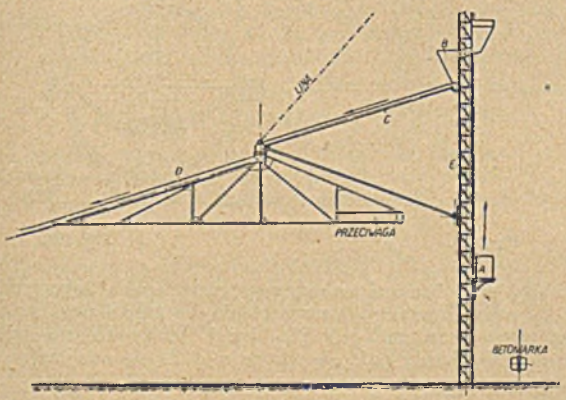


Fig. 217.

3. Kafary.

Do wbijania pali cienkich i krótkich służą t. zw. „baby“ ręczne (fig. 218 i fig. 219). Baba przedstawiona na fig. 219 wykonana jest z żelaza lanego i posiada cztery uchwyty, tak że jeden lub dwu, wzgl. czterech ludzi może ją obsługiwać. Ma ona zastosowanie przeważnie tam, gdzie trzeba pal „dobić“, to znaczy wbić jeszcze na parę centymetrów czy milimetrów, dla uzyskania równego poziomu z innemi palami.

Do wbijania pali dużych (pilotów) używa się kafarów (fig. 220). Kafary mogą być umieszczane na lądzie albo na wodzie, na łodziach lub pontonach, zależnie od miejsca, w którem pilot wzgl. pal ma być wbity. Kafar obsługuje dwu lub więcej ludzi, zależnie od ciężaru baby i wysokości jej spadku, co znów jest zależne od wielkości pala, a także od głębokości wbicia go, jakości podłoża (piasek, kamienie) i żądanego czasu wbijania. Większy pal wymaga do wbicia w to samo podłoże większej siły, a zatem cięższej baby i większego jej spadku, niż pal mniejszy (smuklejszy i krótszy).

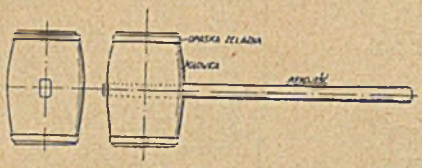


Fig. 218.

Fig. 219.

Pale powinny być zaopatrzone na obu końcach okuciami żelaznemi. Ostro zakończony koniec pala powinien być zabezpieczony ostro zakończonem okuciem żelaznem, zaś koniec tępy, który styka się w czasie ude-

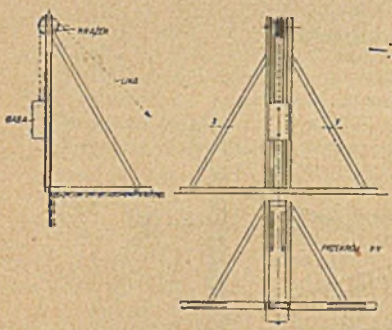


Fig. 220.

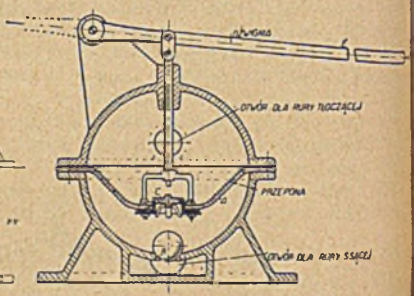


Fig. 221.

rzenia z babą, powinien być zakończony pierścieniem żelaznym (fig. 219) (szczegół *A*), który zapobiega rozszczepieniu się tego końca pala. Gdy kafara niema na miejscu, lub gdy dla małej ilości pali nie kalkuluje się jego sprowadzenie, wtedy pale się wkopuje, o ile się one mają znajdować na lądzie.

4. Pompy wodne i pompy do betonu.

Pompy opisane są w osobnym rozdziale niniejszego podręcznika. Tu rozpatrzymy tylko najbardziej charakterystyczne typy pomp, które prócz zastosowania do innych celów szeroko są stosowane przy budowach.

Istnieją takie dwa typy pomp wodnych: pompa przeponowa i pompa odśrodkowa.

Pompa przeponowa (fig. 221) jest używana do wypompowania wody brudnej, tj. zanieczyszczonej piaskiem, mułem itp. Obsługa takiej pompy

składa się z 1—4 ludzi, w zależności od wielkości pompy, a tem samem jej wydajności. Najważniejszą i najcharakterystyczniejszą częścią składową takiej pompy jest przepona *A*, wykonana ze skóry lub z specjalnej gumy, oraz wentyl ssący *B*, przeważnie wykonywany jako kulowy, i wentyl tłoczący grzybkowy *C*. Fig. 221 przedstawia pompę, którą może obsługiwać jeden człowiek, dla dwu lub czterech ludzi (naturalnie przy większej pompie) stosuje się przedłużenie drąga *E* w kierunku przeciwnym z ewentualnem wmontowaniem na obu końcach drąga (dźwigni) głównego, dwu drążków poprzecznych dla wygodnego uchwycenia rękami, jeżeli np. ma pompować czterech ludzi.

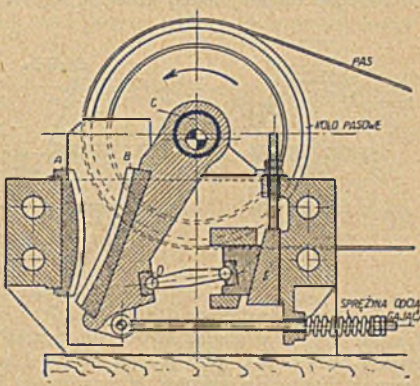


Fig. 222.

Pompa odśrodkowa napędzana jest silnikiem spalinowym lub elektrycznym, i stosowana jest tam, gdzie chodzi o szybkie i ciągłe usuwanie wody czystej, np. przy budowie filarów mostowych betonowych.

W ostatnich czasach zaczęto stosować z dużem powodzeniem pompy do płynnego betonu. Pompy te umieszczane są na specjalnych wózkach wraz z silnikami napędowemi, spalinowemi lub elektrycznemi. Napęd odbywa się za pośrednictwem przekładni pasowej. Beton tłoczony przez pompę rozprowadza się rurami na duże odległości, względnie wysokości, co ma duże znaczenie np. przy budowie tuneli lub w drugim wypadku drapaczy chmur. Pomp podobnych używa się do wywołania ciśnienia przy wstrzykiwaniu płynnego cementu, co dzisiaj ma szerokie zastosowanie.

5. Tłuczarki i urządzenia sortownicze.

Oprócz ręcznego tłuczenia kamieni, które jest powolne i w większości wypadków nieekonomiczne, używa się specjalnych tłuczarek (fig. 222). Tłuczarka taka posiada dwie szczęki *A* i *B*, zaopatrzone na swej roboczej

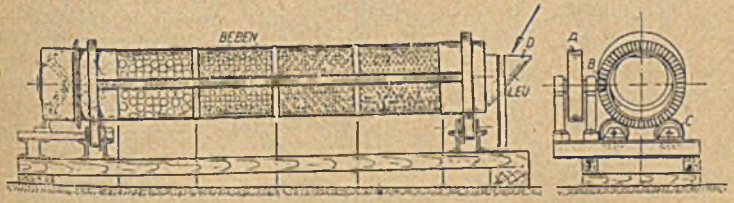


Fig. 223.

powierzchni w podłużne rowki, między które to szczęki sypie się kamienie. Ruchoma szczęka *B* wyprawiona zostaje w ruch wahadłowy przy pomocy mimośrodu *C*, i wahając około punktu *D* przyciska kamienie do szczęki stałej *A*, kruszące je. Kruszywo wysypuje się ku dołowi. Klin *E* można odpowiednio nastawić, pociągając go ku górze lub ku dołowi przy pomocy śruby, przez co otrzymuje się przesunięcie punktu przegubowego *D* na lewo lub na prawo, a co za tem idzie, przybliżenie względnie

oddalenie szczęki ruchomej od szczęki stałej, i odpowiednio do tego mniejszy lub większy wymiar kruszywa. Tłuczarka napędzana jest od silnika przy pomocy przekładni pasowej, jak to widać na rysunku. Kierunek obrotu koła pasowego pokazuje strzałka, kierunek obrotu bowiem nie jest obojętny, ze względu na racjonalną pracę maszyny.

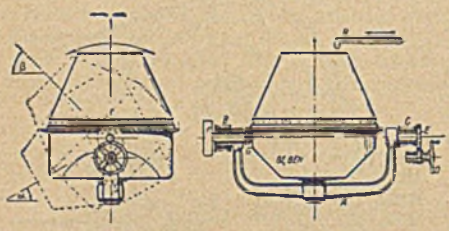


Fig 224.

Ponieważ do różnych mieszanin potrzebne są stosunkowe ilości kruszywa o różnych wymiarach, zatem materjał otrzymany z wyżej opisanej tłuczarki rzadko jest wprost zastosowany do budowy, a przeważnie przepuszcza go się przez t. zw. bęben do sortowania (fig. 223). Bęben sortowniczy posiada zwyczajnie cztery rodzaje sit. Przez sito najdrobniejsze przesiewają się ziarna o wymiarach od 0—2 *mm*, a przez trzy następne sita od 2—7 *mm*, 7—30 *mm* i od 30—60 *mm*. Ziarna jeszcze grubsze, które nie przeszły przez żadne z tych 4 sit, wypadają nazewnątrz przy końcu bębna i zostają na nowo kruszone. Przesiewanie następuje wskutek obracania się bębna dokoła swej głównej osi, która nachylona jest nieco do poziomu, przez co uzyskuje się pożądane przesuwanie się samoczynne kruszywa w kierunku sit o coraz większych otworach. Bęben podparty i prowadzony jest przy pomocy 4 rolek *C*, na których opiera się za pośrednictwem 2 pierścieni, zamontowanych w pobliżu obu końców bębna. Przez lej *D* wsypuje się do bębna kruszywo, przeznaczone do sortowania.

6. Betoniarki.

Gdy jest duże i ciągłe zapotrzebowanie betonu, np. 40—50 metrów kubicznych dziennie, to ręczne mieszanie go wypada nieekonomicznie z powodu potrzeby zajęcia przy tem wielu ludzi. W takich wypadkach używa się betoniarek. W użyciu są betoniarki najrozmaitszych typów, z napędem ręcznym i silnikowym, jakoteż stałe i przewoźne. Zasadnicze typy używanych betoniarek przedstawiają fig. 224 i fig. 225.

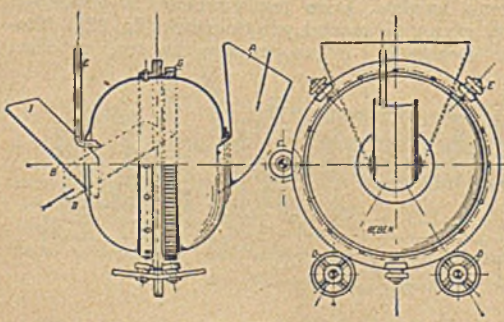


Fig. 225.

W betoniarce fig. 224 bęben osadzony jest obrotowo na czopie, tworzącym jedną całość z jarzmem *A*, które łożyskami *B* i *C* uchwycone jest w stojaku. Za pomocą koła *D* i przekładni kół zębatych *E* można bęben obracać około osi poziomej, przechodzącej przez środki łożysk, co ma zastosowanie przy opróżnianiu bębna. Położenie bębna w czasie opróżniania narysowane jest linją kreskowaną, a oś bębna zawiera wtedy z poziomem kąt α. Po opróżnieniu podnosimy bęben do położenia oznaczonego kątem β, który wynosi około 45°, i jest to normalne położenie bębna przy mieszaniu. Po nasypaniu do bębna materjałów przeznaczonych

do mieszania, uruchomiony silnik za pośrednictwem koła pasowego F i przekładni kół stożkowych G nadaje bębnowi obrót około jego osi głównej. Położenie bębna, w jakiem on jest narysowany na fig. 224, t. zn. że oś główna bębna jest ustawiona pionowo, czyli pod kątem 90° do poziomu, w praktyce w czasie mieszania nie zachodzi. W czasie mieszania rura H doprowadza wodę, której ilość jest dokładnie odmierzana przez specjalne aparaty, nigdy zaś nie może być mierzona „na oko“, gdyż w zależności od ilości wody w stosunku do danej mieszaniny zależy dobroć tej ostatniej.

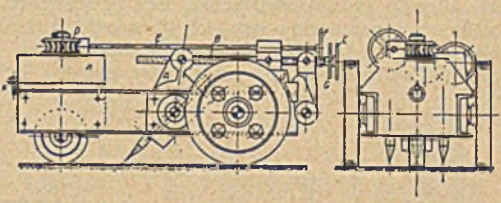


Fig. 226.

Betoniarka fig. 225 działa podobnie, jak poprzednio opisana, w obu bowiem typach mieszanie betonu odbywa się przez t. zw. swobodne spadanie. Zasadniczą różnicą jest tutaj kształt bębna, który zbliżony jest do kuli, podczas gdy fig. 224 przypomina gruszkę Bessemera. W betoniarce fig. 225 bęben obraca się stale około swej osi poziomej. Materjał wsypuje się lejem A, a po wymieszaniu wylewa się przez rynnę B, której w czasie wylewu nadajemy położenie II, narysowane linją kreskowaną, zaś w czasie mieszania zajmuje ona położenie I. Woda w ilości odmierzonej dopływa rurą C. Na obwodzie bębna zamontowany jest pierścień, za pośrednictwem którego opiera się on na dwu rolkach D, po których się toczy w czasie obrotu około swej głównej osi. Trzy pary rolek E utrzymuje bęben w danem położeniu. Rolki D jakoteż rolki E zamocowane są w stojaku. Obrót bębna uskutecznia silnik za pośrednictwem przekładni pasowej i przekładni kół zębatych, z których małe koło zębate F ułożyskowane jest w stojaku, zaś drugie G zamontowane jest jako wieniec zębaty na obwodzie bębna.

Prócz tych typów zasadniczych istnieją jeszcze obok wielu innych betoniarki t. zw. przeciwbieżne. Wsypywanie

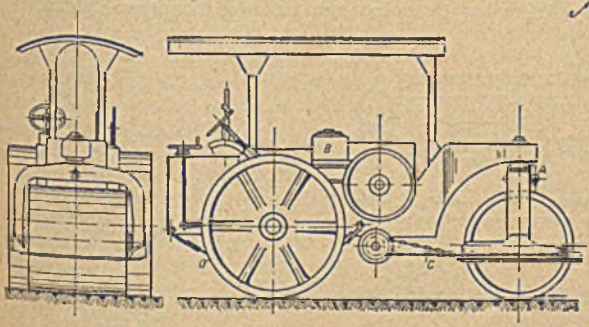


Fig. 227.

Fig. 228.

materjałów do betoniarek odbywa się zależnie od wielkości i typu albo ręcznie, albo mechanicznie przy pomocy t. zw. wyciągów materjałowych.

7. Maszyny drogowe.

Fig. 226 przedstawia zrywacz szosowy (oskardnik). Służy on do zrywania względnie orania zużytej nawierzchni drogowej. Noże osadzone są w uchwy-

cie *A*, który można nastawiać zapomocą śruby *B* i kółka *C*, a przez to regulować głębokość orania. Przednie koło, osadzone na czopie pionowym, obracane jest przez przekładnię ślimakową *D*, sterowaną śrubą *E* i kółkiem *F*. Kółko *G* wraz z przynależnem wrzecionem śrubowem służy do przyciskania szczęk hamulcowych do kół tylnych, czyli do hamowania. Cała maszyna powinna być odpowiednio ciężka, żeby noże nie ślizgały się po nawierzchni, lecz ją zdzierały. W tym celu na przednie maszyny wmontowany jest blok *H* z odlewu żeliwnego, stanowiący część obciążenia, zaś resztę obciążenia stanowi blok *J*, rama, koła i mechanizmy. Zrywacz jest ciągniony przy pomocy łańcucha przez traktor lub

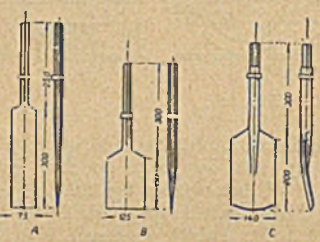


Fig. 229.

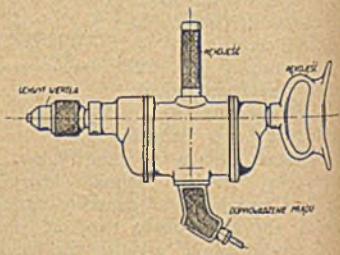


Fig. 230.

walce drogowe. Istnieje wiele innych typów zrywaczy, jednak typ przedstawiony na fig. 225 posiada prócz innych i tę zaletę, że w czasie ruchu można nastawiać głębokość orania. W niektórych nieskomplikowanych typach, gdzie niema hamulca ani mechanizmu do nastawiania noży w czasie ruchu, rama wykonana jest jako zbiornik, a woda względnie kamienie, któremi napełnia się go, stanowią potrzebny balast.

Do ubijania (walcowania) nawierzchni używa się walców drogowych ręcznych i mechanicznych. Fig. 227 przedstawia walec drogowy z napędem mechanicznym. Przedni walec uchwycony jest w czopie *A* obrotowo, i przy pomocy łańcucha *C* można nim kierować na prawo lub na lewo,

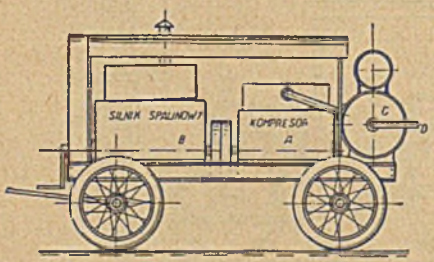


Fig. 231.

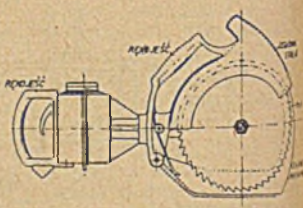


Fig. 232.

a tem samem zmieniać kierunek posuwania się całej maszyny. Napęd z silnika spalinowego *B* przenosi się za pośrednictwem przekładni kół zębatych na tylne walce, t. zw. napędowe *O*.

Walce drogowe bywają wykonywane według różnych systemów i posiadają czasem silnik parowy, szczególniej w starszych wykonaniach, w nowszych zaś przeważnie silnik spalinowy. Niektóre fabryki wykonują walce połączono jednocześnie ze zrywaczem i równaczem, umieszczając je

między walcami przednim i tylnemi. Maszyna taka może być użyta jako walec, jako zrywacz lub równacz.

8. Maszyny i narzędzia z napędem pneumatycznym, elektrycznym i ręcznym.

Powodem, dla którego używa się w przemyśle budowlanym maszyn i narzędzi uruchomionych sprężonem powietrzem, jest większa sprawność, a zatem wykonanie danej roboty w krótszym czasie i przy niższych kosztach.

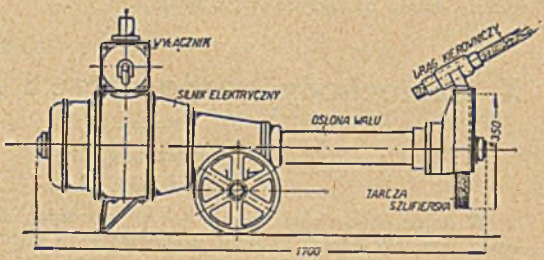


Fig. 233.

Fig. 228 przedstawia młot do zrywania bruku. W obsadzie *A* uchwycone jest właściwe ostrze (ostrzak) *C*. Młot z takim ostrzakiem służy do rozbijania betonu i murów. Sprężone powietrze, doprowadzane wężem w punkcie *B* (strzałka), naciska za pośrednictwem tłoka na obsadę *A* i wraz z ostrzakiem odpycha ją od pierścienia elastycznego *D* ku dołowi. W pewnym momencie wskutek odsłonięcia się wentyla powietrze przestaje naciskać na obsadę, a sprężyna *E* przyciąga zpowrotem obsadę do pierścienia *D*. Czynność ta powtarzając się nadaje ostrzakowi ruch posuwisto-zwrotny. Przy pracy robotnik trzyma młot za rękojeść *F*, a celem uruchomienia go naciska dźwigienkę *H*.

Fig. 229 *A* przedstawia brzeszczot do kopania i zrywania nawierzchni dróg bitych. Fig. 229 *B* dłuto do zrywania asfaltu na nawierzchni ulic, fig. 229 *C* łopatę do kopania i spulchniania zamarzłej ziemi.

Wszystkie te trzy rodzaje ostrzy osadza się w takiej samej obsadzie, jak ostrzak do rozbijania betonu. Podobnie wykonane są ubijarki do kostek brukowych. Do ubijania betonu nakłada się na obsadę specjalnie wykonaną płytę stalową, którą jeden robotnik ubija beton, podczas gdy drugi robotnik ciągnie tę płytę na linie.

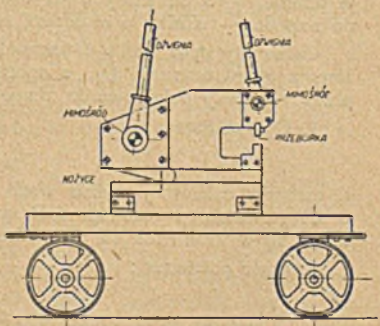


Fig. 234.

Specjalne wiertarki do wiercenia skał są wykonywane w różnych wielkościach i odmianach przez fabryki, często także z napędem elektrycznym zamiast pneumatycznego (fig. 230).

Dla wytworzenia sprężonego powietrza używa się odpowiednich urządzeń. Fig. 231 przedstawia przewoźny kompresor *A*, napędzany silnikiem spalinowym *B*. Powietrze sprężone dostaje się przez rurę do zbiornika *C* i stąd rurą *D* rozprowadzane jest do maszyn roboczych. Urządzenie to jest bardzo ekonomiczne i wygodne, zajmuje niewiele miejsca i daje się łatwo przewozić.

Fig. 232 przedstawia ręczną piłę pneumatyczną. Służy ona do przecinania desek i naciuania belek. Specjalna ochronna osłona ruchoma za-

bezpiecza robotnika od wypadku, gdy piła jest już uruchomiona, lecz jeszcze nie pracuje.

Fig. 233 przedstawia przewoźną szlifierkę, która bywa używana do szlifowania blach, trawers itp. celem usunięcia błędów tychże, jakoteż do wszelkich innych robót szlifierskich. Posiada napęd elektryczny.

Fig. 234 przedstawia przewoźne nożyce do cięcia blach, a także i kształtówek. Na maszynie tej można również przebijać (sztancować) otwory w blasze. Uruchomienie odbywa się zapomocą mimośrodu, który bezpośrednio działa na nożyce wzgl. sztance.

X. Samochody gospodarcze i przemysłowe.

Napisał

Tadeusz Lewicki,

Lwów.

W dobie obecnej samochody — a wyrażając się ogólnie, wozy silnikowe, znalazły bardzo szerokie zastosowanie w każdej dziedzinie życia gospodarczego.

Spotyka się je na każdym kroku, o różnej formie zewnętrznej zależnie od przeznaczenia samochodu. Stąd też pochodzą różnorodne nazwy, pod któremi te lub inne samochody (wozy silnikowe) występują.

Rozdział niniejszy ma na celu zaznajomienie czytelnika z ogólnym opisem wozów silnikowych różnych rodzajów, które tak często w życiu codziennem spotykamy. Natomiast opisy szczegółowe, obliczenia, dobór materjałów używanych do ich budowy, sama fabrykacja, montaż itd. są ujęte w bogatej literaturze specjalnej samochodowej.

1. Opory ruchu samochodu (wozu silnikowego). Dla jaśniejszego zrozumienia dalszych rozdziałów, — jako też dla zdania sobie dokładniejszej sprawy z przejawów towarzyszących ruchowi samochodu, podajemy w ogólnym zarysie „opory ruchu“, na jakie natrafia samochód, poruszający się w terenie, — a od których to oporów zależna jest potrzeba zastosowania do napędu — silnika o mniejszej lub większej mocy.

Całkowity opór ruchu O samochodu składa się z poszczególnych oporów: z oporu toczenia O_1, z oporu powietrza O_2, z oporu napotykanego przez wóz przy pokonywaniu wzniesienia O_3.

1. Opór toczenia:

$$O_1 = \mu \cdot Q.$$

Q oznacza całkowity ciężar wozu (ciężar własny plus ciężar użyteczny) w kilogramach, μ oznacza spółczynnik tarcia (drogowy), którego wartość waha się w granicach od 0,01 (droga asfaltowa) do 0,3 (droga piaszczysta).

2. Opór powietrza:

$$O_2 = \gamma \cdot \varphi \frac{C^2}{2g} F.$$

F = powierzchnia przekroju wozu, ustawiona prostopadle do kierunku ruchu (w m^2), C = chyżość wozu w m/sek., g = przyspieszenie ziemskie, γ = ciężar wł. powietrza = 1,293, φ = spółczynnik doświadczalny = 1 do 3.

Opór powietrza uwydatnia się szczególnie przy wozach jadących z dużemi chyżościami, jak samochody wyścigowe. W samochodach ciężarowych, traktorach itp. które poruszają się z niewielkiemi stosunkowo chyżościami, opór O_2 będzie nieduży.

3. Opór O_3

$$O_3 = Q \frac{h}{l}.$$

Q = całkowity ciężar wozu, h = wysokość wzniesienia, l = długość wzniesienia; h i l muszą być podane w jednakowych jednostkach pomiarowych, tj. jeżeli h (*m*), to i l (*m*).

Mając obliczony całkowity opór ruchu:

$$O = O_1 + O_2 + O_3,$$

oraz przyjąwszy, że dzielność mechaniczna wynosi,

$$\eta = 0{,}9 - 0{,}7,$$

ustalić możemy wartość N_e czyli efektywną moc silnika, poruszającego dany samochód:

$$N_e = (O_1 + O_2 + O_3) \cdot \frac{C}{75\,\eta}.$$

$$N_e = \left(\mu Q + \gamma \cdot \varphi \frac{C^2}{2g} F + Q \frac{h}{l}\right) \frac{C}{75\,\eta}.$$

Z powyższych obliczeń, przeprowadzonych dla pewnego konkretnego wypadku, czytelnik zorjentuje się, w jakim stopniu i stosunku będą zmieniały się: moc silnika N_e oraz całkowity opór ruchu, zależnie od stawianych samochodowi żądań, od warunków terenowych itp.

Ponieważ zadaniem tego rozdziału jest tylko ułatwienie orjentacji w dziedzinie samochodowej, zatem poprzestajemy tylko na powyższych wstępnych obliczeniach.

2. Samochody ciężarowe. Każdy samochód składa się z dwu zasadniczych części: z podwozia i z nadwozia. Zależnie od przeznaczenia samochodu, podwozie czy też nadwozie przybiera kształt odpowiednio zmieniony, stosownie do warunków, w jakich samochód pracuje. Różnice budowy tych dwu zasadniczych części samochodu będą przy każdym typie osobno zaznaczane.

Fig. 235 przedstawia podwozie samochodu ciężarowego. Składa się ono z dwu podłużnic *d*, które wykonane są z blachy prasowanej o przekroju ⊏. Ten kształt przekroju zapewnia wielką wytrzymałość podłużnicy przy równoczesnej małej wadze. Podłużnice połączone są ze sobą w całość belkami *v*, o podobnym przekroju.

Dwie podłużnice razem z łączącemi je belkami poprzecznemi (poprzeczkami), jako całość nazywamy „ramą".

Na przodzie ramy przymocowana jest chłodnica *e*. Woda chłodząca silnik, ogrzawszy się w nim, odpływa rurą *t* do chłodnicy, tam się ochładza i rurą łączącą dolną część chłodnicy z silnikiem, odpływa do silnika. Chłodnicę ustawia się przeważnie na przodzie ramy, gdyż przy ruchu samochodu, silny przepływ powietrza pomiędzy rurkami chłodnicy, zapewnia dobre chłodzenie. Niektóre fabryki budują samochody bez chłodnic, a silniki chłodzone są powietrzem (np. Tatra).

Za chłodnicą zamontowany jest silnik (benzynowy lub ropny) *f*. Moment obrotowy silnika przenosi się za pośrednictwem sprzęgła *g* oraz skrzynki biegów (przekładniowej) *h* na wał kardanowy *i j* i dyferencjał *k*, z którego napędza się oś tylną *c*, a tem samem tylne koła *z*.

Koła przednie *a* i tylne *z* połączone są z ramą elastycznie, zapomocą resorów przednich *ó* i tylnych *l*. Koło kierownicze (kierownica) *o* przenosi

nadany jej ręczny obrót za pośrednictwem przekładni i dźwigni *y* na przednie koła, odchylając je na prawo lub na lewo, zależnie od kierunku obrotu kierownicy.

Sprzęgła *g* używane w samochodach bywają przeważnie wykonywane jako lamelowe, a pedał *r* służy do wyłączenia (wyciśnięcia) sprzęgła, a tem samem odłączenia silnika od całego mechanizmu.

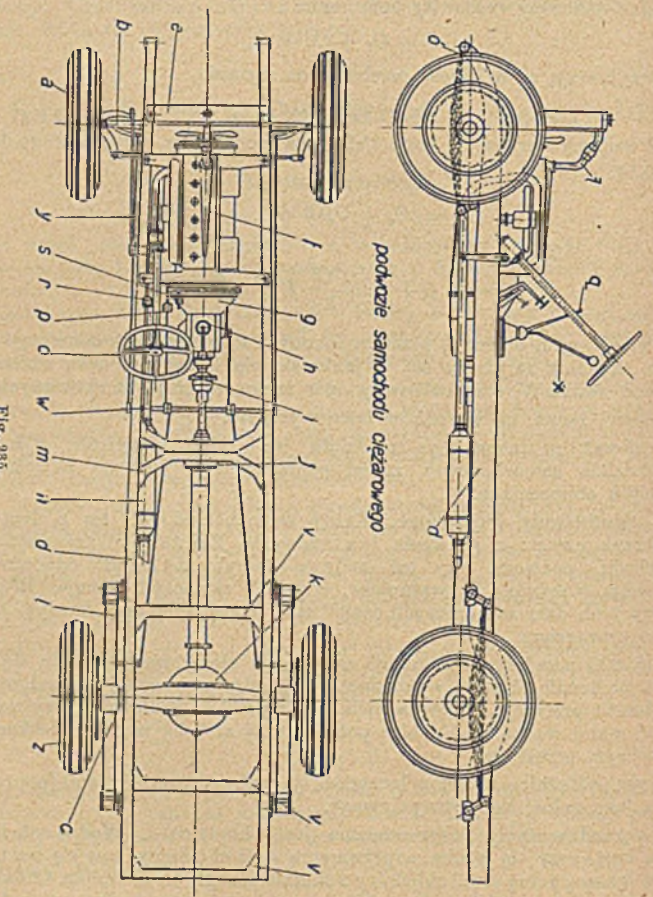


Fig. 235.

Bębny hamulcze zamocowane są na wszystkich czterech kołach. Dźwignie hamulcze połączone są zapomocą cięgieł z wałem hamulczym *w*. Celem zahamowania samochodu naciska się pedał *p* względnie dźwignię *q* (przy hamowaniu ręcznem). Dźwignia *x*, odpowiednio przestawiana, przesuwa w skrzynce biegów tryby, przez co zmienia przekładnię przy jeździe w przód, względnie nastawia przekładnię na jazdę w tył.

Gazy spalinowe z silnika odprowadzane są rurą do tłumika *n*, z którego uchodzą w powietrze.

Samochód ciężarowy lekki 1—2-tonowy posiada cztery koła. Fig. 236 przedstawia przekrój koła samochodu ciężarowego względnie osobowego, gdyż budowa takich kół pod względem kształtu jest identyczna, różni się tylko wymiarami. Opona *a* wykonana jest ze specjalnej gumy i płótna, wewnątrz niej znajduje się dętka *b*. Używane są pneumatyki jak fig. 236 i 237, oraz gumy pełne jak fig. 238. Dla samochodów ciężarowych ciężkich 4—5 *t* używa się kół tylnych o podwójnych gumach jak fig. 238 i 239, względnie stosuje się dwie osie tylne.

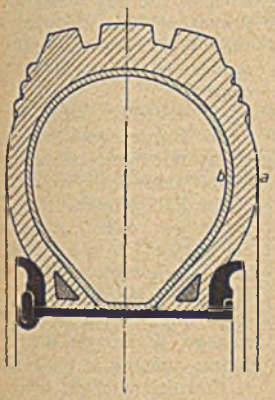


Fig. 236.

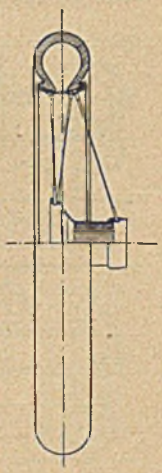


Fig. 237.

Zastosowanie ostatnio wymienionych dwu układów kół tylnych wynika z konieczności stosowania ze względów konstrukcyjnych pewnych określonych granicznie wymiarów kół pojedyńczych, podczas gdy obciążenie i ekonomja jazdy wymaga wymiarów większych. Stosuje się wtedy koła podwójne, przyczem nacisk na jedno koło spada do 50%.

Stosowanie podwójnej osi tylnej daje możność dużego oszczędzania nawierzchni drogowej. Fig. 246 przedstawia dwa autobusy o jednakowym ciężarze własnym i użytecznym, ale jeden posiada pojedyńczą a drugi podwójną oś tylną. Na rysunku narysowany jest przybliżony porównawczy wykres nacisku obu układu kół na jezdnię. Układ dwu osi tylnych jest jak widać korzystniejszy.

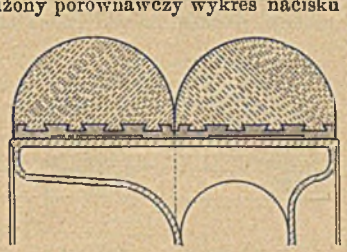


Fig. 238.

Przy dobieraniu pneumatyków z tabeli należy zwrócić uwagę, że całkowity ciężar wozu wraz z obciążeniem użytecznem rozkłada się nierównomiernie na oś tylną i przednią, i tak:

dla samochodów ciężarowych (ogólnie):

$$Q_p = 0{,}4\,Q \qquad Q_t = 0{,}6\,Q$$

Q = ciężar całkowity $\quad Q_p$ = ciężar przypadający na oś przednią

Q_t = ciężar przypadający na oś tylną;

dla samochodów ciężarowych lekkich:

$$Q_p = 0{,}35\,Q \qquad Q_t = 0{,}65\,Q;$$

dla samochodów ciężarowych od 3 *t*:

$$Q_p = 0{,}25\,Q \qquad Q_t = 0{,}75\,Q;$$

Katalogi dla opon podają dopuszczalne obciążenie dla danej jednej opony. Przy wybranym wymiarze opony tabela obciążeń decyduje, czy należy zastosować opony pojedyńcze czy też podwójne.

Nadwozie samochodu ciężarowego składa się z budki dla kierowcy (fig. 239) *a*, oraz platformy *b*. Często buduje się samochody z platformami krytemi, gdy mają służyć do przewożenia towarów, które muszą być chro-

nione przed zmianami pogody. Samochody przeznaczone do transportu materjałów sypkich posiadają specjalny mechanizm, który przechyla platformę na boki lub do tyłu, w celu wysypania jej zawartości.

Fig. 240 przedstawia samochód ciężarowy *a* z przyczepką *b*. Samochody takie stosuje się wtedy, gdy przedmioty przewożone są stosunkowo lekkie, ale w dużej ilości lub tak długie, że na normalnej platformie nie mogą się pomieścić, — lub gdy jest kilka przyczepek do ładowania, które kolejno samochód oprócz własnego ładunku odwozi.

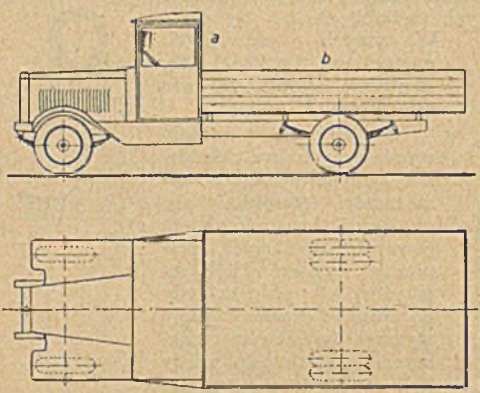


Fig. 239.

W ostatnich latach zaczęto konstruować samochody terenowe, tak ciężarowe jak i osobowe. Zamiast kół tylnych zastosowany jest układ gąsienicowy, tak jak u czołgów. Samochody takie nadają się doskonale do terenu górzystego, względnie nieuregulowanego, w którym bardzo dobrze pracują.

Również w ciągu ostatnich 10-ciu lat zaczęto stosować do użytku samochody z napędem na oś przednią. Samochody takie wykonuje się jako samochody ciężarowe lub osobowe. Mimo jednak dużych zalet, jakie daje ten ostatni rodzaj napędu, samochody te wprowadzane są do użytku w bardzo wolnem tempie. Powodem tego była dość skomplikowana, a zatem odpowiednio kosztowna konstrukcja, pozatem fabryki nastawione na produkcję dotychczas wyrabianych samochodów nie mogły odrazu przejść na fabrykację wozów z napędem na osie przednie. Obecnie jednak kilka wielkich fabryk zagranicznych, po pokonaniu wymienionych trudności, przystąpiło do masowej produkcji tych samochodów.

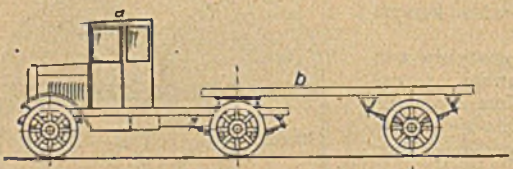


Fig. 240.

3. **Samochody osobowe.** Samochody osobowe przedstawiają typ najbardziej różnorodny. Powodem tego jest prócz przystosowania zewnętrznego kształtu do wymaganych warunków używalności, — także w dużym stopniu wymagania odbiorców, i dążność do zaspokojenia tychże. Podwozia, w zasadzie podobne do opisanego na fig. 235, wykazują też dużą różnorodność w częściach składowych, zależnie od fabryki, która dany typ samochodu wytwarza. Nazwa danego samochodu określona jest marką fabryczną jak np. Steyr, Tatra, Lancia itp.

Samochód danej marki bywa wykonywany z karoserją różnego kształtu, np. torpedo, torpedo-kabrjolet, kareta miejska, kareta teatralna, kareta (limuzyna), lando teatralne, samochód miejski, kabrjolet sportowy, dorożka itp.

Fig. 241 przedstawia samochód osobowy otwarty. Samochód taki bywa używany jako turystyczny. Fig. 242 i 243 przedstawiają kabrjolet i limuzynę.

Obydwa te typy samochodów używane bywają jako środki komunikacji w mieście, oraz nadają się też do dalszej podróży.

Fig. 244 przedstawia samochód osobowy — terenowy. Zamiast tylnych kół posiada on układ gąsienicowy *a*. Przy pomocy tego napędu gąsienicowego samochód porusza się swobodnie po każdego rodzaju terenie, nadaje się zatem doskonale do wycieczek w okolice górzyste. W zimie przyczepia się do osi przedniej sanki-narty, przez co samochód bierze z łatwością przeszkody śniegowe.

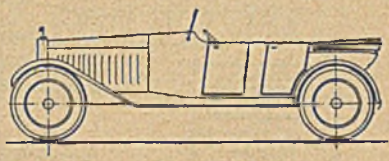


Fig. 241.

Samochód osobowy jak i ciężarowy, nie posiadający napędu gąsienicowego, z trudnością poruszać się może po grodze zamarzniętej i śliskiej. Celem zaradzenia temu zakłada się na koła samochodu specjalne łańcuchy, które umożliwiają ruch wozu po śliskiej jezdni. Łańcuchów takich należy jednak używać tylko w razie koniecznej potrzeby, gdyż niszczą one opony.

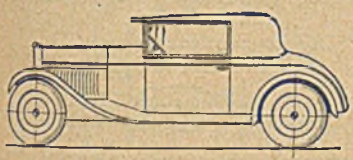


Fig. 242.

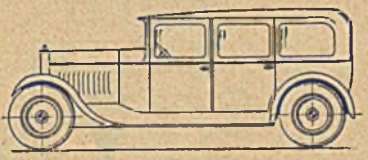


Fig. 243.

Specjalny typ tworzą samochody wyścigowe. Niskie podwozie oraz lekka i niska karoserja, ograniczająca się prawie tylko do siedzenia dla kierowcy, daje małą powierzchnię oporu powietrza, co razem z lekkością całego wozu redukuje opory ruchu do minimum, co jest niezbędne do rozwinięcia dużej chyżości wozu wyścigowego.

4. **Autobusy.** Do przewożenia większej ilości osób służą autobusy. Pojemność ich wynosi 20, 30 i więcej osób. Istnieją dwa zasadnicze typy autobusów: autobus miejski i autobus międzymiastowy czyli dalekobieżny. Autobus

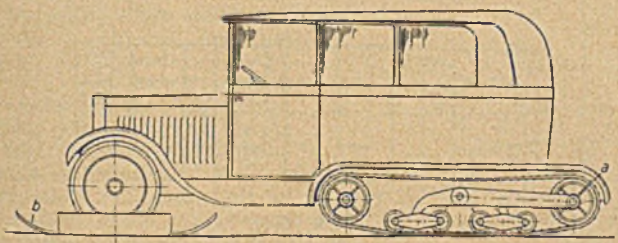


Fig. 244.

dalekobieżny (fig. 245 *a*) jest niski, gdyż pasażerowie jadąc zajmują tylko miejsca siedzące, ze względu na wygodę przy jeździe na daleką odległość. Ta zwartość budowy posiada też i inne znaczenie, gdyż mała powierzchnia oporu powietrza pozwala na rozwinięcie dużej chyżości. Na fig. 245 *b* przedstawiony jest autobus miejski. Jest on wyższy, posiada miejsca stojące i siedzące, i rozwija niedużą szybkość, normowaną przepisami ruchu autobusów na terenie miejskim. Autobus z „imperjałem“ (fig. 245 *c*) posiada na

dachu miejsca do siedzenia, jest to t. zw. autobus piętrowy, używany jest do komunikacji miejskiej, rzadziej na dalsze odległości. Autobusy tego typu buduje się na pojemność dla 50—60 osób.

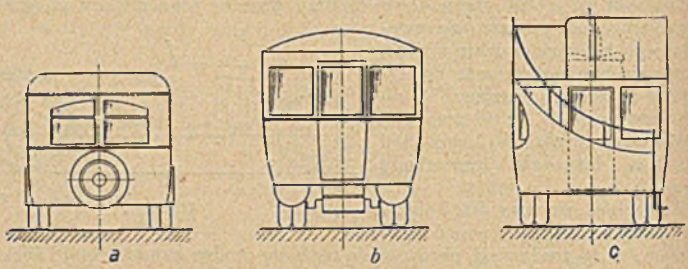


Fig. 245.

Fig. 246.

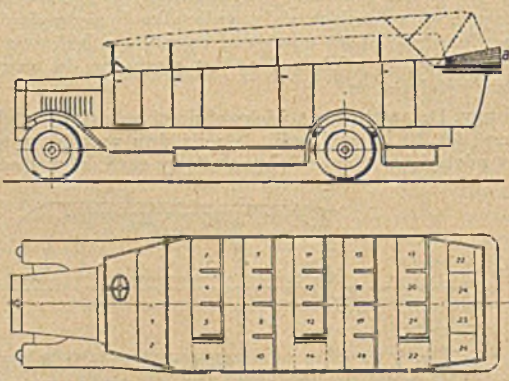


Fig. 247.

Na fig. 246 są dwa autobusy z imperjałami, obydwa o identycznej pojemności, różnią się jedynie tem, że autobus *a* posiada jedną oś tylną, zaś autobus *b* dwie osie tylne.

Autokar, jak fig. 247, jest autobusem otwartym. Używa się go specjalnie do obwożenia wycieczek zwiedzających daną okolicę, dlatego też celem umożliwienia pasażerom swobodnego oglądania w czasie jazdy rzeczy godnych uwagi, autobus ten nie posiada dachu. W razie niepogody rozpina się dach płócienny, jak wskazuje na fig. linja kreskowana, a który to dach w czasie normalnej jazdy jest złożony za tylnemi siedzeniami.

Na fig. 248 uwidoczniony jest autobus dalekobieżny. Przeważnie autobus tego typu posiada na dachu urządzenia do przewożenia bagażu pasażerów. Autobusy, wchodząc coraz bardziej w użycie, stwarzają konkurencję tak dla kolei żelaznej jak i dla tramwaji. Wielką ich zaletą jest możność poruszania się nie po ściśle określonej linji, jak np. tramwaje, ale po drogach w danej chwili dogodnych. Odpada zakładanie torów i szyn, wymagana jest tylko odpowiednio dobra jezdnia, jeżeli autobus ma pracować ekonomicznie.

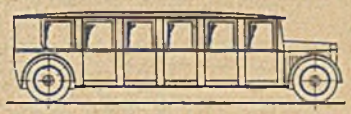


Fig. 248.

5. **Trolleybus.** Trolleybus (fig. 249) jest wozem pośrednim między autobusem a tramwajem. Jak tramwaj musi się trzymać jednej drogi, nad którą rozpięty jest przewód doprowadzający prąd elektryczny. Posiada jednak pewną swobodę ruchu, gdyż może jechać, wymijając czy to inne pojazdy, czy też wyboje w granicach, w jakich pozwala na to długość drąga *a*, do którego przymocowany jest przewód elektryczny odbiorczy. Na fig. 249 linjami kreskowanemi

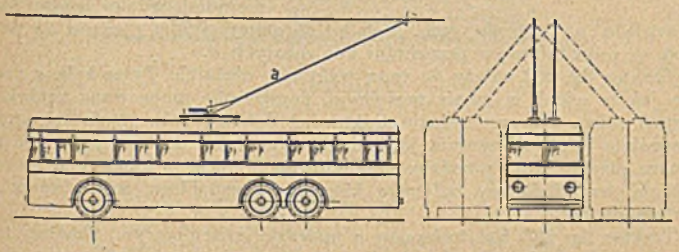


Fig. 249.

zaznaczone są skrajne położenia boczne, w jakich może się znajdować trolleybus na jezdni. Trolleybus zbudowany jest podobnie jak autobus. Istnieją typy miejskie i dalekobieżne. Koła posiadają pneumatyki, budka kierowcy urządzona jest tak samo jak w autobusie, jak też całe wnętrze wozu. Jedyną zatem zasadniczą różnicą między autobusem a trolleybusem jest to, że trolleybus posiada silnik elektryczny do napędu, a potrzebny prąd jest pobierany z przewodu górnego. Trolleybusy, przy swych zaletach ruchu wymienionych wyżej, są używane tam, gdzie jest tania energja elektryczna, tak że mogą wytrzymać porównanie z autobusem.

Dużą zaletą trolleybusu jest to, że nie wydziela gazów spalinowych, nie robi hałasu w czasie jazdy, oraz, szczególnie na zakrętach ulic, nie drażni uszu przechodniów, jak tramwaj.

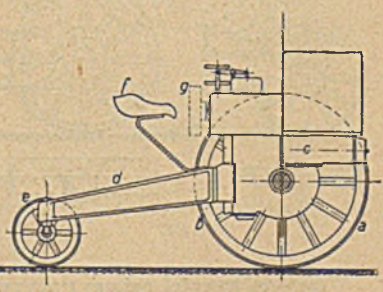


Fig. 250.

6. **Traktory.** Fig. 250 przedstawia traktor trzykołowy. Dwa koła przednie są duże *a*, i na osi ich osadzona jest przekładnia ślimakowa *b*, za pośrednictwem której moment obrotowy silnika *c* przenosi się na oś napędową. Silnik *c* jest dwutaktowy, konstrukcji nadzwyczaj prostej. Wogóle w dziedzinie traktorów uwzględnia się zawsze warunek, żeby obsługa ich była łatwa, tak, żeby średnio wyszkolony robotnik mógł sobie poradzić, a nawet pewne

defekty na miejscu usunąć. Na ramieniu *d* osadzone jest jedno małe kółko, jako koło tylne traktora. Kierowca siedzi na siodle *f* i ma dobry dostęp do wszystkich mechanizmów sterujących. Koło pasowe *g*, na rysunku wykreskowane, służy do napędu innych maszyn, w wypadku gdy traktor się nie porusza. W czasie jazdy kółko to może być ściągnięte. Traktor tego typu jest bardzo lekki, nadaje się do jazdy po wszystkich rodzajach dróg, a używany jest do ciągnięcia pługów, wozów, maszyn rolniczych itp.

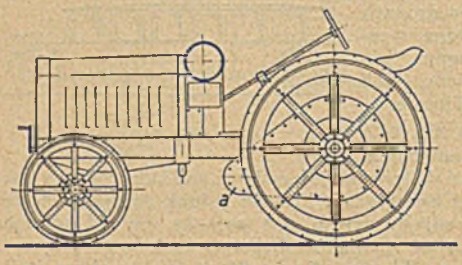


Fig. 251.

Traktor fig. 251 jest również z typu traktorów lekkich. Na koła przednie i tylne nałożone są gumy pełne, traktor więc w czasie jazdy po twardej szosie nie dudni, wymaga jednak przynajmniej średniej jakości drogi, ze względu na zużycie gum. Moment obrotowy silnika przenosi się na oś tylną za pośrednictwem przekładni kół zębatych *a*.

Traktor fig. 252 należy do typu traktorów ciężkich. Tylne koła *a* posiadają jak to widać w rzucie poziomym, poprzecznie umocowane kątówki *b*, których celem jest zapewnienie traktorowi dobrego „chwytania“ się drogi, szczególnie jeżeli ta ostatnia jest miękka lub jeżeli traktor jedzie po podatnym piasku. Koła przednie mają nałożone obręcze z kątówek *c*, co daje możność trzymania się żądanego kierunku i zapobiega ześlizgiwaniu się traktora na boki.

Traktor fig. 253 jest traktorem o napędzie gąsienicowym. Traktory tego rodzaju buduje się jako lekkie i ciężkie, a zdobywają sobie one coraz większe zastosowanie, szczególnie w okolicach górzystych, gdyż jedną z największych ich zalet jest możność poruszania się w każdym terenie. Prócz innych, traktory te mają tę zaletę, że są nadzwyczaj zwrotne, tak że mogą na miejscu obrócić się, co uskutecznia się za pomocą uruchomienia w kierunkach przeciwnych taśmy gąsienicowej lewej i prawej. Mimo że takie obracanie w miejscu może nie wpływać dodatnio na trwałość mechanizmu, jednak w pewnych wypadkach jest nieodzowne, ale i bez tego nawet, przy normalnem zawróceniu traktora, traci się o wiele mniej czasu, jak przy traktorze innego typu.

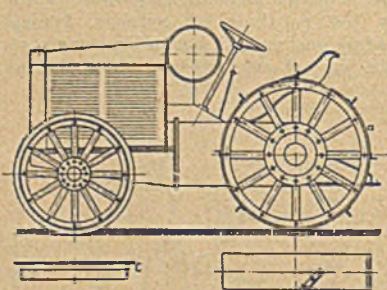


Fig. 252.

Wszystkie powyżej opisane traktory posiadają właściwie tylko podwozie, nadwoziem może tu być stosowana często budka dla kierowcy, wykonana prymitywnie jako daszek na czterech wspornikach. Właściwego zatem nadwozia traktory nie posiadają.

7. **Pługi motorowe.** Normalnie do ciągnięcia pługów na roli, oprócz siły pociągowej, jaką daje koń, używa się traktorów opisanych w poprzednim rozdziale. Buduje się jednak i pługi motorowe, jak fig. 254.

Pług motorowy tego typu, jest to właściwie traktor, połączony ze zwyczajnym pługiem. Przedstawiony na fig. 254 pług motorowy jest pługiem

trzykołowym. Na uchwycie (belce) *a* są osadzone noże *b*, *c*, *d*, które można opuszczać lub nastawiać ku górze na stałe na poprzeczkach *e*, niezależnie od tego, że przed rozpoczęciem orania, względnie podczas niego, czyli podczas jazdy, można całą belkę *a* podnosić lub obniżać zapomocą korby *f*, zależnie od wymaganej głębokości orania. Pług ten może odkładać skibę na prawo lub na lewo, zależnie od tego czy noże *b c d* czy też *b' c' d'* są na dole czy na górze. Uskutecznia się to, przekręcając odpowiednio belkę *a*.

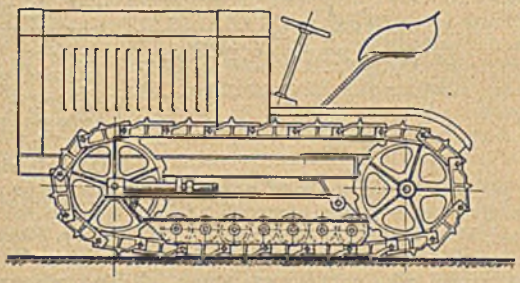


Fig. 253.

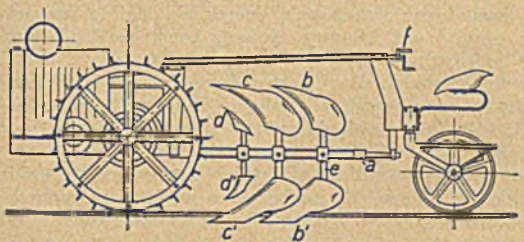


Fig. 254.

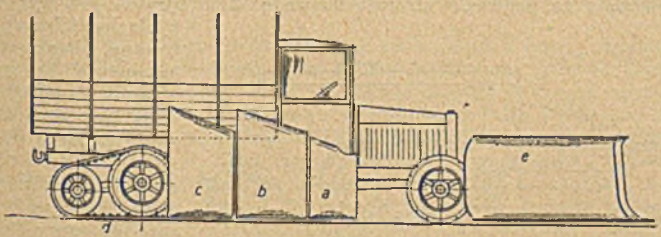


Fig. 255.

Pług ten może pracować też jako traktor. Wtedy belkę *a* przekręca się tak, żeby noże *b c d* i *b' c' d'* zajęły położenie poziome, to znaczy, żeby żaden nóż nie dotykał ziemi.

Na kołach przednich przynitowane są ułożone ukośnie kątówki, podobnie jak przy traktorze fig. 252, tak samo w celu zapobieżenia ślizganiu się kół.

8. **Pługi śniegowe.** Fig. 255 przedstawia pług śniegowy, czyli t. zw. pług motorowy śniegowy. Jest to samochód ciężarowy, który posiada na przodzie nóż ustawiony w formie klina, oraz z obu boków samochodu po trzy noże boczne *a b c*.

Sam samochód dla tem lepszego „trzymania“ się drogi posiada napęd gąsienicowy *d*, nałożony na tylne koła. Przedni nóż klinowy *e* można za pomocą odpowiedniego mechanizmu opuszczać lub podnosić na żądaną wysokość. Ma to znaczenie, gdy chcemy zbierać tylko część śniegu, a pozostawiać pewnej grubości warstwę dla jakichkolwiek celów, lub gdy na drodze znajdują się kamienie lub wystające kostki brukowe, podnosi się nóż przedni, żeby go nie uszkodzić.

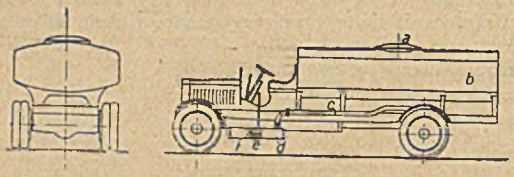


Fig. 256.

Noże boczne *abc* osadzone są na osiach pionowych, i można je nastawiać wszystkie razem, lub pojedynczo. Odchyla się je na boki tak daleko, jak szeroką chcemy mieć wolną od śniegu drogę po przejechaniu pługa. Zasadniczo noże boczne odsuwają na boki tę masę śniegu, na żądaną odległość, którą to masę rozsunie nóż przedni, klinowy. Zdarza się, że dla rozszerzenia oczyszczonej częściowo jezdni pracować musi tylko jedna strona pługa, zatem tylko noże boczne prawe lub lewe odsuwają śnieg na żądaną odległość, określoną maksymalnem odchyleniem noży bocznych.

Pługów tego rodzaju używa się przeważnie dla odsunięcia większych mas śniegu. W normalnych warunkach przyczepia się do samochodu ciężarowego tylko przedni nóż klinowy, lżejszej konstrukcji, nie stosuje się natomiast noży bocznych.

Istnieją też specjalne pługi tramwajowe, których zadaniem jest oczyszczanie torów tramwajowych od śniegu. Pługi te oprócz noży posiadają też szczotki, które po usunięciu śniegu z toru pozostałą warstewkę śniegową zbierają.

9. Polewaczki i zamiataczki. Istnieją zanikające już dzisiaj polewaczki ręczne, względnie konne. Są to beczki z wodą, z których ta ostatnia wytryskuje przez odpowiednie sita, a polewaczki takie ciągnie człowiek, większe zaś — koń.

Fig. 256 przedstawia polewaczkę motorową. Polewaczka motorowa ma umieszczony na podwoziu zbiornik na wodę. Zbiornik ten jest wykonany z blachy żelaznej, nitowany, a bardzo często spawany. Na górze zbiornika znajduje się właz *a*, przez który człowiek może się dostać do wnętrza, celem rewizji zbiornika. Ze zbiornika *b* woda dostaje się rurą *c* do małego zbiorniczka *d*, z którego sitem *e* wytryskuje na zewnątrz, zlewając jezdnię. Odległość, na jaką woda ma wytryskiwać, a tem samem jaka szerokość jezdni ma być skropiona, reguluje się przymykaniem względnie otwieraniem zasłony *f*, która odkrywa względnie zakrywa sito. Sito i osłona mają kształt cylindryczny. Przez całkowite opuszczenie osłony wszystkie oczka sita zostają zasłonięte, i woda przestaje wytryskiwać. Zależnie od potrzeby, wymagane jest bardziej lub mniej intenzywne polewanie czy też tylko skrapianie ulicy. Uskutecznia się to w ten sposób, że przy danej szerokości skrapiania ulicy, czyli przy pewnem stałem nastawieniu sita, samochód jedzie

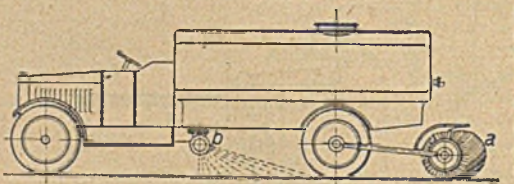


Fig. 257.

prędzej lub wolniej. Przy szybkiej jeździe ta sama ilość kropel wody spadnie na dłuższym odcinku drogi, czyli skrapianie będzie słabe, i odwrotnie gdy będziemy jechać wolno, to przy danej szerokości skrapiania (przy tem samem nastawieniu osłony sita) skrapianie będzie intensywniejsze.

Często dołącza się do skrapiaczki szczotkę walcową, która zbiera błoto, powstałe z polania zapylonej jezdni.

Na fig. 257 uwidoczniona jest polewaczka-zamiataczka. Jest to połączenie pokrapiaczki (polewaczki) ze szczotką. Na fig. 257 szczotka walcowa *a* wykonana jest z gumy. Całość służy do oczyszczania jezdni asfaltowych. Dla innych jezdni, niż asfaltowe, wykonuje się szczotki z innych materjałów, gdyż guma na powierzchni nierównej i różnorodnej twardości szybkoby się niszczyła. W opisanej polewaczce-zamiataczce, sito natryskowe *b* umieszczone jest w okolicy środka wozu, tak że szczotka oczyszcza świeżo polaną powierzchnię. Ponieważ w tym wypadku wymagana jest stała szerokość polania jezdni wodą, zatem intensywność skrapiania regulować można, albo przymykaniem osłony sita lub jej otwieraniem, względnie regulacją szybkości jazdy samochodu.

W użyciu są także same zamiataczki. Są to przeważnie krótkie samochody, trzy- lub czterokołowe, które mają pod podwoziem zamontowaną szczotkę walcową. We wszystkich typach szczotki są ustawiane pod pewnym kątem do kierunku ruchu samochodu, jak to jest uwidocznione na fig. 257, a to dlatego, żeby kurz, błoto i inne nieczystości, zabrane przez szczotkę, zostały natychmiast usuwane na bok, a szczotka mogła swobodnie oczyszczać dalszą partję jezdni.

Pod nazwą ogólną zamiataczek można traktować wszelkie inne maszyny, służące do oczyszczania czy to jezdni, czy też większych objektów.

Bardzo wielką szkodę wyrządzają oponom samochodów gwoździe, gubione przez konie i furmanki na drogach. Ponieważ furmanki jeżdżą przeważnie środkiem drogi, zatem tam znajduje się zwykle największa ilość gwoździ itp. Samochody przy szybkiej jeździe i wolnej jezdni jadą środkiem drogi, co też zachodzi przy wymijaniu, i wtedy zdarzają się wypadki przebicia opon, co pociąga za sobą zatrzymanie wozu, i konieczność dokonania naprawy. W celu oczyszczenia jezdni z tych szkodliwych i często niebezpiecznych zanieczyszczeń buduje się samochody zaopatrzone w magnesy, które chwytają wszelkie żelazne odpadki a zatem i gwoździe, oczyszczając w ten sposób jezdnię.

W krajach górzystych, w których jest wiele długich tuneli, czyszczenie tych tuneli zabiera wiele czasu i jest bardzo kosztowne, przytem koliduje z normalną komunikacją w tunelu. Niedawno zaczęto budować specjalne maszyny do szybkiego i dokładnego oczyszczania ścian i sklepień tunelowych. Maszyna taka wygląda następująco: Na ciężarowym samochodzie ustawiona jest winda, z wieżą do podnoszenia i opuszczania. Na wieży umieszczona jest konstrukcja żelazna, której pas górny jest łukiem, przystającym do sklepienia tunelu. Po tym górnym pasie porusza się szereg szczotek, obracając się równocześnie około swych osi. Łukowa konstrukcja żelazna osadzona jest na wieży obrotowo, tak że niezależnie od ustawienia samochodu konstrukcja łukowa przystaje do sklepienia tunelu. Po podniesieniu wieży, tak że konstrukcja żelazna znajdzie się w żądanej odległości od sklepienia odległości, ograniczonej promieniem szczotki walcowej, uruchamia się mechanizm napędzający szczotki. Szczotki oczyszczają sklepienie, a równocześnie samochód porusza się w kierunku osi głównej tunelu. Maszyna powyższa nie oczyszcza odrazu całej rozpiętości sklepienia, lecz około jedną trzecią, tak że samochód musi przejechać około trzy razy wzdłuż tunelu, żeby całkowicie sklepienie oczyścić.

10. **Samochody ratunkowo-montażowe.** Fig. 258 przedstawia samochód z wieżą do podnoszenia (ruchomą) i platformą. Na podwoziu umieszczony

jest mechanizm do podnoszenia i obrotu wieży. Mechanizm ten i dolna część wieży wraz z ułożyskowaniem zakryta jest budką *a*, w której to budce znajdują się wszelkie narzędzia pomocnicze, jako też pomieszczenie dla robotników.

Wieża *b* wykonana jest jako walec z blachy żelaznej. Na górnym końcu wieży ustawiona jest platforma *c*.

Niektóre fabryki wykonują całość tak, że wieża opuszcza się tylko i podnosi, natomiast sama platforma jest obrotowa.

Na rysunku platforma uwidoczniona jest w swym najwyższym punkcie w chwili podniesienia, natomiast linje kreskowane przedstawiają platformę w położeniu najniższem, po jej opuszczeniu.

Samochód z takiem urządzeniem służy do celów montażowych w razie wypadku. Każdy zakład tramwajowy posiada podobną wieżę. W razie wypadku gdy np. przerwie się drut (przewód górny) doprowadzający prąd elektryczny do wozów tramwajowych, następuje przerwa w ruchu. Na miejsce wypadku może dostać się jedynie samochód, dlatego też dla celów ratowniczych, jak w powyższym wypadku używa się tylko wieży na samochodzie. Na miejscu wypadku robotnik wchodzi na platformę *c*, wieża zostaje podniesiona do żądanej wysokości i dokonuje się naprawa przerwanego przewodu.

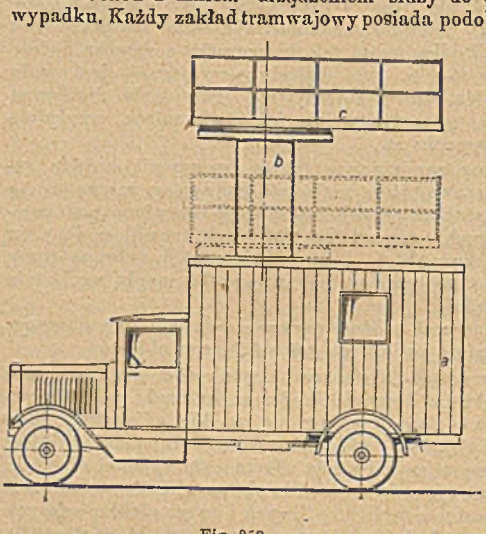


Fig. 258.

W budce *a*, jak wyżej wspomniano, muszą znajdować się potrzebne do naprawy narzędzia, materjały, drabiny itp.

Istnieją też podobne wieże, umieszczone na podwoziach tramwajowych, ale służą one tylko do rewizji górnych przewodów, której dokonywa się tylko w nocy, a w każdym razie w czasie, gdy ustaje normalna komunikacja tramwajowa, i wóz taki może się swobodnie poruszać.

Wieża (fig. 258) służy także do różnych innych prac czy też napraw, które muszą być wykonane na pewnej wysokości, i to przeważnie doraźnie. Gdy roboty mają być wykonywane w danem miejscu przez czas dłuższy, montuje się specjalne rusztowania.

Wieża powyżej opisana nosi nazwę wieży ratunkowo-montażowej, lub montażowej, zależnie od przeznaczenia czy też używania jej.

11. Samochody pożarnicze. Do samochodów pożarniczych zaliczają się samochody z drabinami, samochody z pompami, czyli t. zw. motopompy, samochody z pompami ręcznemi, samochody do przewozu strażaków, oraz samochody ze zbiornikami na wodę.

Fig. 259 przedstawia samochód z drabiną pożarniczą. W tylnej części podwozia umieszczony jest mechanizm *a* do podnoszenia drabiny *b*. Przy maksymalnem podniesieniu drabina zawiera kąt 65° z poziomem. Drabina składa się z kilku drabin, ułożonych jedna na drugiej, i połączonych ze sobą suwnie. Z tyłu samochodu znajduje się beben *c*, na który nawija się wąż do wody. Ławeczka *e* służy do przewożenia strażaków.

Mechanizm *a* umożliwia nietylko ustawienie drabiny pod żądanym kątem do poziomu (max. 65°), ale także nadaje drabinie obrót dowolny, tak że

samochód, zajechawszy na miejsce pożaru, bez specjalnego ustawiania się zostaje zatrzymany, a drabina podniesiona i na żądany kierunek obrócona. Ponieważ, gdy drabina jest podniesiona, całkowity prawie jej ciężar wraz z obciążeniem dodatkowem (człowiek) przenosi się na tylne koła, zatem przy tylnej części podwozia są przy obu kołach dwie śruby, oparte jednym końcem o ziemię, a drugim zaczepione o podwozie. Śruby te, nastawione odpowiednio, przenoszą nacisk wprost na ziemię, bez pośrednictwa opon i resorów, co ma też i tę dobrą stronę, że drabina stoi spokojnie a nie drga na resorach.

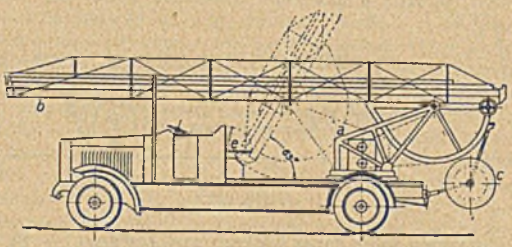


Fig. 259.

Samochody z pompami ręcznemi, jako też motopompy, są to pompy (opisane w specjalnym rozdziale o pompach), umieszczone na samochodach. Zaletą ich największą jest duża wydajność, przy równoczesnej prostocie budowy. Samochody ze zbiornikami na wodę podobne są do zbiorników polewaczek. Wszystkie wozy pożarnicze powinny posiadać zapasowe węże, oraz specjalne mechanizmy potrzebne przy ratownictwie. Np. każda motopompa posiada specjalny uchwyt do łączenia jej w razie potrzeby z pompą stacyjną dla parowozów, skąd przy pożarze stacji, czy też budynku w bliskiej okolicy umożliwia w razie braku innego źródła pobieranie wody z pompy stacyjnej.

Samochody, służące do przewożenia strażaków na miejsce pożaru, buduje się jako kryte lub otwarte. Obydwa typy mają swe uzasadnienie według dwu teorji pożarnictwa, ustalonych przez pożarników-praktyków.

Wedle pierwszej teorji, samochody przewożące strażaków na miejsce pożaru powinny być kryte, żeby strażak nie był narażony w czasie jazdy na niekorzystne warunki atmosferyczne, jak np. deszcz, mróz, kurz itp., a na miejsce wypadku przybył odpoczęty, i cały swój wysiłek skierował tylko na ratowanie. Druga teorja głosi, że strażak winien jechać do pożaru w samochodzie odkrytym. Od chwili alarmu, aż do przybycia na miejsce, powinien

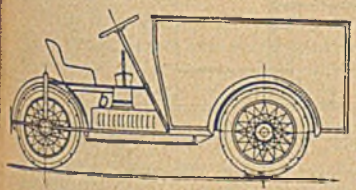


Fig. 260.

Fig. 261.

być on w napięciu, zmoczony czy też przemarznięty, będzie bardzo ruchliwym przy pożarze, żeby oschnąć czy też rozgrzać się. Dalszą dodatnią stroną drugiej teorji, tj. jazdy w otwartym wozie, jest możliwość szybszego wsiadania i wysiadania, niż z wozu zamkniętego. U nas buduje się przeważnie tylko wozy strażackie otwarte.

12. **Trzykołowe samochody gospodarcze.** Fig. 260 przedstawia trzykołowy samochód gospodarczy. Nad tylnem kołem umieszczone jest siedzenie *a*

dla kierowcy, a pod niem silnik, i cały mechanizm napędowy *b*. Nadwozie tworzy umieszczona nad przedniemi kołami skrzynia względnie zbiornik *a* wykonany przeważnie z blachy. Dla pewnych celów zbiorniki te są urządzone jako lodownie, i w nich przewozi się produkty gospodarskie, które np. w lecie ulegają łatwemu rozpuszczeniu się lub psuciu. Samochodów trzykołowych używają często drukarnie do przewożenia dzienników i druków, a także wszelkie przedsiębiorstwa, wytwarzające artykuły, które powinny być szybko i często rozwożone na miejsce przeznaczenia. Samochody te są bardzo lekkie, łatwe do prowadzenia i bardzo zwrotne,

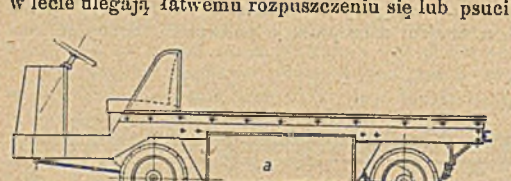


Fig. 262.

zdobywają sobie coraz większe zastosowanie. — Są jeszcze w użytku wozy, podobne z wyglądu do wyżej opisanego, ale z napędem nożnym. Są to zatem rowery trzykołowe, służące do takich samych celów jak samochód trzykołowy. Rowery takie jednak są przystosowane na mniejszy ciężar użyteczny, męczą kierowcę, który pracuje nogami, są zatem bez porównania mniej wydatne, jak samochód trzykołowy.

13. Samochody z napędem elektrycznym. Samochód ciężarowy (fig. 261) z napędem elektrycznym jest podobnie zbudowany, jak samochód ciężarowy, u którego napęd tworzy silnik benzynowy lub ropny. Na przodzie wozu wmontowany jest aparat sterujący „kontroler“, umieszczony w budce *a*, gdzie znajduje się również kierownica i dźwignie hamulcze. Tylne koła są kołami napędowemi, a napęd uzyskuje się z dwu silników elektrycznych, umieszczonych po jednym przy każdem kole tylnem. Źródło prądu „akumulator“ jest umieszczony pod platformą *b*. Samochody te mają duże zalety, gdyż nie wydają gazów spalinowych, oraz pracują cicho.

Fig. 262 przedstawia podobny samochód. Siedzenie dla kierowcy nie jest kryte, a platforma nie posiada osłony bocznej. Pod podwoziem umieszczona jest skrzynia *a*, w której znajdują się akumulatory. Fig. 263 przed-

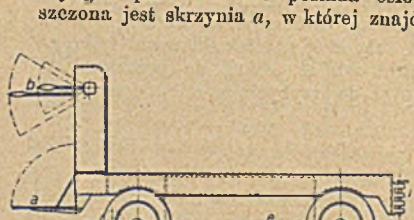


Fig. 263.

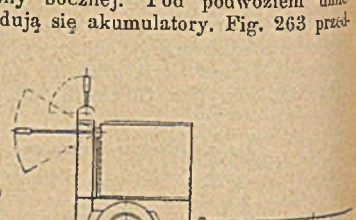


Fig. 264.

stawia elektryczny wózek fabryczny do przewożenia towarów w obrębie i wewnątrz budynków fabrycznych. Kierowca stoi w czasie jazdy na stopniu *a* oraz posiada dwie dźwignie sterujące *b*. Silnik elektryczny *d* napędza koła *c* przy pomocy przekładni kół zębatych. Pod podwoziem znajduje się skrzynia akumulatorowa *e*. W tylnej części podwozia znajduje się uchwyt *f* służący do łączenia przyczepek, z opisanym wozem. Podobny wózek fig. 264.

Oprocz wyżej opisanych, buduje się różne typy samochodów z napędem elektrycznym, a także i samochody osobowe.

14. Konserwacja samochodów. By samochód ekonomicznie pracował, trzeba prócz zwrócenia uwagi na nieprzeciążanie wozu także prowadzić regularną konserwację. Ze względów praktycznych i estetycznych samochód powinien być co dzień lub co kilka dni wymyty, oraz przeglądnięty. Do stałego przeglądu należy stwierdzenie, czy smarowanie funkcjonuje w porządku, czy jakaś śruba się nie rozkręciła, uzupełnienie zapasu benzyny, sprawdzenie dobrego funkcjonowania hamulców i reflektorów itp. W razie jakiegokolwiek niedomagania należy je natychmiast usunąć. Usunięcie niedomagania w porę zapobiega powstaniu większego defektu, który może być kosztowniejszy i trudniejszy do usunięcia, a często i niebezpiecznemu wypadkowi.

Do przeglądnięcia i naprawy podwozia samochodu posiadają garaże specjalne kanały, nad które samochód zajeżdża, a człowiek wszedłszy do kanału, przegląda zewnętrznie mechanizmy, znajdujące się w dolnej części podwozia. Oprócz kanałów buduje się specjalne pomosty, jak fig. 265. Samochód wjeżdża, lub zostaje wciągnięty na łańcuchu *b* na pomost *a*, następnie zaś pomost umieszczony obrotowo na czopach *c* podnosi się do po-

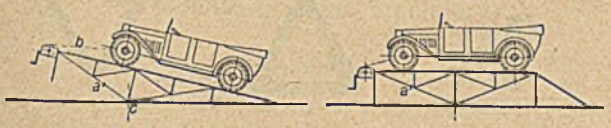


Fig. 265.

ziomu. Robotnik, wszedłszy pod pomost, dokonuje przeglądu, lub też obmywa wodą przy pomocy węża spód wozu itp.

Istnieje cały szereg wind i dźwigów do podnoszenia samochodów, dla dokonania przeglądu, a także są urządzenia do podnoszenia tylko przedniej lub tylko tylnej części wozu.

Co pewien dłuższy czas dokonuje się większego remontu samochodu, i wtedy należy pewną ilość zużytych części wymienić. Katalogi i dane z praktyki ustalają dla różnych typów samochodów okresy czasu, w których należy dokonać większych remontów. Jest jednak zasadą, że im większą troskliwością i opieką samochód się otacza, czyto w czasie jazdy, czy też po przyjeździe do garażu, tem rzadsze i mniej kosztowne będą potrzebne remonty.

Przy konserwacji samochodu w zimie należy pamiętać, żeby — po powrocie z drogi, jeżeli samochód zostawia się przez noc, czy przez pewien czas w miejscu nieogrzanem — wypuścić wodę z chłodnicy, gdyż ta zamarzając, może wyrządzić duże szkody.

Gdy samochodu nie używa się przez dłuższy czas, np. przez okres zimowy, należy postawić go na „kołki“, t. zn. postawić podpory pod osie, przednią i tylną, tak żeby pneumatyki nie dotykały ziemi. Gdyby bowiem podpór nie było, to przy braku ciśnienia w dętce rama koła naciskałaby na dętkę sfałdowaną i oponę, wskutek czego po pewnym czasie powstałyby pęknięcia niszczące opony i dętki.

15. Znaki drogowe dla samochodów i ruchu kołowego wogóle. Na wszystkich drogach umieszczone są specjalne znaki drogowe dla zorjentowania kierowców, że pewna przeszkoda znajduje się w określonej odległości od umieszczonego znaku. Ma to na celu zwrócenie uwagi kierowcy, tak żeby ten ostatni, szczególnie przy jeździe szybkiej, nie był w ostatniej chwili zaskoczony. Fig. 266 podaje zestawienie znaków drogowych: *a)* oznacza „wzniesienia“ (garby); *b)* oznacza „zakręt“; *c)* oznacza „skrzy-

żowanie"; *d)* oznacza „strzeżony przejazd kolejowy" (rampa); *e)* oznacza „niestrzeżony przejazd kolejowy"; *f)* oznacza przeszkody inne, niż ozna-

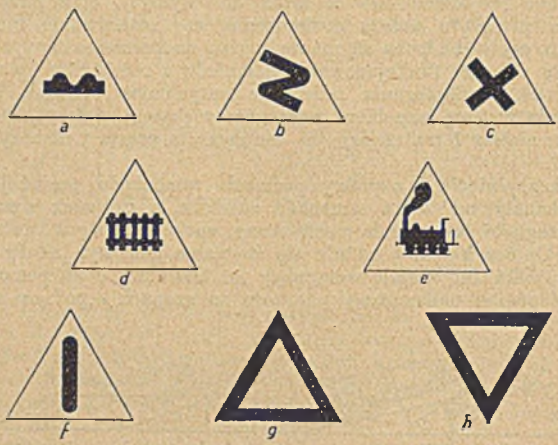


Fig. 266.

czone od *a*—*e*; *g)* oznacza znak powtarzający się, który stosuje się wtedy, gdy warunki atmosferyczne nie pozwalają na użycie tablic pełnych (trójkąt ten jest wewnątrz wycięty); *h)* oznacza pierwszeństwo przejazdu.

Elektrotechnika.[1])

Pod redakcją
inż. M. Pożaryskiego,
profesora politechniki, Warszawa.

I. Jednostki, prawa i pomiary.

1. Jednostki.

1. Układy jednostek. Mamy trzy układy jednostek: 1. bezwzględny elektromagnetyczny; 2. bezwzględny elektrostatyczny i 3. praktyczny. W praktyce technicznej prawie wyłącznie znajduje zastosowanie układ ostatni. Jest on powszechnie przyjęty na podstawie umów międzynarodowych. Pierwsze dwa układy używane są głównie w elektrotechnice teoretycznej.

2. Natężenie prądu. Jednostką natężenia prądu jest amper (oznaczenie A), 1 Amp $= 10^{-1}$ bezwzględnych jednostek elektromagnetycznych. Prąd o natężeniu jednego ampera z roztworu azotanu srebra strąca w przeciągu sekundy 1,118 *mg* srebra (0,327 *mg* miedzi). Małe prądy mierzymy w miliamperach (1 mA $= 10^{-3}$ A) i mikroamperach (1 μA $= 10^{-6}$ A).

3. Ilość elektryczności. Jako jednostkę ilości elektryczności, inaczej ładunku elektrycznego, stosujemy najczęściej amperogodzinę (oznaczenie Ah). Jest to ładunek, przypływający w ciągu godziny przez każdy przekrój przewodu, w którym płynie prąd o natężeniu jednego ampera. Niekiedy mierzymy ładunek w kulombach (oznaczenie C).

$$1 \text{ kulomb} = {}^1/_{3600} \text{ amperogodziny.}$$

4. Opór elektryczny. Jednostką oporności lub oporu elektrycznego jest om (oznaczenie Ω). Jeden om oporności ma słupek rtęci o jednostajnym przekroju, w temperaturze 0° C, który posiada długość 106,3 *cm* i masę 14,4521 gramów (przekrój około 1 mm^2). 1 om $= 10^9$ bezwzględnych jednostek elektromagnetycznych.

5. Napięcie elektryczne. Jednostką napięcia jest wolt (oznaczenie V) 1 volt $= 10^8$ bezwzględnych jednostek elektromagnetycznych. Jeden wolt napięcia mamy pomiędzy końcówkami przewodu, którego opór równa się jednemu omowi i przez który płynie prąd o natężeniu jednego ampera. Jako wzorzec napięcia używa się ogniwo Weston'a, którego napięcie v pomiędzy biegunami przy obwodzie zewnętrznym otwartym w temperaturze $t = 20°$ C równa się 1,0183 woltów. W pobliżu tej temperatury

[1]) Dział „Elektrotechnika" pod redakcją prof. M. Pożaryskiego opracowali: Inż. K. Dobraski: „Jednostki, prawa i pomiary". — Inż. W. Sierzputowski: „Prądnice, transformatory, silniki, akumulatory". — Inż. E. Hac: „Elektrownie, taryfy". — Inż. R. Podowski i J. Lenartowicz: „Trakcja elektryczna". — Inż. R. Trechciński: „Telegrafja". — Inż. J. Machcewicz: „Radjotelegrafja i radjotelefonja".

$v = 1{,}0183 - 0{,}00004\ (t - 20^{\circ})$. Napięcie wysokie mierzy się w kilowoltach, niskie w miliwoltach, 1 kilowolt = 1000 woltów, 1 miliwolt = 10^{-3} woltów.

6. Pojemność elektryczna. Jednostką pojemności jest farad (oznaczenie F). Jest to pojemność kondensatora, który naładowany ładunkiem 1 kulomba, ma na okładkach napięcie 1 wolt. 1 farad = 10^{-9} bezwzględnych jednostek elektromagnetycznych. W praktyce mamy zwykle pojemności małe, dlatego też najczęściej używa się jednostkę mniejszą mikrofarad (oznaczenie μF), 1 mikrofarad = 10^{-6} faradów, lub też mierzy się pojemność w bezwzględnych jednostkach elektrostatycznych, tj. w *cm* (1 farad = $9 \cdot 10^{11}$ *cm*).

7. Spółczynnik samoindukcji i spółczynnik indukcji wzajemnej. Jednostką spółczynnika samoindukcji, krócej indukcyjności, jak również i spółczynnika indukcji wzajemnej jest henr (oznaczenie H) 1 henr = 10^{9} bezwzględnych jednostek elektromagnetycznych.

8. Moc prądu elektrycznego. Praktyczną jednostką mocy jest kilowat (oznaczenie kW), 1 kilowat = 10^{3} watów. Jeden wat jest to moc prądu, który przy napięciu jednego wolta ma natężenie 1 ampera (1 wat = 1 dżul na 1 sekundę). Koń mechaniczny = 75 *kgm* na sekundę = 736 watów. 1 koń mechaniczny angielski = 550 stopofuntów na sekundę = 746 watów.

9. Praca prądu elektrycznego. Jednostką pracy prądu jest kilowatogodzina (oznaczenie kWh). 1 kilowatogodzina = $36 \cdot 10^{5}$ dżulów = $= 3{,}67 \cdot 10^{5}$ kilogramometrów = 860,4 kaloryj dużych.

2. Zasadnicze prawa i określenia.

1. Prawo Ohma. Natężenie prądu, płynącego przez dany przewód, równa się liczbowo stosunkowi napięcia v, jakie mamy pomiędzy końcami tegó przewodu, do jego oporności r. A więc $i = \frac{v}{r}$. Jeżeli v wyrazimy w woltach, a r w omach, to prąd otrzymamy w amperach.

2. Prawa Kirchhoffa: I. Suma algebraiczna prądów krzyżujących się w jednym punkcie równa się zeru. II. W każdym obwodzie zamkniętym (sieci rozgałęzionej lub nierozgałęzionej) suma algebraiczna sił elektromotorycznych, w obwodzie tym działających, równa jest sumie algebraicznej iloczynów prądów przez odpowiednie opory przewodów.

3. Opór elektryczny, inaczej oporność elektryczna. Oporność r przewodu jest proporcjonalna do długości przewodu l, a odwrotnie proporcjonalna do jego przekroju s, pozatem zależy jeszcze od własności fizycznych i chemicznych przewodu: $r = \rho \frac{l}{s}$.

Zazwyczaj l wyrażamy w m, a s w mm^2; r otrzymujemy w omach, gdy $\rho = 0{,}0178$ dla miedzi, 0,10—0,12 dla żelaza, 0,10—0,25 dla stali, 0,40 dla nikelinu przy 15° C.

Oporność elektryczna zależy od temperatury. A mianowicie rośnie wraz ze wzrostem temperatury dla metali, maleje dla elektrolitów i węgla. Wzrost oporności, przypadający na jeden stopień ogrzania i jeden om, wynosi dla większości metali czystych około 0,004 oma. Dla stopów jest on znacznie mniejszy.

4. Oporność zastępcza oporów: r_1, r_2, r_3... połączonych równolegle:

$$R = 1 : \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} + \dots \right).$$

Oporność zastępcza oporów: r_1, r_2, r_3... połączonych szeregowo:

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots$$

5. Prawo Joule'a. W przewodzie jednorodnym o oporności r omów, przez który przepływa prąd o natężeniu i amperów wywiązuje się w ciągu czasu t sekund ilość ciepła:

$$Q = 0{,}24 \cdot i^2 r t \text{ małych kaloryj.}$$

6. Prawo Faraday'a. Jeden kulomb strąca na elektrodach równoważnik elektrochemiczny wyrażony w gramach różnych jonów. Równoważnik elektrochemiczny w gramach = równoważnikowi chemicznemu podzielonemu przez 96540.

Równoważnik elektrochemiczny w gramach na kulomb:

dla wodoru — $10{,}36 \cdot 10^{-6}$,
dla miedzi dwuwartościowej — $329 \cdot 10^{-6}$,
dla cynku — $339 \cdot 10^{-6}$,
dla srebra — $1117{,}5 \cdot 10^{-6}$.

7. Prawo Laplace'a. Oznaczając przez df siłę, z jaką działa pole magnetyczne o indukcji magnetycznej B na element prądu o długości dl i natężeniu i, tworzący kąt α z kierunkiem linij magnetycznych, mamy:

$$df = k \cdot i \cdot B \cdot dl \cdot \sin(B, dl).$$

Siła ta działa prostopadle do płaszczyzny, określonej przez element dl i linję magnetyczną. Spółczynnik proporcjonalności $k = \frac{1}{10}$, jeżeli wyrazimy i w amperach, B w jednostkach bezwzględnych elektromagnetycznych czyli w gausach, dl w cm a df w dynach.

8. Obwód magnetyczny. Jeżeli oznaczymy przez Φ strumień magnetyczny w bezwzględnych jednostkach elektromagnetycznych, czyli maksweli, przez s_1, s_2, s_3 itd. w cm^2 przekroje strumienia magnetycznego, przez l_1, l_2, l_3 itd. w cm odpowiednie cząstki długości średniej linji strumienia magnetycznego, przez μ_1, μ_2, μ_3 itd. przenikalności magnetyczne ośrodków, przez które strumień magnetyczny przechodzi, przez z liczbę zwojów cewki magnesującej, przez i natężenie prądu w amperach, to

$$\Phi = \frac{1{,}256 \cdot zi}{\frac{l}{\mu_1 s_1} + \frac{l_2}{\mu_2 s_2} + \frac{l_3}{\mu_3 s_3} + \dots},$$

gdzie zi są to amperozwoje $1{,}256 \cdot zi$ — magnetomotoryczna siła, $\frac{l_1}{\mu_1 s_1}$ — oporność magnetyczna, czyli reluktancja.

9. Prawo indukcji. Jeżeli strumień magnetyczny Φ objęty obwodem zamkniętym zmienia się, to w obwodzie tym zostaje wzbudzona siła elektromotoryczna indukcji, a wartość jej w danej chwili wynosi:

$$\varepsilon = -\frac{d\Phi}{dt}.$$

Jeżeli obwód tworzy z zwojów wokoło tego strumienia, to:

$$\varepsilon = -\frac{d\Phi}{dt} \cdot z.$$

Przy sinusoidalnie zmiennym Φ, siła elektromotoryczna w woltach wynosi:

$$\varepsilon = 4{,}44 \cdot \Phi_m \cdot f \cdot z \cdot 10^{-8},$$

gdzie Φ_m jest maksymalna wartość strumienia magnetycznego, f częstotliwość zmian strumienia, czyli liczba okresów na sekundę, z liczba zwojów cewki, obejmującej strumień magnetyczny.

10. Reguła Lenz'a. Kierunek prądu indukcyjnego, wytworzonego ruchem przewodnika w polu magnetycznem, jest taki, że siły elektrodynamiczne wywierane przez pole na powstający prąd indukcyjny przeciwdziałają ruchowi.

11. Wartość średnia. Średnia wartość okresowo zmiennej wielkości i określona jest przez wyrażenie:

$$\frac{2}{T}\int_0^{\frac{T}{2}} i\,dt,$$

gdzie T jest to okres.

Jeżeli $i_t = J \cdot \sin\frac{2\pi \cdot t}{T}$, to wartość średnia równa się $\frac{2}{\pi} \cdot J$.

12. Wartość skuteczna. Skuteczna wartość wielkości i okresowo zmiennej określona jest przez wyrażenie:

$$i = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^{T} i_t^2\,dt}.$$

Jest to pierwiastek kwadratowy z przeciętnej z kwadratów za cały okres. W wypadku, kiedy $i_t = J \cdot \sin\frac{2\pi t}{T}$, wartość skuteczna równa się $\frac{J}{\sqrt{2}}$.

13. Oporność pozorna cewki. Jeżeli oporność rzeczywista wynosi R omów, a spółczynnik samoindukcji L henrów, $\omega = 2\pi f$, gdzie $f = \frac{1}{T}$ — częstotliwość prądu, tj. liczba okresów na sekundę, to oporność pozorna obwodu dla prądu zmiennego wynosi:

$$\sqrt{R^2 + (\omega L)^2} \text{ omów.}$$

14. Oporność pozorna kondensatora. Przy pojemności C faradów i częstotliwości prądu f okresów na sekundę oporność pozorna kondensatora dla prądu zmiennego wynosi $\frac{1}{\omega C}$ omów; przytem $\omega = 2\pi f$.

15. Oporność pozorna obwodu składającego się z R i C. Jeżeli wyrażamy opór rzeczywisty R w omach, a pojemność C w faradach, to całkowita oporność pozorna będzie:

$$\sqrt{R^2 + \left(\frac{1}{\omega C}\right)^2} \text{ omów.}$$

16. Oporność pozorna obwodu składającego się z R, L, C, połączonych w szereg. Przy oznaczeniach jak w punktach 13, 14 i 15. całkowita oporność pozorna wynosi:

$$\sqrt{R^2 + \left(\omega L - \frac{1}{\omega C}\right)^2} \text{ omów.}$$

17. Moc prądu stałego P wyraża się iloczynem napięcia V przez natężenie J:

$$P = V . J.$$

V — w woltach, J — w amperach, P — w watach.

18. Moc prądu zmiennego jednofazowego. Gdy napięcie V i prąd J są zgodne w fazie, to moc P wyraża się wzorem:

$$P = V . J.$$

V i J są to wartości skuteczne, napięcia i prądu. Jeżeli różnica faz pomiędzy napięciem i natężeniem prądu wyraża się kątem φ, to

$$P = V . J . \cos\varphi.$$

19. Moc prądu trójfazowego. Gdy niema różnicy faz pomiędzy napięciem fazowem i prądem fazowym, to moc wyraża się wzorem:

$$P = \sqrt{3} . V . J$$

gdzie V jest to napięcie skuteczne między-przewodowe, a J skuteczny prąd przewodowy.

Gdy jest różnica faz φ, to:

$$P = \sqrt{3} . V . J . \cos\varphi.$$

20. Moc pozorna. Mocą pozorną dla prądu zmiennego, przesuniętego w fazie względem napięcia, przy prądzie jednofazowym jest iloczyn $V . J$, przy prądzie trójfazowym $\sqrt{3} . V . J$. Wyraża się moc pozorna w woltamperach albo kilowoltamperach (oznaczenie KVA).

21. Spółczynnik mocy. Stosunek mocy rzeczywistej prądu zmiennego do mocy pozornej czyli $\cos\varphi$ nazywamy spółczynnikiem mocy. W praktyce $\cos\varphi$ najczęściej zawiera się w granicach od 0,5 do 1.

Dla lamp żarowych $\cos\varphi = 1$, dla motorów przy pełnem obciążeniu $\cos\varphi$ najczęściej wynosi około 0,8.

22. Praca prądu. A oblicza się jako iloczyn mocy prądu P i czasu t

$$A = P . t.$$

P — wyrażamy w kilowatach, t — w godzinach, A — w kilowatogodzinach

Dla prądu stałego i zmiennego przy zgodności faz napięcia i natężenia:

$$A = V . J . t,$$

gdy V — w woltach, J — w amperach, t — w sekundach, to A — w dżulach. Gdy zaś czas wyrażamy w godzinach, i podzielimy iloczyn przez tysiąc, to pracę otrzymamy w kilowatogodzinach.

23. Sprawność maszyny obliczamy jako stosunek energji otrzymanej z maszyny do energji dostarczonej do tej maszyny. Przy stałem obciążeniu sprawność równa się stosunkowi mocy otrzymanej z maszyny do mocy dostarczonej.

3. Pomiary elektryczne.

1. Amperomierze i woltomierze do prądów stałych. Budowa tych przyrządów opiera się na zasadzie oddziaływania pola magnetycznego

magnesów stałych na prąd, przepływający zazwyczaj przez cewkę ruchomą, lub na zasadzie oddziaływania nieruchomej cewki z prądem na miękkie żelazo.

Amperomierze posiadają oporność niewielką w przeciwieństwie do woltomierzy, których oporność jest duża.

2. Amperomierze i woltomierze do prądów zmiennych. *a*) Działanie przyrządów elektrodynamicznych opiera się na zasadzie oddziaływania wzajemnego dwóch cewek, przez które przepływa prąd. Jedna cewka jest ruchoma, druga nieruchoma.

b) Działanie przyrządów cieplnych wynika na skutek rozszerzalności drucika, rozgrzewanego prądem, lub też ogrzewania ogniwa termoelektrycznego.

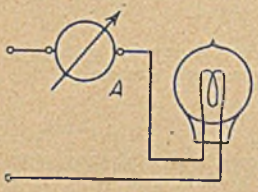


Fig. 267.

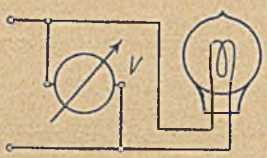


Fig. 268.

c) Działanie przyrządów elektromagnetycznych opiera się na oddziaływaniu pola prądu mierzonego na miękkie żelazo.

Przyrządy *a*), *b*), *c*) mogą jednocześnie służyć do mierzenia prądów stałych i zmiennych.

d) Działanie przyrządów indukcyjnych opiera się na zasadzie wzajemnego oddziaływania pomiędzy prądami indukcyjnemi wzbudzonemi w ruchomej tarczy, a polem magnetycznem prądów przepływających przez cewki.

Przyrządy te służą tylko do mierzenia prądów zmiennych. Wskazania ich w znacznym stopniu zależą od częstotliwości prądu.

Wszystkie powyższe przyrządy wskazują wartość skuteczną napięcia czy prądu.

3. Pomiar natężenia prądu. Amperomierz należy załączyć według fig. 267.

4. Pomiar napięcia prądu. Woltomierz należy załączyć według fig. 268.

5. Pomiar oporności metodą woltomierza i amperomierza. Woltomierz i amperomierz należy załączyć, jak wskazuje fig. 269, kiedy oporność woltomierza jest duża w porównaniu do oporu mierzonego, lub jak wskazuje fig. 270, kiedy oporność woltomierza jest stosunkowo mała.

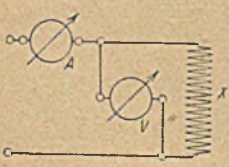


Fig. 269.

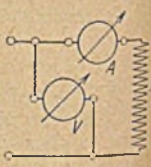


Fig. 270.

Oporność szukaną X otrzymujemy, dzieląc wskazania woltomierza przez wskazania amperomierza.

Przy połączeniu jak na fig. 270 należy od ilorazu odjąć oporność amperomierza.

Pomiar oporności w granicach od 1 do 100 000 dokonywa się zazwyczaj mostkiem Wheatstona.

6. Pomiar mocy prądu zapomocą amperomierza i woltomierza. Przy stałym prądzie obliczamy moc w watach według wskazań woltomierza i amperomierza, mnożąc wolty przez ampery. Tak samo postępujemy przy prądzie zmiennym jednofazowym, zasilającym lampy żarowe. Moc prądu

trójfazowego, zasilającego lampy (fig. 271) przy równem obciążeniu faz, obliczamy, mierząc prąd przewodowy amperomierzem i napięcie między przewodami woltomierzem.

Przyrządy załączamy jak wskazuje fig. 271.

W tych warunkach moc prądu trójfazowego w watach wynosi $\sqrt{3} . V . J$. Gdy prądem zmiennym zasilamy odbiorniki z samoindukcją, np. motory elektryczne, to pomiar mocy odbywa się zapomocą watomierzy.

7. Watomierze. Watomierz składa się z dwu cewek, z których jedna jest ruchoma, a druga nieruchoma. Jedną cewkę załącza się podobnie, jak amperomierz, drugą, jak woltomierz. Układ połączeń pokazany jest na fig. 272.

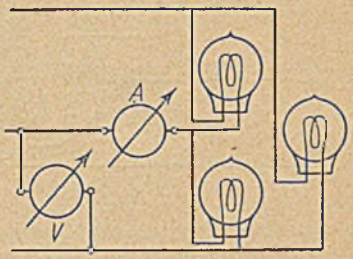


Fig. 271.

Żeby zmierzyć moc odbiornika trójfazowego wogóle, potrzeba dwu watomierzy. Załącza się je wówczas, jak wskazuje fig. 273.

Moc mierzona będzie równa sumie wskazań obu watomierzy. Jeżeli poszczególne fazy odbiornika obciążone są równomiernie, można posiłkować się jednym watomierzem, ale wówczas jeden koniec cewki napięciowej należy przyłączać do punktu zerowego (patrz fig. 274).

Gdyby punkt zerowy był niedostępny, można utworzyć go zapomocą oporów dodatkowych (patrz fig. 275). Opory trzech gałęzi, schodzących się w punkcie zerowym, powinny być jednakowe.

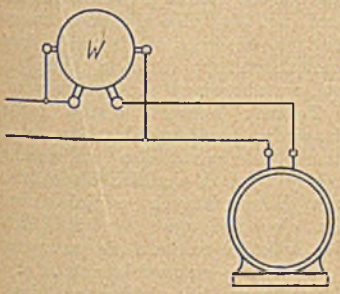


Fig. 272.

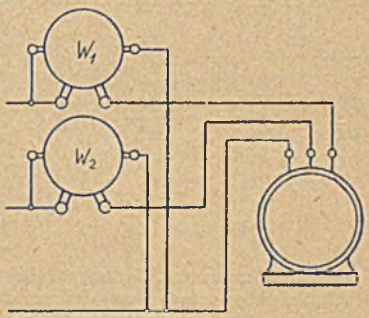


Fig. 273.

8. Pomiar pracy prądu. Do mierzenia pracy prądu, pobieranej przez odbiornik, służą liczniki.

Liczniki prądu stałego opierają się zazwyczaj na zasadzie elektrodynamicznej, liczniki zaś prądu zmiennego na zasadzie wzajemnego oddziaływania pól prądów, przebiegających przez cewki licznika, i prądów wirowych, wzbudzonych w tarczach ruchomych licznika.

Liczniki załącza się podobnie, jak watomierze (fig. 272, 273, 274 i 275). Praca prądu w kilowatogodzinach oblicza się według wskazań licznika przez odejmowanie cyfry początkowej od cyfry końcowej za dany okres czasu, odczytanej na liczniku. Gdy chodzi o wyznaczenie pracy prądu za krótki przeciąg czasu, to można mierzyć moc prądu tak, jak wskazano w §§ 6. i 7., i czas zapomocą zegarka. Iloczyn liczb wyrażających moc w kilowatach

i czas w godzinach da nam pracę w kilowatogodzinach. Można też stosować przyrządy samopiszące — woltomierze i amperomierze, czy też watomierze.

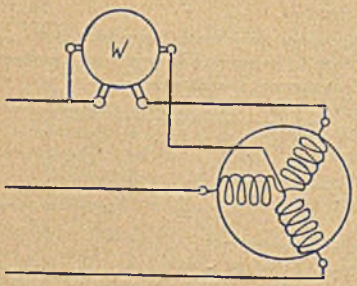


Fig. 274.

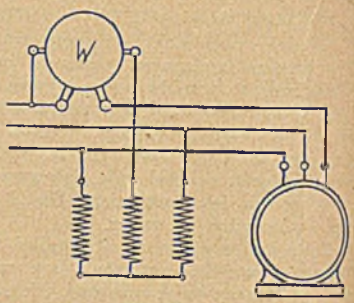


Fig. 275.

Na podstawie wykresów otrzymanych w tych przyrządach, opierając się na wyżej podanych wzorach, możemy łatwo obliczyć pracę.

II. Prądnice, transformatory, silniki, akumulatory.

1. Prądnice. [1])

W prądnicach prądu stałego magneśnica, odlana z żeliwa lub ze stali, najczęściej ma kształt koła z wystającemi do środka pieńkami biegunowemi (fig. 276). Na pieńkach umocowane są cewki z miedzianego drutu izolowanego, po którym przepływa prąd, wytwarzający pole magnetyczne.

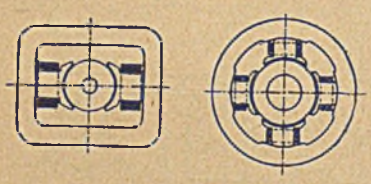


Fig. 276.

Twornik posiada kształt bębna, wirującego pomiędzy biegunami w oddaleniu zaledwie kilku milimetrów; złożony bywa z cienkich blach żelaznych o specjalnych właściwościach i na obwodzie ma pewną ilość żłobków, w które zakłada się uzwojenie, odpowiednio izolowane. Jedną całość z twornikiem stanowi komutator czyli kolektor, wykonywany z wąskich miedzianych wycinków, izolowanych jeden od drugiego i tworzących również bęben.

Poszczególne wycinki kolektora połączone są z uzwojeniem i powstający w tworniku, wskutek wzniecenej w nim elektromotorycznej siły, prąd przypływa do kolektora, który, nadając mu stały kierunek, posyła przez nieruchome szczotki, ślizgające się po kolektorze, i przez zaciski maszyny do sieci.

Cewki biegunowe, wytwarzające pole magnetyczne, mogą otrzymywać prąd z zewnątrz maszyny lub też własny z twornika. Najczęściej spotykany jest ostatni rodzaj wzbudzania i w tym wypadku rozróżniamy trzy kategorje prądnic:

Szeregowe (fig. 277) — tu uzwojenia magnesów i twornika są połączone w szereg;

bocznikowe (fig. 278) — uzwojenie magnesów stanowi odgałęzienie względem uzwojenia twornikowego;

szeregowo-bocznikowe (fig. 279) — połączenie dwóch poprzednich układów.

[1]) Inaczej — dynamomaszyny lub generatory.

W prądnicach szeregowych napięcie maszyny jest zmienne i wzrasta wraz z prądem; w bocznikowych jest ono zależne od prądu w znacznie mniejszym stopniu, a w prądnicach szeregowo-bocznikowych prawie stałe.

Fig. 277.

Fig. 278.

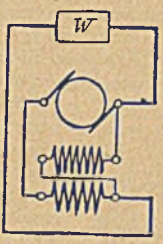


Fig. 279.

W prawidłowo obliczonych prądnicach praca powinna się odbywać bez iskrzenia pod szczotkami i w tym celu większe maszyny otrzymują prawie zawsze bieguny pomocnicze.

W prądnicach bocznikowych i szeregowo-bocznikowych możliwa jest w pewnych granicach regulacja napięcia zapomocą specjalnego opornika, t. zw. regulatora, włączonego w obwód cewek magnesowych.

Prądnice prądu stałego, z uzwojeniem bocznikowem.

Moc w kW	Obroty na minutę	Sprawność przy pełnem obciążeniu w %	Waga w *kg*
0,5	2500	74	30
1	2275	77	40
1,4	2050	78	55
2	1850	79	75
3	1700	80	100
4,25	1650	80	130
6,5	1525	83	180
10	1400	84	240
14	1300	86	340
19	1250	86	430
24	1090	87	590
30	1000	87	790
42	980	88	1000
55	950	88	1200
67	930	89	1500
90	750	91	2050
100	650	91,5	—
120	500	92	—
155	500	92	5460
190	425	92,5	7225
215	350	92,5	8500
240	300	93	10000
290	280	93,5	12000
335	275	93,5	14000

Prądnice prądu stałego mają wielostronne zastosowanie, a więc do oświetlenia, do napędu elektrycznego w hutach, fabrykach i kopalniach, do trakcji elektrycznej, w przemyśle chemicznym itd.

Najczęściej spotykane napięcie 115,230,470 i 550 V; buduje się jednak prądnice zarówno dla niższych napięć, jak i dla wyższych (do 3000 V).

Prądnice prądu zmiennego różnią się zasadniczo od prądnic stałego prądu: posiadają one nieruchomy twornik (stojan), pozbawiony kolektora, i ruchomą magneśnicę (wirnik) (fig. 280).

Fig. 280.

Magneśnica obraca się normalnie wewnątrz stojana, budowane są jednak również prądnice o zewnętrznej magneśnicy, która zastępuje w tym przypadku koło rozpędowe pędzącego silnika.

Magneśnica ma bieguny z umocowanemi na nich cewkami, po których przepływa prąd stały, wytwarzający pole magnetyczne. Prądu tego dostarcza specjalna wzbudnica, sprzężona zwykle bezpośrednio z prądnicą, albo baterja akumulatorów, lub też jakie inne źródło. Dopływ prądu do magneśnicy odbywa się przez szczotki i pierścienie ślizgowe, wirujące razem z magneśnicą.

Stojan, złożony z cienkich blach, ma szereg żłobków, w których umieszcza się uzwojenie. W zależności od tego, czy prądnica ma dostarczać prąd jednofazowy, czy też trójfazowy, uzwojenie składa się z jednej lub trzech grup, łączonych w tym ostatnim wypadku w gwiazdę lub trójkąt.

Pozatem charakterystyczną cechą prądnic zmiennego prądu jest ścisła zależność pomiędzy ilością obrotów, ilością biegunów i t. zw. częstotliwością prądu według wzoru

$$f = \frac{p \cdot n}{60}.$$

Prądnice prądu zmiennego mają znacznie szersze zastosowanie, niż prądu stałego. Specjalne usługi oddają one przy przesyłaniu energji elektrycznej na znaczną odległość, gdyż, pomijając mniejsze trudności przy wykonaniu ich dla wysokich napięć (do 5—10 tysięcy woltów), moc ich może dosięgać setki tysięcy kilowatów. (Patrz tab. na str. 2479.)

2. Transformatory, przetwornice i prostowniki.

Poza wytwarzaniem energji elektrycznej zachodzi często potrzeba przetwarzania jednego rodzaju energji na drugi.

Przetwornica o dwóch kolektorach posiada wspólne uzwojenie magnesowe, a więc jedną magneśnicę i jeden twornik o dwóch niezależnych jedno od drugiego uzwojeniach z odnośnemi kolektorami.

Jest to więc maszyna pojedyncza, w której jedno uzwojenie twornikowe pełni rolę silnika, drugie zaś prądnicy. Zastosowuje się ją, o ile pragniemy od napięcia sieci przejść do odmiennego napięcia odbiornika; regulować napięcia niepodobna.

To samo da się osiągnąć zapomocą dwóch maszyn, jednego silnika i jednej prądnicy, mechanicznie sprzężonych ze sobą. Będzie to typ przetwornicy dwutwornikowej, posiadającej tę dodatnią stronę, iż napięcie da się w niej łatwo regulować.

Transformatory, które mają zastosowanie jedynie przy prądach zmiennych, w przeciwieństwie do przetwornic, są nieruchome; działanie ich oparte jest na zasadach indukcji elektromagnetycznej.

Na rdzeniu żelaznym z cienkich blach, przedstawiających zamknięty obwód magnetyczny, umieszczone są dwa uzwojenia.

Prądnice prądu trójfazowego dla częst. 50 okr. na sek.

Moc w kVA	Obroty na minutę	Sprawność przy pełnem obciążeniu w %	Waga w *kg*
20	1500	85	630
30	1000	88	820
38	1000	88	1100
48	1000	89	1365
62	1000	90	1830
90	750	91	2450
120	750	91	2750
150	600	92	3100
190	500	92	4700
240	500	93	6500
320	500	93	7600
400	375	93,5	10000
480	333	93,5	13000
560	300	93,5	—
650	300	94	—

Przy zasilaniu jednego z nich prądem wytwarza się pole magnetyczne, wzniecające w drugiem uzwojeniu prąd o napięciu, znajdującem się w takim stosunku do napięcia zasilającego, w jakim są liczby zwojów uzwojeń. Stosunek ten zowiemy przekładnią, pierwsze uzwojenie, otrzymujące prąd z głównej sieci, zwie się pierwotnem, drugie zaś wtórnem.

Jeden i ten sam transformator może pracować według życzenia w tym lub w odwrotnym kierunku, tj. podnosząc napięcie lub obniżając.

W zależności od rodzaju prądu rozróżniamy transformatory jednofazowe i trójfazowe, w tym ostatnim wypadku są to trzy skojarzone ze sobą transformatory jednofazowe, których uzwojenia łączone są w gwiazdę lub trójkąt.

Cewki pierwotnego i wtórnego uzwojenia umieszcza się na rdzeniach albo koncentrycznie jedną w drugiej, albo warstwami naprzemian jedną nad drugą.

Transformatory buduje się z chłodzeniem powietrznem i olejowem. Bardziej rozpowszechnione jest olejowe, tu umieszcza się transformator w skrzyniach, napełnionych specjalnym olejem.

Przy większych mocach ścianki skrzyń bywają z blachy falistej. W bardzo dużych transformatorach cyrkuluje oprócz tego w wężownicach woda, która chłodzi olej.

Sprawnością transformatory przewyższają maszyny elektryczne, ponieważ, nie posiadając wirujących i trących się części, wolne są od strat mechanicznych. Pozatem rozproszenie strumienia magnetycznego jest w nich znacznie mniejsze. Również nie wymagają prawie żadnej obsługi.

Zastosowanie znajdują one wielostronne, najczęściej jednak używane są do przesyłania energji na znaczne odległości, gdzie wchodzą w grę wysokie napięcia, do 200 000 V i wyżej, osiągalne jedynie w transformatorach.

Bardzo duże zastosowanie mają one następnie w zakładach przemysłowych przy zasilaniu silników, pieców elektrycznych, maszyn do spawania itd. i po miastach do oświetlenia.

Pewną odmianę stanowią transformatory miernikowe, używane, jako pomocnicze, do przyrządów pomiarowych, i rozruchowe, t. zw. autotrans-

formatory, o pojedyńczem uzwojeniu, używane do uruchomienia silników elektrycznych z wirnikami zwartemi.

Transformatory trójfazowe olejowe dla napięć do 30 000/1000 V przy częstotliwości prądu 50 okresów na sekundę.

Moc w kVA	Sprawność przy pełnem obciążeniu		Spadek napięcia przy cos $\varphi = 1$	Waga	
	cos $\varphi = 1$	cos $\varphi = 0{,}8$		bez oliwy ze zbiorn. *kg*	oliwy *kg*
2,5	92,2%	90,2%	3,3%	100	20
6	94%	92,5%	3%	175	65
10	94,8%	93,4%	2,8%	225	85
20	95,8%	94,7%	2,4%	300	140
35	96,5%	95,6%	2%	400	200
55	96,7%	95,9%	1,7%	580	260
85	97,2%	96,3%	1,5%	900	300
125	97,4%	96,8%	1,3%	1180	420
200	98%	97,5%	1%	1350	600
300	98,2%	97,7%	1%	2330	970
500	98,3%	97,9%	0,9%	3000	1500
750	98,5%	98,1%	0,8%	4300	1900
1250	98,6%	98,2%	0,8%	5600	2800

Przetwornice prądu zmiennego na stały. Do przetwarzania stałego prądu na zmienny i odwrotnie używano dawniej prawie wyłącznie silników w połączeniu z prądnicami, czyli t. zw. przetwornic dwumaszynowych.

W pierwszym przypadku silnik będzie stałego prądu, w drugim zmiennego, a więc asynchroniczny lub synchroniczny. Aczkolwiek ten ostatni ma nieco większą sprawność i polepsza spółczynnik mocy sieci, jednakże przy przeciążeniu traci z łatwością zgodność faz, skłonny jest do „kołysania", pozatem do jego uruchomienia potrzebny jest pomocniczy motor prądu zmiennego lub też źródło energji prądu stałego.

Mechanicznie silnik łączy się z prądnicą albo bezpośrednio zapomocą sprzęgła i wtedy przetwornica posiada wspólną płytę, albo też pośrednio zapomocą pasa lub innej przekładni.

Zmiana napięcia w tego rodzaju przetwornicach może być dowolna. Regulacja napięcia również może się odbywać w szerokich granicach.

Zato sprawność jest stosunkowo niższa, niż w maszynach pojedyńczych, ponieważ równa się iloczynowi sprawności silnika i prądnicy.

Następnie mamy przetwornice jednotwornikowe, inaczej jednomaszynowe, o wspólnem uzwojeniu magnesowem i wspólnem dla stałego i zmiennego prądu uzwojeniu twornikowem, połączonem z kolektorem z jednej strony i z pierścieniami ślizgowemi z przeciwnej.

Maszyny te posiadają wszystkie zalety i wady synchronicznych motorów, mają jednak tę dodatnią stronę, iż są tańsze od dwutwornikowych przetwornic, zajmują mniej miejsca, odznaczają się większą sprawnością i mogą być przeciążane na krótki przeciąg czasu do 100%.

Niedogodnością jest ta okoliczność, iż, ze względu na wspólne uzwojenie, między napięciem prądu stałego i zmiennego istnieje pewien ściśle określony stosunek, wskutek czego prawie zawsze jest się zmuszonym mieć do pomocy transformator, który napięcie sieci podwyższa lub obniża do napięcia, jakie powinna otrzymać przetwornica.

Pozatem ten typ przetwornic nadaje się lepiej przy częstotliwości prądu, nie przekraczającej 25—35, do zamiany prądu zmiennego na stały. Regulacja napięcia jest dość utrudniona i może się odbywać jedynie przy zastosowaniu regulatorów indukcyjnych lub dławików, o ile nie chodzi o zbyt szerokie granice.

Uruchomić przetwornicę najłatwiej zapomocą pomocniczego silnika następnie, o ile go niema, to jako silnik prądu stałego, nie wykluczone jest również uruchomienie prądem zmiennym.

Ostatni rodzaj przetwornic, t. zw. kaskadowe, są to trójfazowe silniki asynchroniczne, osadzone na wspólnym wale z prądnicami prądu stałego na podobieństwo przetwornic dwumaszynowych, z tą jednak różnicą, że silnik i prądnica łączą się między sobą elektrycznie, a mianowicie uzwojenie wirnika motoru asynchronicznego z uzwojeniem twornika prądnicy.

Przetwornice kaskadowe w zestawieniu z jednotwornikowemi, przy sprawności prawie tej samej, cechuje lepsza komutacja, mniejsza skłonność do „kołysania“, wykonalność bez specjalnych trudności dla częstotliwości prądu powyżej 35, niezbyt skomplikowany rozruch od strony prądu zmiennego, łatwiejsza regulacja napięcia i możność przystosowania bez trudności do zasilania sieci trójprzewodowych.

Przetwornice kaskadowe mogą pracować jedynie z prądu trójfazowego na stały.

Prostowniki. Ostatniemi czasy coraz to większe rozpowszechnienie znajdują prostowniki rtęciowe, które prąd zmienny przetwarzają na prąd o jednym kierunku, tak zwany tętniący, bardzo zbliżony do prądu stałego i najzupełniej go zastępujący.

Działanie tych aparatów oparte jest na tem, iż łuk w parze rtęciowej przepuszcza prąd tylko w jednym kierunku.

Przyrządy te są to naczynia opróżnione z powietrza, zawierające pewną ilość rtęci, która pod wpływem prądu paruje i na podobieństwo lamp rtęciowych wytwarza łuk świetlny.

Wewnątrz umieszczone są elektrody, połączone przez transformator ze źródłem przetwarzanego prądu; napotykając na drodze pary rtęci, prąd zmienny przetwarza się na jednokierunkowy.

Przed uruchomieniem prostownika należy wytworzyć łuk świetlny, co się uskutecznia zapomocą specjalnego urządzenia pomocniczego, zasilanego prądem stałym.

Rozróżniamy dwie kategorje takich prostowników ze szklanemi naczyniami i z żelaznemi. Prostowniki szklane buduje się do 500 A i 650 V, przy większych mocach używa się wyłącznie żelaznych, których wydajność dochodzi obecnie do 16000 A i więcej przy 12000 V.

Prostowniki szklane mają tę ujemną stronę, iż po upływie pewnego czasu, rzadko przekraczającego 1000 godzin, przestają działać. Żelazne prostowniki wymagają prawie ciągłego podtrzymywania próżni, do czego służą specjalne pompy o wysokiej sprawności.

Sprawność prostowników jest bardzo dobra, do 95% i przy zmianie obciążenia znacznie mniej się zmienia niż w maszynach. Np. przy zmianie mocy prądu stałego od $^1/_4$ do $^5/_4$ mocy normalnej sprawność zmieniała się w granicach od 93,2 do 95%.

3. Silniki (motory) elektryczne.

W silniku prądu stałego przy prawidłowym rozruchu szybkość biegu powinna wzrastać stopniowo; zawdzięczamy to specjalnemu opornikowi, t. zw. rozrusznikowi, połączonemu w szereg z twornikiem (fig. 281). Nie pozwala on na raptowny wzrost prądu w pierwszej chwili rozruchu, kiedy twornik nie posiada jeszcze własnej siły przeciw elektromotorycznej.

Pomimo jednak posiłkowania się rozrusznikiem prąd przy rozruchu jest jeszcze dość znaczny i prawie dwukrotnie przewyższa normalny, odpowiadający pełnemu obciążeniu silnika.

W prawidłowo obliczonym silniku nie powinno być iskier (dobra komutacja) i położenie szczotek jest stałe i niezależne od zmian obciążenia. Dla niewielkich silników na 110 ewent. 220 V i przy normalnych szybkościach daje się to z łatwością osiągnąć, przy większych natomiast mocach lub wielkiej szybkości, przy 440 V i w razie potrzeby zmiany kierunku ruchu lub regulacji szybkości biegu niezbędne są t. zw. bieguny pomocnicze.

Silniki prądu stałego w zależności od połączenia twornika z magnesami bywają szeregowe, bocznikowe i szeregowo-bocznikowe.

W silnikach szeregowych uzwojenie magnesowe połączone jest w szereg z uzwojeniem twornikowem, wskutek czego przepływa przez nie jeden i ten sam prąd. Charakterystyczną cechą jest tu zależność prędkości biegu od obciążenia, ze wzrostem obciążenia szybkość się zmniejsza i naodwrót. Pozatem właściwością ich jest znaczny moment rozruchowy, wskutek czego silniki te stosowane są przeważnie do żórawi, suwnic, tramwai itd.

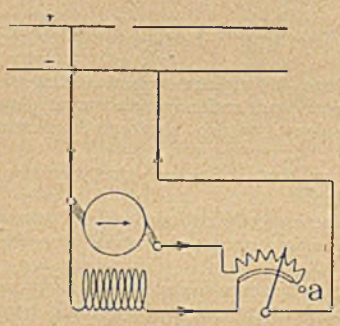


Fig. 281.

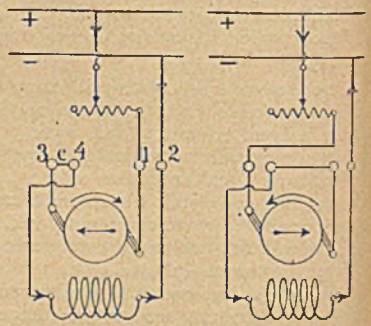


Fig. 282.

Do napędu pasowego silników tych się nie używa, gdyż w razie ześlizgnięcia się lub pęknięcia pasa obroty wzrosłyby niepomiernie, co mogłoby spowodować uszkodzenie silnika.

Regulacja obrotów zazwyczaj dokonywana być może jedynie poniżej normalnych, ze stratą jednak energji. Zmiana kierunku biegu odbywa się przez odwrócenie końcówek uzwojenia magnesów lub twornika (fig. 282).

W silnikach bocznikowych uzwojenie magnesów stanowi odgałęzienie uzwojenia twornikowego i w przeciwieństwie do silników szeregowych prędkość biegu zmniejsza się nieznacznie przy powiększeniu obciążenia. Silniki te są bardzo rozpowszechnione i nadają się do różnych napędów, rozmaitych mechanizmów, obrabiarek, pomp, wentylatorów itd. (fig. 281).

Regulacja odbywa się przeważnie powyżej normalnych obrotów (od 15% do 50% a czasem i więcej) i tylko w rzadkich wypadkach poniżej (do 50%). Podwyższenie liczby obrotów nie pociąga za sobą prawie żadnych strat energji.

Zmiany kierunku biegu dokonywa się, jak w silnikach szeregowych.

Silniki szeregowo-bocznikowe posiadają właściwości szeregowych i bocznikowych, a więc znaczny moment rozruchowy i niewielki spadek obrotów. Magnesy zaopatrzone są w dwojakie uzwojenia, szeregowe, o dużem przekroju miedzi i małej ilości zwoi, i bocznikowe, o małym przekroju miedzi i dużej ilości zwoi. Silniki te znacznego zastosowania nie mają.

Silniki prądu stałego, bocznikowe, normalne.

Moc w kW	Obroty na minutę	Sprawność przy pełnem obciążeniu w %	Waga w *kg*
0,7	1800	74	30
1,25	1725	77	40
1,75	1590	78	55
2,5	1500	79	75
3,75	1300	80	100
5	1350	80	130
8	1250	83	180
12	1125	84	240
17	1025	86	340
23	1050	86	430
30	900	87	590
38	800	87	790
50	810	88	1000
65	800	88	1200
80	760	89	1500
105	650	91	2000
119	550	91,5	—
148	460	92	—
193	440	92	5460
240	375	92,5	7225
270	310	92,5	8500
315	265	93	10000
365	245	93,5	12000
425	240	93,5	14000

Silniki prądu zmiennego bywają trzech rodzai, zasadniczo różniących się między sobą: synchroniczne, asynchroniczne i kolektorowe.

Każda prądnica prądu zmiennego, zasilana prądem, może pracować jako silnik synchroniczny. Do twornika należy doprowadzić prąd zmienny do uzwojenia magnesowego stały.

Silnik synchroniczny ma stałą liczbę obrotów, niezależną od obciążenia i zależną jedynie od częstotliwości prądu i ilości biegunów magneśnicy, jest wrażliwy na przeciążenie i w takich razach z łatwością zatraca zgodność częstotliwości siły elektromotorycznej z częstotliwością dopływającego prądu, co uniemożliwia dalszą pracę, skłonny jest do t. zw. zjawiska „kołysania“ i wogóle może wywoływać pewne zakłócenia w sieci, w zależności od tego, czy charakter wzniecanych w nim, jako w prądnicy, sił elektromotorycznych mniej lub więcej różni się od chrakteru napięcia sieci.

Pozatem są pewne trudności z uruchomieniem tych silników, używa się w tym celu albo pomocniczego silnika (o ile do tego nie może być użyta własna wzbudnica w charakterze silnika), albo, przy silnikach prądu trójfazowego, prąd o zredukowanem napięciu (przez autotransformator).

Dodatnią stroną tych silników jest zdolność polepszania spółczynnika mocy sieci i ten szczegół decyduje głównie o ich zastosowaniu.

Silniki synchroniczne, zarówno, jak prądnice, mogą być jednofazowe. Regulacja obrotów i zmiana kierunku biegu w czasie ruchu są niewykonalne.

W silnikach asynchronicznych zarówno, jak w prądnicach prądu zmiennego, istnieje pole wirujące, powstaje ono jednak nie wskutek wiru-

jących magnesów, zasilanych prądem stałym, a wskutek wzajemnego oddziaływania prądów poszczególnych faz nieruchomej części silnika, t. zw. stojana (statora).

W zwykłych silnikach asynchronicznych stojan posiada trzy fazy i jest to typ najbardziej rozpowszechniony.

Wewnątrz stojana mieści się ruchoma część silnika, t. zw. wirnik (rotor) posiadający własne uzwojenie, w którem pole wirujące wznieca prądy, wskutek czego zgodnie z zasadami indukcji wirnik podąża za polem wirującem, nie dorównywuje mu jednak nigdy w szybkości. Różnicę obrotów, wyrażoną w procentach, nazywamy poślizgiem, który zwykle wynosi przy pełnem obciążeniu od 3 do 5%.

Uzwojenie stojana w postaci trzech gałęzi czyli faz, połączonych ze sobą w gwiazdę lub trójkąt, umieszcza się w żłobkach na powierzchni wewnętrznej w ten sposób, iż powstaje szereg biegunów, naprzemian północnych i południowych.

Wirnik oddziela od statora bardzo niewielka szczelina powietrzna, około 1 *mm* w silnikach o średniej mocy. Uzwojenie wirnikowe zakłada się również w żłobki, których liczba musi być jednak odmienna od stojana.

Zarówno stojan, jak wirnik dla uniknięcia strat wykonywuje się z cienkich blach, izolowanych między sobą.

Trójfazowe motory asynchroniczne buduje się dwóch rodzai, zwarte i z pierścieniami ślizgowemi.

W silnikach zwartych uzwojenie wirnika, częstokroć bez izolacji, nie jest podzielone na fazy, a wykonywuje się w postaci szeregu drutów, założonych po obwodzie w żłobki równoległe do osi silnika i połączonych zprzodu i ztyłu zapomocą pierścieni w jedną całość, tworzącą rodzaj klatki.

Przy takim ustroju wirnika silnik bierze przy rozruchu bardzo duży prąd, i rozruch jego ujemnie oddziaływa na sieć, obniżając napięcie.

To też elektrownie miejskie przyłączają do sieci tylko niewielkie silniki tej kategorji (do 2 a najwyżej do 5 KM).

Małe silniki uruchamia się bądź bezpośrednio przez wyłącznik, bądź też za pośrednictwem specjalnego przełącznika z gwiazdy na trójkąt, osłabiającego raptowny podskok prądu.

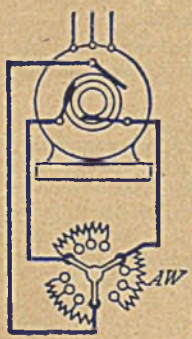


Fig. 283.

Do uruchomienia większych silników służą transformatory rozruchowe, obniżające napięcie prądu zasilającego silnik. Regulacja obrotów jest niemożliwa.

Są silniki specjalnej konstrukcji z wirnikiem zaopatrzonym w klatkę sztabową lub podwójną, która zapewnia łagodny rozruch przy użyciu zwykłego wyłącznika.

W silnikach z pierścieniami ślizgowemi wirnik otrzymuje dwufazowe lub trójfazowe uzwojenie. Końce wyprowadzone są do 3 pierścieni ślizgowych, umocowanych na wale, i przez nieruchome szczotki łączą się z oporami rozrusznika (fig. 283).

W pierwszej chwili rozruchu opory są całkowicie włączone w fazy twornika, zmniejszając w nim natężenie prądu i powodując powolne wirowanie, w miarę wyłączania oporów, szybkość wirowania rośnie i dosięga stopniowo normalnej liczby obrotów. W końcowym momencie rozrusznik jest zupełnie wyłączony i uzwojenie wirnika jest zwarte. Dla zaoszczędzenia szczotek większe silniki otrzymują przyrząd do zwierania pierścieni i podnoszenia szczotek z końcem rozruchu.

Szybkość wirowania w tych silnikach daje się zniżać, uskutecznia się to jednak zwykle przez włączanie opornika, a więc ze stratą energji i sprawności.

Zmiana kierunku biegu w silnikach zwartych i z pierścieniami ślizgowemi dokonywa się przez przełączenie dwóch dowolnych dopływów u zacisków statora (fig. 284).

Asynchroniczne silniki trójfazowe mają przy zmianie obciążenia prawie że stałą szybkość biegu, ruszają przy obciążeniu i stosunkowo mniej są wrażliwe na przeciążenie. Jedyną ujemną stroną jest niski spółczynnik mocy przy niepełnych obciążeniach. Dla zwiększenia tego spółczynnika zaleca się przy małych obciążeniach stosować połączenia uzwojenia stojana w gwiazdę, wtedy gdy przy pełnem obciążeniu uzwojenia te są połączone w trójkąt.

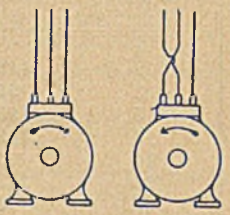


Fig. 284.

Odmianę silników trójfazowych stanowią silniki asynchroniczne jednofazowe, z dodatkową sztuczną fazą w stojanie, która służy do rozruchu, wytwarzając wraz z główną fazą pole wirujące.

Po uruchomieniu silnika wirujące pole podtrzymuje się przez współdziałanie prądu stojana i prądu wirnika.

Silniki te posiadają niewielką siłę pociągową i zastosowanie mają ograniczone. Konstrukcyjnie bardzo mało różnią się od silników trójfazowych.

Asynchroniczne silniki trójfazowe klatkowe dla częstotliwości prądu 50 okresów na sekundę.

Moc w KM	Obroty na minutę	Sprawność przy pełnem obciążeniu w %	Spółczynnik mocy przy pełnem obciążeniu	Waga w *kg*
2	1415	81	0,82	50
3	930	81	0,82	78
5	1415	84	0,84	92
8,5	710	83	0,83	225
12,5	1425	82	0,88	177
15	950	82	0,89	325
32	1450	89	0,92	380
50	720	89	0,89	710
85	580	91	0,90	1430
125	975	92	0,92	1160
150	580	92	0,91	1870
200	1470	93	0,93	1430
250	975	93	0,93	1870
325	735	93	0,92	2620
475	1475	95	0,94	2970

W silnikach kolektorowych stojan jest zbudowany, jak w silnikach asynchronicznych, wirnik zaś posiada uzwojenie na wzór silników prądu stałego z kolektorem.

Silniki te cechuje znaczny moment rozruchowy i zależność szybkości biegu od obciążenia. Rozróżniamy dwie najbardziej charakterystyczne kategorje — silniki jednofazowe szeregowe i repulsyjne oraz silniki trójfazowe szeregowe.

Silnik jednofazowy szeregowy posiada magneśnicę, wykonaną na kształt stojana, a więc ze żłobkami zamiast pieńków magnesowych.

Asynchroniczne silniki trójfazowe
z pierścieniami ślizgowemi dla częstotliwości prądu 50 okresów na sekundę

Moc w KM	Obroty na minutę	Sprawność przy pełnem obciążeniu w %	Spółczynnik mocy przy pełnem obciążeniu	Waga w kg
2	1425	80	0,8	75
3	940	80	0,8	130
5	950	82	0,83	180
10	1450	87	0,87	240
10	960	86	0,86	320
20	1450	89	0,89	390
20	965	88	0,88	500
30	965	89	0,88	620
40	965	90	0,89	740
50	970	90	0,89	880
60	725	90	0,90	1200
75	725	91	0,88	1450
100	580	91	0,88	2100
150	725	91	0,9	2250
175	580	92	0,89	2900
200	580	92	0,9	3300
250	725	92	0,91	3300
280	585	92,5	0,91	6400
340	490	92,5	0,91	8500
400	415	93	0,915	11500
475	360	93	0,915	14750

W żłobkach mieszczą się dwa uzwojenia, jedno główne i jedno pomocnicze, kompensacyjne, usuwające oddziaływanie wirnika.

Wirnik zaopatrzony jest w kolektor i uzwojenie jego połączone jest w szereg z uzwojeniem magneśnicy.

Silnik repulsyjny różni się od szeregowego jedynie tem, iż uzwojenie wirnika nie łączy się z uzwojeniem magnesowem, a zwarte jest na krótko przez połączenie między sobą odpowiednio ustawionych szczotek.

Silnik trójfazowy szeregowy zasadniczo niczem się nie różni od silnika jednofazowego, tylko zamiast jednego uzwojenia posiada ich trzy, które następnie łączą się z uzwojeniem wirnika przez trzy szeregi szczotek, ślizgających się po kolektorze.

Obroty silników kolektorowych repulsyjnych dają się łatwo regulować przez przesuwanie szczotek po kolektorze.

Ze względu na potrzebę stosowania na kolektorze napięć niższych, niż w sieci, prawie zawsze używa się transformatorów, które się włącza przed magneśnicą albo przed wirnikiem.

Warunki, jakim mają czynić zadość maszyny elektryczne i jakim próbom mają być poddane przy odbiorze, są ujęte w szczegółowe przepisy, które znajdują się w kalendarzach elektrotechnicznych i specjalnych wydawnictwach.

4. Akumulatory.

Najbardziej rozpowszechnione są dotychczas akumulatory ołowiane, ostatnimi jednak czasy coraz to większe prawo obywatelstwa zyskują również

zwłaszcza jako przenośne akumulatory niklowo-żelazne wynalazku Edisona i Jungnera.

Akumulatory ołowiane mają naczynia przeważnie ze szkła lub drzewa z zanurzonemi w wodnym rozczynie kwasu siarkowego ołowianemi płytami.

Poszczególne ogniwa łączą się w szereg i tworzą baterję akumulatorów.

Ładowanie akumulatorów polega na zasilaniu ich prądem stałym, w takcie czego płyty dodatnie zostają utleniane, ujemne zaś odtleniane.

Przy wyładowaniu zachodzi proces odwrotny i jako wynik odbywających się procesów chemicznych, otrzymujemy prąd stały.

W pierwszym przypadku akumulatory są odbiornikami energji elektrycznej, w drugim zaś jej źródłem.

Napięcie poszczególnych ogniw w czasie wyładowania wynosi przeciętnie 1,9 V i nie powinno spadać poniżej 1,8 V, przy ładowaniu dochodzi ono do 2,75 V.

Akumulatory firmy „Tudor“ dla powolnego wyładowywania w ciągu 3—10 godzin, w naczyniach szklanych.

Nr.	Pojemność w amp.-godz.	Prąd wyłud. w amp.	Zewn. wym. w *mm*	Waga netto w *kg*	Ilość kwasu w litrach
J. 1	27 30 33 36	9 6 4,5 3,5	80 215 295	8,3	4
J. 2	54 60 66 73	18 12 9 7,5	130 215 295	13,4	6
J. 3	81 90 99 109	27 18 13,5 11	180 215 295	18,3	9
J. 4	108 120 133 145	36 24 17,5 14,5	215 230 295	23,6	11
J. 5	135 150 166 181	45 30 22 18	215 280 295	28,2	13
J. 6	162 180 199 218	54 36 26,5 22	215 195 505	33,1	16
J. 8	216 240 265 290	72 48 35,5 29	215 260 505	44,8	21

Akumulatory charakteryzują się pojemnością, czyli ilością elektryczności wyrażoną w amperogodzinach, jaką naładowany akumulator może dostarczyć za cały okres wyładowania. Pojemność nie jest wielkością stałą i zależna jest od natężenia prądu. Im prąd jest słabszy, tem jest nieco większa.

Sprawność akumulatora ołowianego czyli stosunek oddanej energji do otrzymanej, wynosi 70—75%.

Akumulatory, pozostające dłuższy czas w spoczynku, wyładowują się stopniowo same i przed użyciem należy je ponownie doładować.

W akumulatorach niklowo-żelaznych istotną część składową płyt dodatnich stanowi wodorotlenek niklu, ujemnych zaś gąbczaste żelazo z domieszką rtęci i miedzi. Jako elektrolit, używa się roztworu wodorotlenku potasu.

Przy ładowaniu napięcie poszczególnych ogniw podnosi się od 1,5 do 1,8 V, przy wyładowaniu spada od 1,25 do 1 V.

Akumulatory te są wytrzymalsze na wstrząśnienia i mniej wrażliwe na krótkie zwarcia. Sprawność energetyczna od 50 do 65%.

Akumulatorów używa się wogóle do wyrównania napięcia sieci przy pracy równoległej z prądnicami (tramwaje elektryczne), jako rezerwy lub w zastępstwie prądnic (oświetlenie w porze nocnej), przy sieciach trójprzewodowych dla podziału napięcia i w łodziach podwodnych dla zasilania silników pod wodą, a także jako przenośnych źródeł prądu do najrozmaitszych celów.

Akumulatory żelazno-niklowe
firmy „Société des Accumulateurs Fixes et de Traction".

Typ	Pojemność w amperogodzinach przy 10-godz. wyład.	Waga jednego ogniwa z elektrolitem w *kg*
M 1	3	0,7
— 06	3	0,485
— 16	8	0,7
M 2	8,5	1,1
36	16	1,3
115	20	1,5
315	36	2,9
321	50	3,7
415	64	5,2
329	68	5,0
511	72	5,5
421	88	6,8
515	96	7,1
521	132	9,4
717	143	8,6
533	204	13,1
724	210	11,9
738	330	17,9
748	420	23,8

III. Elektrownie.[1])

Małe urządzenia mają elektrownie w pobliżu miejsca największego zużycia energji elektrycznej, w dużych budujemy elektrownie w pobliżu źródeł wody i paliwa, przynajmniej tam, gdzie dostarczenie wody i paliwa jest łatwe.

[1]) Szczegóły dotyczące urządzeń elektrycznych patrz w dziale: „Instalacje", str. 2250.

Silniki do napędu prądnic. W dużych elektrowniach, od kilku tysięcy kilowatów, stosują się obecnie turbiny parowe, gdyż one zajmują mało miejsca, wymagają mało smarów, a co najważniejsze, posiadają równomierny bieg przy znacznej ilości obrotów (do 3000 na minutę). Są przytem w połączeniu z generatorem prądu tańsze od odpowiedniego zespołu z silnikiem parowym, tłokowym, który coraz bardziej wychodzi z użycia.

Z pośród silników tłokowych wyjątek stanowi lokomobila, która jest używana w elektrowniach prowizorycznych oraz na folwarkach, w majątkach ziemskich itp. Opalana bywa zapomocą węgla, torfu lub drzewa. Lokomobila zajmuje względnie mało miejsca i nie jest zbyt skomplikowana przy obsłudze.

W małych i średnich elektrowniach są zwykle stosowane silniki spalinowe, najczęściej systemu „Diesel'a". Elektrownie przewoźne zaopatrują się zawsze w silniki spalinowe benzynowe czy naftowe.

Gdzie są odpowiednie spadki wody, to we wszystkich elektrowniach od największych do najmniejszych stosują się turbiny wodne.

Kotły parowe zwykle używane odparowują od 20 do 40 *kg* pary z 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej.

Odparowanie dla różnego paliwa na 1 *kg* wynosi:

węgiel (7500 kal.)	7—8	*kg* pary
„ (4500 kal.)	4—5	*kg* „
koks (6000—7000 kal.) . . .	5,7—7,7	*kg* „
torf (3000—4000 kal.) . . .	2,8—4,4	*kg* „

Turbiny parowe sprzęgnięte bezpośrednio z generatorami zużywają pary na 1 KW-godzinę: Systemu Brown-Boveri-Parson

przy mocy generatora	200 KW	8,2	*kg* pary
„ „ „	500—1000 „	6,7—6,2	*kg* „
„ „ „	2000—5000 „	5,7—5,5	*kg* „
„ „ „	5000—10000 „	5,5—5,25	*kg* „

Lokomobile parowe dla pary o ciśnieniu 10 atm. zużywają węgla o wartości opałowej 7500 kaloryj na 1 KM-godzinę:

lokomobila 20 KM jednocylindrowa bez kondensatora	1,05	*kg*
„ 40 „ „ „ „	0,95	*kg*
„ 40 „ „ z kondensatorem	0,59	*kg*
„ 250 „ „ „ „	0,57	*kg*
„ 500 „ „ „ „	0,51	*kg*

Silniki spalinowe zużywają na 1 KM-godzinę:

silnik benzynowy 1—10 KM	0,54—0,5	*kg* benzyny
„ „ 10—25 „	0,40—0,38	*kg* „
„ „ 25—100 „	0,38—0,33	*kg* „

Silnik dla gazu świetlnego od 4 KM . . . . . 0,5—0,4 m^3 gazu.

Silnik systemu Diesel 10—20 KM .	0,23—0,21	*kg* ropy naftowej
„ „ „ 20—40 „ .	0,21—0,2	*kg* „ „
„ „ „ ponad 40 „ .	0,19—0,17	*kg* „ „

Turbiny wodne posiadają spółczynnik sprawności 75—80% i więcej w stosunku do energji wody.

Prądnice są napędzane w miarę możności bezpośrednio (turbiny) lub zapomocą przekładni zębatej pasowej czy linowej. Przy ustawianiu dążyć należy do zastosowania najkrótszych przewodów parowych i elektrycznych.

Przy wysokiem napięciu kadłuby maszyn uziemiać. Zabezpieczyć swobodny dostęp do wszystkich maszyn dla obsługi i zastosować ochronę kół zamachowych, pasa czy lin barjerkami.

Tablica rozdzielcza. W elektrowniach nisko-napięciowych do 250 V tablica powinna być w ten sposób zmontowana, aby był wolny dostęp do przewodów i aparatów z tyłu tablicy. Bezpieczniki, o ile się znajdują z przodu, powinny być umieszczone możliwie wysoko, rączki od wyłączników, regulatorów itp. należy umieszczać na wysokości wolnego chwytu, przyrządy pomiarowe winny być dobrze oświetlone i tak umieszczone, by je swobodnie można było odczytać. Na niskiem napięciu dla większych obciążeń ponad 300 amperów pożądane jest używanie wyłączników olejowych samoczynnych zamiast bezpieczników. Wielkie bezpieczniki powinny się znajdować za tablicą rozdzielczą.

W elektrowniach wysokiego napięcia aparaty i przyrządy do rozdziału prądu są umieszczone zwykle w oddzielnem pomieszczeniu (rozdzielni), na tablicy rozdzielczej znajdują się tylko aparaty kontrolujące i sygnalizujące, przyrządy pomiarowe, rączki od wyłączników, oporników itp.

Zamiast bezpieczników wysokiego napięcia używane są wyłączniki olejowe samoczynne zarówno na generatorach jak i na kablach zasilających. Elektrownia winna posiadać kilka układów szyn rozdzielczych, połączonych rozłącznikami sekcyjnemi, ażeby w razie potrzeby można było przełączać generatory i kable zasilające z jednego układu na drugi. Wszystkie przyrządy pomiarowe dla napięć ponad 500 woltów mają transformatory prądowe i napięciowe. Pomieszczenia przeznaczone na aparaty wysokiego napięcia powinny być przestronne.

Wszystkie aparaty, szyny i przewody pod napięciem umieszczamy i zabezpieczamy w ten sposób, aby mimowolne zetknięcie się z niemi przy kontroli i obsłudze przyrządów wysokiego napięcia było niemożliwe. Wszystkie metalowe części aparatów, nie prowadzące prądu, powinny być uziemione.

Taryfy. Taryfa ryczałtowa bez licznika. Według tej taryfy stosuje się opłata roczna lub też miesięczna od lampki i silnika.

Taryfę tę stosuje się najczęściej tam, gdzie energja elektryczna jest tanio wytwarzana, naprzykład w elektrowniach z turbinami wodnemi, przy kopalniach węgla, torfu itp.

Jako przykład takiej taryfy mogą służyć opłaty roczne od lampek i silników, zawarte w dwóch następujących tablicach.

Dla oświetlenia	Opłata roczna za 1 lampkę 16-świecową żarową
W mieszkaniach prywatnych	15 złotych
W hotelach, restauracjach dla lampek, palących się do 11. godziny	25 „
dla lampek, palących się do rana	30 „
W fabrykach, biurach, sklepach i warsztatach przy paleniu do 6. godz. wiecz.	12 „
„ „ „ 7. „ „	15 „
„ „ „ 8. „ „	16 „
„ „ „ 9. „ „	17 „
„ „ „ 10. „ „	18 „
„ „ „ rana	30 „

Taryfy licznikowe. Należność za energję elektryczną oblicza się na podstawie wskazań licznika. Zwykle przyjmuje się pewne podstawowe ceny za 1 kilowatogodzinę dla światła i dla siły, a udziela się rabatów, zależnie od liczby kilowatogodzin, zużytych przez abonenta, lub też od liczby godzin

Dla silników pracujących od 6. godz. rano do godz. 7. wieczorem przy mocy	Opłata roczna w złotych
1/8 KM	45
1/4 „	75
1/2 „	136
1 „	260
2 „	470
3 „	710
5 „	1150
10 „	2180
20 „	4250

działania odbiorników. Dla większych odbiorców prądu są oddzielne ceny za kilowatogodzinę często mniejsze od własnego kosztu, a to ze względu na korzystny wpływ wielkich odbiorców na pracę elektrowni. Pozatem stosowane są podwójne taryfy dla światła u niektórych odbiorców: jedna dla godzin wieczorowych, druga dla godzin dziennych i nocnych; liczniki podwójnej taryfy posiadają dwa mechanizmy liczbowe, z których jeden wskazuje kilowatogodziny, zużyte wieczorem, drugi zaś w dzień i w nocy. Podwójne taryfy są stosowane i dla siły. Przy taryfach licznikowych oprócz opłaty za zużytą energję elektryczną są opłaty stałe miesięczne lub roczne, zależne od mocy odbiorników prądu.

I. Przykład. Podstawowa cena dla światła 75 groszy za kilowatogodzinę, dla siły 35 groszy z następującemi rabatami, zależnemi od średniej ilości godzin działania odbiorników w ciągu roku:

dla 300 godzin w roku rabat stanowi 2½%
„ 400 „ „ „ „ „ 7½%
„ 500 „ „ „ „ „ 10%
„ 600 „ „ „ „ „ 13%
„ 700 „ „ „ „ „ 16%
„ 800 „ „ „ „ „ 19%
„ 900 „ „ „ „ „ 22%
„ 1000 „ „ „ „ „ 25%
„ 1500 „ „ „ „ „ 30%
„ 2000 „ „ „ „ „ 35%
„ 2500 „ „ „ „ „ 40%.

Stała opłata roczna stosownie do mocy odbiorników w kilowatach wynosi:

dla mocy:	mniej niż ½	kilowata	20.60 złotych
dla mocy:	½—1	kilowata	31.00 „
„ „	1—2½	„	37.30 „
„ „	2½—5	„	52.70 „
„ „	5—10	„	77.50 „
„ „	10—15	„	104.40 „
„ „	15—20	„	157.00 „
„ „	20—25	„	229.00 „
„ „	25—30	„	261.70 „

II. Przykład. Taryfy podwójne:

dla światła za pierwsze 400 godzin w roku . . . . . 75 groszy za 1 kilowatogodzinę
„ „ „ następne 400 „ „ „ . . . . . 45 „ „ 1 „
„ „ powyżej 800 „ „ „ . . . . . 30 „ „ 1 „

Dla siły za pierwsze 1000 godzin w roku w porze wieczornej 25 groszy za 1 kilowatogodzinę, za pozostałe godziny 20 groszy za 1 kilowatogodzinę, za pierwsze 1000 godzin w roku w dzień lub w nocy 20 groszy za 1 kilowatogodzinę, za pozostałe godziny 13 groszy za 1 kilowatogodzinę.

III. Przykład. Taryfa z rabatami zależnemi od zużycia i od czasu działania odbiorników:

Dla światła:

za pierwsze	0—500	kilowatogodzin	w roku . . .	87	groszy za 1 kilowatogodzinę
„ następne	500—1000	„	„ . . .	85	„ „ 1 „
„ „	1000—2000	„	„ . . .	82,5	„ „ 1 „
„ „	2000—3000	„	„ . . .	81	„ „ 1 „
„ „	3000—4000	„	„ . . .	79,5	„ „ 1 „
„ „	4000—6000	„	„ . . .	78	„ „ 1 „
„ „	6000—10000	„	„ . . .	76	„ „ 1 „
„ „	10000—15000	„	„ . . .	74,5	„ „ 1 „
„ „	15000—20000	„	„ . . .	72	„ „ 1 „
„ ponad	20000	„	„ . . .	70	„ „ 1 „

Pozatem odbiorca otrzymuje w końcu roku rabat p, który oblicza się w procentach ze wzoru:

$$p = \frac{\text{zużycie roczne w kilowatogodzinach}}{\text{moc lamp w kilowatach} \times 150}.$$

Dla siły:

za pierwsze	0—500	kilowatogodzin	w roku	. .	35	groszy za	1	kilowatogodzinę
„ następne	500—10000	„	„	. .	34	„ „	1	„
„ „	10000—20000	„	„	. .	32,5	„ „	1	„
„ „	20000—30000	„	„	. .	31,5	„ „	1	„
„ „	30000—40000	„	„	. .	30,5	„ „	1	„
„ „	40000—60000	„	„	. .	29,5	„ „	1	„
„ „	60000—100000	„	„	. .	28,5	„ „	1	„
„ „	100000—150000	„	„	. .	27,5	„ „	1	„
„ „	150000—200000	„	„	. .	26,5	„ „	1	„
„ ponad	200000	„	„	. .	25,5	„ „	1	„

Pozatem odbiorca otrzymuje w końcu roku rabat p, który obliczamy w % ze wzoru:

$$p = \frac{\text{zużycie roczne kilowatogodzin}}{\text{moc silników w kilowatach} \times 600}.$$

IV. Trakcja elektryczna.[1])

Wstęp. Do napędu tramwajów i kolei elektrycznych używany bywa prąd trojakiego rodzaju, stały, zmienny trójfazowy i zmienny jednofazowy.

Prąd stały, stosowany był początkowo tylko do tramwajów i mniejszych kolei dojazdowych. Obecnie, wraz z ulepszeniem motorów i zwiększeniem napięcia jego, zastosowanie rozszerza się coraz bardziej i na koleje główne.

Prąd zmienny trójfazowy stosowany do napędu kolei głównych, kiedy jeszcze prąd jednofazowy nie mógł być w tej dziedzinie zastosowany, rozpowszechnił się prawie wyłącznie we Włoszech: w innych krajach bywa stosowany tylko wyjątkowo dla kolei górskich. Prąd zmienny jednofazowy zastosowany został do kolejnictwa dopiero przy wprowadzeniu kolektorowych motorów prądu zmiennego i jest głównie rozpowszechniony w Niemczech, Szwajcarji, Austrji, Norwegji i Szwecji.

Lokomotywy i wagony motorowe dla prądu stałego odznaczają się wielką prostotą konstrukcji, utrzymanie ich jest łatwe i mało kosztowne, regulowanie prędkości również łatwe i dobre, koszt mniejszy niż lokomotyw i wagonów dla prądu zmiennego. Natomiast sieć wymaga większych przekrojów miedzi, jest więc kosztowniejszą. Dla kolei głównych nie można prądu stałego wytwarzać bezpośrednio w elektrowniach, lecz należy go przetwarzać z prądu trójfazowego przy pomocy przetwornic lub prostowników rtęciowych w specjalnych podstacjach.

Prąd zmienny wymaga mniejszych przekrojów miedzi, a także mniejszej ilości punktów zasilających i podstacyj; lokomotywy i wagony motorowe nie ustępują lokomotywom i wagonom dla prądu stałego, jednak zwłaszcza wagony motorowe są cięższe i kosztowniejsze.

Dla tramwajów i kolejek dojazdowych nadaje się najlepiej prąd stały i bywa tam powszechnie stosowany: dla kolei głównych nadaje się tak prąd stały o wysokiem napięciu jak i zmienny jednofazowy i oba bywają stosowane. Wybór jednego z nich zależy każdorazowo od warunków miejscowych i nie daje się ogólnie zgóry określić.

Zużycie pracy, moc motorów, moc elektrowni. Moc, jaką należy doprowadzić do pociągu poruszającego się z jednostajną prędkością na szlaku prostym i poziomym, wynosi:

$$p = \frac{W \cdot r \cdot 9{,}81 \cdot v}{\eta} \text{ watów};$$

[1]) Patrz również „Podr. inż.“, tom rozdział „Koleje nadrożne i tramwaje“, str. 282.

praca zaś zużyta na przebycie drogi l metrów:

$$A = \frac{W \,.\, l \,.\, r \,.\, 9{,}81}{3600 \,.\, \eta} \text{ watogodzin.}$$

W — waga pociągu w tonnach,
r — spółczynnik oporu trakcji w kilogramach na tonnę,
v — prędkość w metrach na sekundę,
η — spółczynnik sprawności motorów.

Spółczynnik oporu trakcji r przy małych prędkościach prawie nie zależy od prędkości przy dużych prędkościach wzrasta szybko i składa się z dwu części, właściwego oporu trakcji r i oporu powietrza Z, niezależnego od wagi, a tylko od poprzecznego przekroju wagonu.

Przy małych prędkościach, a zatem np. dla tramwajów, zwykle opór trakcji i opór powietrza łączymy we wspólny wyraz i uważamy za stały; przy prędkościach wielkich dla obliczenia oporu trakcji stosowane bywają liczne wzory empiryczne, jak np. wzór Franka:

$$r = 2{,}5 + \left(0{,}00592 \frac{S}{W} + 0{,}000142\right) v^2, \text{ dla lokomotywy}$$

względnie czołowego wagonu, i

$$r = 2{,}5 + 0{,}0142 \left(\frac{v}{10}\right)^2 + 0{,}54 \,(2 + n \,.\, q) \left(\frac{v}{10}\right)^2, \text{ dla pociągu.}$$

S — przekrój poprzeczny lokomotywy w m^2,
v — prędkość w kilometrach na godzinę,
n — liczba wagonów,
q — spółczynnik zależny od rodzaju wagonu, 0,56 dla wagonów osobowych i towarowych, 0,32 dla wagonów otwartych naładowanych, 1,62 dla wagonów próżnych.

Przy stosowaniu wzorów empirycznych dla obliczenia oporu trakcji pamiętać należy, że dają one dobre wyniki tylko dla warunków, w jakich były zestawione, nie można więc stosować np. wzorów Amerykańskich dla kolei europejskich i naodwrót.

Na wzniesieniach zwiększa się spółczynnik oporu trakcji o tyle kilogramów, ile wyniesie wzniesienie w tysiącznych, na spadkach o tyleż zmniejsza się.

Należy unikać większych spadków ponad 70% wobec oczywistego niebezpieczeństwa wskutek zmienności spółczynnika przyczepności kół do szyn w zależności od pogody. Spółczynnik ten $^1/_6$ do $^1/_7$ spada przy gołoledzi do $^1/_{10}$.

Łuki zwiększają opór trakcji. Do obliczenia tego zwiększenia znane są liczne wzory empiryczne, np. wzór Röckla:

$$r_k = \frac{625}{R - 45}; \qquad R = \text{promień łuku w metrach.}$$

Dla łuków o małych promieniach, jakie stosowane bywają przy tramwajach, wzory te dają zupełnie mylne wyniki, zwykle więc uwzględnia się ich wpływ, zwiększając spółczynnik oporu trakcji r o 1—2 *kg*.

Aby pociągowi nadać pewną prędkość, należy zużyć pewną ilość dodatkowej energji.

Oznaczywszy przez p przyspieszenie, czyli ilość metrów na sekundę, o jaką w sekundę zwiększy się prędkość pociągu i założywszy jednostajne przyspieszenie, mamy:

$$p = \frac{v}{t}.$$

v-prędkość w metrach na sekundę, t — czas w sekundach.

Siła, jaka musi działać na pociąg, aby mu nadać przyspieszenie p, wynosi

$$\frac{p}{g} \text{ — na jednostkę wagi.}$$

g — przyspieszenie siły ciężkości — 9,81.
Moc wyniesie przytem:

$$\frac{1}{2}\frac{p^2 . t}{g},$$

a praca:

$$\frac{1}{2}\frac{p^2 . t^2}{g}.$$

Wagę należy przytem zwiększyć skutkiem wpływu mas rotacyjnych mnożąc przez spółczynnik, wynoszący dla wagonów motorowych 1,15—1,2, dla wagonów doczepnych 1,05—1,10, a dla lokomotyw do 1,35.

Pracę zużytą na przebycie tam i zpowrotem pewnej odległości L metrów, złożonej z odcinków l_1, l_2, l_3 itd. ... o wzniesieniach i_1, i_2, i_3 itd. ...., obliczyć można przy pomocy uproszczonego wzoru:

$$A = W . \left[\Sigma_{i \leq i'} l . i' + \Sigma_{i > i'} l (i - i') + 1{,}2 \frac{n . v^2}{2g} \right].$$

A — praca w kilogramometrach.
i' — wzniesienie w tysiącznych równe przyjętemu spółczynnikowi trakcji, np. 12.
i — wzniesienie w tysiącznych większe od i' względnie r.
n — ilość zatrzymań.
v — prędkość w metrach na sekundę, przy której następuje hamowanie.
W — waga pociągu w tonnach.

Jeżeli na danej linji niema wzniesień większych jak przyjęty opór trakcji, np. ponad 12, to wyraz drugi staje się — 0 i wzór wtedy jest prostszy:

$$A = W \left(2 L . r + 1{,}2 \frac{n . v^2}{2g} \right) kgm.$$

Wzory te dają dla tramwajów zupełnie wystarczająco dokładne wyniki. Tak obliczoną pracę należy oczywiście zwiększyć o straty w motorach, czyli podzielić przez średnią sprawność motorów, zwykle uwzględniając straty w opornikach przy ruszaniu. Sprawność ta średnio wynosi 0,65—0,75.[1])

Na kolejach dojazdowych liczyć można w zależności od warunków 30—60 watogodzin.

Na kolejach głównych dla pociągów osobowych 25—40 watogodzin, towarowych 20—30 watogodzin na tonno kilometr.

Moc silników jest ograniczona głównie ogrzewaniem się oraz komutacją na szczotkach.

Nagrzewanie się motorów szeregowych prądu stałego można uważać za proporcjonalne w przybliżeniu do kwadratu prądu i czasu pracy.

Każdy motor może znosić bez zbytniego ogrzewania się, tem większe obciążenie, im ono krócej trwa.

Moc, jaką może motor oddawać bez nadmiernego ogrzewania się przez czas nieograniczony, nazywamy mocą stałą lub ciągłą motoru, a moc, jaką może oddawać w ciągu godziny, mocą godzinną.

Motory winny wytrzymywać bez szkody chwilowe przeciążenia równe dwukrotnej mocy godzinnej.

[1]) Patrz również rozdział „Koleje nadrożne i tramwaje" VI. Opis trakcji i zużycie pracy i VII. Urządzenia elektryczne, str. 294—295.

Stosunek mocy stałej-ciągłej do mocy godzinnej dla motorów hermetycznie zamkniętych wynosi 0,3—0,4, a dla motorów przewietrzanych 0,65—0,75.

Obciążenie motorów jest bardzo zmienne: największe w chwili ruszania i zależy wtedy od przyspieszenia.

Przy gęstych przystankach zużycie energji jest tem mniejsze, im większe jest przyśpieszenie: należy więc je obierać jak największe, około 0,6—0,7 metrów na sekundę do kwadratu, o ile na to pozwala waga napędna.

Doświadczenie wykazuje w normalnych warunkach, że przy tramwajach moc godzinna motorów powinna być równą lub nieco mniejszą od mocy, odpowiadającej momentowi obrotu w chwili ruszania.

Dla dokładniejszego jednak wyznaczenia mocy motorów niezbędne jest obliczenie średniego kwadratu prądów, zwanego prądem zastępczym.

Prąd ciągłej mocy motoru winien być równy prądowi zastępczemu.

Przy rzadszych przystankach, a zatem na kolejkach dojazdowych i kolejach głównych można przeciążać motory w chwili ruszenia do dwukrotnej mocy godzinnej.

Miarodajnem dla mocy może się wtedy stać maksymalne wzniesienie.

Napięcie i częstotliwość prądu, rodzaj motorów, regulowanie prędkości. Przy prądzie stałym stosowanem bywa dla tramwajów miejskich normalne napięcie 550—650 wolt, dla kolejek dojazdowych 1000 do 1500 woltów, dla kolei głównych do 3000 woltów.

Przy prądzie zmiennym jednofazowym napięcie robocze wynosi do 16000 woltów i bywa transformowane w lokomotywach na napięcie niższe 300—600 woltów.

Częstotliwość prądu musi być małą, gdyż tylko wtedy dobrze pracują motory trakcyjne i wynosi zwykle w Europie 15—17, w Ameryce 25, co jest jednak już niekorzystne.

Motory przy prądzie stałym stosowane bywają wyłącznie szeregowe, przy zmiennym, kolektorowe przeważnie bezpośrednio zasilane, szeregowe, rzadziej repulsyjne. Regulowanie prędkości odbywa się przy prądzie stałym przez włączenie oporów oraz, o ile na wagonie jest więcej motorów, przez przełączenie ich w szereg i równolegle, wreszcie przez bocznikowanie, czyli osłabianie pola magnetycznego, włączeniem oporu równoległego do uzwojeń pola magnetycznego. Przy prądzie zmiennym jednofazowym prędkość reguluje się przez zmianę napięcia doprowadzonego do motorów.

Doprowadzenie prądu do pociągów. Dla doprowadzenia prądu do pociągów służy sieć przewodów, która może być napowietrzną lub podziemną.

Przy sieci napowietrznej rozróżniamy sieć górną i tak zwaną trzecią szynę.

Sieć górna składa się z drutu ślizgowego, ciągnionego z twardej miedzi lub bronzu, zawieszonego na drutach poprzecznych lub wysięgach przytwierdzonych do słupów czy haków umocowanych na ścianach budynków. Zbieracz prądu, krążek lub ślizgacz przytwierdzony do wagonu względnie lokomotywy przyciska się z dołu do drutu ślizgowego i przeprowadza prąd do wagonu względnie lokomotywy.

W zależności od tego, czy do zbierania prądu służy krążek, czy ślizgacz na pałąku, rozróżniamy sieć dla krążka i pałąka. Pierwsza wymaga więcej punktów zawieszenia na łukach i jest bardziej skomplikowaną jak druga. Odległość punktów zawieszenia na linji prostej 30—35 *m*, na łukach tem mniej, im ostrzejszy jest łuk. Przekrój drutu roboczego dla tramwajów zwykle wynosi 50—80 mm^2.

Druty poprzeczne są stosowane stalowe, średnicy 5—7 *mm*. Izolacja zawsze podwójna, jedna pomiędzy drutami ślizgowemi a poprzecznym, do czego służą izolacyjne wieszaki, a druga pomiędzy drutem poprzecznym a punktem zawieszenia na słupie, czy na haku. Używają się tu izolatory kulkowe lub sprzączkowe. Jako drugi przewód, zwykle powrotnym zwany,

służą szyny, które należy w tym celu na złączach łączyć ze sobą elektrycznie przy pomocy łączników, składających się przeważnie z krótkich drutów miedzianych, wbitych w odpowiednie otwory wywiercone w szynach.

Zamiast sieci napowietrznej stosujemy czasami trzecią szynę, jest to szyna żelazna ułożona obok torów w nieznacznej wysokości 500—700 *mm* nad ziemią, na odpowiednich izolatorach i słupach.

Po tej szynie ślizga się łyżwowy zbieracz prądu, dotykający szyny z góry lub z dołu.

Systemów sieci podziemnej rozróżniamy dwa, a mianowicie sieć kanałową i sieć guzikową.

Przy sieci kanałowej pod torami, między szynami lub pod jedną z nich jest zbudowany kanał, w którym umocowuje się na izolatorach przewodnik, zwykle szyna. Kanał ma u góry wąską szczelinę, przez którą wchodzi zbieracz prądu, przylegający do przewodnika. Znane są liczne bardzo odmiany tego systemu.

System guzikowy polega na tem, że między torami ustawione są w odstępach mniejszych jak długość wagonu, guziki żelazne, wystające nieco ponad bruk, po guzikach ślizga się umieszczony pod wagonem łyżwowy zbieracz prądu tak, że jest on zawsze w zetknięciu conajmniej z jednym guzikiem.

Guziki łączą się z kablem podziemnym doprowadzającym prąd do guzików tylko wtedy, kiedy one są pod wagonem. Po przejściu wagonu prąd od guzików odłącza się. System ten w bardzo licznych odmianach był dawniej w wielu miastach próbowany, obecnie jednak został wszędzie zarzucony.

System kanałowy za wyjątkiem Paryża, Wiednia i Budapesztu jest w Europie rzadko tylko stosowany, natomiast w Ameryce dość rozpowszechniony. W porównaniu z siecią górną jest on wielokrotnie droższy i trudniejszy do utrzymania.

Trzecia szyna stosowaną bywa dla kolei podziemnych i górnych, oraz w Ameryce niekiedy dla kolei głównych. Dla tramwajów i kolejek dojazdowych, a również kolei głównych stosuje się sieć górna.

Przy większych prędkościach stosowane bywa zawieszenie łańcuchowe, polegające na tem, że drut roboczy zawieszony jest na linie nośnej; wtedy odległość między słupami dochodzi do 100 *m*.

Sieć cała podzielona bywa na poszczególne dzielnice, normalnie izolowane od siebie i zasilane przez oddzielne przewody, które są ułożone nad ziemią lub jako kable podziemne; do izolowania od siebie dzielnic, służą specjalne izolatory sekcyjne wstawione w drut ślizgowy. W razie potrzeby dzielnice mogą być ze sobą łączone, do czego służą specjalne wyłączniki. Każda dzielnica dzieli się przy pomocy izolatorów sekcyjnych na sekcje, normalnie ze sobą połączone, które mogą być w razie uszkodzeń sieci odizolowane.

Długość poszczególnych sekcyj wynosi zwykle: przy tramwajach 500—600 *m* na kolejach 600—1200 *m* a na głównych kolejach nawet 1500—2500 *m*.

Maksymalny spadek napięcia w sieci nie powinien przekraczać 18—20%, gdyż większe spadki zmniejszają już zbytnio prędkość pociągów. Średnia strata mocy i energji jest od maksymalnej straty napięcia mniejszą; stosunek jest inny dla każdego urządzenia i tem mniejszy, im rzadszym jest ruch.

Spadek napięcia w szynach jest ograniczony względami na prądy odgałęziające się od szyn do ziemi i pobliskich przewodów żelaznych (np. wodociągi, przewody gazowe itp.). Prądy te, zwane prądami błądzącemi, powodują wobec obecności kwasów w ziemi, zjawiska elektrolityczne i prowadzić mogą do przegryzania przewodów rurowych. Uszkodzenia te występują tylko tam, gdzie prądy błądzące opuszczają przewody rurowe i powracają do szyn, a zatem w pobliżu elektrowni i punktów przyłączenia przewodów

powrotnych. Prądy błądzące mogą być tem większe, im gorsze jest przewodnictwo szyn, a więc im większa w nich strata napięcia i mniejszy opór przejściowy między szynami a rurami.

Niemieckie przepisy bezpieczeństwa wymagają, aby różnica potencjałów między dowolnemi punktami szyn sieci rozgałęzionej w obrębie rozgałęzionej sieci rurowej nie przekraczały 2,5 wolta: dla linij odbiegających spadek napięcia może osięgać 1 wolt na kilometr. Jeżeli szyny nie wystarczają, aby utrzymać spadek napięcia w tych granicach, należy stosować przewody powrotne izolowane. Strata napięcia w tych przewodach musi być dla wszystkich przewodów równą.

Przy bardzo rozległych instalacjach, oraz długich kolejach, stosowane bywają podstacje; prąd wytworzony w elektrowni jako prąd trójfazowy o wysokiem napięciu doprowadzany bywa do odpowiednio umieszczonych podstacyj i tam przetwarzany przy pomocy odpowiednich maszyn na prąd stały, względnie zmienny jednofazowy o małej częstotliwości.

V. Telegrafja.[1])

Aparat telegraficzny Morse. Telegrafowanie odbywa się zapomocą umówionego alfabetu, przyczem każda litera lub znak składają się z kombinacji długich i krótkich sygnałów. Aparatem nadawczym jest klucz Morse zapomocą, którego źródło prądu stałego łączymy z linją telegraficzną na dłuższe lub krótsze okresy czasu, w zależności od wysyłanego sygnału. Na długi sygnał trzeba około 0,3 sekundy, na krótki 0,1 sekundy, na przerwy między sygnałami 0,1 sekundy, na przerwy między oddzielnemi grupami sygnałów, to jest między literami lub znakami 0,3 sekundy. Aparatem odbiorczym jest układ, składający się z elektromagnesu, aparatu piszącego na taśmie sygnały, przyjmowane przez elektromagnes i mechanizmu zegarowego, przesuwającego z jednostajną szybkością taśmę papierową. Opór obu cewek elektromagnesu 600 omów, czułość 3 miliampery, szybkość przesuwania taśmy 26 milimetrów na sekundę, jedno nakręcenie sprężyny aparatu przeciągającego taśmę wystarcza na 20 minut. Aparat może być włączony w układ dla prądu roboczego lub ciągłego w układzie dla jednoczesnego przesyłania jednej depeszy (simplex Morse). Łącząc aparat w układ mostu Wheatstonea lub różnicowy, otrzymamy możność posyłania jednocześnie dwóch depesz po jednym drucie w przeciwnych kierunkach (duplex Morse). Stosując neutralne i polaryzowane przekaźniki (relais) i prądy różnokierunkowe mamy możność przesyłania jednocześnie dwóch depesz po jednym drucie w tym samym kierunku (diplex Morse); kombinując duplex i diplex można po jednym drucie przesyłać jednocześnie po dwie depesze w różnych kierunkach (quadruplex Morse).

Aparat telegraficzny Wheatstone'a. Elektryczne, magnetyczne i mechaniczne własności linji i aparatów telegraficznych pozwalają na znacznie szybsze przesyłanie sygnałów, niż to jest w stanie uczynić telegrafista ręcznie poruszający klucz Morsea.

W aparatach Wheatstone'a mamy mechaniczne nadawanie zapomocą dziurkowanej taśmy papierowej, w której kombinacja otworów odpowiada długim i krótkim sygnałom i przerwom alfabetu Morse. Taśmy mogą być zawczasu przez kilka osób przygotowane i potem przepuszczone przez aparat nadawczy, wysyłający różnokierunkowe prądy w linję. Aparat odbiorczy różni się od aparatu Morse zastosowaniem polaryzowanego elektromagnesu, pracującego od prądów różnokierunkowych; szybkość pracy jest około dziesięcin razy większą, niż w aparacie Morse. Dla znacznych odległości stosowany jest sposób automatycznego przetelegrafowania na następny odcinek — translacja. Aparaty są często stosowane w układzie duplex z translacją.

[1]) Telefonja patrz dział „Instalacje".

Aparat Creeda. Depesze, nadawane przez aparat Wheatstone'a, są przyjmowane bądź przez normalny aparat Morse w postaci kresek i kropek bądź też przez aparat Creeda w postaci liter drukowanych.

Aparat Creeda, służący do automatycznego odbierania tych depesz, składa się z przekaźnika linjowego, odbiornika i deszyfratora.

Odbiornik otrzymuje impulsy od przekaźnika linjowego i utrwala je na taśmie takiej samej, jak taśma nadawczego aparatu Wheatstone'a. Otrzymaną taśmę przepuszcza się przez deszyfrator, który deszyfruje układy otworów na taśmie i przekształca je na litery. Szybkość odbioru jest dostosowana do szybkości nadawania aparatu Wheatstone'a. Zarówno odbiornik, jak i deszyfrator, są napędzane elektrycznie.

Dla kontroli depesze przyjmuje jednocześnie t. zw. „undulator", kreślący na taśmie ciągłą falistą linję, odchylaną to w jedną, to w drugą stronę.

Aparat Hughes'a. Telegrafowanie odbywa się drukowaniem liter i znaków na taśmie odbiorczej. Dla pracy aparatu konieczny jest zupełnie synchroniczny bieg kółek w aparatach nadawczym i odbiorczym. Impuls prądu w ściśle określonej chwili, odpowiadającej danej literze w aparacie odbiorczym, drukuje na taśmie papierowej literę zapomocą koła z nacięte mi literami.

Aparat nadawczy, stanowiący jedną całość z aparatem odbiorczym, składa się z klawiszów, po jednym dla każdej litery i znaku, ślizgacza i przyrządu kontaktowego dla nadawania impulsów prądu. Ślizgacz wiruje synchronicznie z odbiorczem kółkiem drukującem.

Aparat nadawczy przy nadawaniu również drukuje odsyłaną depeszę. Aparat odbiorczy składa się z polaryzowanego elektromagnesu (opór 1200 omów), który pod wpływem przychodzącego impulsu prądu wprowadza w ruch drukującą oś, przyciskając do kółka drukarskiego taśmę. Sprawność aparatu wynosi 250 znaków na minutę.

Aparat telegraficzny Baudot budowany bywa, jako dwu-, trzy-, cztero- i sześciokrotny. Litery i znaki są drukowane na taśmie. Każda litera lub znak wymagają pięciu impulsów prądu. Kombinacja dodatnich i ujemnych prądów daje różne znaki i litery.

Synchronicznie wirujące szczotki łączą kontakty tarcz rozdzielczych, zapomoca których oddzielne impulsy prądu przyjmowane są przez przekaźniki (relais), które w lokalnym obwodzie posyłają prąd do elektromagnesów, działających na tak zwany kombinator. Różne kombinacje impulsów prądu sprawiają, że wybieracze spotykając w kombinatorze odpowiednią figurę wgłębień, uruchomiają aparat drukujący.

Aparat dwukrotny może po jednym drucie przesyłać dwie depesze w jedną, albo po jednej depeszy w różne strony; analogicznie czterokrotny może nadawać jedną, dwie, trzy albo cztery w jedną stronę, przyjmując jednocześnie dopełnienie do czterech, to jest trzy, dwie, jedną albo żadnej z drugiej stacji.

Sprawność dwukrotnego aparatu Baudot wynosi około 300 znaków lub liter na minutę, czterokrotnego 600 znaków na minutę. Dla podtrzymania synchronizmu, jeden z aparatów nadaje, drugi przyjmuje prądy na korekcyjny elektromagnes, działający na mechaniczne połączenia między osią napędną i osią szczotek wirujących. Takim sposobem utrzymuje się synchroniczny ruch szczotek drugiego aparatu.

Aparat telegraficzny Siemensa. Aparat ten pracuje zwykle w układzie duplex. Każda litera lub znak wymagają pięciu impulsów prądu; impulsy te wysyła aparat nadawczy w zależności od otworów na taśmie, przesuwającej się przez aparat i przygotowywanej uprzednio. Taśmy te dziurkowane są na specjalnych maszynach, posiadających klawjaturę, analogiczną do klawjatury maszyny do pisania. Każdej literze odpowiada pewien układ otworów, dziurkowanych w jednym rzędzie wpoprzek taśmy; największa ilość otworów w rzędzie wynosi pięć.

Aparat odbiorczy, niezależny zupełnie od nadawczego tejże stacji, składa się: z taśmy deszyfrującej z wycinkami, które dotykane są przez układ wirujących szczotek, kółka drukującego, silnika, synchronizującego bieg aparatu odbiorczego z nadawczym drugiej stacji, i dwóch układów przekaźników polaryzowanych po pięć w każdym. Zależnie od położenia szczotek, impulsy z linji przyjmowane są kolejno przez przekaźniki jednego układu, podczas gdy drugi układ deszyfruje uprzednio otrzymany znak. Deszyfrowanie polega na przepływie impulsu prądu, rozładowującego specjalny kondensator, przez elektromagnes urządzenia drukującego w tym momencie, gdy nad taśmą papierową znajduje się odpowiednia litera wirującego koła drukującego.

Przekaźniki polaryzowane otrzymują prąd z linji w ciągu czasu bardzo krótkiego, bo wynoszącego około $^1/_{1000}$ sekundy; czas ten stanowi cząstkę czasu przepływu przez linję odpowiedniego impulsu prądu; reszta tego prądu oddziaływa na przekaźnik uruchamiający silnik synchronizujący.

Zarówno aparat nadawczy, jak i odbiorczy, są napędzane elektrycznie. Również i maszyna dziurkująca pracuje przy pomocy elektromagnesu: klawisze służą tu do przełączania prądu i sterowania sztyftami dziurkującemi.

Sprawność aparatu Siemensa wynosi od 300 do 1000 liter na minutę, zależnie od stanu linji telegraficznej.

VI. Radjotelegraf i radjotelefon.

1. Zasada działania. Działanie radjotelegrafu i radjotelefonu czyli telegrafu i telefonu bez drutu polega na wzniecaniu fal elektromagnetycznych na stacji nadawczej i przesyłaniu ich do stacji odbiorczej.

2. Prądy szybkozmienne. Fale elektromagnetyczne są wytwarzane przy pomocy szybkozmiennego prądu elektrycznego, wzniecanego w sieci drutów, zwanej anteną nadawczą, rozpiętej na znaczną wysokość. Częstotliwość tych prądów wynosi od dziesiątków tysięcy do miljonów na sekundę.

Do wzniecania prądów szybkozmiennych (inaczej drgań elektrycznych) początkowo stosowano wyładowania iskrowe, skąd powstała nazwa „telegraf iskrowy".

Dziś prądy szybkozmienne są wzniecane prawie wyłącznie innemi sposobami. Największe rozpowszechnienie uzyskały maszyny wysokiej częstotliwości oraz lampy katodowe, wytwarzające bezpośrednio prąd szybkozmienny o charakterze ciągłym, podczas gdy iskra daje poszczególne impulsy szybko niknącego.

3. Stacja nadawcza. Zasadniczy układ stacji radjowych przedstawia fig. 285. Generator A wytwarza prąd szybkozmienny. Z chwilą przyciśnięcia klucza nadawczego K drgania elektryczne, zachodzące w obwodzie generatora zapomocą dwóch cewek indukcyjnie sprzężonych S, zostają przeniesione do obwodu anteny, wysyłającej fale elektromagnetyczne, biegnące z szybkością światła (300 000 km na sekundę). Długość fali od kilku do kilkunastu tysięcy metrów. Moc generatorów od kilkudziesięciu watów do kilkuset kilowatów.

Promieniowanie anteny jest najsilniejsze — gdy antena znajduje się w rezonansie ze zmiennością prądu generatora.

4. Stacja odbiorcza. W antenie stacji odbiorczej (fig. 285) pod wpływem nadchodzących ze stacji nadawczej fal powstają słabe drgania elektryczne; będą one najsilniejsze, gdy antena odbiorcza będzie dostrojona do rezonansu względem fal stacji nadawczej; strojenie odbywa się przez regulowanie samoindukcji L i pojemności C w antenie odbiorczej.

Drgania elektryczne anteny są przenoszone zapomocą indukcyjnie sprzężonych cewek S do obwodu detektorowego, zawierającego detektor D i telefon odbiorczy T. Rola detektora polega na prostowaniu drgań,

które są tak częste, że telefon nie jest w stanie reagować na nie bezpo
średnio. Przy odbieraniu drgań ciągłych niezanikających — stosowani
detektora do ich ujawniania nie jest wystarczające, to też potrzebne są t
inne dodatkowe przyrządy i sposoby, wywołujące okresowe zmiany w nate
żeniu prądu.

5. Metoda słuchowa odbioru. Prądy zmienne anteny odbiorczej po wyprostowaniu ich przez detektor wywołują w telefonie dźwięki długie lub krótkie, zależnie od tego, czy ciągi fal zostały spowodowane przez długie lub krótkie przyciśnięcia klucza stacji nadawczej, na stacji nadawczej prądy szybko zmienne muszą być zmodulowane impulsami o częstotliwości akustycznej.

6. Aparaty piszące. Prądy zmienne anteny wywołują w aparaturze odbiorczej jednokierunkowe prądy długotrwałe i krótkotrwałe, które dają w aparatach piszących znaki według alfabetu Morse'go. Przy szybkiem nadawaniu maszynowem jest możliwy tylko odbiór na aparatach piszących.

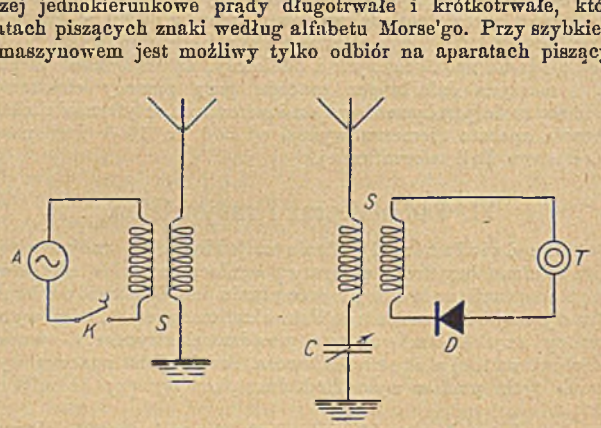


Fig. 285.

7. Telefon bez drutu. W nadawczych stacjach telefonu bez drutu są stosowane jedynie drgania ciągłe; mikrofon załącza się w zasadzie w miejscu klucza (fig. 285), który jest wtedy zbyteczny.

Stacja odbiorcza zasadniczo się nie różni od zwykłej detektorowej stacji odbiorczej, schematycznie przedstawionej na fig. 285.

8. Przesyłanie obrazów. W radjokomunikacji współczesnej zaczyna wchodzić w życie przenoszenie obrazów na odległość, czy to zapomocą właściwości promienia świetlnego, lub wprost zapomocą sztyfcika kreślącego linje przerywane. W obu urządzeniach na stacjach: nadawczej i odbiorczej obracają się synchronicznie walce.

Na stacji nadawczej nawinięty jest na walcu obraz nadawany, a na odbiorczej papier lub błona światłoczuła, na której powstaje obraz odbierany. Światłe i ciemne miejsca na obrazie nadawanym zmieniają odpowiednio amplitudę fal elektromagnetycznych. (Patrz szczegóły, G. Fuchs, Die Bildtelegraphie).

9. Lampy katodowe. W radjotechnice współczesnej pierwszorzędną rolę odgrywają t. zw. trójelektrodowe lampy katodowe, które są stosowane jako:

1. amplifikatory, do wzmacniania słabych prądów na stacjach odbiorczych;
2. detektory — do prostowania prądów zmiennych stacji odbiorczej;
3. generatory drgań ciągłych do zasilania stacyj nadawczych.

10. Anteny i maszty. Na wielkich stacjach radjotelegraficznych budowa anten i masztów, na których spoczywają anteny, należy częstokroć

do poważnych i odpowiedzialnych zagadnień. Wysokość masztów dosięga niekiedy dwustukilkudziesięciu metrów. Przeważnie stanowią one konstrukcje żelazne, utrzymywane w pozycji pionowej przy pomocy odciągaczy z lin stalowych. Maszty tego rodzaju są izolowane od ziemi, co ogromnie utrudnia ich budowę. Są też stosowane maszty wieżowe nie wymagające odciągaczy. Na stacjach mniejszej mocy spotykamy też często maszty drewniane zamiast żelaznych. Koszt budowy masztów wzrasta proporcjonalnie do trzeciej potęgi ich wysokości.

Anteny odbiorników radjofonicznych umieszczone na dachach powinny znajdować się przynajmniej na wysokości 1 *m* od dachu, a jeżeli dach jest metalowy to na wysokości 3 *m*.

11. Anteny ramowe. W dzisiejszem stadjum rozwoju radjotechniki antena napowietrzna, w zwykłem znaczeniu tego wyrazu, jest niezbędną częścią jedynie na stacjach nadawczych, stacje odbiorcze natomiast mogą posiadać t. zw. antenę ramową, stanowiącą cewkę z kilkudziesięciu zwojów drutu, o wymiarach małych, dającą się łatwo przenosić i ustawiać w lokalach zamkniętych. Zastosowanie tego typu stacyj odbiorczych, zwłaszcza w służbie prasowej i wywiadowczej jest już dziś znaczne.

VII. Telegrafja i telefonja przewodowa prądami szybkozmiennemi.

Stosowane są jeszcze sposoby telefonicznej i telegraficznej komunikacji elektrycznej przy pomocy prądów szybkozmiennych, wzniecanych w linjach elektrycznych wszelkiego rodzaju, zupełnie niezależnie od właściwego przeznaczenia tych linij. Tak więc do takiej komunikacji mogą być wyzyskane napowietrzne przewody tramwajowe, linje zwykłych telegrafów, linje dalekonośne wysokiego napięcia itd. Metody wzniecania prądów szybkozmiennych są tu zupełnie takie same, jak w radjokomunikacji, wobec zaś tego, że niezbędna moc prądów ogranicza się w danym wypadku przeważnie do kilku watów, a nawet 0,1 wata, najodpowiedniejszem źródłem prądów szybkozmiennych jest lampa katodowa.

Nadawczy aparat lampowy sprzęga się indukcyjnie z linją, z którą też indukcyjnie sprzęga się aparat odbiorczy, zaopatrzony w dostatecznie silne amplifikatory; aparat odbiorczy reaguje jedynie na prądy szybkozmienne linij o takiej częstotliwości, na jaką jest nastrojony; umożliwia to jednocześnie prowadzenie rozmów po danej linji przez kilkanaście par aparatów zupełnie niezależnych, stanowiąc znakomite rozwiązanie zagadnienia telegrafji i telefonji wielokrotnej. Stosowane tu aparaty nadawczo-odbiorcze są w obsłudze równie proste i pewne, jak zwykłe aparaty telefoniczne. Tego rodzaju komunikacja osiągnęła szczególnie duże zastosowanie w międzymiastowej komunikacji telefonicznej i w służbowej komunikacji między elektrowniami, a podstacjami transformatorowemi; w tym przypadku są użytkowane do komunikacji linje elektryczne wysokiego napięcia.

LITERATURA.

Drewnowski Kazimierz: Pomiary elektryczne. T. I. Pomiary wielkości elektrycznych, badania przyrządów, materjałów, izolacji, lamp i akumulatorów. Lwów, r. 1914, str. 215.

Drewnowski Kazimierz: Materjały i układy izolacyjne wysokiego napięcia. Warszawa, r. 1927, str. 164.

Stowarzyszenie Elektryków Polskich. Przepisy i Normy Elektrotechniczne.

Elektryk. Podręcznik kieszonkowy elektrotechniki prądu silnego pod redak. pr. M. Pożaryskiego 1933 r., str. 534. Wyd. J. Lisowska, Warszawa.

Gnoiński Ksawery: Elektrotechnika prądów słabych. Wydanie II. Warszawa.

Gnoiński Ksawery: Piorunochrony budynkowe. Wydanie II. Warszawa, r. 1925.

Groszkowski Janusz: Lampy katodowe oraz ich zastosowanie w radjotechnice. Warszawa, r. 1925.

Kalendarz elektrotechniczny pod redakcją prof. Stanisława Odrowąż-Wysockiego. Warszawa. Wydawnictwo Związku Firm Elektrotechnicznych.
Krąkowski Edward: Akumulatory. Warszawa, r. 1920, str. 92.
K. Krulisz: Zasady radjotechniki 1932—1933.
Kuźmicki Mieczysław. Gospodarka elektryczna w Polsce. Wydawnictwo Związku Elektrowni Polskich, r. 1926, str. 564.
W. Fiderkiewicz i W. Styś: Akumulatory elektryczne, 1934.
Odrowąż-Wysocki Stanisław: Podręcznik kieszonkowy elektrotechniki praktycznej z uwzględnieniem montażu, dozoru i obsługi. Wydanie III. uzupełnione. Warszawa, str. 295.
Odrowąż-Wysocki Stanisław: Obliczanie przewodów elektrycznych. Warszawa, str. 363.
Odrowąż-Wysocki Stanisław: Obliczanie słupów elektrycznych. Warszawa, r. 1927, str. 146.
Odrowąż-Wysocki Stanisław: Słownik elektrotechniczny polsko-czesko-rosyjsko-francusko-angielsko-niemiecki.
Odrowąż-Wysocki Stanisław: Przepisy techniczne na linje elektryczne prądu silnego z zapiskami, Warszawa 1932. Nakł. S. E. P.
Vladimir List: Gospodarka elektryczna w zakładach elektrycznych.
Podoski Roman: Tramwaje i koleje elektryczne. 2 tomy. Warszawa.
Pożaryski Mieczysław: Podstawy naukowe elektrotechniki. Wydanie II. Warszawa, r. 1927.
Pożaryski Mieczysław: Pomiary elektryczne w technice. Warszawa, r. 1928, str. 158.
Pożaryski Mieczysław: Przystępna elektrotechnika prądów silnych. Wyd. III. Warszawa, r. 1931, str. 447.
Statystyka zakładów elektrycznych w Polsce, r. 1925 oraz 1926 i 1927, 1929—1932. Wyd. Min. Rob. Publ.
Żerański Tadeusz: Słownik elektrotechniczny. Lwów—Warszawa, r. 1921, str. 118.
Janet P.: Leçon d'electrotechnique générale T. I, II i III. Paris Gauthier Villars.
Steinmetz-Charles Proteus: Theoretical elements of electrical engineering Mc Graw-Hill Book Comp. New Jork.
Benischke Gustaw: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Elektrotechnik. Verlag Julius Springer, Berlin.
Milan Vidmar: Vorlesungen über die wissenschaftlichen Grundlagen der Elektrotechnik. Verlag Julius Springer, Berlin.
Thomälen A.: Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Verlag Julius Springer, Berlin.
Deutscher Kalender für Elektrotechniker, begründet von F. Uppenborn, herausgegeben von Dr. Ing. G. Dettmar. Verlag K. Oldenburg, München—Berlin.
Strecker Karl: Hilfsbuch für die Elektrotechnik, Starkstrom- und Schwachstromausgabe. Verlag Julius Springer, Berlin.